

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公表特許公報(A)

(11) 特許出願公表番号

特表2004-512485  
(P2004-512485A)

(43) 公表日 平成16年4月22日(2004.4.22)

(51) Int. Cl.<sup>7</sup>  
F 1 6 D 51/16

F 1  
F 1 6 D 51/16

テーマコード(参考)  
3 J 0 5 8

審査請求 有 予備審査請求 未請求 (全 46 頁)

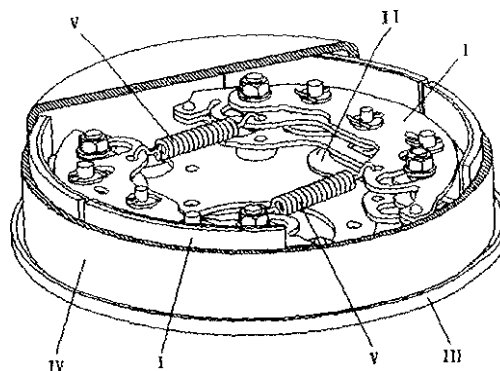
(21) 出願番号	特願2002-539702 (P2002-539702)	(71) 出願人	502192546 清華大学
(86) (22) 出願日	平成13年9月28日 (2001.9.28)		中華人民共和国北京市海淀区清華大学 郵 編 1 0 0 0 8 4
(85) 翻訳文提出日	平成14年5月29日 (2002.5.29)	(71) 出願人	502192557
(86) 国際出願番号	PCT/CN2001/001461		北京市華実恒汽車系統技術發展有限公司
(87) 国際公開番号	W02002/036980		中華人民共和国北京市昌平区科技園区振興 路9号
(87) 国際公開日	平成14年5月10日 (2002.5.10)	(74) 代理人	100078662
(31) 優先権主張番号	00 1 24983.5		弁理士 津国 肇
(32) 優先日	平成12年9月29日 (2000.9.29)	(74) 代理人	100075225
(33) 優先権主張国	中国 (CN)		弁理士 篠田 文雄
		(74) 代理人	100113653
			弁理士 東田 幸四郎

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 多自由度運動シューを有するシュー・ドラム式ブレーキ

(57) 【要約】

本発明は多自由度運動シュー機構と隙間自動調節機構を有するドラムブレーキに関する。この運動シュー機構は2つの組合せシューを含み、これらの組合せシューは相互に連動する。組合せシューの制動シューはその駆動アームにヒンジ結合され、駆動アームは制動底板にヒンジ結合され支持されている。多自由度運動シュー機構はまたブレーキの隙間調節機構と連動する。本発明のドラムブレーキは制動効果及びその安定性を同時に向上し、耐熱、耐水劣化性能及び摩擦発生時の圧力分布の均一性を改善して、ドラムブレーキの使用寿命を延ばし、摩擦体同士の隙間を自動的に調節する。結局本発明は、完全な性能を実現する。



## 【特許請求の範囲】

## 【請求項 1】

少なくともブレーキの隙間調節機構と、制動底板と、制動ドラムとを備えるシュー・ドラムにおいて、該シュー・ドラムは多自由度連動シュー機構を備え、該多自由度連動シュー機構は2つの多自由度組合せシューから構成され、該2つの多自由度組合せシューの間は制動シュー連動機構を介して相互に連結され、該各多自由度組合せシューは駆動アームと、制動シューと、連結ピンと、支持ピンとから主に構成され、該各多自由度組合せシューの該制動シューは該連結ピンを介して該駆動アームにヒンジ結合され、該多自由度組合せシューは該駆動アームにヒンジ結合する該支持ピンを介して該制動底板に取付けられ、該ブレーキの隙間調節機構は該制動底板に取り付けられて該多自由度組合せシュー機構と連動するようにされ、また、該制動ドラムは該多自由度連動シュー機構の外側に配設されて該制動シューとの間に摩擦力を発生させることが出来るようにされていることを特徴とするシュー・ドラム式ブレーキ。

10

## 【請求項 2】

該多自由度連動シュー機構は3自由度を有し、該各多自由度組合せシューは2自由度を有しており、2つの2自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結も円柱丁番であり、該2つの2自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの2自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

20

## 【請求項 3】

該多自由度連動シュー機構は2自由度を有し、該各多自由度組合せシューも2自由度を有しており、2つの2自由度組合せシューから1つの2自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結も円柱丁番であり、該2つの2自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの2自由度組合せシューの該駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

30

## 【請求項 4】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含む4自由度を有し、即ち、該4自由度連動シュー機構は、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも4自由度を有して、2つの4自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は球形丁番であり、該2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの4自由度組合せシュー同士は連動しないようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

40

## 【請求項 5】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含む3自由度を有し、即ち、該3自由度連動シュー機構は、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも4自由度を有して、2つの4自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆

50

動アームとの連結は球形丁番であり、該2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の距離アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

【請求項6】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含む4自由度を有し、即ち、該4自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも4自由度を有して、2つの4自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は球形丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

10

【請求項7】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含む3自由度を有し、即ち、該3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも4自由度を有して、2つの4自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は球形丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

20

【請求項8】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含む4自由度を有し、即ち、該4自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも3自由度を有して、2つの3自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は球形丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該2つの3自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている、請求項1記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

30

【請求項9】

該多自由度連動シュー機構は1つの横向傾斜自由度を含むは3自由度を有し、即ち、該3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも3自由度を有して、2つの3自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該2つの3自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている、請求項1記載の

40

50

シュー・ドラム式ブレーキ。

【請求項 10】

該多自由度連動シュー機構は 1 つの横向傾斜自由度を含む 4 自由度を有し、即ち、該 4 自由度連動シュー機構は、その 2 つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューは 3 自由度を有して、2 つの 3 自由度組合せシューから 1 つの 4 自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該 2 つの 3 自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該 2 つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該 2 つの 3 自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている、請求項 1 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

10

【請求項 11】

該多自由度連動シュー機構は 1 つの横向傾斜自由度を含む 3 自由度を有し、即ち、該 3 自由度連動シュー機構は、その 2 つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、該各多自由度組合せシューも 3 自由度を有して、2 つの 3 自由度組合せシューから 1 つの 3 自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限され、該各制動シューと駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、該各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、該 2 つの 3 自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、該 2 つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、該各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置され、該 2 つの 3 自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アームを介して、相互に連動するようにされている、請求項 1 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

20

【請求項 12】

該駆動アーム連動機構は、駆動アームに連結された連動ピンと、別の駆動アームのスロットにある滑り金から構成され、この滑り金は内部の孔を介して、連動ピンと連結され、スロットの中で相対的に摺動ができる、請求項 3、5、7、9 及び 11 記載のシュー・ドラム式ブレーキ装置。

【請求項 13】

該多自由度連動シュー機構における該各多自由度組合せシューの駆動アームが 2 つの支持腕を備え、この 2 つ支持腕の間に他の部品を収納できるスペースができるようにされ、該各駆動アームには少なくとも 1 個の取り合せ孔、逃げ孔又はリミット孔が設けられ、該 2 つの駆動アームは嵌め込むように配置され、外側の駆動アームの 2 つの支持腕に別の駆動アームが収納され、収納された駆動アームの 2 つの支持腕内部に制動シューのウェブが挿入されている、請求項 1 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

30

【請求項 14】

該多自由度連動シュー機構の 2 つの多自由度組合せシューの制動シューの 1 つはシングル・ウェブ制動シューであり、他の制動シューはダブル・ウェブ制動シューであり、これらの 2 つの制動シューが隣接するところで、ウェブが相互に重ね継ぎされ、シングル・ウェブ制動シューのウェブが他の制動シューの 2 つのウェブの間に挿入され、ウェブが重ね継ぎされた部分に制動シュー連動機構が設けられている、請求項 1 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

40

【請求項 15】

該多自由度連動シュー機構の制動シュー連動機構はウェブが重ね継ぎされた部分に配設され、この制動シュー連動機構は、ダブル・ウェブの丸孔を貫通する連動ピンと、ウェブが重ね継ぎされた部分のシングル・ウェブ上のスロットと、このスロット内を摺動自在な滑り金から構成されるとともに、この滑り金は、滑り金内部の孔を貫通する連動ピンに連結されて、スロットの中で相対的に滑動可能な、請求項 14 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

50

**【請求項 16】**

該ブレーキの隙間調節機構は、主に摩擦板と、摩擦板回転軸と、摩擦板押し付けスプリングと、ナットと、座金と、リミット・ピンとを含み、該摩擦板と該制動底板とが接触し、リミット・ピンは摩擦板回転軸に対して所定距離だけ離隔した位置に偏位して摩擦板に固定され、該摩擦板回転軸は摩擦板の中心孔を貫通して制動底板に連結され、該摩擦板押し付けスプリングは摩擦板回転軸に装着されることによって該摩擦板と該制動底板との間に所定の圧力を生じさせるようにされ、リミット・ピンの一端部は一方の側の駆動アームにおける制動底板寄りの支持腕にあるリミット孔に収納されて、リミット・ピンとリミット孔の内壁の間に所定の隙間が設定されるようにする、請求項 1 記載のシュー・ドラム式ブレーキ。

10

**【発明の詳細な説明】****【0001】****【発明の属する技術分野】**

本発明はブレーキに関し、特に、車両、走行機械、パワー機械等に用いられるブレーキに関する。

**【0002】****【従来の技術】**

車両や走行機械の制動システムの全体の設計性能を実現することは、基本的に各車輪のブレーキの技術性能に依存するので、設計上、ブレーキに対してより高い技術要求が課せられる。しかしながら、現在、車両が一般的に採用している摩擦式ブレーキの実際の作動性能は、制動システム全体の中で、もっとも複雑で、もっとも不安定な要素である。現在、車両に良く使われるブレーキとして、シュー・ドラム式ブレーキとクランプ円板式ブレーキがある。比較的長い発展の歴史を有するシュー・ドラム式ブレーキは、制動シューのサーボ効果を利用して、もっとも高い制動効果因子（一般的に約 2 ~ 7）を達成することができるのと同時に、多種の制動性能を有する構造形式（主動シュー形式、受動シュー形式、ダブル主動シュー形式、2 方向自己倍力形式等）を選ぶことができるので、各種車両の制動性能の要求に良く対応できるという長所がある。このため現在も一部の乗用車を除いて、各種車両のブレーキとして主導的な役割を果たしている。一方、従来のシュー・ドラム式ブレーキは、その制動効果の安定性が比較的不十分であり、制動効果因子が大きいほどブレーキの摩擦材料の熱劣化が進行し、摺接時の圧力分布の均一性も悪いという短所があり、摩擦板の摩擦が不均一となる原因となる。それに、摩擦材料の局部が接触する場合、ブレーキの制動モーメントが大きく変化することもあって、左右車輪の制動力が大きく食い違って、車両制動の偏揺れを招く。

20

30

クランプ円板式ブレーキは、制動効果の安定性と放熱性が良く、摩擦材料に対する熱劣化も生じにくく、構造が比較的簡単で、メンテナンスも比較的簡単であるので便利である。しかしながら、クランプ円板式ブレーキは、その制動効果因子が極めて小さい（約 0.7 前後）という短所があり、大きな作動力を必要とし、摺接時の作動圧力と温度が高くなる。そのため、制動円板が汚れ易く、錆が容易につくという難点がある。また、後車輪のブレーキとして使う場合、駐車制動機構等を取付けることが難しい。

**【0003】****【発明が解決しようとする課題】**

本発明の目的は、既存ブレーキ技術の不備な点を改善して、新型シュー・ドラム式ブレーキを提供するものである。シュー・ドラム式ブレーキの制動効果因子が高いという長所を十分に発揮させると同時に、摺接時の圧力分布が均一で制動効果が安定し、またブレーキの隙間自動調節機構が比較的理想的に近い等のメリットを有するものである。

40

**【0004】****【課題を解決するための手段】**

前記の目的を達成するためには、請求項 1 の本発明は、多自由度連動シュー機構を有するシュー・ドラム式ブレーキであり、これは少なくともブレーキの隙間調節機構と、制動底板と、制動ドラムとを備え、更に、多自由度連動シュー機構を含む。この多自由度連動シ

50

ュー機構は2つの多自由度組合せシューから構成され、2つの多自由度組合せシューの制動シューの間は制動シュー連動機構を介して相互に連結され、各多自由度組合せシューは主に駆動アームと、制動シューと、連結ピンと、支持ピンとからなり、多自由度組合せシューの各制動シューは連結ピンを介して駆動アームにヒンジ結合され、多自由度組合せシューは駆動アームにヒンジ結合する支持ピンを介して制動底板に取付けられている。ブレーキ隙間調節機構は制動底板に取付けられて、同時に多自由度連動シュー機構と連動する。制動ドラムは多自由度連動シュー機構の外側に配設されて、制動シューとの間に摩擦力を発生させることが出来るようにされている。

【0005】

また、請求項2の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が3自由度を有し、多自由度組合せシューは2自由度を有しており、2つの2自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて、残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結ピンは円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結も円柱丁番であり、2つの2自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの2自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている。

10

【0006】

また、請求項3の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が2自由度を有し、各多自由度組合せシューも2自由度を有するが、2つの2自由度組合せシューから1つの2自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結も円柱丁番であり、2つの2自由度組合せシューの駆動アームは向かい合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの2自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている。

20

【0007】

また、請求項4の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が4自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この4自由度連動シューは、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューも4自由度を有して、2つの4自由度組合せシューから1つの4多自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は球形丁番であり、2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取付けられて、その駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている。

30

40

【0008】

また、請求項5の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構は3自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この3自由度連動シューは、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、この各多自由度組合せシューは4自由度を有するが、2つの4自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は球形丁番であり、2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だ

50

け離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端は別の駆動アームの支持ピンと同じ側に配置される。また、2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている。

【0009】

また、請求項6の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が4自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この4自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューも4自由度を有し、2つの4自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は球形丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの4自由度連動シューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端は別の駆動アームの支持ピンと同じ側に配置される。また、2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている。

10

【0010】

また、請求項7の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が3自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。この3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューも4自由度を有するが、2つの4自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は球形丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの4自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの4自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている。

20

【0011】

また、請求項8の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、4自由度連動シュー機構が4自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この4自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューは3自由度を有するが、2つの3自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は球形丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの3自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている。

30

40

【0012】

また、請求項9の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が3自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、前記各多自由度組合せシューも3自由度を有して、2つの3自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの3自由度組み合わせシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所

50

定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して、相互に連動するようにされている。

【0013】

また、請求項10の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が4自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この4自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューは3自由度を有して、2つの3自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューとその駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの3自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は連動しないようにされている。

10

【0014】

また、請求項11の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構が3自由度を有するが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、この3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度で回転可能にされ、各多自由度組合せシューも3自由度を有して、2つの3自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構が構成されて残りの自由度は制限される。各制動シューと駆動アームとの連結は楕円柱丁番で、各駆動アームの支持ピンと駆動アームとの連結は円柱丁番であり、2つの3自由度組合せシューの駆動アームは向い合って並列に配置され、2つの支持ピンは所定距離だけ離隔して配置され、各支持ピンは対応する駆動アームの一端に取り付けられて、この駆動アームの自由端と別の駆動アームの支持ピンは同じ側に配置される。また、2つの3自由度組合せシューの駆動アーム同士は駆動アーム連動機構を介して相互に連動するようにされている。

20

【0015】

また、請求項12の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項3、5、7、9及び11に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、駆動アーム連動機構は、駆動アームに連結された連動ピンと、別の駆動アームにあるスロット中の滑り金から構成され、この滑り金は内部の孔を通じて、駆動アームの連動ピンに連結され、スロット中で相対的に摺動できる。

30

【0016】

また、請求項13の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構における各多自由度組合せシューの駆動アームが2つの支持腕を備え、この2つの支持腕の間に他の部品を収納するスペースができるようにされ、各駆動アームには少なくとも1個の取り合せ孔、逃げ孔又はリミット孔が設けられ、2つの駆動アームを嵌め込むように配置され、一方の側の駆動アームの2つの支持腕に他方の側の駆動アームが収納され、収納された駆動アームの2つの支持腕中に制動シューのウェブが収納される。

40

【0017】

また、請求項14の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構の2つの多自由度組合せシューの制動シューを2種類にして、その1つはシングル・ウェブ制動シューで、他のものはダブル・ウェブ制動シューであるようにし、これら2つの制動シューが隣接するところで、ウェブが相互に重ね継ぎされ、シングル・ウェブ制動シューのウェブが他の制動シューの2つのウェブの間に挿入され、ウェブが重ね継ぎされた部分に制動シュー連動機構が設けら

50



れている。

【0018】

また、請求項15の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項14に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、多自由度連動シュー機構の制動シュー連動機構は、ウェブが重ね継ぎされた部分に配設され、この制動シュー連動機構は、ダブル・ウェブ上の丸孔を貫通する連動ピンと、ウェブが重ね継ぎされた部分のシングル・ウェブ上のスロットと、このスロット内を摺動自在な滑り金から構成され、この滑り金は、滑り金内部の孔を貫通する連動ピンに連結されて、スロットの中で相対的に滑ることができるようにする。

【0019】

また、請求項16の本発明のシュー・ドラム式ブレーキは、請求項1に記載されたシュー・ドラム式ブレーキにおいて、前記ブレーキの隙間の調節機構は、摩擦板と、摩擦板回転軸と、摩擦板押し付けスプリングと、ナットと、座金と、リミット・ピンを含み、この摩擦板と制動底板とが接触し、リミット・ピンは摩擦板回転軸に対して所定距離だけ離隔した位置に偏位して摩擦板に固定され、摩擦板回転軸は摩擦板の中心孔を貫通して制動底板に連結され、摩擦板押し付けスプリングは摩擦板回転軸に装着されることによって、摩擦板と制動底板との間に所定の圧力を生じさせるようにする。また、リミット・ピンの一端部は一方の側の駆動アームにおける制動底板寄りの支持腕にあるリミット孔に収納されて、リミット・ピンとリミット孔の内壁の間に所定の隙間が設定されるようにする。

【0020】

本発明ブレーキの動作過程：

駆動アームの自由端に施した作動力によって、駆動アームをその支持ピンまわりに外側に回転させ、駆動アームに連結ピンを介して連結される制動シューを制動ドラムに押し付けて、制動シュー上の摩擦板を制動ドラムに摺接させ、制動ドラムに放射方向の圧力を加える。前記多自由度組合せシューは回転されない制動底板に支持されているため、車輪と一緒に回る制動ドラムに摩擦力で制動力を与えることができる。この際、制動シューの摩擦板と制動ドラムの間に生じる摩擦力が制動シューに対して、その連結ピンの中心まわりのモーメントを生じさせる。単一の多自由度組合せシューの場合、制動効果を比較的に高くし且つ安定させるためには、摩擦板に加える最大圧力の強さを許容値より小さくし、且つその分布も比較的に均一化させる必要があるが、これは極めて難しい。そこで、一般的には、多自由度組合せシューを2セット一緒に働かして、制動シュー同士を相互に連動させるが、作動の干渉は発生しないようにする。この際、各制動シューと駆動アームが連結する部分を、駆動アームの支持ピンに近い箇所に配置する。制動シューと駆動アームとの連結ピン、又は駆動アームの支持ピンは円柱丁番、球形丁番、又は楕円柱丁番を採用し、各多自由度連動シューの2つの駆動アーム同士を連動させるか、連動させないようにするかして、これによって、2自由度、3自由度、又は4自由度連動シュー機構を構成する。このような構造によって、ブレーキの制動効果と耐熱劣化性能を高めるばかりでなく、制動シューがその連結ピンまわりに不利な逆転をすることを避けることができ、それによって、各制動シューと制動ドラムの接触の均一性と摩擦板上の圧力分布の均一性を大幅に改善することができる。

【0021】

また、制動シューが許容する範囲内で、駆動アーム上の連結ピンまわりに回転する特性を充分に利用して、一種の新型の隙間調節機構を採用して、制動シューと制動ドラムの間の隙間の自動制限と自動調節を実現した。これに対して、従来のシュー・ドラム式ブレーキの隙間調整は手作業で行っている。

【0022】

【発明の実施の形態】

次に各図面を参照しながら本発明の多自由度連動シュー機構ブレーキの実施例について詳しく説明する。

図1は、本発明に係る2つの2自由度組合せシューからなる2自由度連動シュー機構ブレーキの実施例である。図1と図2は、このブレーキ構造を表す部品：2自由度連動シュー

10

20

30

40

50

機構Ⅰ、ブレーキの隙間調整機構ⅡⅠ、制動底板ⅡⅡⅠ、制動ドラムⅡⅣ、リセット・スプリングⅤを示す。2自由度連動シュー機構Ⅰとブレーキの隙間調整機構ⅡⅠは、それぞれ円柱支持ピン14、24と摩擦板回転軸33を介して、制動底板ⅡⅡⅠの側の側に取り付けられ、ブレーキの隙間調整機構ⅡⅠは、リミット・ピン32を介して、駆動アーム11の支持腕11b上の孔114に挿入されて、ブレーキの隙間調整機構と2自由度連動シュー機構Ⅰの連動と位置決めを実現するが、これらの連結関係は、図6(a)、(b)に詳しく示している。また、別の1セットの2自由度連動シュー機構及びそのブレーキの隙間調整機構も、同じ連結方式で制動底板の他の側に取り付けられている。本実施例では、2セット2自由度連動シュー機構及びそのブレーキの隙間調整機構は全く同じであるため、以下に、その中の1セットの2自由度連動機構及びそのブレーキの隙間調整機構だけを説明する。 10

#### 【0023】

図3(a)、(b)に示すように、駆動アーム11と、制動シュー12と、連結ピン13と、支持ピン14とから1つの2自由度組合せシュー1を構成し、制動シュー12は連結ピン13を介して駆動アーム11にヒンジ結合され、駆動アーム11は制動シュー12と一緒に制動底板ⅡⅡⅠに取付た支持ピン14まわりを回転できる。同じく、図4(a)、(b)に示すように、駆動アーム21と、制動シュー22と、連結ピン23と、支持ピン24とから別の2自由度組合せシュー2を構成し、制動シュー22は連結ピン23を介して、駆動アーム21にヒンジ結合され、駆動アーム21と制動シュー22と一緒に制動底板ⅡⅡⅠに取付た支持ピン24まわりを回転できる。制動シュー12、22はそれぞれ 20  
駆動アーム11、21の支持ピン14、24に近いところに配置して、ブレーキの制動効果と耐熱劣化特性を効果的に高める。2つの制動シュー12、22の間はピン3と滑り金4とからなる制動シュー連動機構を介して連結する(図5(a)、(b)参照)ので、2つ制動シューは放射方向で相互に連動し、円周方向で相対的に滑るが、運動の干渉は生じないようにしている。

#### 【0024】

本実施例の構造中、連結ピン13、23及び支持ピン14、24は、いずれも円柱ピンであり、各多自由度組合せシュー1、2が2自由度組合せシューになる。また、制動シュー12と制動シュー22の間が連動できるばかりでなく、駆動アーム11、21の間もピン5と滑り金6からなる駆動アーム連動機構を介して連動ができるので(図5(a)、(b)参照)、2自由度組合せシュー1、2から2自由度連動シュー機構になる。若し、駆動アーム11、21の間の連動機構を解除すると、2自由度組合せシュー1、2は、1つの 30  
3自由度連動シュー機構に成る。

#### 【0025】

若し、支持ピン14、24が駆動アーム11、21にそれぞれ球形丁番で連結され、連結ピン13、23が円柱丁番の場合、もとの2自由度組合せシューは4自由度組合せシューになる。若し、駆動アーム11、21の間が連動すれば、2つの4自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構になるが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、各3自由度連動シュー機構が、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度の回転ができる。若し、駆動アーム11、21の間の連動機構を解除すると、2 40  
つの4自由度組合せシューから1つの4自由度連動シュー機構になって、残りの自由度は制限される。

#### 【0026】

若し、支持ピン14、24が駆動アーム11、21とそれぞれ円柱丁番で連結され、制動シュー12と駆動アーム11、及び制動シュー22と駆動アーム21がそれぞれ球形丁番で連結されると、多自由度組合せシューは4自由度組合せシューになる。若し、駆動アーム11、21を連動させれば、2つの4自由度組合せシューは1つの3自由度連動シュー機構になるが、横向傾斜自由度を1つ含む。即ち、各3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度の回転ができる。若し、駆動アーム11、21間の連動機構を解除すると、2つの4自由度組合せシューから1 50

つの4自由度シュー機構になって、残りの自由度は制限される。

【0027】

若し、支持ピン14、24が駆動アーム11、21にそれぞれ楕円柱丁番で連結され、連結ピン13、23が円柱丁番の場合、元の2自由度組合せシューが3自由度組合せシューになる。若し、駆動アーム11、21を連動させると、2つの3自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構になって、横向傾斜自由度を1つ含む。即ち、各3自由度連動シュー機構は、その2つの駆動アームの支持ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに、小角度の回転ができる。若し、駆動アーム11、21間の連動機構を解除すると、2つの3自由度組合せシューが1つの4自由度連動シュー機構になって、残りの自由度は制限される。

10

【0028】

若し、支持ピン14、24がそれぞれ駆動アーム11、21に円柱丁番で連結され、制動シュー12と駆動アーム11、及び制動シュー22と駆動アーム21が楕円柱丁番で連結される場合は、多自由度組合せシューは3自由度組合せシューになる。若し、駆動アーム11、21の間を連動させれば、2つの3自由度組合せシューから1つの3自由度連動シュー機構になるが、1つの横向傾斜自由度を含む。即ち、各3自由度連動シュー機構は、その2つの制動シューの連結ピン丁番の中心を結ぶ連結線まわりに小角度の回転ができる。若し、駆動アーム11と21間の連動機構を解除すると、2つの3自由度組合せシューが1つの4自由度連動シュー機構になって、残りの自由度は制限される。

20

【0029】

上に述べた各種形式の多自由度連動シュー機構の連結関係を実現するために、上に述べた2つの多自由度組合せシューから構成された多自由度連動機構において、駆動アームは2つの支持腕を持つ構造を採用する。2自由度連動シュー機構に対して、図3(a)、(b)と、図4(a)、(b)に示すように、駆動アーム11、21はそれぞれ2つの支持腕11a、11bと支持腕21a、21bを有し、2つの支持腕11a、11bはリベット119を用いて、孔118を貫通して、一体化するようにかしめ、2つの支持腕21a、21bはリベット219を用いて、孔218を貫通して、一体化するようにかしめ、各駆動アームの2つの支持腕の間のスペースには他の部品を収納できるようにする。2つの駆動アーム11、21は向い合わせて、並列に嵌め込んで配置し、駆動アーム21は駆動アーム11の2つの支持腕11a、11bの間に取付け、支持ピン14、24はそれぞれ駆動アーム11、21の一端に取付け、所定の間隔で離隔した位置に、駆動アーム11の自由端110と駆動アーム21の支持ピン24とを同じ側に配置して、駆動アーム21の自由端210と駆動アーム11の支持ピン14とを同じ側に配置させる。2つの駆動アーム11、21を向い合わせて並列に嵌め込むように配置し、且つ作動工程中、各部品の連動に干渉が生じないことを確保するために、各駆動アームに支持ピンや連結ピンを挿通させるための取り合せ孔や、必要な逃げ孔や、リミット孔等を設ける。例えば、駆動アーム11の孔111には、底板IIIに取り付けた支持ピン14を挿通させて連結するようにし、孔112には、駆動アーム11と制動シュー12を連結する連結ピン13を挿通させて連結するようにし、孔113には、駆動アーム11、21を連動させるピン5を挿通させて連結するようにする(図5(a)、(b)参照)。同じように、駆動アーム21上に孔211を設け、底板IIIに取り付けた支持ピン24を挿通させて連結するようにし、孔212には、駆動アーム21と制動シュー22の連結ピン23を挿通させて連結するようにし、孔213には、駆動アーム11、21を連動させる滑り金6と取り合わせて連結するようにする(図5(a)、(b)参照)。駆動アーム11、21は、向い合わせて、並列に嵌め込むように配置したので、駆動アーム11に逃げ孔115、116を設け、駆動アーム21にも逃げ孔215、216を設けている。逃げ孔115の役目は、駆動アーム11が、駆動アーム21と制動シュー22の連結ピン23との運動干渉が生じることを避けるためである。逃げ孔116の役目は駆動アーム11が、他の駆動アーム21の支持ピン24との運動干渉が生じることを避けるためであり、同じように、逃げ孔215は、駆動アーム21が、駆動アーム11と制動シュー12の連動ピン13との運動干渉が生じる

30

40

50

ことを避けるためであり、逃げ孔 2 1 6 は、駆動アーム 2 1 が他の駆動アーム 1 1 の支持ピン 1 4 と運動干渉が生じることを避けるためである。また、駆動アーム 1 1 と駆動アーム 2 1 にそれぞれスプリング V の連結孔 1 1 7、2 1 7 を設けている。また、駆動アームの支持腕 1 1 b 上のリミット孔 1 1 4 にはリミット・ピン 3 2 の一端部を収納して（図 6 (a)、(b) 参照）、2 自由度連動シュー機構と制動の隙間調節機構の連動を実現し、同時に駆動アーム 1 1、2 1 がリセット・スプリング V の作動時の回転量を制限して、これによって、制動シュー 1 2、2 2 と制動ドラム I V の隙間を自動的に調節、制限するようにする。リミット孔 1 1 4 の制動ドラム I V 側に近づいた内壁と、リミット・ピン 3 2 との間の制動状態での隙間によって、制動シュー 1 2、2 2 と制動ドラム I V の非制動状態での隙間が決まるが、摩擦板が摩耗した場合、駆動アーム 1 1 はリミット・ピン 3 2 を介して摩擦板 3 1 を働かして、一緒に新しい位置まで回って、制動シューと制動ドラムの隙間を調節する。上に述べた設計において、制動シュー 1 2、2 2 のウェブを駆動アーム 2 1 の 2 つの支持腕 2 1 a、2 1 b の間に配置する。

10

#### 【0030】

本実施例中、図 5 (a)、(b) に示すように、2 つの 2 自由度組合せシューの制動シューが相互に連動するようにするため、制動シュー 1 2 はダブル・ウェブ構造にし（図 3 (a)、(b) 参照）、制動シュー 2 2 はシングル・ウェブ構造にして（図 4 (a)、(b) 参照）、二つの制動シューのウェブを重ねることにより、お互いに重ね継ぎされている。そして、シングル・ウェブ制動シュー 2 2 はダブル・ウェブ制動シュー 1 2 の 2 つウェブ 1 2 a、1 2 b の間に挿入され、滑り金 4 と連動ピン 3 を用いて、2 つの制動シューが相互に連動できるようにし、また、制動シューに取り合せ孔を設け、そのうち、連動ピン 3 と取り合せられる円孔 1 2 2 は制動シュー 1 2 のダブル・ウェブが重ね継ぎされる部分に設けられ、滑り金 4 と取り合わせるスリット孔 2 2 2 は制動シュー 2 2 のウェブが重ね継ぎされる部分に設けられる。このようにして、制動シュー 1 2 の 2 つウェブ 1 2 a と 1 2 b を用いて、滑り金 4 が連動ピン 3 の軸方向に沿って変位しないようにして、滑り金 4 がスリット孔 2 2 2 から抜けることを防ぐ。滑り金 4 はスリット孔 2 2 2 中で滑るが、連動ピン 3 は滑り金 4 の円孔を貫通して、制動シュー 1 2 の孔 1 2 2 と取り合わせて、制動シュー 1 2、2 2 が放射方向で連動しても運動の干渉は生じないようにする。また、制動シュー 1 2 に連結ピン 1 3 と取り合わせる孔 1 2 1 を設けるが、同じように、制動シュー 2 2 上に連結ピン 2 3 と取り合わせる孔 2 2 1 を設ける。

20

30

#### 【0031】

図 6 (a)、(b) からわかるように、制動工程では、駆動アーム 1 1、2 1 の自由端 1 1 0、2 1 0 に別の作動力を加えると、それらはそれぞれ支持ピン 1 4、2 4 まわりに、制動ドラム I V に近づく方向（拡張方向）に回転して、制動シュー 1 2、2 2 は、駆動アームの連結ピン 1 3、2 3 まわりに制動ドラム I V を押す方向に働いて、制動シュー 1 2、2 2 の摩擦板と制動ドラム I V の間に放射方向の圧力を生じさせる。制動シュー 1 2、2 2 は連結ピン 1 3、2 3 まわりに駆動アーム 1 1、2 1 に対して回転するので、制動シュー 1 2、2 2 と制動ドラム I V の完全で良好な接触を確保できる。車輪が反時計方向に回転するとき、放射方向の圧力によって制動シュー 1 2、2 2 の摩擦板と制動ドラム I V の間に摩擦力が生じて、制動ドラム I V に対して、摩擦制動モーメントを加える。同時に、一方の側の制動シュー 1 2 上の摩擦力が連結ピン 1 3 に対する回転モーメントを生じて、制動シュー 1 2 の滑り金 4 に近い側の一端部を制動ドラム I V の方に、より押し付ける傾向があるが、滑り金 4 から遠く離れた一端部は制動ドラム I V から離れようとする傾向がある。同じように、他方の側の制動シュー 2 2 上の摩擦力は、連結ピン 2 3 に対する回転モーメントを生じて、制動シュー 2 2 の滑り金 4 から遠く離れた一端側を制動ドラム I V に、より押し付ける傾向があり、滑り金 4 に近い側の一端部は制動ドラム I V から離れようとする傾向がある。このため、若し設計が合理的なら、相互に連動する 2 つの制動シュー 1 2、2 2 の逆転傾向は基本的に相殺できて、摩擦板の圧力分布を均一にするのに有利であり、各制動シュー 1 2、2 2 の役割を十分に発揮できる。

40

#### 【0032】

50

本発明の実施例では、特有の構造を有するブレーキの隙間自動調節機構を採用したが、図6(a)、(b)に示すようにブレーキの隙間調節機構は、摩擦板31と、リミット・ピン32と、摩擦板回転軸33と、摩擦板押し付けスプリング34と、座金35とを含む。摩擦モーメントを有効に増大するために、摩擦板31は皿形構造を採用して、その剛性を増大するようにし、一方、摩擦板の周縁は制動底板IVに接触させ、摩擦板回転軸33は摩擦板中心の孔と制動底板III上の対応する孔を貫通して、制動底板IIIに連結し、摩擦板の押し付けスプリング34は摩擦板回転軸33に装着するが、制動底板IIIと座金35の間に取り付けて(若し、ブレーキ内部のスペースが十分なら、回転軸33の頭部と摩擦板31の間に、摩擦板押し付けスプリング、例えば、蝶形スプリングなどを設けても良い)、摩擦板31と制動底板IIIの間に所定の圧力を加え、リミット・ピン32は摩擦板31に固定するが、その一端部は駆動アームの支持腕11b上の孔114に差し込むようにし、リミット・ピン32とリミット孔114の内壁の間に所定の隙間を形成するようにする。

#### 【0033】

ブレーキの隙間の自動調節と自動制限の工程は次のとおりである。即ち、制動シュー12、22の摩擦板が摩耗した後、制動を施す場合、一方の側の駆動アーム11が制動シュー12を動かして、制動ドラムIVに押し付けると同時に、リミット孔114を介してリミット・ピン32とその摩擦板31を動かして、摩擦板31と制動底板III間の摩擦力に打ち勝って、それらを回転軸33まわりに一緒に新しい位置まで回転させるが、駆動アーム11の作動力の作用で摩擦板31がそれらを回転軸33まわりに回転させる以外には、例えばリセット・スプリングVの力や慣性力などでは摩擦板31を回転させることはできない。制動が解除されると、リセット・スプリングVの作用で、駆動アーム11、21はそれぞれ制動シュー12、22を動かして制動ドラムを離れて、駆動アーム11のリセット孔114の内壁(制動ドラムに近い側)がリミット・ピン32に当たるまで動く。駆動アーム11、21は相互に連動するので、駆動アーム11の動きが限定されると駆動アーム21の動きも限定される。このように、合理的設計を通じて、各関連部品の寸法及び関連性能パラメータをマッチングさせ、ブレーキの隙間の自動調節が実現でき、ブレーキの隙間はセットした最適値を保つことができる。

#### 【0034】

#### 【発明の効果】

以上述べたように、本発明ブレーキは多自由度連動シュー機構とブレーキの隙間の自動調節機構を採用することによって、この種のブレーキは、次に述べるような十分優れた性能を備えている。

(1)本発明のブレーキの制動効果及びその安定性が著しく向上した。多自由度連動シュー機構のブレーキは通常の摩擦係数(例えば、0.4)の場合、その制動効果因子は、従来の2方向自己倍力型ブレーキの制動効果因子(従来のブレーキの最高制動効果因子)に相当する。大きな熱劣化が発生しても(摩擦係数が0.2まで落ちる)、その制動効果因子は極めて高いレベルを維持し、従来の2主動シュー型ブレーキの通常の摩擦係数での制動効果因子に相当し、耐熱劣化の性能が著しく向上した。

(2)本発明ブレーキの使用寿命が著しく延長された。合理的な設計を通じて、可能な実際の摩擦係数の範囲において、本発明のブレーキの制動シューの各摩擦板上の圧力分布が均一化し、且つ各制動シュー摩擦板上の圧力は最大値に近づく。このため、制動シュー全体の寿命が長くなる方向へ向かい、各制動シューの役割を十分に発揮するので、制動シューの摩擦板の材料を十分に利用できる。また、本発明のブレーキ構造は摩擦板の総包囲角を大きくするのに有利であり、摩擦時の作動圧力を減らすことができる。これらはブレーキ使用寿命を延ばすのにもっとも有効である。

(3)本発明ブレーキは新型のブレーキの隙間調節機構を有するので、ブレーキの隙間自動調節をよりよく実現でき、制動性能の安定性を確保するばかりでなく、使用上の有利性を改善した。

(4)多自由度連動シュー機構は多数の制動制御システム回路を採用できるので、走行の

安全、信頼性を高める。

(5) 本発明ブレーキの多自由度組合せシューは、ブレーキの使用工程において、制動ドラムとの接触姿勢に自己順応性を持つようになり(制動ドラムに倣うように制動シューが姿勢変換する)、制動シューの摩擦板と制動ドラムが充分有効に接触できることを確保でき、摩擦材の局部小面積だけ接触することはありえない。このため、機械負荷と温度負荷によるブレーキ部品の構造が変形する現象を大幅に減らすと同時に、ブレーキ部品の製造又は組立誤差及び摩耗によって偏摩耗したり、接触する位置や圧力分布が変化するなどの影響を減らし、ブレーキの使用安定性を著しく高めた。

(6) 本発明ブレーキの制動効果が制動シューの摩擦板の摩耗とシューやドラムの変形に余り影響しないので、車両各軸の車輪ブレーキの制動力の差異を小さくするのに有利であり、車両を制動する時、偏揺れ現象を減らして、車輛の制動安定性及び走行安全性を改善した。これにより本発明のシュー・スラム式ブレーキはクランプ円板式ブレーキに匹敵できる。

10

(7) 本発明ブレーキは車輛が前に或いは後に向かって走行するときでも、優れた制動性能を有している。

【図面の簡単な説明】

【図1】

本発明の2自由度連動シュー機構のブレーキの一実施態様の全体構造図である。

【図2】

図1のブレーキの2自由度連動シュー機構と隙間調節機構と制動底板との組立概念図である。

20

【図3】

(a)、(b)は、それぞれ、図1のブレーキにおけるダブル・ウェブ2自由度組合せシューの全体図及び部品分解図である。

【図4】

(a)、(b)は、それぞれ、図1のブレーキにおける、シングル・ウェブ2自由度組合せシューの全体図及び部品分解図である。

【図5】

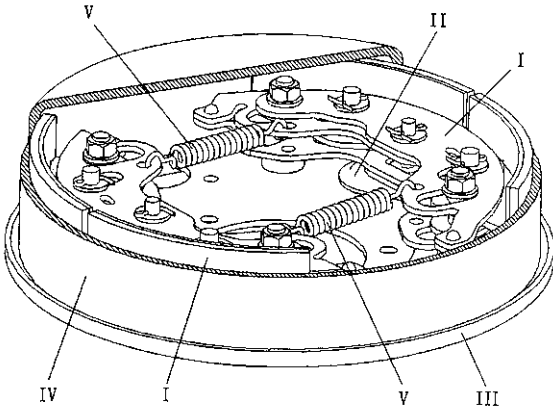
(a)、(b)は、それぞれ、図1のブレーキにおける、2自由度組合せシューの全体図及び部品分解図である。

30

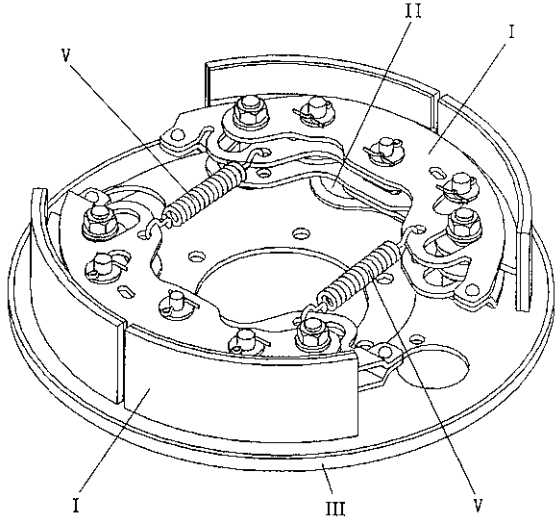
【図6】

(a)、(b)は、それぞれ、図1のブレーキにおける、2自由度連動シュー機構と、隙間調節機構と、制動底板との三者の組み立てを示す断面図及び分解図である。

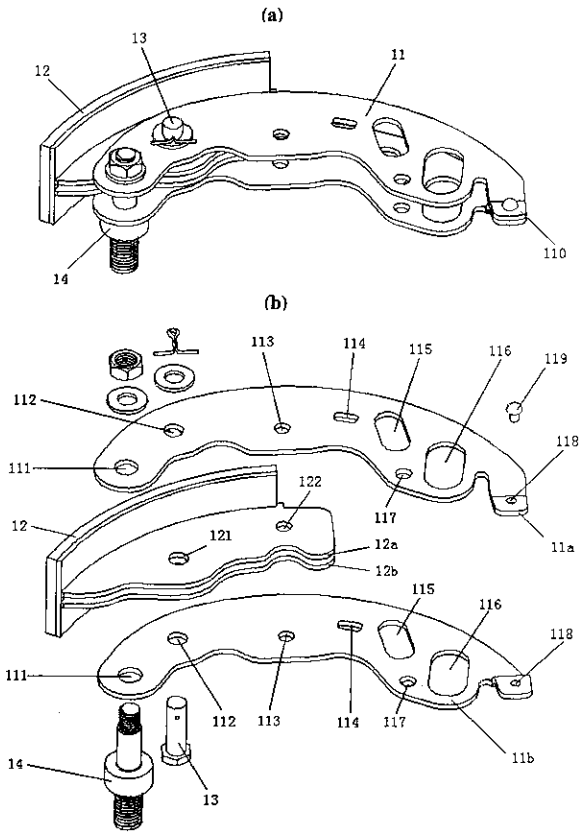
【 図 1 】



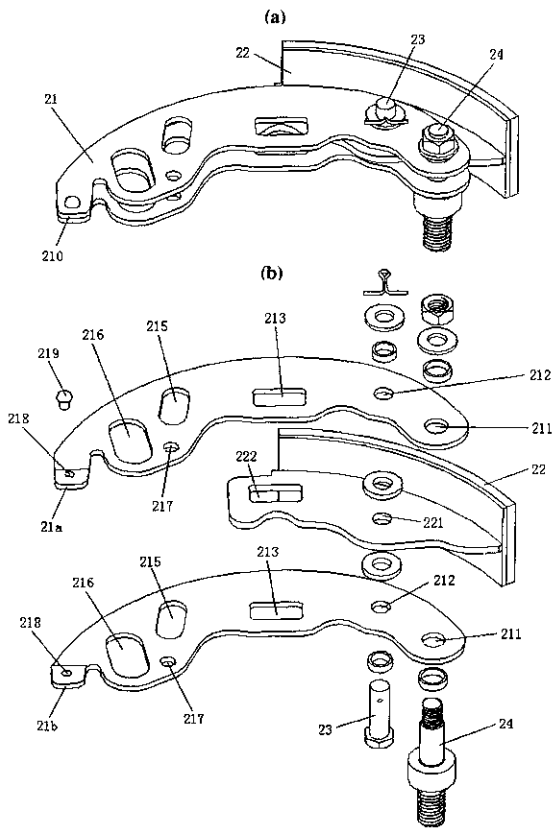
【 図 2 】



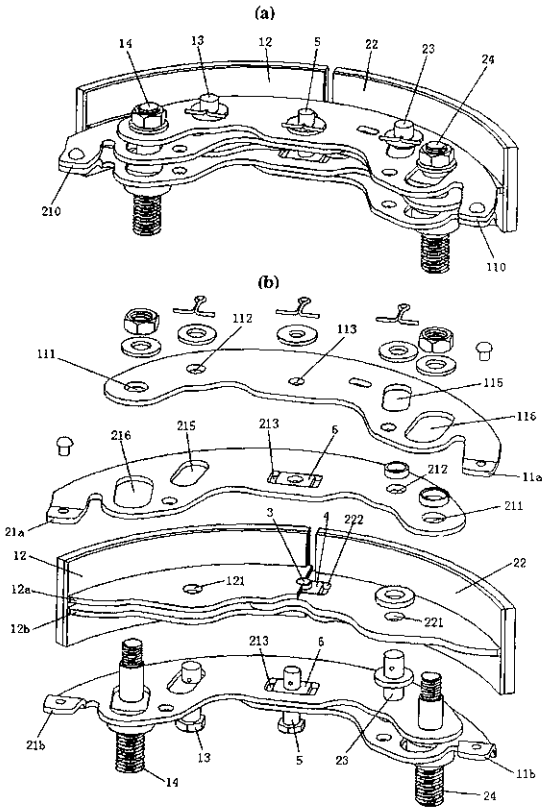
【 図 3 】



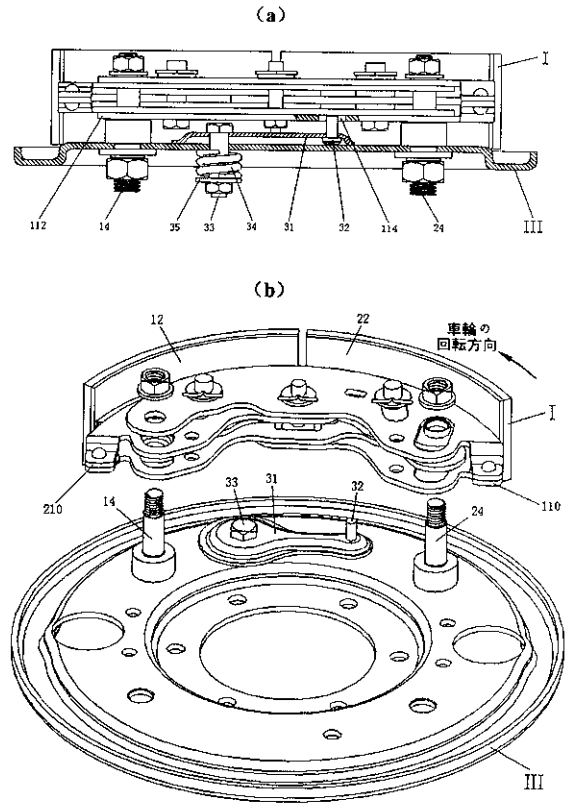
【 図 4 】



【 図 5 】



【 図 6 】





【国际公开パンフレット】

(12) 按照专利合作条约所公布的国际申请

(19) 世界知识产权组织  
国际局



(43) 国际公布日:  
2002年5月10日(10.05.02)

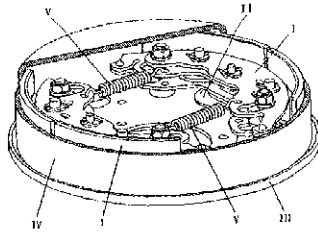
(10) 国际公布号:  
WO 02/36980 A1

- (51) 国际分类号: F16D 51/16
- (21) 国际申请号: PCT/CN01/01461
- (22) 国际申请日: 2001年9月28日(28.09.01)
- (25) 申请语言: 中文
- (26) 公布语言: 中文
- (30) 优先权: 00124983.5 2000年9月29日(29.09.00) CN
- (71) 申请人(对除美国以外的所有指定国): 清华大学 (TSINGHUA UNIVERSITY) [CN/CN]; 中国北京市海淀区清华大学, Beijing 100084 (CN); 北京华安恒汽车系统技术发展有限公司(BEIJING HUA-SHI-HENG AUTOMOTIVE SYSTEMS TECHNOLOGY DEVELOPMENT CO. LTD.) [CN/CN]; 中国北京市海淀区科技园振兴路9号, Beijing 102200 (CN).
- (72) 发明人;及  
(75) 发明人/申请人(仅对美国): 吕振华(LU Zhenhua) [CN/CN]; 中国北京市海淀区清华大学汽车工程系, Beijing 100084 (CN); 韩文明(HAN, Wenzhang) [CN/CN]; 中国北京市海淀区清华大学汽车工程系, Beijing 100084 (CN).
- (74) 代理人: 中科专利商标代理有限公司(CHINA SCIENCE PATENT & TRADEMARK AGENT LTD); 中国北京市海淀区海淀路80号中科大厦16层, Beijing 100080 (CN).
- (81) 指定国(国家): AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MY, NZ, NO, NZ, PL, PT, RO, RU, SD, SE, SG, SI, SK, SL, TJ, TM, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VN, YD, ZA, ZW
- (84) 指定国(地区): ARIPO专利(GH, GM, KE, LS, MW, MZ, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZW), 欧亚专利(AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), 欧洲专利(AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR), OAPI专利(BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG)

本国际公布:  
— 包括国际检索报告。

所引用双字母代码和其它缩写符号, 请参看刊登在每期PCT公报期刊起始的“代码及缩写符号简表说明”。

(54) Title: DRUM BRAKE WITH COOPERATING SHOES OF MULTI-FREEDOM  
(54) 发明名称: 具有多自由度联动蹄的蹄-鼓式制动器



WO 02/36980 A1

(57) Abstract: The present invention relates to a drum brake including a multi-freedom cooperating-shoe mechanics and a gap automatic-adjusting mechanics. Said cooperating-shoe mechanics is comprised of two shoe assemblies, these shoe assemblies cooperate with each other. Each brake shoe of shoe assembly is hinged to its drive arm which is hinged and supported on a base plate. The multi-freedom cooperating-shoe mechanics also co-operates with said gap automatic-adjusting mechanics. Advantageously the present drum brake has enhanced brake effect and reliability, the abilities of heat-resistance, wet-degeneracy resistance were improved, also is the pressure distribution of the frictional members, the lifetime of the drum brake is increased, the gap between of frictional members could be adjusted automatically. At all, the invention has perfect performances.

{ 继续页 }

WO 02/36980 A1 

---

**(57) 摘要**

本发明是一类具有多自由度联动蹄机构和间隙自动调节机构的蹄—鼓式制动器。每个多自由度联动蹄机构由两个多自由度组合蹄构成，它们的制动蹄互相联动；多自由度组合蹄的制动蹄与其驱动臂相连接，驱动臂又铰支于制动底板上；制动器间隙调节机构与多自由度联动蹄机构相联动。本发明制动器可同时提高制动效能及其稳定性，显著改善抗热、水衰退性能和摩擦副压力分布均匀性，延长使用寿命，并自动调节摩擦副间隙，可实现较理想的综合性能。

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

具有多自由度联动蹄的蹄—鼓式制动器技术领域

本发明属于制动器技术领域，可用于车辆、行驶机械、动力机械等。

5 背景技术

车辆和行驶机械制动系总体设计性能的实现在很大程度上取决于各个车轮制动器的技术性能，因此在设计上往往对制动器提出很高的技术要求。然而，现代车辆普遍采用的摩擦式制动器的实际工作性能是整个制动系中最复杂、最不稳定的因素。至今在车辆上常用的制动器有蹄—鼓式制动器和钳—盘式制动器。对于具有较长发展历史

10 的蹄—鼓式制动器，其突出优点是可利用制动蹄的增势效应而达到很高的制动效能因数（一般为 2~7），并具有多种不同性能的可选结构型式（包括领从蹄型、双领蹄型、双向自增力型等），对各种车辆的制动性能要求的适应面宽，至今仍然在除部分轿车以外的各种车辆的制动器中占主导地位。传统的蹄—鼓式制动器的主要缺点则在于：其制动效能的稳定性较差，制动效能因数越高的制动器对摩擦材料的热衰退越

15 敏感；其摩擦副的压力分布均匀性也较差，因而导致摩擦片的不均匀磨损；另外，在摩擦副局部接触的情况下容易使制动器制动力矩发生较大的变化，因此容易使左右车轮的制动力产生较大差值，从而导致车辆制动跑偏。对于钳—盘式制动器，其制动效能稳定性和散热性好，对摩擦材料的热衰退较不敏感，摩擦副的压力分布较均匀，而且结构较简单、维修较简便。但是，钳—盘式制动器的缺点在于：其制动效能因数很

20 低（只有 0.7 左右），因此要求很大的驱动力，导致其摩擦副的工作压强和温度高；制动盘易被污染和锈蚀；当用作后轮制动器时不易加装驻车制动机构等。

发明内容

本发明的目的是克服已有制动器技术的不足之处，提出一类新型的蹄—鼓式制动器设计方案，它可充分发挥蹄—鼓式制动器制动效能因数高的优点，同时具有摩擦

25 副压力分布均匀、制动效能稳定以及制动器间隙自动调节机构较理想等优点。

本发明是一类具有多自由度联动蹄机构的蹄—鼓式制动器，它至少包括制动器间隙调节机构、制动底板、制动鼓，其特征在于，还包括多自由度联动蹄机构。所说的每个多自由度联动蹄机构是由两个多自由度组合蹄组成的，两个多自由度组合蹄的制动蹄之间通过制动蹄联动机构互相联接；每个多自由度组合蹄主要由驱动臂、

30 制动蹄、联接销、支承销构成，每个多自由度组合蹄的制动蹄通过联接销与驱动臂

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

相铰接，多自由度组合蹄又通过与驱动臂相铰接的支承销安装在制动底板上；所说的制动器间隙调节机构安装于制动底板上，并与多自由度联动蹄机构相联动；所说的制动鼓套置在多自由度联动蹄机构之外，并与其形成摩擦副。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，而所说的每个多自由度组合蹄具有二个自由度，由两个二自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接销为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销也为圆柱铰链；两个二自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个二自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有二个自由度，所说的每个多自由度组合蹄也具有二个自由度，由两个二自由度组合蹄组成一个二自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销也为圆柱铰链；两个二自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个二自由度组合蹄的驱动臂之间也通过驱动臂联动机构互相联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个四自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有四个自由度，由两个四自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为球铰；两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个四自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动；而所说的每个多自由度组合蹄具有四个自由度，由两个四自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为球铰；两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个四自由度组合蹄的驱动臂之

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

间也通过驱动臂联动机构互相联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个四自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有四个自由度，由两个四自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为球铰联，  
5 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链；两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两支支承销相距一定距离，每个支承销置于其驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个四自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

10 所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；而所说的每个多自由度组合蹄也具有四个自由度，由两个四自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为球铰联，  
15 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链；两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两支支承销相距一定距离，每个支承销置于其驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个四自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个四自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动；而  
20 所说的每个多自由度组合蹄也具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链，  
每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为椭圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，  
25 该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链，  
30 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为椭圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个四自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；而所说的每个多自由度组合蹄具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为椭圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束。每个制动蹄与其驱动臂的联接为椭圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相联动。

所说的驱动臂联动机构由与一驱动臂相接的联动销和位于另一驱动臂长孔中的滑块组成，该滑块通过其上的孔与驱动臂的联动销相联接，并可在长孔中相对滑动。

所说的每个多自由度联动蹄机构中的每个多自由度组合蹄的驱动臂具有两个支臂，由两个支臂之间形成容纳其它零件的空间；每个驱动臂上至少设有若干个配合孔、让位孔或限位孔；两驱动臂嵌套布置，一个驱动臂的两支臂容纳着另一个驱动臂，被容纳的驱动臂的两支臂内部容纳着制动蹄的腹板。

所说的每个多自由度联动蹄机构的两个多自由度组合蹄的制动蹄中之一为单腹板制动蹄，另一个则为双腹板制动蹄；在两制动蹄邻接处，它们的腹板互相搭接，单腹板制动蹄的腹板位于另一个制动蹄的两腹板之间；在腹板搭接处设有制动蹄联动机构。

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

所说的每个多自由度联动蹄机构的制动蹄联动机构由穿过腹板搭接处双腹板上圆孔的联动销和腹板搭接处单腹板上长孔中的滑块组成,该滑块通过其上的孔与联动销相联接,并可在长孔中相对滑动。

- 所说的制动器间隙调节机构主要由摩擦盘、摩擦盘转轴、摩擦盘压紧弹簧、螺母、垫片和限位销组成;该摩擦盘与制动底板相接触,限位销相对于摩擦盘转轴偏置一定的距离并与摩擦盘相固接;该摩擦盘转轴穿过摩擦盘中心孔,与制动底板相联接;摩擦盘压紧弹簧套在摩擦盘转轴上,使摩擦盘与制动底板之间产生预定的压力;限位销一端部被容纳于驱动臂靠近制动底板一侧支臂上的限位孔中,限位销与限位孔内壁之间具有预定的间隙。
- 10 本发明制动器的工作过程为:作用于驱动臂自由端的促动力使驱动臂绕其支承销转动,然后通过制动蹄与驱动臂的联接销带动制动蹄压向制动鼓,使制动蹄上的摩擦片与制动鼓相接触并产生径向压力。上述多自由度组合蹄支承在固定不转的制动底板上,当车轮旋转时,由制动蹄摩擦片与制动鼓之间的摩擦力对制动蹄形成绕其联接销中心的力矩。对于单个多自由度组合蹄,要使得制动效能比较高且稳定、
- 15 摩擦片最大压强小于容许值且分布比较均匀是相当困难的。因此,一般需采用两套多自由度组合蹄一起联合工作,制动蹄之间互相联动,但不发生运动干涉;每个制动蹄与一个驱动臂联接并布置在靠近驱动臂支承销的位置;制动蹄与驱动臂的联接销和驱动臂的支承销可以采用圆柱铰、球头铰或椭圆柱铰,每个多自由度联动蹄的两个驱动臂可联动也可不联动,从而构成二自由度、三自由度或四自由度联动蹄机构。这种结构既可有效地提高制动器的制动效能和抗热衰退性能,又可避免制动蹄绕其联接销产生不利的翻转,从而可大大改善各制动蹄与制动鼓的接触均匀性和摩擦片上压力分布的均匀性。

- 另一方面,充分利用制动蹄在许可的运动范围内可以在驱动臂上绕联接销转动这一特点,采用了一类新型的间隙调节机构来实现制动蹄与制动鼓之间间隙的自动限定与自动调节,而不象一些传统的蹄—鼓型制动器那样采用偏心销等机构来手动调节制动器间隙。
- 25

综上所述,本发明制动器采用了多自由度联动蹄机构和制动器间隙自动调节机构等,使此类制动器具有下述十分优良的整体性能:

- (1) 本发明制动器的制动效能及其稳定性显著提高。对于具有多自由度联动蹄机构的制动器,在正常摩擦系数下(例如 0.4),其制动效能因数可与传统的双向
- 30

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

自增力型制动器的制动效能因数(即传统制动器的最高制动效能因数)相当;在发生严重的热衰退时(摩擦系数降至 0.2),其制动效能因数仍然保持在很高的水平,几乎与传统的双领蹄型制动器在正常摩擦系数下的制动效能因数相当,因而抗热衰退的性能得到显著提高。

5 (2) 本发明制动器的使用寿命显著延长,通过合理设计,在所有可能的实际摩擦系数范围内,本发明制动器的每个制动蹄摩擦片上的压力分布都比较均匀,而且各个制动蹄摩擦片上的最大压力接近,因而全部制动蹄趋于等寿命,充分发挥了每个制动蹄的作用,并充分利用了每个制动蹄的摩擦片材料;此外,本发明制动器结构有利于增大摩擦片的总包角,从而可降低摩擦副的工作压力。这些都十分有利于  
10 于延长制动器的使用寿命。

(3) 本发明制动器具有一种新型的制动器间隙调节机构,可更好地实现制动器间隙的自动调节,既保证了制动性能的稳定,又大大改善了使用方便性。

(4) 多自由度联动蹄机构有利于方便地采用较多回路的制动操纵系统,因此提高了行车的安全可靠性。

15 (5) 本发明制动器的多自由度组合蹄具有与制动鼓的接触姿态自适应性。在制动器的使用过程中,可保证制动蹄摩擦片与制动鼓的充分有效接触,不会出现摩擦副局部小面积接触的情况,从而可大大减小因机械载荷和温度载荷引起的制动器零部件结构变形、制动器零部件的加工装配误差以及磨损对摩擦副接触区的大小、位置及压力分布特性等的影响,显著提高制动器的使用稳定性。

20 (6) 由于本发明制动器的制动效能对制动蹄摩擦片的磨损和蹄、鼓的变形等影响因素较不敏感,有利于减小车辆各轴的车轮制动器的制动力之间的差异,所以可减少车辆制动跑偏现象,改善车辆的制动稳定性及行驶安全性。这将使本发明蹄一鼓式制动器在此方面可与钳一鼓式制动器相媲美。

(7) 本发明制动器对于车辆向前或向后行驶时都具有同样优良的制动性能。

#### 25 附图说明

本发明专利说明书包括以下附图:

图 1 为本发明的一种具有二自由度联动蹄机构的制动器实施例总体结构图。

图 2 为图 1 制动器的二自由度联动蹄机构和间隙调节机构与制动底板的装配关系示意图。

30 图 3a、3b 为图 1 制动器的双腹板二自由度组合蹄的总成图和零件分解图。



WO 02/36980

PCT/CN01/01461

图 4a、4b 为图 1 制动器的单版板二自由度组合蹄的总成图和零件分解图。

图 5a、5b 为图 1 制动器的二自由度联动蹄的总成图和零件分解图。

图 6a、6b 为图 1 制动器的二自由度联动蹄机构、间隙调节机构和制动底板三者的装配图。

#### 5 具体实施方式

下面参照各附图对本发明的一种具有二自由度联动蹄机构的制动器实施例进行详细说明。

图 1 中给出了本发明制动器的一种由两个二自由度组合蹄组成的二自由度联动蹄机构制动器的实施例。图 1 和图 2 表示出组成该制动器结构的分总成及零部件：

10 二自由度联动蹄机构 I，制动器间隙调节机构 II，制动底板 III，制动鼓 IV，回位弹簧 V。二自由度联动蹄机构 I 和制动器间隙调节机构 II 分别通过圆柱支承销 14、24 和球滚盘转轴 33 安装于制动底板 III 的一边；制动器间隙调节机构 II 通过限位销 32 伸入驱动臂 11 的支臂 11b 上的孔 114，实现制动器间隙调节机构与多自由度联动蹄机构 I 的联动和限位，它们的联接关系详见图 6a、6b 所示。另一套二自由度联动蹄机构及其制动器间隙调节机构以同样的联接方式安装于制动底板的另一边。由于本实施例中的两套二自由度联动蹄机构及其制动器间隙调节机构完全一样，因此下面只描述其中一边的一套二自由度联动蹄机构及其制动器间隙调节机构。

20 如图 3a、3b 所示，驱动臂 11、制动蹄 12、联接销 13、支承销 14 构成一个二自由度组合蹄 1，制动蹄 12 通过联接销 13 与驱动臂 11 相铰接，驱动臂 11 连同制动蹄 12 一起又可绕安装在制动底板 III 上的支承销 14 转动；同样，如图 4a、4b 所示，驱动臂 21、制动蹄 22 联接销 23、支承销 24 组成另一个二自由度组合蹄 2，制动蹄 22 通过联接销 23 与驱动臂 21 相铰接，驱动臂 21 连同制动蹄 22 一起又可绕安装在制动底板 III 上的支承销 24 转动。制动蹄 12、22 分别在驱动臂 11、21 上靠近支承销布置，从而有效提高了制动器的制动效能和抗热衰退的能力；两制动蹄 12、22 之间通过销 3 和滑块 4 组成的联动机构相联接（见图 5a、5b），使得两个制动蹄可以在径向互相联动且可在周向相对滑动而不发生运动干涉。

30 在本实施例的结构中，联接销 13 和 23 以及支承销 14 和 24 均为圆柱销，因此每个多自由度组合蹄就成为二自由度组合蹄；另外，不仅制动蹄 12 和 22 之间实现联动，而且驱动臂 11 和 21 之间也通过销 5 和滑块 6 组成的联动机构实现联动（见图 5a、5b），因此二自由度组合蹄 1 和 2 就构成了一个二自由度联动蹄机构。若驱动

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

臂 11 和 21 之间取消联动机构, 二自由度组合蹄 1 和 2 就构成了一个三自由度联动蹄机构。

如果支承销 14 和 24 分别与驱动臂 11 和 21 以球铰链相联接, 而联接销 13 和 23 仍为圆柱铰链, 则原来的二自由度组合蹄即变为四自由度组合蹄。若驱动臂 11 和 21 5 之间联动, 则由两个四自由度组合蹄就构成了一个三自由度联动蹄机构, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动; 若驱动臂 11 和 21 之间取消联动机构, 则由两个四自由度组合蹄就构成了一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束。

如果支承销 14 和 24 分别与驱动臂 11 和 21 以圆柱铰链相联接, 而制动蹄 12 与驱动臂 11 以及制动蹄 22 与驱动臂 21 以球铰链相联接, 则多自由度组合蹄为四自由度组合蹄。若驱动臂 11 和 21 之间联动, 则由两个四自由度组合蹄就构成了一个二自由度联动蹄机构, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动; 若驱动臂 11 和 21 之间取消联动机构, 则由两个四自由度组合蹄就构成了一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束。

如果支承销 14 和 24 分别与驱动臂 11 和 21 以椭圆柱铰链相联接, 而联接销 13 和 23 仍为圆柱铰链, 则原来的二自由度组合蹄即变为三自由度组合蹄。若驱动臂 11 和 21 之间联动, 则由两个三自由度组合蹄就构成了一个三自由度联动蹄机构, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动; 若驱动臂 11 和 21 之间取消联动机构, 则由两个三自由度组合蹄就构成了一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束。

如果支承销 14 和 24 分别与驱动臂 11 和 21 以圆柱铰链相联接, 而制动蹄 12 与驱动臂 11 以及制动蹄 22 与驱动臂 21 以椭圆铰链相联接, 则多自由度组合蹄为三自由度组合蹄。若驱动臂 11 和 21 之间联动, 则由两个三自由度组合蹄就构成了一个三自由度联动蹄机构, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动; 若驱动臂 11 和 21 之间取消联动机构, 则由两个三自由度组合蹄就构成了一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束。

为实现上述各种型式的多自由度联动蹄机构的联接关系, 在上述的两个多自由度组合蹄构成的多自由度联动蹄机构中, 驱动臂采用具有两个支臂的结构。对于二自由度联动蹄机构, 如图 3a、3b 和图 4a、4b 所示, 驱动臂 11 和 21 分别具有两个支臂 11a、11b 和 21a、21b, 两个支臂 11a、11b 利用铆钉 119 穿过孔 118 铆接成一体, 两个支

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

臂 21a、21b 利用铆钉 219 穿过孔 218 铆接成一体, 每个驱动臂的两支臂之间的空间可容纳其它零件。两个驱动臂 11 和 21 相向并列嵌套布置, 驱动臂 21 位于驱动臂 11 的两支臂 11a、11b 之间, 支承销 14 和 24 分别属于驱动臂 11 和 21 的一端, 相距一定的距离, 驱动臂 11 的自由端 110 与驱动臂 21 的支承销 24 位于同一侧, 驱动臂 21 的自由端 210 与驱动臂 11 的支承销 14 位于同一侧。为实现两个驱动臂 11 和 21 相向并列嵌套布置, 且保证在工作过程中各零件的运动不发生干涉, 在每个驱动臂上设有与支承销和联接销相配合的孔以及必要的让位孔及限位孔等, 例如: 驱动臂 11 上的孔 111 与安装在底板 III 上的支承销 14 相配合联接, 孔 112 与联接驱动臂 11 和制动蹄 12 的联接销 13 相配合联接, 孔 113 与使驱动臂 11 和 21 实现联动的销 5 相配合联接 (见图 5a、5b); 同样地, 驱动臂 21 上设有孔 211 与安装在底板 III 上的支承销 24 相配合联接, 孔 212 与联接驱动臂 21 和制动蹄 22 的联接销 23 相配合联接, 孔 213 与使驱动臂 11 和 21 实现联动的滑块 6 相配合联接 (见图 5a、5b)。由于驱动臂 11 和 21 相向并列嵌套布置, 因此驱动臂 11 上设有让位孔 115、116, 驱动臂 21 上也设有让位孔 215、216。让位孔 115 用于避免驱动臂 11 与联接驱动臂 21 和制动蹄 22 的联接销 23 发生运动干涉, 让位孔 116 用于避免驱动臂 11 与另一驱动臂 21 的支承销 24 发生运动干涉; 同样地, 让位孔 215 用于避免驱动臂 21 与联接驱动臂 11 和制动蹄 12 的联接销 13 发生运动干涉, 让位孔 216 用于避免驱动臂 21 与另一驱动臂 11 的支承销 14 发生运动干涉。驱动臂 11 和驱动臂 21 还分别设有弹簧 V 的连接孔 117 和 217。另外, 驱动臂支臂 11b 上限位孔 114 容纳着限位销 32 的一端部 (见图 6a、6b), 用来实现二自由度联动蹄机构与制动器间隙调节机构的联动以及限定驱动臂 11 和 21 在回位弹簧 V 作用下的转动量, 借以自动调节和限定制动蹄 12 和 22 与制动鼓 IV 的间隙; 限位孔 114 靠近制动鼓 IV 一侧的内壁与限位销 32 之间在制动状态的间隙决定了制动蹄 12 和 22 与制动鼓 IV 在非制动状态下的间隙; 当摩擦片磨损以后, 驱动臂 11 通过限位销 32 带动摩擦盘 31 一起转动至一新位置, 借以调节制动蹄与制动鼓的间隙。在上述设计方案中, 制动蹄 12 和 22 的腹板均布置在驱动臂 21 的两支臂 21a 和 21b 之间。

在本实施例中, 如图 5a、5b 所示, 为实现两个二自由度组合蹄的制动蹄互相联动, 制动蹄 12 采用双腹板结构 (如图 3a、3b 所示), 制动蹄 22 采用单腹板结构 (如图 4a、4b 所示), 两个制动蹄的腹板在邻接处互相搭接, 单腹板制动蹄 22 的腹板位于双腹板制动蹄 12 的两腹板 12a 和 12b 之间, 以便可利用滑块 4 和联动销 3 来实现

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

两制动蹄互相联动。在制动蹄上设有配合孔，其中与联动销 3 相配合的圆孔 122 位于制动蹄 12 的双腹板搭接处，而与滑块 4 相配合的长孔 222 位于制动蹄 22 的腹板搭接处。这样可以利用制动蹄 12 的两腹板 12a 和 12b 来限定滑块 4 沿联动销 3 轴向的位移，防止滑块 4 脱出长孔 222。滑块 4 可以在长孔 222 中滑动，联动销 3 穿过滑块 4 上的孔与制动蹄 12 上的孔 122 相配合，使得制动蹄 12、22 可以在径向联动而不发生运动干涉。另外，在制动蹄 12 上还设有与联接销 13 配合的孔 121，类似地，在制动蹄 22 上还有与联接销 23 相配合的孔 221。

参见图 6a、6b，在制动过程中，在驱动臂 11、21 的自由端 110、210 上分别施加促动力，使其分别绕支承销 14、24 向靠近制动鼓 IV 的方向转动，然后通过制动蹄与驱动臂的联接销 13、23 带动制动蹄 12、22 压向制动鼓，使得制动蹄摩擦片与制动鼓之间产生径向压力。由于制动蹄可绕联接销相对于驱动臂转动，从而可保证制动蹄与制动鼓完全良好地接触。当车轮逆时针旋转时，由径向压力在制动蹄摩擦片与制动鼓之间产生摩擦力，形成对制动鼓的摩擦制动力矩。同时，制动蹄 12 上的摩擦力形成对联接销 13 的转动力矩，使得制动蹄 12 靠近滑块 4 的一端有进一步压向制动鼓的趋势，而远离滑块 4 的一端有离开制动鼓的趋势；同样道理，制动蹄 22 上的摩擦力形成对联接销 23 的转动力矩，使得制动蹄 22 的远离滑块 4 的一端有进一步压向制动鼓的趋势，而靠近滑块 4 的一端有离开制动鼓的趋势。因此，如果设计合理，互相联动的两制动蹄 12、22 的翻转趋势可以基本抵消，有利于摩擦片压力呈均匀分布，充分发挥每一个制动蹄的作用。

在本发明的实施例中，采用独特结构的制动间隙自动调节机构，如图 6a、6b 所示，制动器间隙调节机构主要由摩擦盘 31、限位销 32、摩擦盘转轴 33、摩擦盘压紧弹簧 34、垫片 35 等组成。为有效增大摩擦力矩，摩擦盘 31 采用碟形结构，一方面增大了其刚度，另一方面使摩擦盘的周边与制动底板 III 相接触；摩擦盘转轴 33 穿过摩擦盘中央的孔和制动底板 III 上相应的孔与制动底板相联接；摩擦盘压紧弹簧 34 套在摩擦盘转轴 33 上，压紧在制动底板 III 和垫片 35 之间（如果制动器的内部间隙允许，也可在转轴 33 的头部与摩擦盘 31 之间设置摩擦盘压紧弹簧，例如碟形弹簧等），使摩擦盘 31 与制动底板 III 之间产生预定的压力；限位销 32 固定在摩擦盘 31 上，并且它的一端部伸入驱动臂支臂 11b 上的孔 114 中，限位销 32 与限位孔 114 内壁之间具有预定的间隙。

制动器间隙的自动调节和限定的过程如下：当制动蹄摩擦片磨损后，在实施制

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

动时，驱动臂 11 带动制动蹄压向制动鼓的同时，也通过限位孔 114 带动限位销 32 连同其摩擦盘 31 克服摩擦盘与制动底板间的摩擦力一起绕它们的转轴 33 转动至一新位置，除了在驱动臂促动力的作用下可以使摩擦盘 31 绕它们的转轴 33 转动外，在其它情况下的回位弹簧力及惯性力等都不能使摩擦盘 31 转动；当制动解除后，在回位弹簧 V 的作用下，驱动臂 11 和 21 分别带动制动蹄 12 和 22 离开制动鼓，直到驱动臂 11 上的限位孔 114 的靠近制动鼓一侧的内壁靠在限位销 32 上为止，由于驱动臂 11 和 21 互相联动，因此驱动臂 11 得到限定的同时，驱动臂 21 也得到了限定。这样，通过合理设计，匹配各有关零件的尺寸及有关性能参数，即可实现制动器间隙的自动调节，使制动器间隙保持在设定的最佳值。

10

15

20

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

权 利 要 求

1、一种具有多自由度联动蹄机构的蹄—鼓式制动器,它至少包括制动器间隙调  
 节机构、制动底板、制动鼓,其特征在于还包括多自由度联动蹄机构。所说的每个  
 5 多自由度联动蹄机构是由两个多自由度组合蹄组成的,两个多自由度组合蹄的制  
 动蹄之间通过制动蹄联动机构互相联接;每个多自由度组合蹄主要由驱动臂、制动蹄、  
 联接销、支承销构成,每个多自由度组合蹄的制动蹄通过联接销与驱动臂相联接,  
 多自由度组合蹄又通过与驱动臂相联接的支承销安装在制动底板上;所说的制动器  
 10 间隙调节机构安装于制动底板上,并与多自由度联动蹄机构相联动;所说的制动鼓  
 套置在多自由度联动蹄机构之外,并与其形成摩擦副。

2、按权利要求 1 所述的制动器,其特征在于:所说的每个多自由度联动蹄机构  
 具有二个自由度,而所说的每个多自由度组合蹄具有二个自由度,由两个二自由度  
 组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构,其余自由度受到约束;每个制动蹄与其驱动  
 15 臂的联接为圆柱铰链,每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接也为圆柱铰链;两个二  
 自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置,两支支承销相距一定距离,每个支承销置  
 于其驱动臂的一端,该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧;两个二  
 自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

3、按权利要求 1 所述的制动器,其特征在于:所说的每个多自由度联动蹄机构  
 具有二个自由度,所说的每个多自由度组合蹄也具有二个自由度,由两个二自由度  
 20 组合蹄组成一个二自由度联动蹄机构,其余自由度受到约束;每个制动蹄与其驱动  
 臂的联接为圆柱铰链,每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接也为圆柱铰链;两个二  
 自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置,两支支承销相距一定距离,每个支承销置  
 于相应的驱动臂的一端,该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧;两个  
 二自由度组合蹄的驱动臂之间也通过驱动臂联动机构互相联动。

4、按权利要求 1 所述的制动器,其特征在于:所说的每个多自由度联动蹄机构  
 具有四个自由度,包括一个侧倾自由度,即每个四自由度联动蹄机构绕其两个驱动  
 臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动;所说的每个多自由度组合蹄也具有四个  
 25 自由度,由两个四自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构,其余自由度受到约  
 束;每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链,每个驱动臂的支承销与驱动臂的联  
 30 接为球铰;两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置,两个支承销相距一定距

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

离, 每个支承销置于相应的驱动臂的一端, 该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧; 两个四自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

5、按权利要求 1 所述的制动器, 其特征在于: 所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动; 而所说的每个多自由度组合蹄具有四个自由度, 由两个四自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束; 每个制动蹄与其驱动臂的联接为圆柱铰链, 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为球铰; 两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置, 两个支承销相距一定距离, 每个支承销置于相应的驱动臂的一端, 该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧; 两个四自由度组合蹄的驱动臂之间也通过驱动臂联动机构互相联动。

6、按权利要求 1 所述的制动器, 其特征在于: 所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度, 包括一个侧倾自由度, 即每个四自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动; 所说的每个多自由度组合蹄也具有四个自由度, 由两个四自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束; 每个制动蹄与其驱动臂的联接为球铰联, 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链; 两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置, 两支承销相距一定距离, 每个支承销置于其驱动臂的一端, 该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧; 两个四自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

7、按权利要求 1 所述的制动器, 其特征在于: 所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度, 包括一个侧倾自由度, 即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动; 而所说的每个多自由度组合蹄具有四个自由度, 由两个四自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约束; 每个制动蹄与其驱动臂的联接为球铰联, 每个驱动臂的支承销与驱动臂的联接为圆柱铰链; 两个四自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置, 两支承销相距一定距离, 每个支承销置于其驱动臂的一端, 该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧; 两个四自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相联动。

8、按权利要求 1 所述的制动器, 其特征在于: 所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度, 包括一个侧倾自由度, 即每个四自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动; 而所说的每个多自由度组合蹄具有三个自由度, 由两个三自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构, 其余自由度受到约

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

束；每个制动蹄与其驱动臂的连接为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的连接为椭圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

5 9、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个驱动臂的支承销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束；每个制动蹄与其驱动臂的连接为圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂的  
10 连接为椭圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相

10 联动。  
11、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的每个多自由度联动蹄机构具有四个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个四自由度联动蹄机构绕其两个制  
15 动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；而所说的每个多自由度组合蹄具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个四自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束；每个制动蹄与其驱动臂的连接为椭圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂  
20 的连接为圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间不联动。

11、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的每个多自由度联动蹄机构具有三个自由度，包括一个侧倾自由度，即每个三自由度联动蹄机构绕其两个制  
25 动蹄的联结销铰链中心的连线的小角度转动；所说的每个多自由度组合蹄也具有三个自由度，由两个三自由度组合蹄组成一个三自由度联动蹄机构，其余自由度受到约束；每个制动蹄与其驱动臂的连接为椭圆柱铰链，每个驱动臂的支承销与驱动臂  
30 的连接为圆柱铰链；两个三自由度组合蹄的驱动臂可相向并列布置，两个支承销相距一定距离，每个支承销置于相应的驱动臂的一端，该驱动臂的自由端与另一驱动臂的支承销位于同一侧；两个三自由度组合蹄的驱动臂之间通过驱动臂联动机构互相



WO 02/36980

PCT/CN01/01461

12、按权利要求 3、5、7、9 或 11 所述的制动器装置，其特征在于所说的驱动臂联动机构由与一驱动臂相联接的联动销和位于另一驱动臂长孔中的滑块组成，该滑块通过其上的孔与联动销相联接，并可在长孔中相对滑动。

13、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的多自由度联动蹄机构中的每个多自由度组合蹄的驱动臂具有两个支臂，由两个支臂之间形成容纳其它零件的空间；每个驱动臂上至少设有若干个配合孔、让位孔和限位孔；两驱动臂嵌套布置，外部的驱动臂的两支臂容纳着另一个驱动臂，被容纳的驱动臂的两支臂内部容纳着制动蹄的腹板。

14、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的多自由度联动蹄机构的两个多自由度组合蹄的制动蹄中之一为单腹板制动蹄，另一个则为双腹板制动蹄；在两制动蹄邻接处，它们的腹板互相搭接，单腹板制动蹄的腹板位于另一个制动蹄的两腹板之间；在腹板搭接处设有制动蹄联动机构。

15、按权利要求 14 所述的制动器，其特征在于所说的多自由度联动蹄机构的制动蹄联动机构由穿过腹板搭接处双腹板上圆孔的联动销和腹板搭接处单腹板上长孔中的滑块组成，该滑块通过其上的孔与联动销相联接，并可在长孔中相对滑动。

16、按权利要求 1 所述的制动器，其特征在于：所说的制动器间隙调节机构主要由摩擦盘、摩擦盘转轴、摩擦盘压紧弹簧、螺母、垫片和限位销组成；该摩擦盘与制动底板相接触，限位销相对于摩擦盘转轴偏置一定的距离并与摩擦盘相固接；该摩擦盘转轴穿过摩擦盘中心孔与制动底板相联接；摩擦盘压紧弹簧套在摩擦盘转轴上，使摩擦盘与制动底板之间产生预定的压力；限位销一端部被容纳于一个驱动臂的靠近制动底板一侧的支臂上的限位孔中，限位销与限位孔内壁之间具有预定的间隙。

25

30

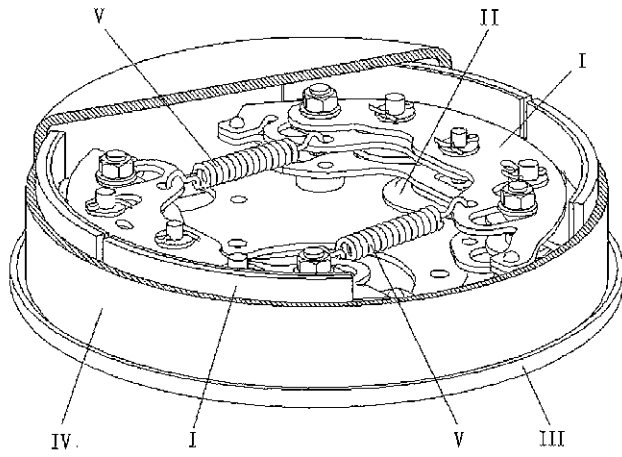


图 1

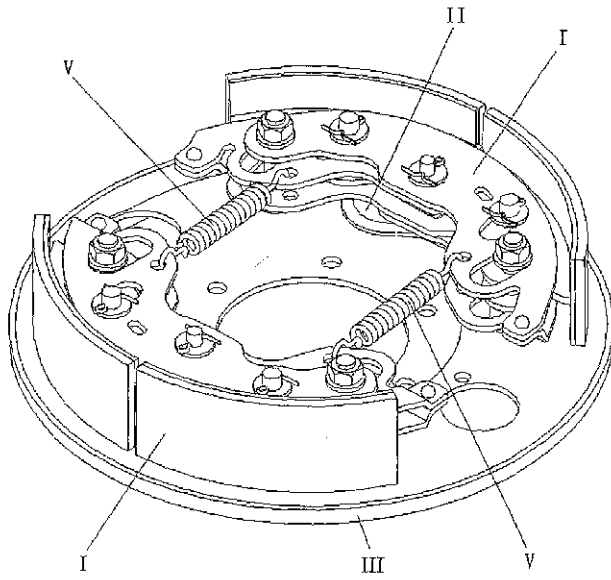


图 2

3/6

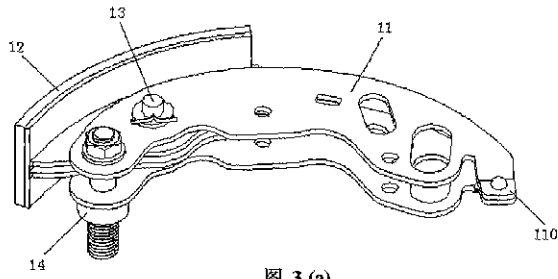


图 3 (a)

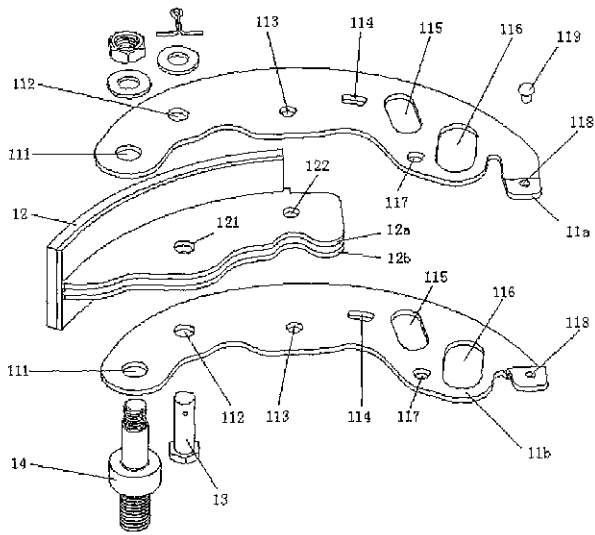


图 3 (b)

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

4/6

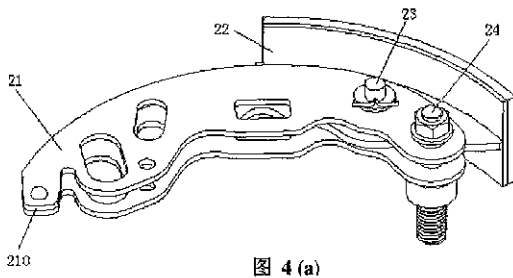


图 4 (a)

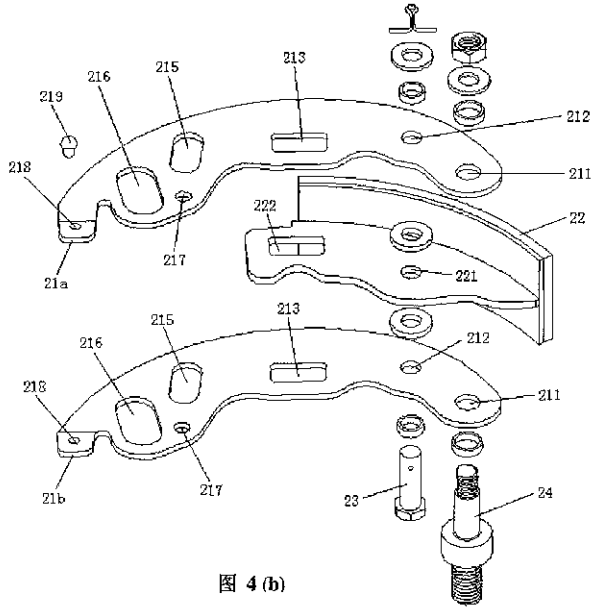


图 4 (b)

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

5/6

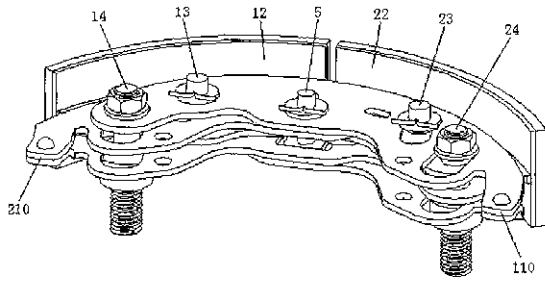


图 5 (a)

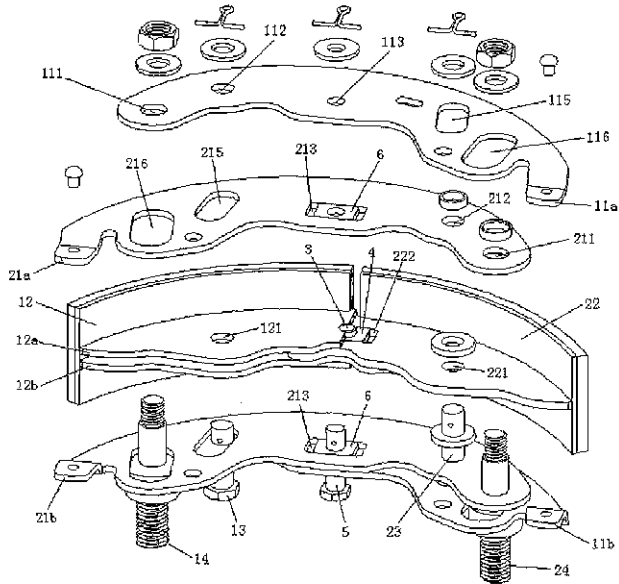


图 5 (b)

WO 02/36980

PCT/CN01/01461

6/6

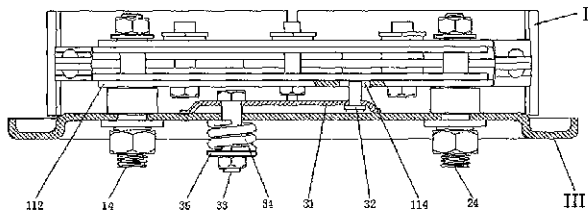


图 6 (a)

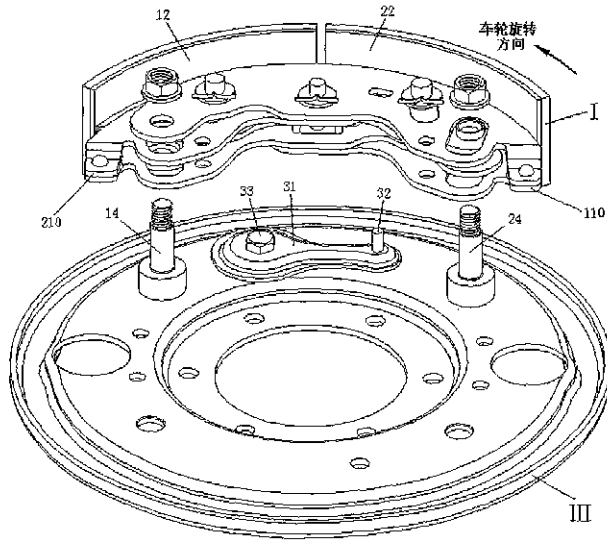


图 6 (b)

## 【 国际调查报告 】

INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/CN01/00461
A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
IPC <sup>7</sup> F16D 51/16 According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)		
IPC <sup>7</sup> F16D, B60T		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
CHINESE INVENTION 1985-2001, CHINESE UTILITY MODELS 1985-2001		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
DATABASE: EPDOC, PAJWI		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, A, 11-082567 (AKEBONO BRAKE IND) 26.Mar.1999 (26.03.1999) See all the figures	1
A	US, A, 4350230 (Ingram et al.) 21.Sep.1982 (21.09.1982) Abstract	1
A	JP, A, 10-148226 (HONDA MOTOR CO LTD) 02.Feb.1998 (02.06.1998) Figure 1	1
A	US, A, 4700816 (Rath) 20.Oct.1987 (20.10.1987) Abstract	1
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents:	"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention	
"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance	"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone	
"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date	"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art	
"L" document which may throw doubts on priority claim (S) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)	"&" document member of the same patent family	
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means		
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed		
Date of the actual completion of the international search	Date of mailing of the international search report	
06.Mar.2002	14.MAR.2002 (14.03.02)	
Name and mailing address of the ISA/CN	Authorized officer	
6 Xituchong Rd., Jintan Bridge, Heikou District, 100088 Beijing, China	Yuan Qun	
Facsimile No. 86-10-62018451	Telephone No. 86-10-62093781	

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1998)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT		International application No. PCT/CN/01/01461
C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	GB. A. 2005368 (KLOECKNER HUMBOLDT DEUTZ AG; KNOTT MASCHBAU) 19.Apr.1979 (19.04.1979) Figures 1 and 4	1

**INTERNATIONAL SEARCH REPORT**  
Information on patent family members

International application No.  
PCT/CN01/01461

JP A 11-82567	26-03-1999	None	
US A 4350230	21-09-1982	SE A 7901559	23-08-1979
		DE A 2906266	30-08-1979
		GB A 2015098	05-09-1979
		FR A 2418381	21-09-1979
		BR A 7901076	02-10-1979
		JP A 55017782	07-02-1980
		SU A 953994	23-08-1982
		IN A 150822	25-12-1982
		KR A 8301680	22-08-1983
		SE EC 437416	25-02-1985
		IT A 1111904	13-01-1986
JP A 10-148226	02-06-1998	None	
US A 4700816	20-10-1987	DE U 8514496	11-09-1986
		JP A 61262238	20-11-1986
		EP AB 0202541	26-11-1986
		ZA A 8602905	30-12-1986
		BR A 8602119	13-01-1987
		DE D 3672687	23-08-1990
GB A 2005368	19-04-1979	DE AC 2744442	12-04-1979
		FR AB 2404765	27-04-1979

国际检索报告		国际申请号 PCT/CN01/01461
A. 主题的分类		
IPC <sup>7</sup> F16D 51/16 按照国际专利分类表(IPC)或者同时按照国际分类和IPC两种分类		
B. 检索领域		
检索的最低限度文献(标明分类体系和分类号) IPC <sup>7</sup> F16D, B60T		
包含在检索领域中的除最低限度文献以外的检索文献 中国发明专利 1985—2001, 中国实用新型 1985—2001		
在国际检索时查阅的电子数据库(数据库的名称和, 如果实际可行的, 使用的检索词) DATABASE: EPODOC, PAJ, WPI		
C. 相关文件		
类 型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求编号
A	JP, 特开, 平 11-82567 (AKEBONO BRAKE IND) 26.3月.1999 (26.03.1999) 全部附图	1
A	US, A, 4350230 (Ingram et al.) 21.9月.1982 (21.09.1982) 摘要	1
A	JP, 特开, 平 10-148226 (HONDA MOTOR CO LTD) 02.6月.1998 (02.06.1998) 附图 1	1
<input checked="" type="checkbox"/> 其余文件在 C 栏的续页中列出, <input checked="" type="checkbox"/> 见同族专利附件。		
* 引用文件的专用类型:      "T" 在申请日或优先权日之后公布的在后文件它与申请不相抵触, 但是引用它是为了理解构成发明基础的理论或原理 "A" 明确叙述了被认为不是特别相关的一般现有技术文件      "X" 特别相关的文件, 仅仅考虑该文件, 权利要求所记载的发明就不能认为是新颖的或不认为是有创造性的 "E" 在国际申请日的当天或之后公布的在先的专利或专利      "Y" 特别相关的文件, 当该文件与另一篇或多篇该文件结合并且这种结合对于本领域技术人员为显而易见时, 权利要求记载的发明不具有创造性 "L" 可能引起对优先权要求的怀疑的文件, 为确定另一篇引用文件的公布日而引用的或者因其他特殊理由而引用的文件 "O" 涉及口头公开、使用、展览或其他方式公开的文件 "P" 公布日先于国际申请日但晚于所要求的优先权日的文件      "B" 同族专利成员的文件		
国际检索实际完成的日期 06.03月2002 (06.03.2002)		国际检索报告邮寄日期 14.3月2002 (14.03.02)
国际检索单位名称和邮寄地址 ISA/CN 中国北京市海淀区西土城路6号(100088) 传真号: 86-10-62019451		受权官员 袁泉 电话号码: 86-10-62093781

国际检索报告		国际申请号 PCT/CN01/01461
C(续). 相关文件		
类型*	引用文件, 必要时, 指明相关段落	相关的权利要求编号
A	US, A, 4700816 (Rath) 20.10月.1987 (20.10.1987) 摘要	1
A	GB, A, 2005368 (KLOECKNER HUMBOLDT DEUTZ AG; KNOTT MASCHBAU) 19.4月.1979 (19.04.1979) 附图 1、4	1

PCTISA/210表(国际专利附件)(1998年7月)

国际检索报告 关于国际专利成员的通知		国际申请号 PCT/CN01/01461	
检索报告中引用的 专利文件	公布日期	国际专利成员	公布日期
JP 特开平 11-82567	26-03-1999	无	
US A 4350230	21-09-1982	SE A 7901559	23-08-1979
		DE A 2908266	30-08-1979
		GB A 2015098	05-09-1979
		FR A 2418381	21-09-1979
		BR A 7901076	02-10-1979
		JP A 55017782	07-02-1980
		SU A 953994	23-08-1982
		IN A 150822	25-12-1982
		KR A 8301660	22-08-1983
		SE BC 437416	25-02-1985
		IT A 1111904	13-01-1986
JP 特开平 10-148226	02-06-1998	无	
US A 4700816	20-10-1987	DE U 8514496	11-09-1986
		JP A 61262238	20-11-1986
		EP AB 0302541	26-11-1986
		ZA A 8602905	30-12-1986
		FR A 8602119	13-01-1987
		DE D 3672687	23-08-1990
GB A 2005368	19-04-1979	DE AC 2744442	12-04-1979
		FR AB 2404765	27-04-1979

PCT/ISA/210 表(国际专利附件)(1998年7月)

## フロントページの続き

(81)指定国 AP(GH,GM,KE,LS,MW,MZ,SD,SL,SZ,TZ,UG,ZW),EA(AM,AZ,BY,KG,KZ,MD,RU,TJ,TM),EP(AT,BE,CH,CY,DE,DK,ES,FI,FR,GB,GR,IE,IT,LU,MC,NL,PT,SE,TR),OA(BF,BJ,CF,CG,CI,CM,GA,GN,GQ,GW,ML,MR,NE,SN,TD,TG),AE,AG,AL,AM,AT,AU,AZ,BA,BB,BG,BR,BY,BZ,CA,CH,CN,CO,CR,CU,CZ,DE,DK,DM,DZ,EC,EE,ES,FI,GB,GD,GE,GH,GM,HR,HU,ID,IL,IN,IS,JP,KE,KG,KP,KR,KZ,LC,LK,LR,LS,LT,LU,LV,MA,MD,MG,MK,MN,MW,MX,MZ,NO,NZ,PL,PT,RO,RU,SD,SE,SG,SI,SK,SL,TJ,TM,TR,TT,TZ,UA,UG,US,UZ,VN,YU,ZA,ZW

(72)発明者 る 振華

中華人民共和国北京市海淀区清華大学汽車工程系 郵編 100084

(72)発明者 韓文明

中華人民共和国北京市海淀区清華大学汽車工程系 郵編 100084

Fターム(参考) 3J058 AA03 AA07 AA13 AA17 AA25 BA01 BA57 CA07 CA08 DA03  
DA12 DA27 DD06 FA01 FA11