



(19) 대한민국특허청(KR)
(12) 공개특허공보(A)

(11) 공개번호 10-2017-0128544
(43) 공개일자 2017년11월22일

- | | |
|--|--|
| <p>(51) 국제특허분류(Int. Cl.)
 <i>B60T 13/68</i> (2006.01) <i>B60T 13/74</i> (2006.01)
 <i>B60T 7/04</i> (2006.01) <i>B60T 8/32</i> (2006.01)
 <i>B60T 8/40</i> (2006.01)</p> <p>(52) CPC특허분류
 <i>B60T 13/686</i> (2013.01)
 <i>B60T 13/741</i> (2013.01)</p> <p>(21) 출원번호 10-2017-7029782</p> <p>(22) 출원일자(국제) 2015년12월30일
 심사청구일자 없음</p> <p>(85) 번역문제출일자 2017년10월16일</p> <p>(86) 국제출원번호 PCT/EP2015/081403</p> <p>(87) 국제공개번호 WO 2016/146224
 국제공개일자 2016년09월22일</p> <p>(30) 우선권주장
 20 2015 107 072.1 2015년03월16일 독일(DE)
 (뒷면에 계속)</p> | <p>(71) 출원인
 이페게이트 아게
 스위스 페피콘 츠레슈트라쎄 160아 (우:
 체하-8808)</p> <p>(72) 발명자
 라이버, 하인츠
 독일 71739 오버리크징엔 테오도르-하우쓰-슈트라쎄
 34
 라이버, 토마스
 독일 81675 뮌헨 키르헨슈트라쎄 86
 반 잔텐, 안톤
 독일 71254 디칭엔 발트슈트라쎄 15/2</p> <p>(74) 대리인
 특허법인 남앤드남</p> |
|--|--|

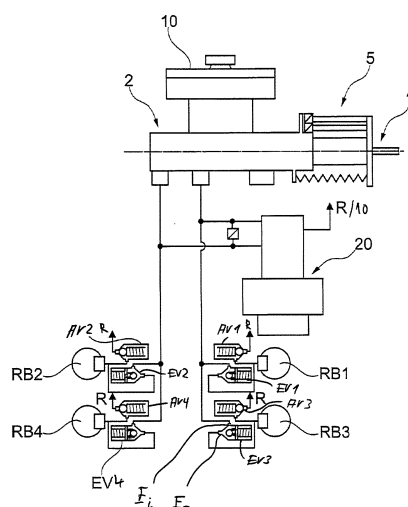
전체 청구항 수 : 총 24 항

(54) 발명의 명칭 브레이크 회로/휠 브레이크들과 흡기 밸브들의 특정 상호연결을 갖는 압력 축적 제어형 브레이크 시스템 및 압력 제어 방법

(57) 요약

본 발명은 동작 디바이스, 특히 차량 브레이크 시스템에 관한 것으로서, 이 동작 디바이스는, 제어 디바이스 및 제 1 피스톤 실린더 유닛(2) - 이들의 적어도 하나의 작동 챔버는 적어도 하나의 액츄에이터, 특히, 휠 브레이크(RB1, RB2, RB3, RB4)에 적어도 상시 개방 입구 밸브들 또는 스위칭 밸브들(EV)을 갖는 밸브 디바이스 및 적어도 하나의 유압 라인을 통해 연결됨 -, 및 적어도 하나의 유압 라인 또는 이에 연결된 액츄에이터 또는 휠 브레이크에 압력 매체를 공급하도록 개방 또는 폐쇄 루프에서 제어될 수 있는 압력 소스(20, DV)를 포함하고, 제어 디바이스는 입구 밸브들(EV)에 의해 용적 제어(ΔV) 및/또는 시간 제어(Δt)를 통해 압력 축적을 제어하고, 입구 밸브(EV)의 내부 또는 전기자 챔버(E_i)는 유압 라인을 통해 대응 브레이크 회로(BK)에 연결되고 그리고 밸브 시트 출구(E_a)는 유압 라인을 통해 대응 휠 브레이크(RB) 또는 액츄에이터에 연결된다.

대표도 - 도1a



(52) CPC특허분류

B60T 13/745 (2013.01)

B60T 7/042 (2013.01)

B60T 8/326 (2013.01)

B60T 8/4081 (2013.01)

B60T 8/4086 (2013.01)

B60Y 2400/81 (2013.01)

(30) 우선권주장

20 2015 107 075.6 2015년03월16일 독일(DE)

20 2015 107 079.9 2015년03월16일 독일(DE)

명세서

청구범위

청구항 1

특히, 차량 브레이크 시스템(vehicle brake system)용 동작 디바이스(operating device)로서,
제어 디바이스 및 제 1 피스톤 실린더 유닛(2) — 이들의 적어도 하나의 작동 챔버는 적어도 하나의 액츄에이터, 특히, 휠 브레이크(RB1, RB2, RB3, RB4)에, 적어도 상시 개방 입구 밸브(normally open inlet valve)들 또는 스위칭 밸브들(EV)을 갖는 밸브 디바이스 및 적어도 하나의 유압 라인을 통해 연결됨 —,

상기 적어도 하나의 유압 라인 또는 이에 연결된 상기 액츄에이터 또는 상기 휠 브레이크에 압력 매체를 공급하도록 제어될 수 있는 압력 소스(20, DV)

를 갖고,

상기 제어 디바이스는 입구 밸브들(EV)에 의해 용적 제어(ΔV) 및/또는 시간 제어(Δt)를 통해 압력 축적을 제어하고, 상기 입구 밸브(EV)의 내부 또는 전기자 챔버(Ei)는 유압 라인을 통해 대응 브레이크 회로(BK)에 연결되고 그리고 상기 밸브 시트 출구(Ea)는 유압 라인을 통해 대응 휠 브레이크(RB) 또는 액츄에이터에 연결되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 2

제 1 항에 있어서,

특히, 다양한 액츄에이터들 또는 휠 브레이크들에서의 상이한 마찰 계수들, 예컨대, 적어도 2개의 휠 브레이크들에 압력 축적이 존재하고 그 타겟 압력들이 상이한 레벨들에 있는 μ -분할로 인한 특정 제어 상황들에서, 상기 액츄에이터들 또는 휠 브레이크들에 대한 압력 소스(DV)에 의한 상기 제어 디바이스는 적어도 2개의 상이한 예비-압력들(p_{vor})을 설정 또는 조정하고,

이러한 제어 상황에서, 하나의 휠 브레이크에 대한 상기 예비-압력(p_{vor})은 적어도 하나의 다른 휠 브레이크의 실제 압력보다 낮은,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 3

제 1 항 또는 제 2 항에 있어서,

적어도 하나의 액츄에이터 또는 하나의 휠 브레이크에서의 압력 축적은 상기 제어 디바이스에 의해 특정된 바와 같은 용적 제어(ΔV)에 의해 발생하고,

상기 압력 소스(DV)는 원하는 압력 변화(Δp)를 달성하기 위해 유압 매체의 필수적인 변위 용적(ΔV)을 조정하거나 또는 제공하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 4

제 1 항 내지 제 3 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 압력 축적은 용적 제어(ΔV) 및/또는 시간-제어식(Δt) 개방 밸브(EV)에 의해 동시에, 시간 중첩되어(with a time overlap) 또는 연달아(one after the other) 발생하고,

상기 각각의 휠 브레이크 또는 액츄에이터에서의 완전한 압력 변화를 위한 상기 제어 디바이스 밸브(EV)는 오직 한 번만 Δt 의 시작시에 개방하고 Δt 가 경과된 이후에 폐쇄하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 5

제 1 항 내지 제 4 항 중 어느 한 항에 있어서,

복귀 스프링(RF)은 상기 입구 밸브(EV)의 개방된 위치선의 방향으로 상기 밸브 액츄에이터(**MStö**)에 힘을 적용하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 6

제 1 항 내지 제 5 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 휠 브레이크 압력은 상기 입구 밸브(EV)의 개방을 지지하고, 특히, 공급 전압의 실패시에 상기 입구 밸브(EV)는 푸시되어 상기 휠 브레이크 압력 및 상기 복귀 스프링에 의해 개방되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 7

제 5 항 또는 제 6 항에 있어서,

상기 입구 밸브들(EV)은 상시 개방 밸브(normally open valve)들이고,

상기 휠 브레이크의 가압 하에서 상기 유압 매체는 밸브 시트에 놓고 이동가능한 방식으로 지지된 밸브 부재에 힘을 적용하고, 상기 밸브 부재는, 긴급상황 레벨에서 또는 결함시에, 특히, 상기 제어 디바이스 또는 파워 서플라이의 고장시에, 상기 밸브 시트로부터 멀리 상기 밸브 부재를 이동시키고 상기 입구 밸브(EV)를 개방하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 8

제 1 항 내지 제 7 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 입구 밸브들(EV)은 낮은 유동 손실들을 위해 큰 단면들을 갖는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 9

제 8 항에 있어서,

급속 제동(TTL 시간 150ms, TTL 시간 기준; 자동차 브레이크 시스템) 동안, 10bar와 동일하거나 또는 그 미만의, 특히 5bar와 동일하거나 또는 그 미만의 작은 정체 압력이 성취되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 10

제 1 항 내지 제 9 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 예비-압력(p_{vor})은 상기 입구 밸브(EV)의 폐쇄 프로세스를 지원하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 11

제 1 항 내지 제 10 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 밸브 디바이스는 또한 적어도 하나의 출구 밸브(AV)를 포함하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 12

제 1 항 내지 제 11 항 중 어느 한 항에 있어서,

액츄에이터 또는 휠 브레이크에서의 상기 압력 감소는 출구 밸브(AV)에 의해 그리고/또는 상기 입구 밸브(EV)를 통해 발생하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 13

제 1 항 내지 제 12 항 중 어느 한 항에 있어서,

압력이 감소되도록 의도되지 않는 다른 휠 브레이크들에서의 압력은 상기 입구 밸브를 폐쇄함으로써 유지되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 14

제 1 항 내지 제 13 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 입구 밸브(EV)는 압력-경감식 밸브 시트를 갖거나 또는 대응하는 복귀 스프링을 갖게 설계되며, 이는 상기 입구 밸브(EV)가 상기 휠 브레이크의 최대 브레이크 압력에서 개방되도록 보장하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 15

제 1 항 내지 제 14 항 중 어느 한 항에 있어서,

용적 제어(ΔV)와 타이밍 제어(Δt)의 조합이 제공되며,

특히, 상기 용적 제어(ΔV)는 용적 전달에 의해(예컨대, 피스톤에 의해) 발생하고, 상기 타이밍 제어(Δt)는 상기 휠 압력과 상기 예비-압력 사이의 압력 차이에 따르는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 16

제 1 항 내지 제 15 항 중 어느 한 항에 있어서,

시간 경과에 따라 가변적인 압력 변화들에 대한 가변적인 제어 예비-압력 레벨(p_{vor})은 상기 압력 소스(DV)에 의해 설정 또는 조정될 수 있는데, 특히 변화된 압력을 갖고 있는 상기 휠 브레이크와 관련하여 상기 예비-압력 차이($\Delta p = p_{vor} - p_{ist}$)는 가능한 한 40bar 미만의 압력 차이에서 유지되고, 특히 상기 제어 예비-압력(p_{vor})과 상기 휠 타겟 압력(p_{soll}) 사이의 압력 차이(Δp_{soll})는 10 내지 20bar에서 유지되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 17

제 1 항 내지 제 16 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 액츄에이터들 또는 휠 브레이크들(RB1, RB2, RB3, RB4)의 상기 압력 공급은 단일 회로를 통해 발생하고, 제어될 수 있는 상기 압력 소스의 작동 챔버는 격리 밸브들(TV1, TV2)을 통해 상기 브레이크 회로들(BK1, BK2)과 연결되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 18

제 1 항 내지 제 17 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 액츄에이터들 또는 휠 브레이크들(RB1, RB2, RB3, RB4)의 상기 압력 공급은 듀얼 회로를 통해 발생하고,

특히, 제어될 수 있는 상기 압력 소스의 2개의 작동 챔버들은 격리 밸브들(TV1, TV2)을 통해 상기 브레이크 회로들(BK1, BK2)과 연결되며,

특히, 상기 압력 소스의 출력들은 바이패스 밸브(BV)를 통해 상기 격리 밸브들 이전에 함께 연결되는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 19

제 1 항 내지 제 18 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 압력 소스는, 직접 또는 유압 엘리먼트들(비-복귀 밸브, 밸브들)을 통해 상기 리저보어와 연결된, 적어도 하나의 피스톤, 작동 피스톤, 더블-스트로크 피스톤 또는 전달 펌프를 갖는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 20

제 1 항 내지 제 19 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 용적 제어는 시간 경과에 따라 가변적인 방식으로 발생하는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 21

제 1 항 내지 제 20 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 동작 디바이스는, 상기 제 1 피스톤 실린더 유닛(2)에 대해, 동작 디바이스, 특히 브레이크 페달 디바이스를 갖는,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 22

제 1 항 내지 제 21 항 중 어느 한 항에 따른 동작 디바이스를 동작시키기 위한 방법으로서,

제어 모드의 상기 실제 휠 브레이크 압력에서 상기 압력 소스(DV)의 상기 제어 예비-압력(p_{vor})은, 150bar와 동일하거나 또는 그 미만, 특히, 130bar와 동일하거나 또는 그 미만인,

특히, 차량 브레이크 시스템용 동작 디바이스.

청구항 23

제 22 항에 있어서,

특히, 상기 멀티플렉스 경우(MUX)에서, (예컨대, "밸브 제어 실패" 결함과 같은) 특정 조건들 하에 있는 상기 밸브 디바이스의 밸브들은, 특히 부가적인 밸브들, 특히 비-복귀 밸브들을 사용하지 않고, 상기 액츄에이터 또는 상기 휠 브레이크에 포함된 압력을 릴리즈하는,

동작 디바이스를 동작시키기 위한 방법.

청구항 24

제 22 항 또는 제 23 항 중 어느 한 항에 있어서,

상기 압력 소스(DV)의 상기 제어 예비-압력(p_{vor})은, 다양한 휠 브레이크들에 대한 상기 압력 용적 곡선을 고려하여, 상기 압력 생성 유닛의 피스톤(피스톤, 작동 피스톤, 더블-스트로크 피스톤)의 전진 또는 복귀 스트로크에 의해 동적으로 조정되고, 그리고 휠 브레이크의 압력 축적 이전에 상기 휠 브레이크의 실제 압력에 관한 작동 압력이 40bar와 동일하거나 또는 그 미만으로 설정되는,

동작 디바이스를 동작시키기 위한 방법.

발명의 설명

기술 분야

[0001] 본 발명은 청구항 제1 항의 전제부에 따른, 특히, 자동차 브레이크 시스템(vehicle brake system)용 동작 디바이스(operating device)에 관한 것이다.

배경 기술

[0002] ABS가 1978년에 계열 생산(series production)을 시작한 이래로, ABS 제어 동안, 압력 감소(P_{ab})에 따라 압력은 입구 밸브(EV)들을 통한 스테이지들에서 축적되어 왔다(P_{auf}). 보다 최근에, 입구 밸브(EV)는 더욱 정확한 압력 제어를 위해 PWM(Pulse Width Modulation)에 의해 제어되어 왔다. 압력 축적(pressure build-up)(P_{auf})은 입구 밸브(EV)를 통해 시간-제어되고, 압력 진폭은 밸브 개방의 타이밍 제어의 함수 및 밸브 양단의 차동 압력, 밸브 압력 및 온도와 같은 다른 파라미터들이다. 단계적 압력 축적(staged pressure build-up)(P_{auf})은 또한 압력 오실레이션들로 인해 소음을 생성한다.

[0003] 압력 진폭의 정확도 및 소음 둘 모두를 개선시키기 위해, 특허 출원들 DE 10 2005 055751 및 DE 10 2009 008944에서, 출원인은 멀티플렉스 방법(MUX)으로 공지된 것을 제안했다. 이는, 압력 소스(이를테면, 피스톤, 더블-스트로크 피스톤, 차동 피스톤, 펌프)에 연결된 액추에이터들, 특히 휠 브레이크들에 압력이 인가된 조절 및 제어 방법을 의미하는 것으로 이해되며, 여기서 압력 소스의 용적의 측정 및 제어에 의해 액추에이터들에서의 압력 축적 및 압력 감소가 제어된다. 특히, 압력 축적(p_{auf}) 및 압력 감소(p_{ab})에 대한 압력 진폭은 피스톤 시스템의 용적 선량(volume dosing)에 의해 성취되고, 압력 진폭은 휠 실린더의 p-V 곡선(압력 용적 곡선)으로부터 유도된다. 이 방법은 정확하고 잡음이 적다.

[0004] DE 10 2013 203 594 A1는 종래의 입구 밸브들 및 또한 병렬로 연결된 비-복귀 밸브들을 갖춘 피스톤을 통한 용적 제어를 갖는 방법을 개시한다. 제어 동안 휠 실린더들에서의 제어된 ABS 압력의 압력 차이들의 경우, 제어 압력은 휠 브레이크들에서의 최대 압력보다 항상 더 커야만 한다. 압력 차이는, 특히 μ -분할 제동 동안 매우 높을 수 있다. DE 10 2013 203 594 A1로부터 공지된 방법은, 용적이 휠 실린더와 연관된 입구 밸브와 병렬로 연결된 비-복귀 밸브를 통해 휠 실린더로부터 부주의하게 유동하지 않도록, 휠 실린더들에서의 현재 압력 비율들에 대한 지식을 요구한다. 압력 비율들이 단지 추정된다면, $\pm 15\text{bar}$ 의 압력에서 에러들이 발생할 수 있다. 제어를 위해, 압력 값들이 비교되어야만 하기 때문에, 비교 동안, 2배나 더 큰 압력 에러들: $\pm 30\text{bar}$ 이 또한 발생할 수 있다. 이 방법에서 예비-압력(pre-pressure)이 휠 실린더들의 압력보다 낮지 않도록 보장해야만 하기 때문에, 이에 따라 제어 압력은 휠 실린더들의 추정 압력보다 적어도 60bar를 초과하여 높게 유지되어야만 한다. 밸브들의 PWM 제어를 통해, 밸브들의 폐쇄 압력은, 예컨대, 밸브들의 코일 온도에 의존하는 분산(dispersion)들에 영향을 받는다. 이 때문에, 제어 압력은 더 증가되어야만 한다. DE 10 2013 203 594 A1로부터 공지된 방법이 신뢰가능하게 작동하게 하기 위해, 제어 압력은 휠 브레이크들에서 최대 압력보다 100bar 초과 범위에 있어야만 한다. 압력 축적 동안, 밸브는 유동 저항을 발생시키며(develop), 그 결과로서 제어 압력이 추가로 증가한다. 이렇게 필연적으로 높은 제어 압력들은 브레이크 시스템 및 밸브들에 대해 상당한 부담(considerable strain)을 주고, 불리하게도 큰 단면을 갖는 밸브들은 사용하는 것은 가능하지 않다.

[0005] 입구 밸브(EV)들은 제동 시스템에서 초킹 저항을 구성하여 높은 압력 축적 속력들에서 상당한 정체 압력을 구성하는데, 이는 브레이크 부스터(BKV)가 고장났을 때 폴-백 레벨에서 증가된 정지 경로(increased stopping path)의 형태로 느껴지게 한다. 통합된 ABS를 통해, 정체 압력은 압력 생성을 위해 거의 10%의 엔진 부하를 가한다.

발명의 내용

[0006] 본 발명의 목적은, 일반적인 동작 디바이스를 추가로 개선시키는 것이며, 이에 의해 특히 압력 축적(P_{auf})은 PWM 방법들이 반드시 사용되지 않고도, 그리고 높은 차동 압력들에서 신뢰가능한 스위칭 성능 이외에, 큰 단면, 즉, 낮은 유동 저항을 갖는 밸브들이 설계되지 않고도 더욱 정확하게 제어될 수 있다. 특히, 밸브들의 차동 압력 저항이 밸브들의 비용을 결정하기 때문에, 본 의도는 이 방법이 비용 감소를 허용하게 하는 것이다. 게다가, 본 의도는 압력 축적(P_{auf}) 동안 소음을 감소시키는 것이다.

- [0007] 이 목적은 청구항 1의 특징들에 의해 본 발명에 따라 달성된다.
- [0008] 새로운 방법에서, p_{auf} 에서, 제어 예비-압력(p_{vor})은, 도로(road)의 마찰 계수에 주로 의존하는 실제 압력 수준에서, 예컨대, 약 10-20bar의 비교적 작은 압력 차이를 갖는 각각의 휠 브레이크에 대해 개별적으로 설정된다. 여기서, 예컨대, 약 10-20bar의 작은 압력 차이는 모든 실제 압력 레벨들에 대해 고정된다. 적어도 2개의 휠 브레이크들에 대해 휠 압력이 증가되어야만 하고 이를 위해 다양한 타겟 압력들이 결정되는 경우, 이하에서 압력 소스를 통해 설정될 최대 제어 예비-압력(p_{vor})은 최대 압력($p_{vor,max}$)으로 지칭된다. 이러한 최대 압력($p_{vor,max}$)은, 휠 브레이크에서 브레이크 압력이 변화될 필요가 없음을 가정하면, 이 휠 브레이크에 포함된 실제 압력보다 낮을 수 있다. 다양한 휠 브레이크들에서 용적 제어 ΔV 에 의해 및/또는 시간 제어 Δt 에 의해 휠 브레이크 압력을 설정할 수 있는 가능성으로 인해, 브레이크 시스템의 동력학과 관련하여 상당한 이점들이 발생한다. 따라서, 예컨대, 2개의 휠 브레이크들에 설정될 실제 압력보다 10-20bar 더 높은, 미리정해진 제어 예비-압력(p_{vor})에 의해, 이러한 휠 브레이크들에서의 타겟 압력은 동시에, 시간이 중첩되거나(with a time overlap) 또는 연달아(one after the other) 조정 또는 설정될 수 있다. 따라서, 예컨대, 각각의 휠 브레이크와 연관된 스위칭 밸브의 미리정의된 타이밍된 개방(predefined timed opening)을 통해, 타겟 압력은 요구되는 타겟 압력까지 증가될 수 있다. 여기서, 타이밍된 개방(timed opening)은 미리결정된 길이의 시간 Δt 동안의 1-회성(one-off) 개방인 것으로 이해된다. 시간 Δt 의 길이의 종료시에, 관련 밸브는 폐쇄된다. 따라서, 본 발명에 따른 타이밍된 개방은 PWM 방법과는 현저하게 상이하다.
- [0009] 유동량(flow quantity)들에서의 약간의 오실레이션들도 또한 발생한다. 이에 더해, 종래 기술(the state of the art)에 따른 ABS 압력 제어기들에서보다 밸브에서 상당히 더 작은 압력 차이들이 발생하며, 이를 통해 모든 휠 브레이크들에 대해 동시에 작용하는 제어 예비-압력(p_{vor})은, 매우 높은 값들, 예컨대, 200bar까지 도달할 수 있으며, 이는 페달 동작의 결과이다. 따라서, 밸브 단면의 동일한 유동 단면에 대해, 종래 기술에서 공지된 ABS 제어 방법에서보다 본 발명에 따른 방법에서, ABS 동작 동안 밸브에서 필요한 개방 힘들은, 더 작다. 따라서, 본 발명에 따른 방법을 통해, 밸브를 폐쇄하기 위한 전류는 사전에 공지된 ABS 제어 방법을 통해서보다 더 낮은 값들로 제한될 수 있다. 명료하게, 동일한 전기 밸브 전류에 대해, 본 발명에 따른 방법을 통한 밸브 단면은 사전에 공지된 ABS 제어 방법을 통한 것 보다 더 큰 유동 단면을 가지고 설계될 수 있다. 더 작은 압력 차이들로 폐쇄하는 동안 밸브들의 타이밍 제어로 인해, 더 적은 유압 오실레이션(hydraulic oscillation)들이 발생하고 이에 따라 큰 압력 차이들에서보다 더 적은 소음이 발생한다. 새로운 방법을 통한 압력 소스, 예컨대, 피스톤에서의 압력 변화들은, 더 낮은 압력 차이들로 인해, 표준 ABS를 통한 것 보다 유사하게 더 작다. 압력 축적(p_{auf})의 종료시까지 시간 경과에 따라 밸브를 통과하는 감소된 용적 유동을 통해, 오직 밸브의 폐쇄 사운드만이 계속해서 소음의 원인을 구성하도록, 밸브가 폐쇄할 때 압력 오실레이션들은 최소가 된다. 이 소음은 밸브의 해당 전압 또는 전류 제어를 통해 자력에서의 느린 감소에 의해 훨씬 더 감소될 수 있다.
- [0010] 본 발명 또는 그 유리한 실시예들에 따른 이러한 솔루션을 통해, 제동 디바이스에서의 압력 축적은 매우 정확하게 제어될 수 있다는 것, 특히 제동 디바이스의 입구 밸브에서의 정체 압력은 낮게 유지될 수 있다는 것이 놀랍게도 쉽게 발견되었다.
- [0011] 본 발명의 유리한 실시예들은 본원에서 참조되는 추가적인 청구항들에 의해 나타나며, 이들은 도면들의 설명에서 제공되는 특정 예시적인 실시예들로부터 추가적인 특징들 또는 특징들의 조합들에 의해 유리하게 보충될 수 있다.
- [0012] 본 발명의 유리한 특정 예시적인 실시예들은 도면에 제공되고 이하에 더욱 상세하게 설명된다.

도면의 간단한 설명

- [0013] 도 1: 본 출원인의 DE 10 2014 107112 또는 DE 10 2012 002 791 A1에 설명된 것과 같은 제동 디바이스;
- 도 1a: 입구 밸브(EV) 및 출구 밸브(AV)를 갖는, 본 발명에 따른 밸브 회로;
- 도 1b: 브레이크 회로 내 본 발명에 따른 입구 밸브;
- 도 2: ABS 동작 동안 시간(t)의 함수로써 휠 브레이크 실린더 압력(P)의 가능한 기본적인 진행;
- 도 3: ABS 동작 동안 휠 브레이크 실린더들의 압력(P)에 있어서의 증가들을 제어하기 위한 다양한 가능성들;

도 4: 휠 브레이크 실린더 내 압력 변화와 용적 변화 사이의 상관;

도 5: 용적 변위와 피스톤 변위 사이의 상관;

도 6: 피스톤 실린더 유닛 상에 별도로 또는 특수 기능들, 예컨대, ABS를 위해 BV(bypass-valve)를 통해 배열된 브레이크 회로들(BK1 및 BK2)의 연결;

도 6a: 브레이크 회로들(BK1 또는 BK2)이 격리 밸브(TV1) 또는 격리 밸브(TV2)를 선택적으로 분리하거나 또는 함께 조인되는, 듀얼 회로 압력 공급; 및

도 6b: 격리 밸브들(TV1 및 TV2)을 통해 브레이크 회로들(BK1 및 BK2)과 연결된 단일 회로 압력 공급부.

발명을 실시하기 위한 구체적인 내용

- [0014] 브레이크 시스템에 대해 도 1에 도시된 동작 디바이스는 동작 디바이스(4)에 의한 압력 생성을 위해 동작될 수 있는 제 1 피스톤 실린더 유닛(메인 실린더)(2)를 갖고, 여기서 브레이크 페달(보다 상세하게 도시되지 않음)이 동작 디바이스의 컴포넌트일 수 있거나 또는 이에 연결될 수 있다. 페달 느낌을 생성하기 위해, 페달 힘과 페달 경로 사이의 통상적인 관계를 생성하는 경로 시뮬레이터가 편의상 사용된다. 동작 디바이스에는, 예컨대, 본원에서 참조되는, 본 출원인의 DE 10 2010 050132 A1에 더욱 상세하게 설명된 것과 같은 브레이크 부스터를 제어하기 위한(BKV 제어) 센서 디바이스(5)가 편의상 제공된다. 여기서, 제 1 피스톤 실린더 유닛(2)은 브레이크 부스터 기능을 제어하기 위한 스위칭 밸브들(6, 8) 및 휠 브레이크들(RB1, RB2, RB3 및 RB4)을 갖는 유압 라인들(BK1, BK2)을 통해 연결된 2개의 실린더 또는 작동 챔버들을 갖는다. 유압 라인들(BK1, BK2)에서, 휠 브레이크들과 각각 연관된 입구 밸브들(EV1, EV2, EV3 및 EV4)이 배열된다. 휠 브레이크들로 이어지는 분기식 라인들로부터, 유압 라인들(12, 14)을 통해 제 1 피스톤 실린더 유닛(2)의 작동 챔버들과 연결된 리저보어(10)로, 출구 밸브들(AV1, AV2, AV3 및 AV4)을 통해 이어지는, 각각의 경우의 추가적인 복귀 라인들이 브랜치 오프된다.
- [0015] 본원에서 부가적인 피스톤 실린더 유닛(20)의 형태인 압력 공급 디바이스(이후, "DV"로도 지칭됨)는 유압 라인들(HL1, HL2)을 통해 유압 라인들(BK1 또는 BK2)과 연결된다.
- [0016] 유압 라인들(HL1 및 HL2) 사이에, 압력 센서(DG)가 배열된다. 압력 센서(DG) 및 다른 디바이스들로부터의 신호들은 전자 제어 및 조절 유닛(ECU)(미도시)에서 주로 공지된 방식으로 프로세싱된다.
- [0017] 본원에서, 피스톤 실린더 유닛(20)은, 드라이브(보다 상세하게 도시되지 않음), 특히 회전 이동을 선형 이동으로 변환시키기 위한 고성능 전기 모터 및 가능한 트랜스미션(특히, 볼 스크류 트랜스미션(ball screw transmission))을 가질 수 있다. 제 2 피스톤 실린더 유닛의 피스톤은, 예컨대, 본원에서 참조되는, 본 출원인의 DE 10 2013 110188 A1에 더욱 상세하게 설명된 것과 같은 더블-스트로크 피스톤으로서 편의상 구현된다. 이 드라이브에는 압력 공급의 용적 선량을 위해 회전 센서/경로 센서(16)가 제공된다. 유압 복귀 라인(R)은 피스톤 실린더 유닛을 리저보어(10)와 연결한다. 리저보어와의 연결부에, 추가적인 유압 엘리먼트들(비-복귀 밸브(들), 솔레노이드 밸브(들))이 선택적으로 배열될 수 있다.
- [0018] 향후 브레이크 시스템들의 경우, 밸브를 치수결정할 때, 유동 손실들이 낮다는 사실을 고려하는 것이 중요하다. 여기서, 유동 용적은 TTL(time-to-lock) 시간과 일관성 있는 것으로 고려되어야 한다. TTL은, 높은 μ 에 대한 로킹 압력이 150ms 이내에 도달되어야만 하도록, 치수결정된다.
- [0019] 4개의 입구 밸브들(EV) 및 4개의 출구 밸브들(AV)을 갖는 ABS에 대한 종래의 밸브 회로를 갖는 동작 디바이스가 도 1에 도시된다. 이에 대해, 2가지의 변형들이 존재하는데, 변형 A는 각각의 입구 밸브에 평행한 비-복귀 밸브(RV)(도 1에서는, 예로써, 휠 브레이크(RB1 및 RB3)에 대해 오직 하나의 브레이크 회로에만 도시됨)를 갖거나, 또는 변형 B는 높은 차동 압력을 위해 입구 밸브(EV)에서 더 강한 리턴 스프링을 갖는다. 변형 A는 종래 기술(예컨대, DE 10 2013 224 313)의 브레이크 시스템들에서 사용되고 입구 밸브들의 폐쇄를 통한 어떠한 압력 보유도 허용하지 않는데, 이는 압력 감소가 휠 브레이크들에서의 실제 압력보다 더 낮은 예비-압력에서 비-복귀 밸브들을 통해 발생하기 때문이다. 따라서, 특히, 제어 모드에서 또는 상이한 압력들이 휠 브레이크들에서 제어되는 다른 제어 상황(예컨대, 복원, 블렌딩)에서, 예비-압력은 모든 휠들의 실제 압력보다 더 높게 항상 치수결정되어야만 한다. 이는 매우 정확한 타이밍 제어를 초래하거나 또는 낮은 생산 허용오차들을 갖는 PWM 동작 또는 밸브들을 요구한다. 게다가, 밸브들의 유동 단면은 제한되어야만 한다.
- [0020] ABS 동작시에, 로킹 압력들은 프론트 액슬(front axle)(AV)과 리어 액슬(rear axle)(HA) 사이에서 크게 변한다. μ -분할 동안, 최대 130bar의 극한 차동 압력이 도달된다.

- [0021] 이제 제어 압력이 로킹 압력의 영역에 있다면, 브레이크 회로에서 약 130bar의 대응 압력 차이들이 발생할 수 있으며, 즉, 로우- μ 입구 밸브(로우- μ EV)에 대기압(대략 1bar)이 존재하면, 하이- μ 입구 밸브(하이- μ EV)는 130bar의 최대 압력을 견뎌야만 한다. 다시 말해서, 동작 디바이스 또는 제동 디바이스는 이러한 그리고 가능한 다른 조건들(차동 압력 신뢰성)로부터 초래되는 상태들을 신뢰가능하게 핸들링하기 위한 포지션에 있어야만 한다.
- [0022] 하이- μ 입구 밸브(하이- μ EV)에서, 전기 액추에이션(electrical actuation)이 실패하고, 예컨대, 결합시 제어 압력이 대기압 bar까지 떨어지면, 입구 밸브가 강한 복귀 스프링을 갖는 케이스 b는 중요하다. 여기서, 하이- μ 입구 밸브(하이- μ EV)는, 예컨대, 입구 밸브(EV)에서 전술한 복귀 스프링(RF)의 강한 힘을 통해서만 가능한 높은 휠 실린더 압력에서 개방해야만 한다. 그러나, 동시에 강한 복귀 스프링은 높은 자기적 힘들을 수반하며, 이는 밸브가 고가가 되고, 중지부에 대한 고속의 전기자 충격(armature impact)으로 인해 밸브가 소음이 생기거나 시끄러워진다는 것을 의미한다.
- [0023] 압력 센서(DG)는 p-V 곡선을 평가하고 저장하기 위해 그리고 브레이크 회로들 둘 다의 압력 레벨을 결정하기 위해 필요하다. 압력 값들은 본원에 도시되지 않은 ECU(control electronics)에 저장되거나 또는 판독된다. 압력 센서(DG)는, 예컨대, 브레이크 회로들이 압력 측정(P_{auf})을 위한 적절한 밸브 회로에 의해 병렬로 연결된다면, 브레이크 회로(1)(BK1)에서 주로 압력 센서(DG)를 통해 성취될 수 있는 브레이크 회로들 둘 다와 상징적으로 연결된다.
- [0024] 도 1a는, 입구 밸브(EV) 및 배출 밸브(AV)를 갖고 비-복귀 밸브들(RV)을 갖지 않는, 본 발명에 따른 수정된 밸브 회로를 도시한다. 여기서, 입구 밸브(EV)는, 예비-압력(P_{vor})이 입구 밸브(EV)의 폐쇄 힘을 지지하도록, 밸브의 내부 챔버를 통해 브레이크 회로(BK1 또는 BK2)와 연결되며, 도 1에 따른 입구 밸브(EV)들의 유동 방향과 비교하여 이 입구 밸브들(EV)의 유동 방향은 역전된다. 여기서, 밸브 유동은 입구 밸브들(EV)의 전기자 챔버를 통해 도 1a를 따라 발생한다. 이는, 도 1에 도시된 밸브 입구가 도 1a에 따라 밸브 출구로서 사용된다는 점에서 성취되며, 여기서 밸브 출구는 휠 브레이크들(RB1, ..., RB4) 각각과 유압식 연결을 통해 연결되는데, 즉, 휠 브레이크 실린더 및 브레이크 회로로의 입구 밸브(EV)의 연결들은 역전되었다. 이제 "액추에이션 고장"의 전술한 경우가 발생하면, 휠 브레이크 실린더 압력은 입구 밸브(들)(EV)를 개방한다.
- [0025] 밸브를 치수결정할 때, 위에서 언급된 타입의 폐쇄 디바이스의 경우, 복귀 스프링은, 전기자 챔버 내 입구 밸브 입구(inlet valve inlet)와 밸브 시트 뒤의 입구 밸브 출구(inlet valve outlet) 사이의 압력 차이들이, 동적 압력 측정이 존재할 때 폐쇄하지 않는 밸브들을 유도하지 않도록 설계되어야만 한다.
- [0026] 가장 높은 압력 측정 동력학은, 긴급 제동 상황(TTL 관련)에, 또는 제어 모드에서 극도의 압력 변화들(예컨대, μ -점프) 시에 도달된다. 따라서, 복귀 스프링은 밸브들의 최대 압력 측정 동력학에 대해 설계되어야만 한다. 밸브들의 밸브 시트의 단면 영역이 증가되는 경우, 이는 밸브 내 압력 차이들을 감소시키는데 유리하며 동시에 짧은 TTL을 성취하기 위한 모터의 부담을 완화시키도록 유도한다. 결과적으로, 더 높은 단면 영역들은 복귀 스프링 치수결정 조건들을 낮추고 이에 따라 밸브 자기 힘을 낮춘다.
- [0027] 최대 자기적 힘들은 낮는데, 이는 130bar의 최대 압력 차이가 휠 브레이크 실린더 압력(130bar)과 메인 브레이크 실린더 압력(대기압 1bar) 사이에서 밸브가 폐쇄된 채로, 즉, 낮은 전기자 공극으로 작용하기 때문이다. 종래의 입구 밸브들(EV)은 250bar의 높은 메인 브레이크 실린더 압력과 1bar의 휠 브레이크 실린더 압력 사이에서 약 250bar까지의 매우 높은 차동 압력들 그리고 높은 유동 용적에서의 침체 압력과 압력 측정 속력에 직면하여 기능해야만 한다.
- [0028] 입구 밸브의 역전된 어레인지먼트를 통해, 더 큰 단면과 이에 따른 낮은 침체 압력으로 입구 밸브(EV)를 치수결정할 가능성이 이제 발생한다.
- [0029] 도 1b는 본 발명에 따른 입구 밸브(EV)의 가능한 구성 및 브레이크 회로(BK) 및 압력 공급(DV) 및 휠 브레이크들(RBi)에 대한 연결을 도시한다.
- [0030] 입구 밸브(EV)는 자기 전기자(MA) 자기 메인 보디(MGK) 및 여기자 코일(ES)을 갖는다. 전류가 솔레노이드 밸브(EV)를 통과하는 경우, 자기적 힘(MK)는 차동 이동(S_A)에 의해 포지션(S_{A0})로부터 포지션(S_{A2})로 전기자(MA)를 변위시킨다. 자기 전기자(MA)는, 플런저($MStö$)가 밸브 시트(VS)에 직면하여 솔레노이드 밸브의 출구(Ea)를 폐쇄하도록, 동일한 거리만큼 플런저($MStö$)를 이동시킨다. 이 때, 밸브(EV)의 여기자 코일(ES)을 통한 전류 유

동이 스위치 오프될 때 전기자(MA)가 히스테리시스 손실을 통해 자석 하우징(MGK)에 부착되지 않는다고 가정하면, 전기자(MA)와 메인 보디(MKG) 사이에는 잔여 공극(S_0)이 여전히 존재한다. 밸브 전류가 스위치 오프되면, 복귀 스프링(RF)은 전기자(MA)를 다시 시작 포지션으로 이동시킨다. 여기서, 공극이 좁아지고 이동이 길어지기 때문에, 자기적 힘(F_M)은 비-선형 방식으로 증가한다. 복귀 스프링(RF)은, 시작 포지션(S_{A0})에서의 자기적 힘(F_M)이 스프링 힘보다 더 커서 밸브의 신뢰가능한 폐쇄가 보장되는 방식으로 치수결정된다. 경로(S_A)가 늘어남에 따라 스프링 힘은 증가하여, 엔드 포지션에서는 S_{A2} 가 자기적 힘(F_M)보다 유사하게 더 낮게 된다. 주어진 전류에 대한 엔드 포지션에서의 자기적 힘(F_M)이 복원력보다 상당히 더 높게 되도록 선형 스프링이 바람직하게 사용되어, 밸브가 낮은 전류에서 홀딩될 수 있거나 또는 심지어는 휠 브레이크와 압력 공급 사이의 높은 차동 압력들에서도 신뢰가능한 폐쇄가 보장된다. 또한, 폐쇄된 밸브 포지션의 자기적 힘이 강렬한 비-선형 방식으로 증가하기 때문에, 높은 차동 압력들에서도 홀딩이 보장된다. 그러나, 복귀 스프링은 또한, 기능이 상시 개방 밸브로서 보장될 수 있고 밸브가 항상 신뢰가능하게 개방되도록 치수결정되어야만 한다.

[0031] 밸브의 출구(E_a)는 휠 브레이크들(RBi)(RB1-RB4)에 연결되고, 그 입구(E_i)는 브레이크 회로(BKi) 또는 압력 공급 디바이스(DV)(20)에 연결된다. 이러한 연결을 통해, 입구 밸브(EV)는 복귀 스프링(RF) 그리고 휠 브레이크의 압력 둘 모두에 의해 개방될 수 있는데, 이는 특히 브레이크 시스템의 결합 또는 오작동(예컨대, 밸브로의 전압화 실패)시에는 매우 중요하다. 게다가, 브레이크 회로에서의 높은 압력들 및 휠 브레이크에서의 낮은 압력들에서, 또한, 오직 입구(E_i)와 출구(E_a) 사이의 압력 차이만이 플런저($MSt\ddot{o}$)상에서 작용한다. 밸브에서의 차동 압력은 압력 축적시에 비교적 낮지만, 용적이 압력 공급(DV)로부터 휠 브레이크로 전달되고 있다면 압력 차이가 압력 축적 동안 밸브가 푸시되어 폐쇄되게 유도하지 않도록 스프링 RF를 설계할 때를 고려해야만 한다. 큰 개구 단면($\ddot{O}Q$) 또는 낮은 유동 손실들을 갖는 밸브들은 이러한 효과를 감소시킨다.

[0032] 특히, 압력 용적 제어를 갖는 압력 축적 또는 예비-압력과 실제 압력 사이에 낮은 차동 압력을 갖는 타이밍 제어기가 존재할 때, 큰 개방 단면을 갖는 앞서 설명된 밸브들이 휠 브레이크에 사용될 수 있는데, 이는 제어 정확도가 매우 높기 때문이다. 결국, 이는, 특히 급격한 압력 축적(TTL)을 갖는 오직 낮은 유동 손실들만이 발생하고 그리고 드라이브 모터가 오직 가장 짧은 시간(TTL=150ms)에서 급격한 압력 축적을 위해 낮은 전력만을 요구한다는 점에서 장점들을 갖는다.

[0033] 게다가, 유리하게 설계된 입구 밸브들의 낮은 유동 손실들로 인해, 입구 밸브들을 통한 압력 감소가 빠르게 발생할 수 있다. 입구 밸브들(EV)을 통한 더욱 정확한 압력 감소는 압력 공급 유닛(20)의 피스톤 이동의 대응 제어에 의해 수행될 수 있다. 선택적으로, 공지된 MUX 방법을, 위에서 설명된 밸브 회로로, 또는 특히 예컨대 리어 액슬의 휠 브레이크들과 같은 낮은 용적 밸런스를 갖는 소비자들을 위해 브레이크 회로에서의 출구 밸브(AV)를 밸브들 통한 압력 감소 제어로 컨버팅하는 것이 또한 가능하다. 다시 말해서, 2개의 부가적인 휠 브레이크들 위에서 종래에 발생하는 압력 감소와 함께 단지 2개의 휠 브레이크들(예컨대, 프론트 액슬)에서 새로운 밸브 회로와 연관된 MUX 방법을 사용하는 조합이 또한 가능하다. 이는, 2개의 휠 브레이크들/액츄에이터들에는 입구 및 출구 밸브들(EV+AV)이 제공되고 2개의 휠 브레이크들/액츄에이터들에는 단지 입구 또는 스위칭 밸브들(EV)이 제공된다는 것을 의미할 것이다. 이 경우, 단지 프론트 액슬의 휠 브레이크들이 도 1a 및 도 1b에 따라 본 발명의 새로운 밸브 회로에 피팅(fit)될 수 있고, 여기서 표준 회로/표준 밸브들이 리어 액슬에 사용된다.

[0034] 도 2는 표준 ABS를 통한 ABS 동작 동안 시간(t)의 함수로서 휠 브레이크 실린더 압력들(P)의 가능한 기본적인 진행들을 도시한다. 드라이버는 브레이크 페달(도 1에 도시되지 않음)을 동작시킴으로써 예비-압력(p_{vor})으로 브레이크를 활성화시킨다. 이 조건은, 모든 휠들이 ABS 제어로 전달되는 방식으로 브레이크 페달을 드라이버가 동작시키는 것이다.

[0035] 미끄러운 도로에서, ABS 제어의 액션을 통해 설정된 휠 브레이크 실린더 압력들(p)은 낮다. 이러한 진행은 "로우- μ "로 지칭된다. 예비-압력(p_{vor})과 휠 브레이크 실린더 압력($p_{low-\mu}$) 사이의 압력 차이(Δp_{low})은 높은 값들을 가정할 수 있는데, 이는 제어되지 않은 예비-압력(p_{vor})이 250bar까지의 값들에 도달할 수 있기 때문이다. 제어된 예비-압력에서, 휠 브레이크 실린더 압력이 30bar의 최대 값에 있다면, 이 Δp_{low} 는 약 50bar일 수 있다.

[0036] 좌측 및 우측 휠들이 상이한 그림으로 도로 표면 상에서 굴러가는 비대칭 도로(μ -분할) 상에서, 좌측 및 우측

휠들에 대한 ABS 제어의 액션을 통해, 상이한 브레이크 실린더 압력들이 좌측 및 우측 휠들에 대해 설정된다. 예컨대, 좌측 전륜(RB1)에서, 더 높은 브레이크 압력(P_{RB1})이 존재하는 한편, 우측 전륜(RB2)에서는 더 낮은 브레이크 압력(P_{RB2})이 존재한다. 제어된 예비-압력을 통해, 낮은 압력과 높은 압력 사이의 휠 압력 차이가 130bar의 최대 값에 있다면, 이 ΔP_{low} 은 약 150bar일 수 있다.

[0037] 멀티플렉스 동작에서, 휠 브레이크 실린더에서의 시변적인 압력 제어 $p(t)$ 는 휠 브레이크 실린더로의 압력 공급 유닛(DV)의 용적 변위에 의해 발생된다. 입구 밸브(EV)가 폐쇄하면, 휠 브레이크 실린더에서의 압력(P)은 더 이상 변하지 않아야 한다. 압력 공급 유닛(DV)이 좌측 전륜(VL)(P_{RB1})에서의 압력을 증가시켰고 이것이 압력 공급 유닛(DV)이 그 이후에 우측 전륜(P_{RB2})에서의 압력을 증가시키도록 의도되었다면, 좌측 전륜(P_{RB1})에서의 압력은 우측 전륜(P_{RB2})에서의 압력 증가의 이러한 프로세스 동안 변하지 않아야 한다.

[0038] 이러한 멀티플렉스 동작 조건은 입구 밸브(EV)에 설계 조건들을 부과한다. 종래의 입구 밸브들(EV)은 밸브로 통합된 "RV"에 의한 예로 도 1에 도시되고 지정된 비-복귀 밸브를 갖는다. 이러한 비-복귀 밸브는 "밸브 제어 실패" 결함시에 휠 브레이크 실린더들의 압력 경감을 가져오도록 의도된다. 압력 공급 유닛(DV)이 낮은 압력 레벨에서 우측 전륜($P_{Low-\mu}$)(VR)의 압력을 설정한다면, 비-복귀 밸브는 좌측 전륜(VL)에서 압력의 임의의 "압력 유지보수(pressure maintenance)"를 허용하지 않는다. 그후, 좌측 전륜 브레이크 유체의 입구 밸브(EV)의 비-복귀 밸브(RV)를 통해 압력 공급 유닛(DV)으로 역류(flow back)하며, 그 결과, 좌측 전륜($P_{high-\mu}$)에서의 휠 브레이크 실린더의 압력은 점선 라인으로 도시된 우측 전륜($P_{Low-\mu}$)에서의 휠 브레이크 실린더 압력 바로 위 레벨로 감소된다. 좌측 전륜($P_{high-\mu}$)에서의 휠 브레이크 실린더와 우측 전륜($P_{Low-\mu}$)에서의 휠 브레이크 실린더 사이의 큰 압력 차이(ΔP)는 유지될 수 없다.

[0039] 하나의 해결 방법은 입구 밸브(EV)로부터의 비-복귀 밸브(RV)를 생략하는 것이다. 그런다음, 멀티플렉스 동작시에, 좌측 전륜(P_{RB1})에서의 휠 브레이크 실린더와 우측 전륜(P_{RB2})에서의 휠 브레이크 실린더 사이의 압력 차이(ΔP)는 유지될 수 있다. "밸브 제어 실패" 결함시에, 압력이 휠 브레이크 실린더에 계속해서 포함되어 있지 않도록 하기 위해, 입구 밸브(EV)의 복귀 스프링 힘이 더 높게 특정되어야만 한다. 복귀 스프링 힘은, 입구 밸브(EV)가 심지어 휠 브레이크 실린더 내 높은 압력(P)에서도 신뢰가능하게 개방하는 이러한 강도까지 증가되어야만 한다. 복귀 스프링 힘에서의 증가의 함수로서, 예비-압력(P_{vor})과 휠 브레이크 실린더 압력(P) 사이의 심지어 높은 차동 압력에서도 밸브가 폐쇄되어 유지되게 하기 위해 입구 밸브에 대한 트리거 전류(I_{EV})는 상승되어야만 한다. 그러나, 이미 언급된 바와 같이, 이는 대응하게 높은 자기적 힘들로 인해 입구 밸브를 고가로 만들며 중지부에 대한 고속의 전기자 충격으로 인해 시끄러운 소음을 야기한다.

[0040] 특수한 입구 밸브(EV), 또는 "압력-경감식 밸브"를 사용함으로써, 입구 밸브(EV)의 더 높은 복귀 스프링 힘을 특정해야만 하는 것은 회피될 수 있다. 이러한 밸브들은 유사하게 고가이며, 따라서 본 발명에 따라 도 1a에 도시되고 설명된 바와 같이, 비-복귀 밸브(RV)를 갖지 않는 입구 밸브(EV)의 변경된 밸브 회로가 제안된다. 여기서, 입구 밸브(EV)의 내부 챔버는 브레이크 회로(BK1)와 또는 브레이크 회로(BK2)와 연결된다. 이제 전술된 "밸브 제어 실패" 결함이 발생하면, 휠 브레이크 실린더 압력은 입구 밸브(EV)를 자동으로 개방한다.

[0041] 입구 밸브(EV)가 폐쇄되면, 입구 밸브(EV)에 대한 트리거 전류(i_{EV})는 단지, 더 높은 휠 브레이크 실린더 압력(P)과 더 낮은 예비-압력(P_{vor}) 사이의 압력 차이(ΔP)가 유지될 수 있을 정도로 충분히 높기만 하면 된다. 자기적 힘들은 대응하여 낮는데, 이는 130bar의 최대 압력 차이가 휠 브레이크 실린더 압력(130bar)과 예비-압력(0bar) 사이에서, 밸브가 폐쇄된 채로, 즉, 작은 전기자 공급으로 작용하기 때문이다. 멀티플렉스 동작 동안, 입구 밸브(EV)에 대한 트리거 전류(i_{EV})는 최대 압력 차이(ΔP)에 대해 최대가 되어야만 한다.

[0042] 도 2a는 휠들에서 미끄러지지 않은 도로 및 미끄러운 도로에서 ABS 동작시에 P_{auf} 에서 발생할 수 있는 최대 압력 차이들을 도시한다. 여기서, ΔP_{high} 는 미끄러지지 않은 도로에서 발생할 수 있는 최대 압력 차이인 한편, ΔP_{low} 는 미끄러운 도로 상에서의 최대 압력 차이이다. 여기서, 멀티플렉스 동작으로 인해, $P_{vor-high}$ 와 P_{RB1} 사이의 최대 압력 차이(ΔP_{high}) 그리고 $P_{vor-low}$ 와 P_{RB2} 사이의 최대 압력 차이(ΔP_{low}) 둘 모두는 낮다. 따라서, 밸브 전류들은 밸브들을 폐쇄하기 위해 너무 크지 않아도 된다.

- [0043] 상이한 예비-압력들($P_{vor-low}$ 및 $P_{vor-high}$)은 압력 공급 유닛의 대응 제어에 의해 동적으로 조정되는데, 즉, RB1과 RB2 사이의 스위칭시에, 압력 생성 단위의 피스톤이 먼저 수축되고, RB2의 입구 밸브의 개방 이전에 더 낮은 예비-압력 레벨을 설정한다. RB2에서 RB1로 스위칭할 때, 피스톤이 확장된다.
- [0044] 휠 브레이크 압력 변화가 시작되기 전에, 타겟 압력은 각각의 휠 브레이크의 실제 압력보다 최대 40bar 더 높은 실제 압력에서 시작한다. 예비-압력 레벨은, 예비-압력과 휠 타겟 압력 레벨 사이의 압력 차이(이 표현에서, P_{RB2} 또는 P_{RB1} 은 휠 실제 압력들이 아닌 타겟 압력들임)가 대략적으로 일정하게 유지되도록, 동적으로 변경된다. 이는, 밸브들의 비교적 정확한 타이밍 제어를 허용하며 이에 따라 밸브 생산 허용오차 요건들을 감소시킨다.
- [0045] 피스톤의 스위칭으로 인해, RB1 및 RB2에서의 압력 축적은 오직, 짧은 지연 시간들로 인해 제어기 성능에 대해 최소의 영향을 갖는 시간 래그(time lag)만을 가지면서 발생할 수 있다. 제어기 성능의 효과는 고성능 모터를 사용함으로써 최소화될 수 있다. 휠 브레이크들(RB1-RB4)에서 압력 감소는 지연 없이 임의의 시점에서 타이밍 방식으로 발생할 수 있다.
- [0046] 도 3은, ABS 동작 동안 휠 브레이크 실린더들에서 압력(P)의 증가들이 제어될 수 있는 방법의 상이한 가능성들을 도시한다. 다시, 휠 브레이크 실린더(RB1)에서의 압력(P_{RB1}) 및 휠 브레이크 실린더(RB2)에서의 압력(P_{RB2})의 예시적인 진행이 시간(t)의 함수로서 도시된다. $P_{vor-MUX}$ 는 멀티플렉스 동작으로 인해 필요한 예비-압력(P_{vor})을 나타낸다.
- [0047] 휠 브레이크 실린더 2(P_{RB2})에서 x1에서의 압력 진행은, 용적 제어(ΔV)를 발생시키지 않고, 시간(Δt)의 특정 길이에 대해 휠 브레이크 실린더(RB2)의 입구 밸브(EV)의 개구로부터 압력의 제어된 증가를 나타낸다. 휠 브레이크(RB1)의 입구 밸브는 이 시간 동안 폐쇄되고, 휠 브레이크(RB1)에서의 압력은 유지되고 또한 출구 밸브들을 통해 선택적으로 변화될 수 있다(도 3에서의 시간 경과에 따른 압력 진행에서는 도시되지 않음). 압력(P_{auf})에서의 이러한 제어된 증가는 타이밍 제어(Δt 제어)로서 지정되며, 시간(Δt)의 길이 동안 입구 밸브(EV)가 개방되고, 시간(Δt)의 길이는 압력 축적(P_{auf}), 그 중에서도 예비-압력($P_{vor,MUX}$)과 휠 브레이크 실린더에서의 압력(P_{RB2}) 사이의 압력 차이에서의 점프의 크기의 함수로서 결정된다. Δt 제어를 통해, 위에서 설명된 바와 같이, RB2의 입구 밸브의 개방 이전에 더 낮은 예비-압력이 설정되도록 하기 위해, 피스톤이 먼저 수축되지 않는다. 대신에, 입구 밸브는 즉시 개방되고, 더 높은 압력 레벨이 브레이크 회로($P_{vor,MUX}$) (더 높은 P_{RB2})를 초래하도록 피스톤이 즉시 변위된다. 그 결과, P_{RB2} 에서의 압력 축적은 더 일찍 시작한다. 이는, 예컨대, 멀티플렉스 제어가 압력 감소 바로 직전이라면, 드문 경우지만, 용적 제어에 대한 대안책이 되도록 의도된다. Δt 제어는 압력 공급(DV)의 피스톤을 조정하는데 소모되는 시간을 덜 요구한다. 입구 밸브(EV)를 개방하는 것은 휠 브레이크 실린더(RB2)의 압력에서의 임의의 주목할만한 증가를 초래하지 않는데, 이는 압력 공급(DV)이 높은 유압 강성을 갖기 때문이다. 이제, 입구 밸브(EV)가 개방되면, 예비-압력($P_{vor,MUX}$)은 하강한다. 예비-압력($P_{vor,MUX}$)이 거의 일정하게 유지되기 위해, 압력 공급(DV)은 용적을 전달해야만 한다. 그렇게 함에 있어서, 예비-압력($P_{vor,MUX}$)은 휠 브레이크 실린더(RB2)의 압력(P_{RB2})보다 소량(예컨대, 20bar) 더 높게 이상적으로 조절된다. 따라서, 압력 공급(DV)의 로딩은 최소로 유지된다.
- [0048] 시간 X2에서, 밸브 개방 시간(Δt_1) 내 압력 증가(Δp_1)에 대한 휠 브레이크 실린더(RB1)에서의 용적 변화(ΔV)의 제어와 동시에, 휠 브레이크 실린더(RB2)에 대한 타이밍 제어 Δt 제어가 설정된다. 휠 브레이크 실린더(RB1)의 입구 밸브의 개방 시간(Δt_1) 동안, 휠 브레이크 실린더(2)의 입구 밸브는 Δt 동안 잠깐 개방되고, 그 결과, 휠 브레이크 실린더(2)에서의 압력이 양(Δp)만큼 상승된다. 압력 공급(DV)의 피스톤 제어에서 대응 용적이 고려되어야만 한다. 이 경우, 용적은 2개의 휠 브레이크들에 대한 압력 용적 곡선에 대한 용적 변화에 대응하며, 이는 휠 브레이크들의 압력 용적 곡선들로부터의 각각의 압력 변화들을 부가함으로써 판독될 수 있다. 특히, 전륜 압력 변화 및 후륜 압력 변화시에, 상이한 압력 용적 곡선들이 고려되어야만 하며, 이는 압력 용적 곡선들이 크게 상이하기 때문이다.
- [0049] Δt 이후에, PB1의 압력은 일정하게 유지되는데, 즉, RB1의 입구 밸브 및 출구 밸브는 폐쇄된 채로 유지된다. 시간(Δt_2) 동안 휠 브레이크 실린더(1)의 입구 밸브(EV)의 다음 개방 동안, 휠 브레이크 실린더(RB2)에서의 압력에서의 어떠한 증가도 발생하지 않으며, 즉, RB2의 입구 밸브는 폐쇄된 채로 계속해서 유지된다. 여기서, 휠 브레이크 실린더(RB2)에서의 압력 증가(ΔP_2)는 압력 공급(DV)의 용적 변위(ΔV)에 해당한다. 입구 밸브(EV2)

가 시간(Δt_2) 동안 개방하기 전에, 예비-압력($P_{vor, MIX}$)은 압력 공급(DV)에 의한 대응 용적 변위를 통해 휠 브레이크 실린더(RB1)에서의 압력으로 적응되어, 입구 밸브(EV2)가 시간(Δt_2) 동안 개방될 때 예비-압력($P_{vor, MIX}$)은 하강하지 않는다. 그래서, 휠 브레이크 실린더(RB1)의 압력 변화 동안 발생하는 소음은 매우 낮다. 휠 브레이크 실린더(1)의 압력 증가(ΔP_2)는, 휠 브레이크 실린더의 브레이크 압력 변화(ΔP)와 휠 브레이크 실린더(RB1)의 용적 변화(ΔV) 사이의 상관으로부터 직접 결정될 수 있다(도 4 참조). 용적 변위(ΔV)는 압력 공급(DV)의 피스톤 변위(Δs)로부터 직접 결정될 수 있다(도 5에 따른 추가 설명 참조). 따라서, 피스톤 변위(Δs)는 또한 휠 브레이크 실린더(RB1)의 압력 변화(ΔP_2)의 측정치이다.

[0050] 도 6 내지 도 6b는, 전기 압력 공급과 밸브 회로를 연결하기 위한 다양한 가능성들을 도시한다. 압력 공급(DV)은, 전기 모터에 의해 구동되는, 단일 피스톤, 차동 피스톤, 더블-스트로크 피스톤 또는 포지티브 변위 펌프(예컨대, 기어형 펌프)를 포함할 수 있다.

[0051] 도 6에서, 브레이크 회로들(BK1 및 BK2) 둘 모두는 피스톤 실린더 유닛(20) 또는 압력 공급 유닛(DV)에 연결된다. 여기서, 2개의 브레이크 회로들(BK1 및 BK2)은 압력 공급(DV)과 별도로 연결될 수 있거나 또는 특수 기능들, 예컨대, ABS 압력 균일화를 위해 바이패스 밸브(BV)를 통해 연결될 수 있다.

[0052] 도 6a는, 브레이크 회로들(BK1 또는 BK2)이 선택적으로, 격리 밸브(TV1) 또는 격리 밸브(TV2)와 별도로 또는 조인하여 연결될 수 있는 2-회로 압력 공급을 도시한다.

[0053] 여기서, 또한, 압력 공급의 출력들은 격리 밸브들(TV1 및 TV2) 이전에 바이패스-밸브(BV)를 통해 연결될 수 있는데(이는 안전 이점들을 가짐), 이는 격리 밸브들(TV1 및 TV2)이 브레이크 회로들(BK1 및 BK2)로부터 압력 공급(DV)을 분리시키기 때문이다. 압력 공급으로서, DE 10 2014 107 112에 따른 2-회로 펌프 또는 더블-스트로크 피스톤이 적합할 수 있다.

[0054] 도 6b는 격리 밸브들(TV1 및 TV2)을 통해 브레이크 회로들(BK1 및 BK2)과 연결된 단일-회로 압력 공급을 도시한다.

[0055] 도 6a 및 도 6b의 격리 밸브들은 시스템 고장 시에 메인 실린더(2)로부터 압력 생성 유닛을 디커플링하기 위해 주로 요구되며, 여기서 메인 실린더의 용적이 페달 동작 동안 압력 공급 유닛에 의해 흡수되는 것을 방지하기 위한 어떠한 메커니즘도 존재하지 않는다.

[0056] 특히 압력 센서가 사용되는 경우에 설명되는 방법을 통한 ABS 제어 모드에서, 유리하게 양자 모두의 브레이크 회로들이 개방된 격리 밸브들을 통해 연결된다.

[0057] 모든 압력 공급들은 규정된 용적 제어를 통해 규정된 압력 변화를 허용한다. 여기서, 시간 경과에 따른 용적의 변화는 또한, 예컨대, 압력 오실레이션들의 감소에 대한 포텐셜을 갖는 압력 공급 피스톤의 상이한 속력들에 의해 변경될 수 있다.

부호의 설명

- [0058] 2 제 1 피스톤 실린더 유닛
3 경로 시뮬레이터
4 동작 디바이스
5 센서 디바이스
6 밸브
8 밸브
10 리저보어
12 유압 라인
14 유압 라인
16 센서
20 압력 소스, 제 2 피스톤 실린더 유닛

AV 출구 밸브

EV 입구 밸브

BK1 유압 라인, 브레이크 회로

BK2 유압 라인, 브레이크 회로

BV 바이패스 밸브

DG 압력 센서

HL1 유압 라인

HL2 유압 라인

RB1 휠 브레이크

RB2 휠 브레이크

RB3 휠 브레이크

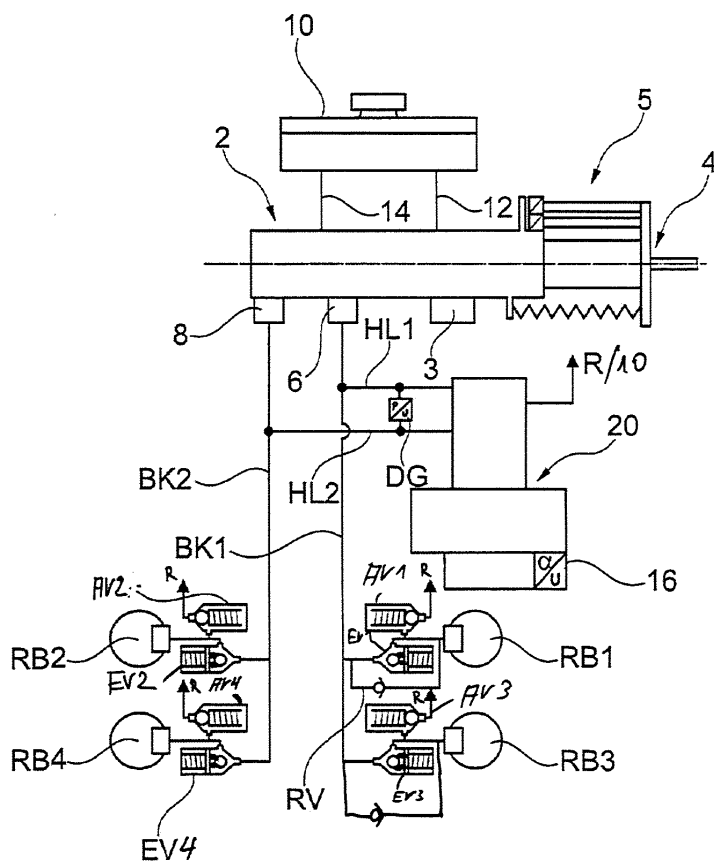
RB4 휠 브레이크

T1 격리 밸브

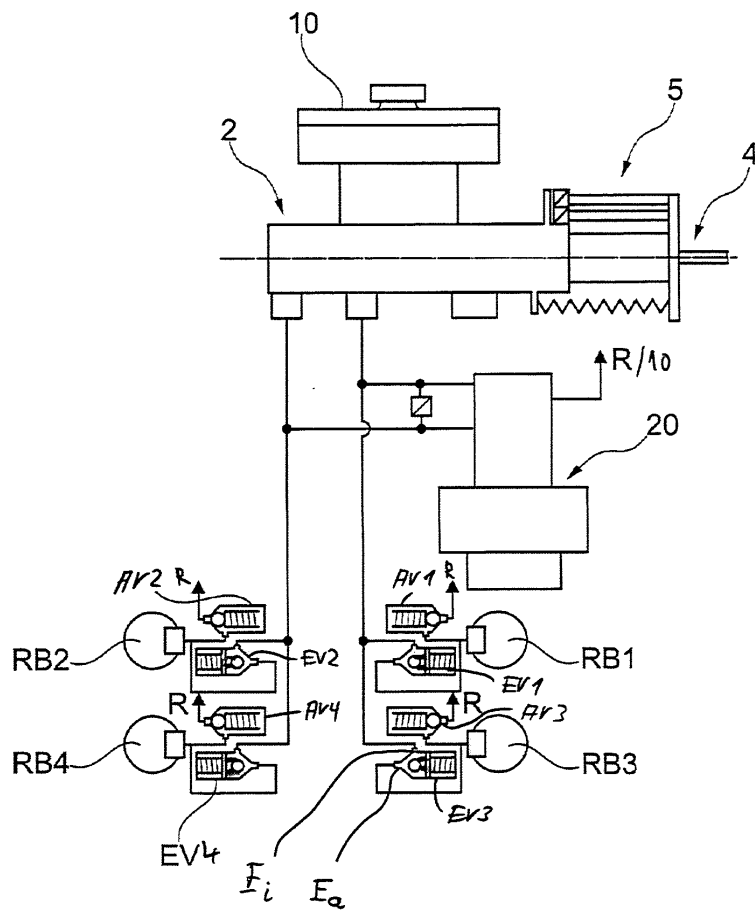
T2 격리 밸브

도면

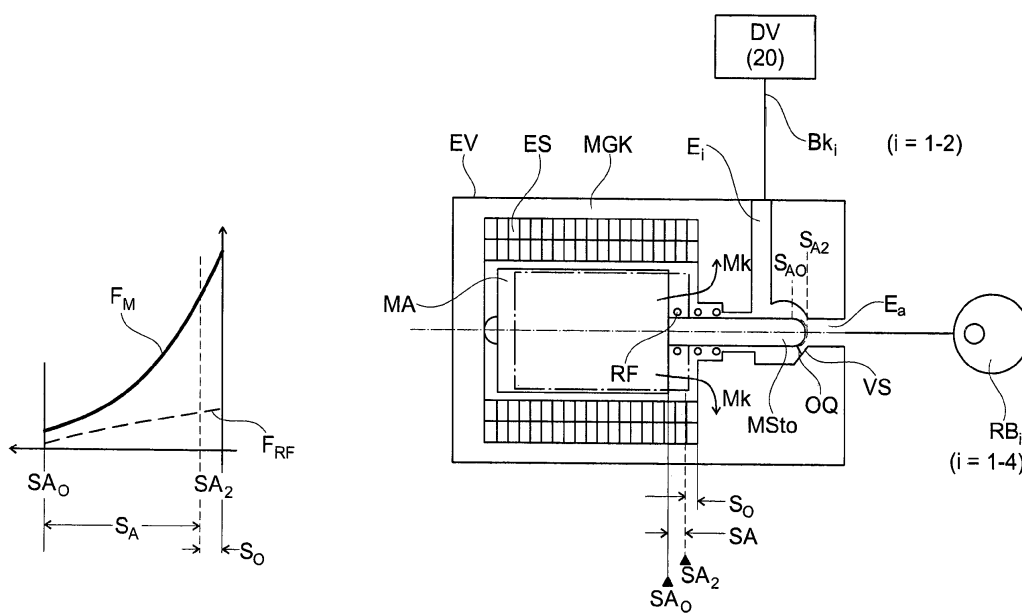
도면1



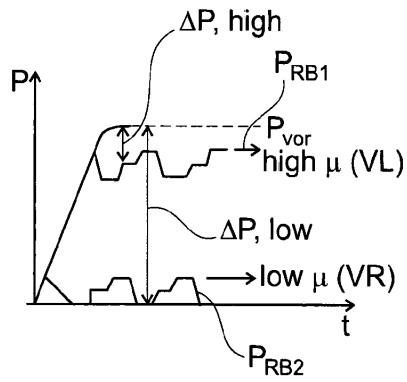
도면1a



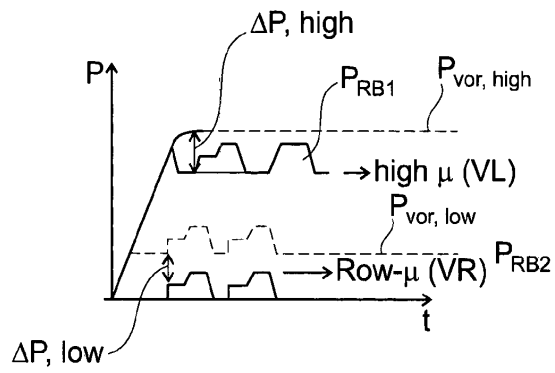
도면1b



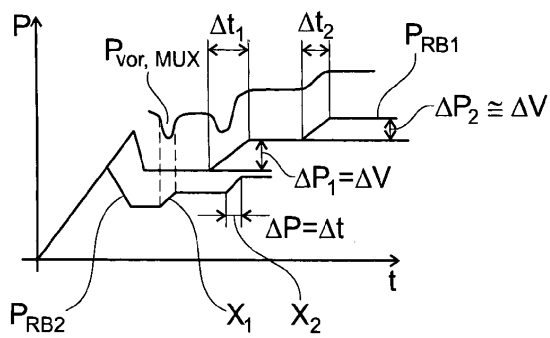
도면2



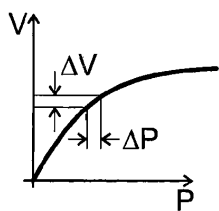
도면2a



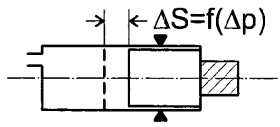
도면3



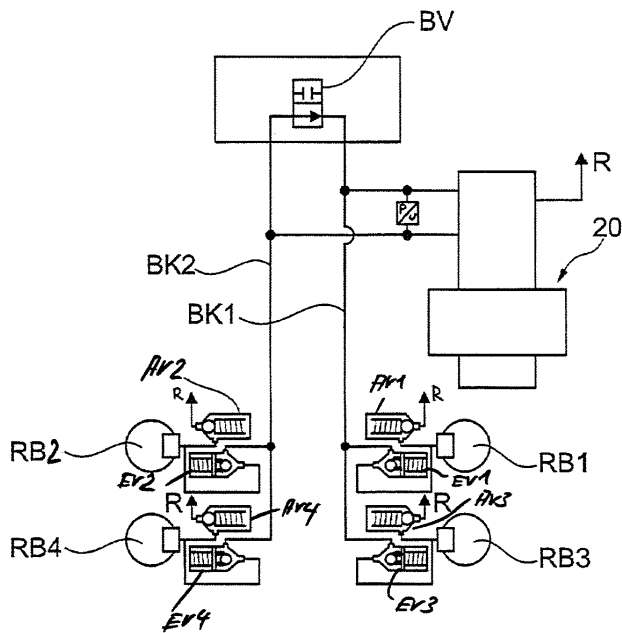
도면4



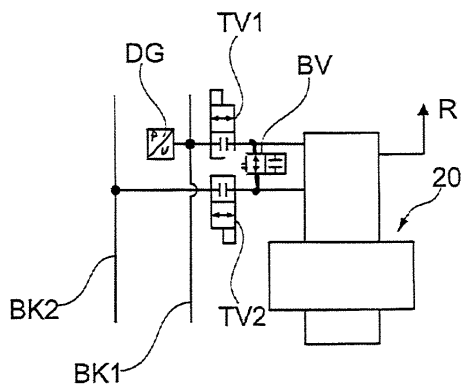
도면5



도면6



도면6a



도면6b

