

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第5080574号
(P5080574)

(45) 発行日 平成24年11月21日(2012.11.21)

(24) 登録日 平成24年9月7日(2012.9.7)

(51) Int.Cl.

F I

F 1 6 D 65/18 (2006.01)

F 1 6 D 65/14 (2006.01)

F 1 6 D 65/18

F 1 6 D 65/14 1 2 4

F 1 6 D 65/14 3 4 8

F 1 6 D 65/14 3 4 0

F 1 6 D 65/14 3 5 6

請求項の数 9 (全 8 頁) 最終頁に続く

(21) 出願番号 特願2009-518707 (P2009-518707)
 (86) (22) 出願日 平成18年7月17日(2006.7.17)
 (65) 公表番号 特表2009-542996 (P2009-542996A)
 (43) 公表日 平成21年12月3日(2009.12.3)
 (86) 国際出願番号 PCT/DE2006/001249
 (87) 国際公開番号 W02008/009246
 (87) 国際公開日 平成20年1月24日(2008.1.24)
 審査請求日 平成21年1月8日(2009.1.8)

(73) 特許権者 509010104
 エス ビー パテント ホールディング
 アンパツセルスカブ
 S. B. Patent Holding
 APS
 デンマーク国 ヴァイストルーブ イェル
 ンバネヴァイ 9
 Jernbanevej 9, DK-5
 882 Vejstrup, Denma
 rk
 (74) 代理人 100061815
 弁理士 矢野 敏雄
 (74) 代理人 100099483
 弁理士 久野 琢也

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 ブレーキ装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

運動するブレーキ体(2)を該ブレーキ体へのブレーキエレメント(4)の圧着によって制動するブレーキ装置であって、ブレーキ駆動軸(9)の回転運動を、ブレーキ体(2)に向かうブレーキエレメント(4)の並進運動に変換する変換装置(7)が設けられている形式のものにおいて、ブレーキ駆動軸(9)と変換装置(7)との間に回転打撃機構(8)が配置されており、回転打撃機構(8)が打撃可動子(12)と連行車(13)とを有しており、打撃可動子(12)と連行車(13)とがばね力によって互いに押し合わされていて、その結果打撃可動子(12)と連行車(13)とが、軸方向に突出した連行体(14, 15)を介してブレーキ駆動軸(9)のトルクを変換装置(7)に伝達するように係合しており、ブレーキ駆動軸(9)の軸方向における打撃可動子(12)の移動によってばね力が克服されて、打撃可動子(12)が連行車(13)から切り離され、打撃可動子(12)の連行体(14)が連行車(13)の連行体(15)を乗り越えて、その後ばね力によって打撃可動子(12)は連行車(13)に押し付けられて、さらに回転させられ、その結果さらなる回転時に回転打撃インパルスが連行車(13)に加えられることを特徴とするブレーキ装置。

【請求項 2】

回転打撃機構がV溝打撃機構である、請求項1記載のブレーキ装置。

【請求項 3】

回転打撃機構がカム打撃機構である、請求項1記載のブレーキ装置。

【請求項 4】

打撃可動子（12）が連行ピン（16）を介して、ブレーキ駆動軸（9）の螺条の制御溝（17）と係合している、請求項1から3までのいずれか1項記載のブレーキ装置。

【請求項 5】

ブレーキ駆動軸（9）が、ばね力を打撃可動子（12）に加えるコイルばね（11）によって取り囲まれている、請求項1から4までのいずれか1項記載のブレーキ装置。

【請求項 6】

連行車（13）が、変換装置（7）のねじ山付スピンドル（18）と結合している、請求項1から5までのいずれか1項記載のブレーキ装置。

【請求項 7】

連行車（13）が、変換装置（7）のねじ山付スピンドル（18）と一体的に形成されている、請求項1から6までのいずれか1項記載のブレーキ装置。

【請求項 8】

ねじ山付スピンドル（18）が、ハウジング（6）内において案内されている軸方向移動可能なねじ山付ポット（19）と係合しており、該ねじ山付ポット（19）がブレーキエレメント（4）と結合されている、請求項6又は7記載のブレーキ装置。

【請求項 9】

ねじ山付スピンドル（18）のピッチがセルフロック機能をも有している、請求項1から8までのいずれか1項記載のブレーキ装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、請求項1の上位概念部に記載された形式の、運動する物体を制動するブレーキ装置、すなわち、運動するブレーキ体を該ブレーキ体へのブレーキエレメントの圧着によって制動するブレーキ装置であって、ブレーキ駆動軸の回転運動を、ブレーキ体に向かうブレーキエレメントの並進運動に変換する変換装置が設けられている形式のものに関する。

【0002】

風力装置に対する関連した安全規定は、互いに完全に無関係な独立した重複した2つのブレーキ系が必要である、ということを定めている。古い風力装置では、このような重複したブレーキ系は、互いに無関係に運転可能なブレーキの形で実現されており、この場合多くの場合1つの外部系が空力式に構成され、1つのブレーキ系が機械式に構成されている。今日の風力装置で両方のブレーキ系は、ロータ軸線に対してほぼ垂直に延びるロータブレードの長手方向軸線を中心にして該ロータブレードを回転させるための機械式の系を備えた空力式のブレーキとして形成されることができ、機械式のブレーキは、個別ブレード調節機構（Einzelblattverstellung）を備えたこのような装置、いわゆるピッチ装置では、セーフティコンセプトの基本構成部材としてはもはや不要である。しかしながら、このような今日の風力装置においても、空力式の制動後にロータを停止させておくために、機械式のブレーキが使用される。

【0003】

ロータが完全に停止した場合に初めて、ロータもしくはロータボスの領域における保守作業が可能である。この目的のために使用される機械式のロータブレーキは、保守兼補助ブレーキとも呼ばれる。一般的にこの目的のためには古い装置では、ロータ回転を制動するためにも液圧式のブレーキが使用されている。このような液圧式ブレーキによって、小さな構造寸法でも、特に大きなクランプ力もしくはブレーキ力を生ぜしめることができる。さらに液圧式のブレーキによって、極めて短時間のうちに全ブレーキ力を発揮するような応働特性が得られる。しかしながらこの場合、ブレード調節によって得られる空力式のブレーキに加えて、このような汎用の液圧式及び電気機械式のブレーキを保守兼補助ブレーキとして使用すると、ブレーキ自体及び停止された部材を損傷させるおそれがある。

【0004】

公開されていないドイツ連邦共和国特許出願 DE 1 0 2 0 0 5 0 3 8 2 4 3 . 6 には、この問題は、保守兼補助ブレーキとして働くこのブレーキの操作によって、既にエアロダイナミック式に十分に制動されたロータにおいて、ロータもしくはロータボスの領域においてトーション振動が励起されることに起因して発生すると、記載されている。このようなトーション振動は材料疲労を、ひいては風力装置の相応な損傷を惹起する。保守兼補助ブレーキとして汎用の液圧式のブレーキを使用した場合におけるトーション振動の励起は、次のことに起因する。すなわちこのようなブレーキでは、完全なブレーキ力は、操作に応働して、極めて迅速に使用可能であり、これによって既にエアロダイナミック式に制動されているロータ運動が急にブレーキをかけられる。このような問題は、液圧式のブレーキをロータの運転回転数から制動のために使用する場合には、発生しない。なぜならば、このような場合には通常特に大きな質量を有するロータの慣性は、急な制動を効果的に阻止するからである。

10

【0005】

DE 1 0 2 0 0 5 0 3 8 2 4 3 . 6 には、ブレーキ作用を遅延させる変換装置を介在させることが開示されている。この変換装置は大きな変速比を備えたスピンドル伝動装置の原理に基づいている。このようにして、ロータ回転の急な停止は、小さなロータ回転数の場合でも効果的に阻止することができる。さらにこの解決策においては、このようなブレーキ装置を使用するために高価な液圧式の系が必要ないということを、利点と見なされる。液圧式のブレーキ形式 (Bremskaliber) によって、最大のクランプ力を比較的小さな構造空間にもたらしすることができる。ここに、液圧装置における最大の利点がある。他方において、液圧式のブレーキは常に液圧による圧力を必要とし、この圧力は別の系によってもたらし必要がある。この場合部分的には液圧式のユニットが使用されるか又は機械式の作用原理も使用される。インテリジェントなブレーキ系 (アンチロックブレーキシステム、トラクションコントロールシステム) では、調整系を形成するために、付加的にセンサ及び電気信号が必要になる。液圧ユニットの使用時にはさらに、液圧を生ぜしめるためにさらに電気エネルギーが必要になる。つまり多くの場合、液圧系に加えて、電気エネルギー又は少なくとも電氣的な信号伝達系が設けられている。

20

【0006】

電気機械式のブレーキ形式は、風力装置用の保守兼補助ブレーキとして、確かに、伝動装置の介在によって高めることができる大きなブレーキ力を有しているが、電気機械式のブレーキ形式は、液圧式のブレーキ形式によって得ることができるほどのコンパクトさを有していない。この考察において、液圧による圧力を生ぜしめるために別の系構成部材が必要であるということは、もちろん考慮されない。公知の空気力式のブレーキ形式においても同様に所望のコンパクトさは得られない。それというのは、空気力式の力発生器の力は、同じ構造寸法の液圧式の力発生器よりも、常に小さいからである。

30

【0007】

ゆえに本発明の課題は、極めてコンパクトな構造形式を有していて、しかも大きなブレーキ力を生ぜしめることができる。電気機械式のブレーキ形式を提供することである。

【0008】

この課題を解決するために本発明の構成では、請求項 1 の特徴部に記載のように構成されており、すなわち本発明によるブレーキ装置では、冒頭に述べた形式のブレーキ装置において、ブレーキ駆動軸と変換装置との間に回転打撃機構が配置されているようにした。

40

【0009】

本発明の有利なその他の有利な構成は、請求項 2 以下に記載されている。

【0010】

運動するブレーキ体、特にブレーキディスクを制動する本発明によるブレーキ装置では、ブレーキエレメントがブレーキ体に圧着される。例えばスピンドル伝動装置である変換装置が、ブレーキ駆動軸の回転運動を、ブレーキ体に圧着されるブレーキエレメントの並進運動に変換するために働く。本発明によるブレーキ装置では、ブレーキ駆動軸と変換装置との間に回転打撃機構 (Drehschlagwerk) が配置されている。インパクトレンチの作用

50

原理に基づいて作動する回転打撃機構は、接線方向における打撃エネルギーを生ぜしめ、その結果大きな引き締めモーメントを得ることができ、このことは制動時において大きなブレーキ力と同一視することができる。

【0011】

本発明によるブレーキ装置の利点としては、回転打撃機構のためには最小の構造空間しか必要ないということが挙げられ、その結果極めて大きなクランプ力がこの電気機械式のブレーキ形式において生ぜしめられる。このようなブレーキ形式は、並進的に運動するブレーキ体においても、回転するブレーキ体、例えばブレーキディスクにおいても、使用することができる。ブレーキ装置の作用原理は、具体的な使用例に制限されるものではない。しかしながら本発明によるブレーキ装置は、大きなブレーキ力を可能な限り小さな構造容積において実現することが望まれている系、例えば風力装置の保守兼補助ブレーキにおける系において、特に有利である。同様な課題が課せられている使用例、例えば小さな構造容積において大きなブレーキ力が必要であるような使用例は、多くの産業分野に、特に鉄道技術のような車両技術においても見られる。

【0012】

本発明の有利な構成では、回転打撃機構が打撃可動子と連行車とを有しており、打撃可動子と連行車とがばね力によって互いに押し合わされていて、その結果回転打撃機構と連行車とが、軸方向に突出した連行体を介して係合していて、ブレーキ駆動軸のトルクが変換装置に伝達され得ようになっている。そしてブレーキ駆動軸の軸方向移動によってばね力が克服され、かつ係合している打撃可動子が連行車から切り離されると、打撃可動子の動力伝達が行われ、その結果さらなる回転時に回転打撃インパルスが接線方向で連行車に加えられる。このような構成では、連行車は有利には軸方向において位置固定に配置されており、それに対して打撃可動子は軸方向において移動可能であり、ばね力によって負荷される。

【0013】

実際の構成では、回転打撃機構はV溝打撃機構であり、この場合例えば連行車にV字形の溝が形成されており、これらの溝に、打撃可動子の、カムとして形成されていて軸方向に突出している連行体が係合している。このような構成には、回転打撃機構の軸方向において極めて短い構造長さしか必要ない、という利点がある。

【0014】

基本的にはまた、回転打撃機構がカム打撃機構であるような構成も可能であり、このようなカム打撃機構では、連行車及び打撃可動子に、軸方向に突出する連行体が配置されており、これらの連行体は、トルク伝達のために互いに接触している。

【0015】

回転打撃機構の機能にとって重要なことは、設定された目標トルクを上回った場合に、打撃可動子の伝達が行われるということである。このことは本発明によるブレーキ装置では、打撃可動子が連行ピンを介して、ブレーキ駆動軸の螺条の制御溝と係合していることによって、実現される。ブレーキ装置を作動させたい場合、つまりブレーキエレメントを自由回転位置からブレーキ位置に移動させたい場合には、初めにトルクがブレーキ駆動軸を介してもたらされ、このトルクは打撃可動子、連行体及び連行車を介して、変換装置に導入され、この変換装置はブレーキエレメントをブレーキ体に向かって移動させる。ブレーキエレメントがブレーキ体に接触している場合、連行車は停止している。その結果打撃可動子はもはや回転しなくなり、それに対してブレーキ駆動軸の回転は続けられる。そしてこの場合制御溝は次のように構成されている。すなわち、打撃可動子の連行ピンが、滑子案内のように働く螺条の制御溝内において案内され、軸方向において移動させられ、その結果打撃可動子は軸方向において連行車から解離される。打撃可動子が移動すると、つまり打撃可動子がもはや連行車との係合状態を解離されると、打撃可動子はブレーキ駆動軸の回転運動によって強く加速され、かつ同時に再びばね力によって連行車に向かって押し付けられ、その結果直ぐに再び打撃可動子と連行車との間における係合状態が生ぜしめられる。衝撃的なインパルスによって、連行車は僅かにさらに回転し、その結果ブレーキ

体に対するブレーキ力はさらに高められる。この過程は、大きなブレーキ力がブレーキ体にもたらされないことが保証されるまで、何回も繰り返される。

【0016】

従って、打撃可動子を連行車に押し付けるばね力のみならず、打撃可動子の質量も、ブレーキモーメントに対して大きな影響を及ぼすことはない。本発明の別の有利な構成では、ブレーキ駆動軸が、ばね力を打撃可動子に加えるコイルばねによって取り囲まれている。このように構成されていると、極めて僅かな構造空間において大きなばね力を実現することができる。

【0017】

連行車自体が、変換装置と直に連結されていると有利である。この場合連結部もしくは結合部は特に一体的に形成されている。連行車が変換装置のねじ山付スピンドルと一体的に形成されていると、特に有利である。この場合有利には、ねじ山付スピンドルが、ブレーキ装置のハウジング内において案内されている軸方向移動可能なねじ山付ポットと係合しており、該ねじ山付ポットがブレーキエレメントと結合されている。このねじ山付ポットは軸方向の移動によって本来の制動を生ぜしめる。ブレーキエレメントが少なくとも完全な1回転によって、有利には複数回転した場合に、ねじ山付スピンドルが自由回転位置からブレーキ位置に移動するようになっており、有利である。ねじ山付スピンドルのピッチは、変換装置がセルフロック機能 (selbsthemmend) を有するように、選択されていることができる。このように構成されていると、ブレーキ力を減衰させるおそれなしに、ブレーキ駆動軸と連結されている駆動ユニットを遮断することができる。

【0018】

本発明によるブレーキ装置では、直に連結されたスピンドル駆動装置において可能であるよりも、著しくコンパクトな構造形状が得られる。さらに、セルフロック作用によって、液圧式及び空気力式に作動するピストンでは簡単に実現できなかった、つまり付加的な弁手段なしには実現できなかった、ブレーキ装置の位置固定が可能である。これに関連して重要なことは、一度もたらされたブレーキモーメントは、ブレーキ駆動軸を運転するためのエネルギーがもはや利用されない場合でも、維持され続けるということである。

【0019】

ブレーキ駆動軸を運転するための駆動エネルギーは、電気式、空気力式、液圧式に又はモータを介して得ることができる。

【0020】

次に図面を参照しながら本発明の実施例を説明する。

【図面の簡単な説明】

【0021】

【図1】本発明によるブレーキ装置を示す断面図である。

【図2】図1に示された回転打撃機構を示す斜視図である。

【0022】

図1には、ブレーキ体2を制動させるブレーキ装置1が断面図で示されており、図示の実施例ではブレーキ体2は回転するブレーキディスクによって形成されている。このブレーキディスクには、該ブレーキディスクを挟んで向かい合って位置しているブレーキエレメント3、4が押し付けられ、この場合図平面で見て右側のブレーキエレメント3は位置固定に配置されている。図平面で見て左側のブレーキエレメント4は、ブレーキ装置1の軸方向において移動可能である。ブレーキエレメント3、4は全体的に、ブレーキ体2を跨ぐように配置されたブレーキキャリパ5に保持もしくは支承されている。

【0023】

ブレーキ装置1はハウジング6を有しており、このハウジング6はブレーキキャリパ5と結合されている。ハウジング6内には変換装置7と回転打撃機構8とが配置されている。回転打撃機構8はブレーキ駆動軸9を介して駆動され、このブレーキ駆動軸9は、ハウジング6と結合されたモータ10によって駆動される。ブレーキ駆動軸9の回転軸線Dは、ブレーキ装置1の長手方向軸線を形成している。

【0024】

ブレーキ駆動軸 9 はコイルばね 11 によって取り囲まれており、このコイルばね 11 は一側でモータ 10 の、ハウジング 9 に向けられた端面に支持され、かつ他側で回転打撃機構 8 の打撃可動子 12 を回転打撃機構 8 の連行車 13 に押し付ける。

【0025】

ブレーキ駆動軸 9、打撃可動子 12 及び連行車 13 は、図 2 にも示されている。図 2 から分かるように打撃可動子 12 は、直径方向に配置されたカムの形をしている軸方向突出した連行体 14 を有しており、これらの連行体 13 は、打撃可動子 12 がコイルばね 11 によって連行車 13 に押し付けられる時に、連行車 13 の端面における連行体 15 と係合する。

10

【0026】

別の重要な部材は連行ピン 16 であり、この連行ピン 16 は、打撃可動子 12 において半径方向内側に向かって突出していて、取付け位置において螺条の制御溝 17 と係合している。

【0027】

図 1 において連行体 14、15 は相互に係合しており、この場合コイルばね 11 は打撃可動子 12 を連行車 13 に向かって押し退ける。制御溝 17 の配置構成もしくは形状によって、打撃可動子 12 はその最終ポジションを占めており、図 1 の図平面において、可能な限り右に向かって移動させられている。モータ 10 がブレーキ駆動軸 9 を回転運動させると、初めに打撃可動子 12 は連行車 13 に対して同期的に運動させられ、この同期運動は、連行車 13 がブレーキ体 2 におけるブレーキエレメント 4 の接触時に停止するまで、続く。連行車 13 が停止した瞬間に、ブレーキ駆動軸 9 のさらなる回転によって、連行ピン 16 は制御溝 17 内において後方に向かって、つまり図平面で見て左に向かってコイルばね 11 のばね力に抗して移動させられる。これによって、連行体 14 と 15 との間における係合が解除され、打撃可動子 12 の連行体 14 は、連行車 13 の連行体 15 を乗り越えて回転させられ、かつ同時にコイルばね 11 のばね力によって再び連行車 13 に向かって押圧され、連行車 13 の連行体 15 に再度当接するまで 180° 回転させられる。打撃可動子 12 の連行体 14 は急激に、連行車 13 の対応する連行体 15 に衝突するので、連行車 13 はわずかに回転させられる。この過程は、連行車 13 が停止するまで、何回も繰り返される。

20

30

【0028】

連行車 13 はねじ山付スピンドル 18 と一体的に形成されていて、このねじ山付スピンドル 18 は図示の実施例では中空スピンドルとして構成されている。ねじ山付スピンドル 18 は雄ねじ山を有していて、ねじ山付スピンドル 18 を取り囲むねじ山付ポット 19 と係合している。ねじ山付ポット 19 はハウジング 6 内において案内されていて、軸方向における回転を防止されているので、ねじ山付ポット 19 はもっぱら、ねじ山付スピンドル 18 の回転によって導入された軸方向運動だけを実行する。この軸方向運動は、ブレーキエレメント 4 を自由回転位置から図 1 に示された制動位置に移動させるために、利用される。この場合にもたされるブレーキ力はスラスト軸受 20 を介して受け止められ、このスラスト軸受 20 はハウジング 6 の当接肩部と連行車 13 との間に配置されている。スラスト軸受 20 は図示の実施例では、連行体 14、15 によって負荷される内側領域の外側に配置されていて、連行体 14、15 の領域をリング状に取り囲んでいる。

40

【0029】

連行体 14、15 は、ブレーキ装置 1 がブレーキ駆動軸 9 の回転方向の逆転時にも作用して、ブレーキエレメント 4 がねじ山付スピンドル 18 のわずかな回転時にもブレーキ体 2 から持ち上げられ得るように、構成されている。

【符号の説明】

【0030】

1 ブレーキ装置、 2 ブレーキ体、 3 ブレーキエレメント、 4 ブレーキエレメント、 5 ブレーキキャリパ、 6 ハウジング、 7 変換装置、 8 回転打

50

撃機構、 9 ブレーキ駆動装置、 10 モータ、 11 コイルばね、 12 打撃可動子、 13 連行車、 14 連行体、 15 連行体、 16 連行ピン、 17 制御溝、 18 ねじ山付きスピンドル、 19 ねじ山付ポット、 20 スラスト軸受、 D 回転軸線

【図 1】

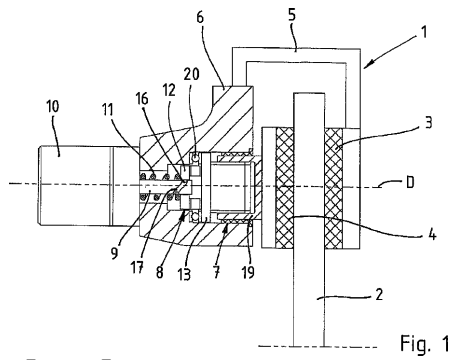


Fig. 1

【図 2】

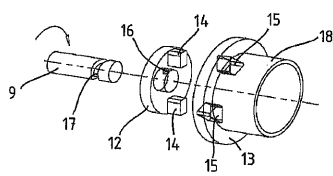


Fig. 2

フロントページの続き

(51)Int.Cl. F I
F 1 6 D 65/14 4 0 8

(74)代理人 100112793
弁理士 高橋 佳大

(74)代理人 100128679
弁理士 星 公弘

(74)代理人 100135633
弁理士 二宮 浩康

(74)代理人 100114890
弁理士 アインゼル・フェリックス＝ラインハルト

(72)発明者 エリク スクイエアベク
デンマーク国 スヴェンボー ハリンスコウーヴァイ 6 8 エ

審査官 河内 誠

(56)参考文献 特開平05-060157 (JP, A)
特開2005-219142 (JP, A)
特開平08-141925 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
F16D 49/00～131/02
B25B 23/00～23/18