

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4639019号  
(P4639019)

(45) 発行日 平成23年2月23日(2011.2.23)

(24) 登録日 平成22年12月3日(2010.12.3)

(51) Int.Cl.	F 1
<b>F 0 3 D 11/00 (2006.01)</b>	F 0 3 D 11/00 Z
<b>F 1 6 H 21/44 (2006.01)</b>	F 1 6 H 21/44 Z
<b>F 0 3 D 7/04 (2006.01)</b>	F 0 3 D 7/04 E

請求項の数 7 (全 9 頁)

(21) 出願番号	特願2001-529584 (P2001-529584)	(73) 特許権者	501251378
(86) (22) 出願日	平成12年10月11日(2000.10.11)		アエロディーン・エンジニアリング・ゲー
(65) 公表番号	特表2004-512450 (P2004-512450A)		エムペーハー
(43) 公表日	平成16年4月22日(2004.4.22)		ドイツ連邦共和国, デー ー 2 4 7 6 8 レ
(86) 国際出願番号	PCT/DE2000/003574		ンツブルク, プロビアントハウスシュトラ
(87) 国際公開番号	W02001/027471		ーセ 9
(87) 国際公開日	平成13年4月19日(2001.4.19)	(74) 代理人	100088904
審査請求日	平成19年5月2日(2007.5.2)		弁理士 庄司 隆
(31) 優先権主張番号	199 48 997.1	(72) 発明者	レンホフ マーティン
(32) 優先日	平成11年10月11日(1999.10.11)		ドイツ 2 4 7 9 7 ベレイホルツ、エイ
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		デルストラッセ 10イー

審査官 種子 浩明

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 風力タービン用各ブレード調整システム

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ハブとブレード接続の交差平面領域内で、少なくとも主ロッカーアーム(10又は30)に連結され、直線的伸長を生じて、主ロッカーアーム(10又は30)とともにレバー機構を形成する2つのドライブ(14、18)を特徴とする風力タービン用各ブレード調整システムであって、

a) 該レバー機構の一端は、それぞれ、ピボット接続(16、24)1つずつによる、ハブおよび調整されるべきブレードへの力伝導関節を備えており、

b) 2つのドライブが第1ドライブ(14)と第2ドライブ(18)であり、

c) ピボット接続がハブとのピボット接続(16)とブレードピボット接続(24)であり、

d) 主ロッカーアーム(10又は30)は、ピボット接続(16)でハブ側面突起(12)に固定され、ハブ上に支持されている第1ドライブ(14)の直線的伸長により、ピボット接続(16)の回りを回動するように保持され、

e) 主ロッカーアームに第2ドライブ(18)が備えられ、該第2ドライブとブレードピボット接続が直接又は間接的に連結され、

f) 第1ドライブ及び/又は第2ドライブが直線的伸長を生じてブレードピボット接続に作用してブレードを調整することができる、

風力タービン用各ブレード調整システム。

【請求項 2】

10

20

レバー機構が設けられている平面領域内で主ロッカーアームと相互に回転し得るブレードロッカーアーム(20)がさらに含まれることを特徴とする、請求項1記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

【請求項3】

第1ドライブと第2ドライブは、異なった伸長を生じる直線ドライブであることを特徴とする、請求項1または2記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

【請求項4】

第2ドライブは第1ドライブより短いストロークを有する直線ドライブであり、電気スピンドルドライブとして構成されることを特徴とする、請求項1～3のいずれかに記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

10

【請求項5】

第1ドライブおよび第2ドライブは流体圧シリンダーとして構成されることを特徴とする、請求項3に記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

【請求項6】

第2ドライブは主ロッカーアームおよびブレードロッカーアームに回転可能に連結されていることを特徴とする、請求項1～5のいずれかに記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

【請求項7】

第1ドライブ調整用および第2ドライブ調整用の2つの圧力貯蔵装置(32)を有する2つの別個の流体圧回路を有することを特徴とし、該流体圧回路は2/2方向バルブによって個々に切断され得、第1ドライブ(14)は、4/2方向バルブで制御される、請求項5～6のいずれかに記載の風力タービン用各ブレード調整システム。

20

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は請求項1の前文に記載される風力タービン用各ブレード調整システムに関する。

【0002】

【従来の技術】

発電を調節または制御するために、近代的風力タービンはしばしば回転子ブレード角度調整システムを装備している。調節または制御する機能のほかに、ブレード調整システムはなおも安全ブレーキ機能を有し、回転子ブレードは大きな正または負の角度にセットされ、その結果、回転子がブレーキトルクを生じる。

30

【0003】

従来から公知である大きな風力タービン用ブレード角度調整システムは、電気および流体圧により操作されるシステムに分けられる。回転子ブレードが抗摩擦ベアリングによってハブへの接続点に装備されることは、全てのシステムに共通する。

【0004】

一般に、電氣的作動システムは回転子ブレード1個当たり1個の連動モーターを含み、かつ、小歯車および歯状突起を有するリムによって、これはブレード根でトルクを生じる。モーターは回転子ブレードに固定され得、ハブへ接続する歯状突起を有するリム中で作動するか、あるいはブレードベアリング上の回転子ブレード側面の歯状突起を有するリム中で作動する。モーターへの電気供給は、スリップリングシステムによって行う。もしも、スリップリングシステムまたは全電源が故障するなら、モーターへ電池から電力を供給する。

40

【0005】

流体圧作動システムは、ブレード角度調整目的には流体圧シリンダーを使用する。集合的ブレード調整の場合には、1つの流体圧シリンダーは調整力をハブ中へ、そして調整機能によって、回転子ブレード根上のピボットへ移送する。流体圧各ブレード調整システムは、各回転子ブレード用流体圧シリンダーを有し、かつ、これは回転子ブレードピボットに直接的に作用する。流体圧は、次いで、回転伝導によってハブ中へ移送される。もしも、

50

回転伝導が故障するなら、流体圧シリンダーはハブ内の圧力貯蔵装置によって補充される。

【 0 0 0 6 】

このような流体圧調整装置は、DE C 2 3 1 1 0 2 6 3 から公知であり、これは緊急状態で安全である流体圧システムを記載し、その中では、2つのサーボドライブがレバーにより接合された接続要素上で作動する。しかしながら、零点同期化は複雑である。さらに、ブレード位置を維持するために、別な機械作動ロッキング要素を有する必要がある。

【 0 0 0 7 】

上記出願と同時に出願した出願DE C2 31 10 265には、ブレード調整装置の詳細が記載され、それは同じ角度でブレードを維持するが、それらの個々の操作を阻止できない。

10

【 0 0 0 8 】

回転子ブレードを調節する装置を記載する DE A1 42 21 783も参照される。ここではモーターとともに、かつ歯状突起セグメントリンクでもって回転子ブレード部へ、同軸上に配置されたギアがブレードの調整をもたらす。

【 0 0 0 9 】

最後に、DE A1 198 11 952は水平回転子風力プラントの回転子ブレードを固定する方法、およびこの方法を実施する装置であって、回転子ブレードの縦軸周りの予定された調整角度範囲を永久ブロックするための手段を特徴とする装置を記載する。該手段は外方へ突き出したつめで形成される。

【 0 0 1 0 】

20

【発明が解決しようとする課題】

本発明の課題は、ブレード角度調整システムの信頼性を増加することにある。信頼性は風力タービンの安全性において必須である。さもないと、未制御状態が生じて、回転子速度がブレード調整システムによって減速され得ない。

【 0 0 1 1 】

したがって、操作上の安全性およびこのようなシステムの故障に対する安全保証には、最大級の重要性が必要である。電気ブレード角度調整システムは、電源の故障、例えば幹線故障またはケーブル断線の場合、サーボモーターは電池形式の電力貯蔵装置で間に合わせなければならない。それらはまず、後者へ切換えられなければならない。したがって、電気調整システムは、故障の場合ですら、数種の電気部品に依存していて、たびたび電力故障となる幹線または落雷による過電圧によって損傷を受け得る。

30

【 0 0 1 2 】

しかしながら、流体圧シリンダーの大きさおよび結合構造状況ゆえに、これまで公知である流体圧ブレード調整システムは回転子ハブのベアリング構造に開口部を必要とする。このような開口部は明らかに望ましくない。なぜなら、一方ではそれらはハブの動的負荷能力を低下させ、他方、特に海洋風力タービンの場合、湿度または塩分を含んだ大気が入ることに対して、密閉が困難あるいは不可能となる。ブレード角度を正確にセットし、かつ、同時に未接続の場合に大きな角度を調節するための個々の流体圧シリンダーを使用することは、設計において妥協を生じ、設定の正確さの不都合となる。

【 0 0 1 3 】

40

【課題を解決するための手段】

本発明の課題は、主請求項の態様によって解決される。従属請求項は本発明の有利な実施態様を提供する。

【 0 0 1 4 】

調節可能性を改善し、かつ、流体圧ブレード調節システムの大きさを減少させるためには、調節および切断機能が互いに分離され得る。調節シリンダーは、電力または速度調節に必要な角度範囲内のみで回転子ブレードを調整する。一方、切断シリンダーは調節または切断位置中へ調整機構によって調節シリンダーを移動させる。

【 0 0 1 5 】

この構成では、調節シリンダーの設計は、単に調節機能に基づく。調節シリンダーのより

50

短い運動はまた、必要な経路測定システムのより高い解決策につながる。

【 0 0 1 6 】

切断シリンダーは、調節可能性を考慮することなく、調整力と速度に関する調整機能において最適な方法で設計され得る。

【 0 0 1 7 】

このシステムの他の本質的利点は、全体的大きさの縮小である。2つのシリンダーを使用し、その配置は調整する関連物の結合構造によって決定されるけれども、このシステムは完全にハブ内に置かれ、その結果、完全に囲まれるか、または制御された方法で換気され得る。

【 0 0 1 8 】

さらに、調整システムの開口部の必要性がないから、ハブ構造は最適な力束(force flux)となるように設計され得る。

【 0 0 2 0 】

図1に示すブレード調整システムの場合、主ロッカーアーム10はハブ側面突起12にピボット接続16で固定され、切断シリンダー(第1ドライブ)14によって、そのピボット接続(関節点または支点)16のまわりを回転するように保持され、切断シリンダー(第1ドライブ)14はまた、主ロッカーアーム10に対してある角度をもち、ハブに支持される。(図2と対比して)示されるように、切断シリンダー(第1ドライブ)14の伸びにより、主ロッカーアーム10は大きな角度で回転することができる。

【 0 0 2 1 】

主ロッカーアーム10の末端で、かつ、該ロッカーアーム10とわずかな角度を有する部分と実質的に平行に、該主ロッカーアームに固定された調節シリンダー18が備えられ、これはブレードロッカーアーム20上で作動する。ブレードロッカーアーム20は、切断シリンダー14が主ロッカーアーム上で作動する領域に近い主ロッカーアーム10の中心領域に、同様に回転するように取り付けられている。

【 0 0 2 2 】

長さの違いを補正するために設けられた結合ロッド22によって、ブレードピボット24を有する該ブレードロッカーアーム20は、調整されるべきブレードと順に回転して接続される。ここで、調節シリンダー18および切断シリンダー14を伸ばして、ブレード調整がなされ得る。シリンダーの1つが故障した場合に、所望経路の少なくとも一部が他のシリンダーの操作中に包囲され、その結果、少なくとも所望のブレード角度へのほぼ調整がなされ得る。

【 0 0 2 3 】

本発明の所望の結果を得るには、個々のブレード調整システムが、ブレード接続の交差平面領域内に実質的に配置されたロッカーアームへ取り付けられて、直線的伸長を生じる2つのドライブ14、18を有することができる。ロッカーアームの一端は、それぞれ、力伝導関節を有する1つのピボット接続16、24によって、ハブおよび調整されるべきブレードの上の要素に備えられ、その結果、レバー機構が得られる。

【 0 0 2 4 】

正確な設定目的およびブレード切断手段のために、2つの異なった伸長生成直線ドライブが備えられている。1つは電気スピンドルドライブとして構成され、これは短いストローク可変速度ドライブとして特に提案される。しかしながら、両直線ドライブはまた流体圧シリンダー14、18として構成され得る。

【 0 0 2 5 】

上記図面で示された変更例は、操作位置でブレードロッカーアームの支点が回転子ブレード軸上に正確に配置されるとの利点を有する。この配置では、ブレードピボット24およびロッカーアームが調節工程中、同じ軸の周りを移動する。調節シリンダー18の結合構造配置は、全制御範囲にわたって、実質的に一定なブレード調整モーメントおよびブレードボルトへの接線方向の力を導入することができる。

【 0 0 2 6 】

図４～６に示される第２変更例は、１つのロッカーアーム３０を有し、ここで、調節シリンダー１８がブレードピボット２４を直接に操作して、その結果、構造上の経費を節減して実施することができる。

【００２７】

図７に示される流体圧回路は、独立した圧力貯蔵システムと切断および調節シリンダーを一体化させることが可能であり、その結果、漏電による圧損および回路の１つでの線断線が他の回路の機能を損なわない。これは、もしも１つの回路が故障したなら、別個の流体圧操作および操作連結の選択的結合構造の結果として、システムの安全性のための非臨界的ブレード角度に、回転子ブレードがなおも調整され得ることを確実に行う。これはまた、調節シリンダーが直接にブレードピボットに作用する本発明の第２変更例においても可能となる。

10

【００２８】

図７に示される調節および切断シリンダーへの圧力供給は、故障の場合、バルブ２８によって個々に絶たれ得る。これらのバルブは２／２方向バルブとして構成される。両回路は流体圧ポンプ３４から、さらに供給されなくても、シリンダーが完全に挿入され得るように配置された個々の圧力貯蔵装置３２を有する。

【００２９】

調節シリンダーは、２つの２／２方向バルブ３８によって中心位置で、シリンダーから分離された比例バルブ３６によって調節される。

【００３０】

20

切断シリンダーは４／２方向バルブ４０で調節される。したがって、調整シリンダーはその末端位置中へ移動し、バルブへの電圧供給が故障した場合には、切断シリンダーが自動的に断線位置中へ移動する。

【００３１】

【図面の簡単な説明】

【図１】切断位置、すなわちブレード角度９０°を有するシステム。

【図２】操作位置、例えばブレード角度３０°を有する主ロッカーアーム。

【図３】ブレード角度約０°である完全に伸ばした調節シリンダーを有するブレードロッカーアーム。

【図４】切断位置にある第２構成のシステム。

30

【図５】操作位置、すなわちブレード角度３０°である図２の構成を有するシステム。

【図６】ブレード角度約０°である完全に伸ばした調節シリンダーを有する図５のシステム。

【図７】図式で示す流体圧回路図。

【００３２】

【符号の説明】

１０：可動主ロッカーアーム

１２：ハブ側面突起

１４：流体圧切断シリンダー、直線ドライブ

１６：ピボット接続

40

１８：流体圧調節シリンダー、直線ドライブ

２０：可動ブレードロッカーアーム

２２：結合ロッド

２４：ブレードピボット接続

２８：バルブ

３０：可動ロッカーアーム

３２：圧力貯蔵装置

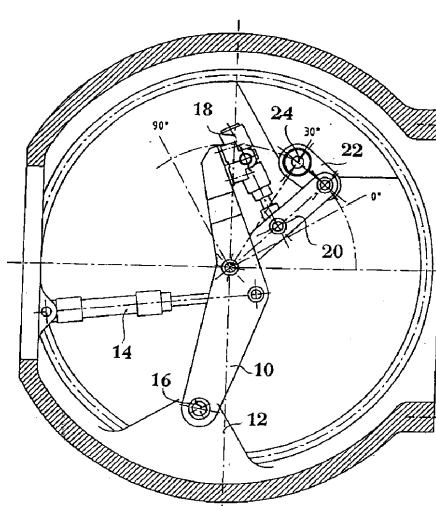
３４：流体圧ポンプ

３６：比例バルブ

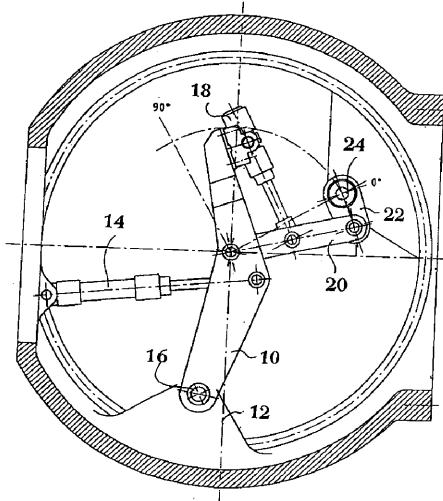
３８：２／２方向バルブ

50

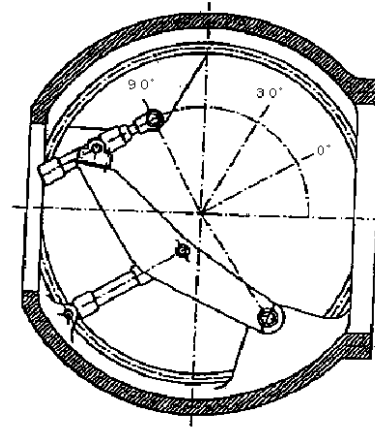
【圖 2】



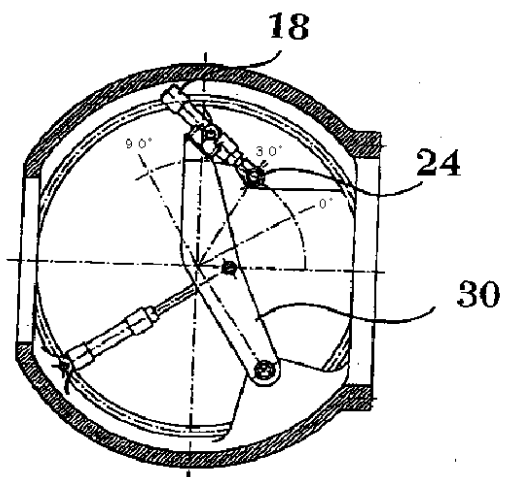
【図 3】



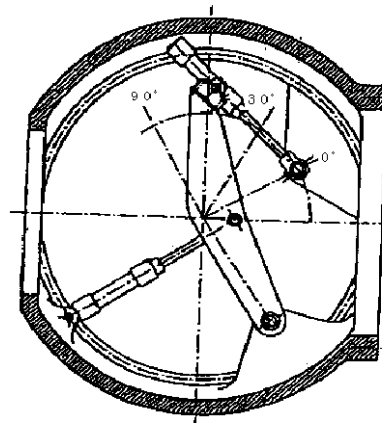
【図 4】



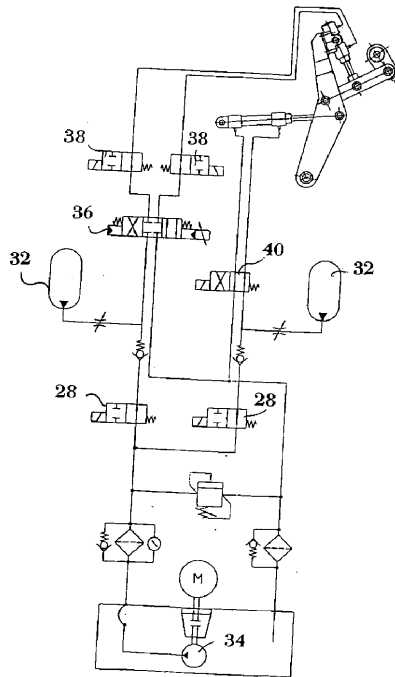
【図 5】



【図 6】



【図 7】





---

フロントページの続き

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B 名)

F03D 11/00

F03D 7/04

F16H 21/44