

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5455631号
(P5455631)

(45) 発行日 平成26年3月26日(2014.3.26)

(24) 登録日 平成26年1月17日(2014.1.17)

(51) Int.Cl.

F 1

F 16D 48/02	(2006.01)	F 16D 25/14	6 4 O A
F 16D 11/10	(2006.01)	F 16D 11/10	A
F 16D 3/04	(2006.01)	F 16D 3/04	Z

請求項の数 8 (全 19 頁)

(21) 出願番号 特願2009-530855 (P2009-530855)
 (86) (22) 出願日 平成19年9月28日 (2007.9.28)
 (65) 公表番号 特表2010-506113 (P2010-506113A)
 (43) 公表日 平成22年2月25日 (2010.2.25)
 (86) 國際出願番号 PCT/EP2007/060307
 (87) 國際公開番号 WO2008/043671
 (87) 國際公開日 平成20年4月17日 (2008.4.17)
 審査請求日 平成22年5月26日 (2010.5.26)
 (31) 優先権主張番号 06021138.0
 (32) 優先日 平成18年10月9日 (2006.10.9)
 (33) 優先権主張国 歐州特許庁 (EP)

前置審査

(73) 特許権者 390039413
 シーメンス アクチエンゲゼルシヤフト
 S i e m e n s A k t i e n g e s e l
 l s c h a f t
 ドイツ連邦共和国 D-80333 ミュ
 ンヘン ヴィッテルスバッハ-プラッツ
 2
 W i t t e l s b a c h e r p l a t z
 2, D-80333 Muenchen
 , Germany
 (74) 代理人 100075166
 弁理士 山口 巍
 (74) 代理人 100133167
 弁理士 山本 浩

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】目標角度制御式クラッチ連結方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

発電機をガスタービンと蒸気タービンとからなる流体機械によって駆動するように構成し、かつ前記発電機とガスタービンとを連結する一方の部分軸系に対して蒸気タービンの駆動軸である他方の部分軸系を連結または離脱させるクラッチを備えた一軸形複合サイクル発電装置において、前記クラッチによって前記蒸気タービンの駆動軸を前記発電機の出力軸と連結させるための方法であって、連結開始信号が投入される前に、前記蒸気タービンが前記出力軸を基準に亜同期回転数に增速されかつこの保持回転数で保持される方法において、

前記一軸形複合サイクル発電装置の回転中心に対する前記両方の部分軸系の重心が向き合うように、前記両方の部分軸系の軸中心点の、前記一軸形複合サイクル発電装置の回転中心に対する空間ベクトルの間の角度、即ち、前記両方の部分軸系の位相差が 0° または 180° となったときに、前記連結開始信号が投入される方法。

【請求項 2】

前記保持回転数が前記出力軸を基準に - 10 rpm の値を有する請求項 1 記載の方法。

【請求項 3】

前記両方の部分軸系の相対揃れ角度が判定される請求項 1 または 2 記載の方法。

【請求項 4】

前記相対揃れ角度がプログラマブルコントローラ内に記憶され、制御系によって使用される請求項 3 記載の方法。

10

20

【請求項 5】

前記連結開始信号が遮断され、これにより前記両方の部分軸系が解除状態のときに、前記両軸の軸振動が判定可能かつ比較可能である請求項1から4のいずれか1つに記載の方法。

【請求項 6】

前記両方の部分軸系についてそれぞれ2回の振動測定が実行される請求項5記載の方法。

【請求項 7】

回転数を判定するために前記両方の部分軸系について1回転ごとに各1つのパルス信号が判定される請求項1から6のいずれか1つに記載の方法。 10

【請求項 8】

前記位相差が、前記駆動軸の正相ベクトルと前記出力軸の正相ベクトルとによって判定される請求項1から7のいずれか1つに記載の方法。

【発明の詳細な説明】**【技術分野】****【0001】**

本発明は、クラッチによって流体機械の駆動軸を出力軸と連結させるための方法に関する。

【背景技術】**【0002】**

複合サイクル火力発電所(GuD発電所)ではガスタービンと蒸気タービンが駆動方式として利用可能である。ガスタービンと蒸気タービンが流体機械である。その短い始動時間によってGuD発電所は短時間のうちに大量のエネルギーを提供できる。ガスタービンと蒸気タービンとの複合体は、さまざまな一次エネルギー担体とタービン・発電機投入(ターボ投入)全体の運転特性とに関する高い柔軟性において良好な効率で電気エネルギーを発生する。 20

【0003】

効率を高めるためにガスサイクルと蒸気サイクルが1つの系内で結合されている。ガスタービンの高温排ガスによって排熱回収ボイラ内で水蒸気が発生され、この水蒸気が蒸気タービン(3圧力プロセス)内で機械的トルクを提供する。この複合体は電気エネルギー発生時に効率を約36%から例えば57%(%)に高める。このような設備が図1(蒸気タービンと同期発電機との間にSSSクラッチを備えた一軸形GuD設備の原理図)に例示してある。この例示的GuD一軸形設備はガスタービン1と発電機2と励磁機3とクラッチ4と蒸気タービン5とを有する。 30

【0004】

図1で例示的に検討した一軸形設備では、単に1つの発電機を備えたガスタービンおよび蒸気タービンが共通の軸系上にある。第2発電機とそれに付属する構成要素が省かれていることによって、投資費の約10%を節約することができる。

【0005】

ガスタービンの諸利点を最大限利用できるようにするために、蒸気タービンはまず軸系から分離される。運転温度において蒸気タービンは殆ど発電機の負荷状態にかかわりなくクラッチを介して、例えばセルフシンクロナスシフティングクラッチ(SSSシフティングクラッチ)を介して連結させることができる。 40

【0006】

ガスタービン発電機系は同期回転数を有する。蒸気タービンがこの回転数を上まわると、蒸気タービンはねじを介して自動的に連結され、引き続き発電機に出力を伝達できる。ターボ投入の総出力は約3分の2がガスタービン、3分の1が蒸気タービンに分配される。

【0007】

定常連結中の出力運転のとき、機械が50Hzで作動されるのか60Hzで作動される 50

のかにかかわりなく、部分軸系の相対角度位置に対する被測定軸および軸受振動の依存性が生じる。特定角度位置のとき軸受振動および軸振動の許容限界値を上まわることになる。

【0008】

クラッチ前後の曲げ振動と付属する連結角度との測定は、好ましい位置と不都合な位置とを識別する基礎として利用することができる。

【0009】

ガスタービンの回転数／出力調節器も、蒸気タービンの回転数／開度調節器も、P I 構造を有する。図2（ガスタービンおよび蒸気タービン調節器の基本構造）に認めることができるように、中央最小値選択6を介して他の調節器7が係合される。図2では出力目標値8、開度目標値9、出力実際値10、開度実際値11、回転数目標値12および回転数実際値13が基本構造に供給され、信号12、13が不感帯14に供給される。基本構造が弁位置実際値15を発生し、静力学k1、周波数変化影響k2および出力目標値変化影響k3が考慮される。

10

【0010】

一軸形設備の例示的制御の概要が図3（G u D一軸形設備の概要）に示してある。ガスタービンの定格運転時の連結過程は蒸気タービンの回転数調節器によってのみ判定される。従って、実施されたシミュレーションは残りの調節器量に殆ど左右されないので、ここでは主として蒸気タービン回転数調節器について述べる。

【0011】

20

回転数／開度調節器の役目は、排熱回収ボイラによって発生されて蒸気タービンに流入する蒸気量を、設定された回転数および開度目標値に相応して制御することである。これは、以下の運転事例についてターボ投入の回転数および出力を調節する2量調節器である：

- ・蒸気タービンの始動
- ・ガスタービンの軸系との連結
- ・タービンの負荷
- ・負荷遮断と独立運転
- ・タービンの停止。

【0012】

30

個々の開度目標値の出力信号は開度目標値形成部において互いに結合され、付属する位置制御部を駆動する。各位置制御部はサーボ弁を介して電気油圧駆動部（E H A）を位置決めし、この駆動部自体は付属する調節弁を操作する。

【0013】

さらに、調節弁もしくは調節フラップ（新鮮蒸気、捕捉蒸気、供給蒸気）ごとに駆動装置個別制御部が設けられており、この駆動装置個別制御部を介して個々の調節弁もしくは調節フラップの制限を行うことができる。

【0014】

40

一次周波数影響とカットオフ周波数影響とを有するガスタービンの回転数／出力調節器が細部にわたってモデル化されたのに対して、ガスタービンは簡略して模擬された（図4参照；ガスタービンV94.2A）。蒸気タービンのモデル化のとき回転数／開度調節器（図5；蒸気タービンの回転数開度調節器）も蒸気タービン自体（図6；G u D蒸気タービン）もごく正確に模擬された。

【0015】

回転数調節器運転のとき蒸気タービンは定格回転数（ガスタービン軸系の等価実際回転数）まで駆動される。蒸気タービン回転数がガスタービン回転数を上まわったなら、両方の軸系の自動連結が起きる。制御構造は同様に回転数調節器運転から開度調節器運転に自動的に切り換わる。

【0016】

始動時の回転數目標値が図7（蒸気タービン增速時の回転数過渡状態）に示してある。

50

数百 r p m の定常起動運転から出発して蒸気タービンは 0 . 1 6 7 H z / s の過渡状態で加速される。実際値が特定の弱亜同期周波数に達したなら、一層なだらかな 0 . 0 5 H z / s の過渡状態が連結のための目標値として設定される。この切換の標準値は (5 0 H z 発電所も 6 0 H z 発電所も) f_{sync} - 0 . 5 H z である。

【 0 0 1 7 】

両方の部分軸系の相対回転数から、連結状態の継続処理用に信号 K U P E (Kupplung E in : クラッチオン) が生成される。図 7 は、ガスタービンもしくは出力軸の定格回転数 1 6 を基準にこの信号の - 0 . 0 8 3 H z ~ + 0 . 3 3 H z もしくは - 5 r p m ~ + 2 0 r p m の窓を示す。

【 0 0 1 8 】

運転時の諸経験が示したように、窓が狭くなると信号 K U P E は測定不正確さのゆえに安定したままとはならない。クラッチの欠陥によって連結されないとき、窓の上限は回転数のさらなる上昇を妨げる。蒸気タービンが同期回転数に達する前に、以下のすべての演算に有効な信号 K U P E が既に投入されることは明らかである。しかし既に触れたように、連結過程は発電機同期回転数を上まわってはじめて始まる。

【 0 0 1 9 】

図 8 (S S S シフティングクラッチの原理) がクラッチの原理を示す。切換スリープ C は同期回転数に達するまで蒸気タービンの回転数で回転し、同期回転数に達すると発電機軸 F の切換部の爪 A によってしっかりと保持される。同期回転数を越えるとこれはねじによって蒸気タービンの方向にスリープの軸線方向移動を生じる。短時間後に歯 B の係合が起き、これらの歯を介して駆動トルクの伝達が起きる。例示した S S S 切換スリープはさらに急動ねじ D 、駆動側 E (蒸気タービン) および爪歯 G を有する。それに加えて図 8 の右側に 3 つの小さな図が示してある。上側の図は解除状態を示し、中央の図は連結運動を示し、下側の図は連結状態を示す。

【 0 0 2 0 】

実際の制御方式を使ったシミュレーションが図 9 (先行技術の制御構想による連結過程) に示してある。信号 K U P E は連結過程開始や歯係合よりもかなり前に到来する。その結果、なお解除中の蒸気タービンが回転数制御下で運転中であるにもかかわらず、蒸気タービンの回転数調節器成分はその実際の値において直ちにしっかりと保持され、同時に開度調節器成分が付け加えられる。

【 0 0 2 1 】

開度調節器成分は毎分 1 0 % というごく平坦な過渡状態に従い、この過渡状態は回転数調節器の影響と比較して後続の連結過程に対し小さな影響を有するだけである。図 1 0 (修正信号 K U P E での連結過程) は信号 K U P E の変化後のこの過程を示す。両方の部分軸系の回転数が等しくなってはじめて、ここで K U P E が投入される。明らかに、この変化が連結に決定的に影響することはない。

【 0 0 2 2 】

例えば G u D 一軸系設備では、回転する 2 つの部分軸系が同期回転数において互いに任意に連結される。そのことから異なる高い軸振動および軸受振動が生じ、場合によって設けられている振動警報値を上まわることがある。振動警報によりコストのかかる再バランス作業を必要とすることがあり、G u D 設備の納入業者に対する経営者の賠償要求さえ生じことがある。

【 0 0 2 3 】

公知の再バランス作業によって軸系全体の良好な振動挙動が達成されるであろう。しかしながら連結はこれまで未制御に、偶然原理に従って行なわれてきた。

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【 0 0 2 4 】

そこで本発明の課題は、常に最小の振動値で連結され、軸系全体がバランスング可能であり、バランス状態に留まることを確保する冒頭に指摘した種類の方法を提供することである。

10

20

30

40

50

ある。

【課題を解決するための手段】

【0025】

本発明によればこの課題は請求項1の特徴を有する方法によって解決される。即ち、発電機をガスタービンと蒸気タービンとからなる流体機械によって駆動するように構成し、かつ前記発電機とガスタービンとを連結する一方の部分軸系に対して蒸気タービンの駆動軸である他方の部分軸系を連結または離脱させるクラッチを備えた一軸形複合サイクル発電装置において、前記クラッチによって前記蒸気タービンの駆動軸を前記発電機の出力軸と連結させるための方法であって、連結開始信号が投入される前に、前記蒸気タービンが前記出力軸を基準に亜同期回転数に增速されかつこの保持回転数で保持される方法において、前記一軸形複合サイクル発電装置の回転中心に対する前記両方の部分軸系の重心が向き合うように、前記両方の部分軸系の軸中心点の、前記一軸形複合サイクル発電装置の回転中心に対する空間ベクトルの間の角度、即ち、前記両方の部分軸系の位相差が0°または180°となつたときに、前記連結開始信号が投入されることを特徴とする。その他の有利な諸構成は従属請求項に開示されている。

10

【0026】

全体として、蒸気タービンを連結するための一般的な測定兼制御方式が本発明に係る方法によって提供され、この方式によりすべての補償過程の終了後に極く僅かな軸振動および軸受振動が得られる。

20

【0027】

同時に、適切なプログラマブルコントローラのための理論的、制御技術的基礎が本発明で提供される。このプログラマブルコントローラは、連結前の部分軸系の振動挙動と同期信号とから、曲げ振動が極力最小の値となる所期の好ましい連結位置を確定する。

最適な連結角度の厳密な判定も好ましい位置での正確な連結も保証して、未制御で偶然な連結を行わないために、蒸気タービンの制御を相応に修正できるとの認識が本発明の根底にある。

【図面の簡単な説明】

【0028】

30

【図1】蒸気タービンと同期発電機との間にSSSクラッチを備えた一軸形GU D設備の原理図である。

【図2】ガスタービン及び蒸気タービン調節器の基本構造を示す図である。

【図3】GU D一軸形設備の概要を示す図である。

【図4】簡略して模擬されたガスタービン(V94.2A)の概要を示す図である。

【図5】蒸気タービンの回転数開度調節器を示す図である。

【図6】GU D蒸気タービンを示す図である。

【図7】蒸気タービン増速時の回転数過渡状態を示す図である。

【図8】SSSシフティングクラッチの原理を示す図である。

【図9】先行技術の制御構想による連結過程を示す図である。

40

【図10】修正信号KUPEでの連結過程を示す図である。

【図11】本発明に係り、目標角度制御式増速および連結時の回転数過渡状態を示す図である。

【図12】目標角度での連結過程のシミュレーション結果を示す図である。

【図13】図12とは異なるシミュレーション結果を示す図である。

【図14】図12とは異なるシミュレーション結果を示す図である。

【図15】ラバル回転子の部分軸系の基本モデルを示す図である。

【図16】第1実験設備における連結過程の軸振動の測定を示す図である。

【図17】軸中心点と重心が円軌道上を同期角速度で移動する図である。

【図18】左側に亜臨界を右側に超臨界を示し、両方の部分軸系が同じ回転方向にあるこ

50

とを示す図である。

【図19】両方の空間方向で分離された軸変位を示す図である。

【図20】臨界角周波数の間でのSおよびWの可能な推移を示す図である。

【図21】実験設備1の測定データを示す図である。

【図22】実験設備2の測定データを示す図である。

【図23】実験設備3の測定データを示す図である。

【図24】測定個所を表示するための規定を示す図である。

【図25】好ましい連結角度における正相ベクトルの位相角を示す図である。

【発明を実施するための形態】

【0029】

発電機とネットワークとを含む一軸系設備の本発明で使用されるモデルは、クラッチの捩れ挙動を考慮するNETOMAC（登録商標）において作成された。

【0030】

先行技術ではまずなによりも連結状態におけるクラッチの挙動（出力運転）が調べられた。本来の連結過程をシミュレートするために、既存のモデルが「回転数増速」モジュールだけ拡張された。

【0031】

図9と図10との間に著しい変化は認められないのではあるが、回転数調節器運転と開度調節器運転との明確な分離を保証するために好ましくは回転数差 - 5 rpmから0 rpmへと信号KUPEがずらされる。測定不正確さによる誤りを防止するために信号KUPA（Kupplung Aus：クラッチオフ）は、好ましくは差 - 5 rpmを下まわってはじめて再び投入される。

【0032】

連結前の回転数調節器の過渡状態0.05Hz/sは、元々発電機同期化時の諸経験から導き出されたものである。

【0033】

一層滑らかな連結を保証するために有利には前記値がさらに最適化される。その際好ましくは、歯合時許容外の衝撃を避けるために一層平坦な過渡状態が設けられている。

【0034】

好ましい連結角度を判定するためにも、目標角度に制御された連結のためにも、好ましくは既に上で触れたように実際の制御コンセプトが修正されるようになっている。

【0035】

上で述べたように蒸気タービンは最低運転温度に到達後、固定した過渡状態での暖機回転数から、同期回転数を越えて自律的な連結まで増速される。

【0036】

先行技術では切換スリープの端止め時の目標角度 κ もしくは連結角度 κ はまったくの偶然である。

【0037】

所定の角度に達するために蒸気タービンは、有利には弱亜同期回転数（同期回転数の少し手前）（保持回転数）に増速され、そこで保持される。回転数の目標値は図11（目標角度制御式増速および連結時の回転数過渡状態）に従って設定することができる。有利には保持回転数17が導入される。好ましくは、約-0.167Hzに相当する-10rpmにおいて保持回転数17を導入するのが有利である。

【0038】

この回転数は、目標角度（相対捩れ角度 κ 、連結角度 κ ）に依存した開始角度が駆動部と出力部との間で到達されるまで保持される。捩れ角度 κ が設定された開始角度に等しくなると、信号KSTART（Kuppeln Starten：連結開始）が投入される。この時点以降に任意の回転数過渡状態で連結される（好ましくは0.05Hz/s）。

【0039】

なお指摘しておくなら、図11には信号KUPEの推奨変化が示してある。後続のすべ

10

20

30

40

50

てのシミュレーションもこの変化に服する。

【0040】

目標角度 κ が既知である場合、好ましくは、開始時点から連結過程終了までに上まわらねばならない角度 θ も確定することができる。

【0041】

この角度 θ の計算は、すべての動的影響を含む個々の設備の高精度モデルを必要とするであろう。これは実用的でない。好ましい可能性はガスタービンの負荷運転時にこの角度 θ を測定することにある。可能なすべての目標角度 κ について同じである一定したが各 G U D 設備について（設備固有）存在すると前提することができる。さまざま目標角度における連結過程のシミュレーションがそのことを裏付けた。

10

【0042】

図 12、図 13 および図 14（目標角度での連結過程）は目標角度（相対捩れ角度 κ ） 0° （図 12）、 90° （図 13）および 180° （図 14）についてのシミュレーション結果を示す。使用されたクラッチモデルでは θ が約 145° となる。従って開始角度 θ_0 は次式で計算される：

$$\theta_0 = \kappa - \dots$$

3つの事例のすべてにおいて設定目標角度 κ が得られる。このモデルにおいて考慮される捩れ挙動は、明らかに、連結角度もしくは目標角度（相対捩れ角度） κ に決定的には依存していない。

【0043】

20

図 11 の回転数の目標値推移は、付加的に、最適連結角度（相対捩れ角度 κ ）の決定に使用することができる。

【0044】

信号 K S T A R T の遮断によって蒸気タービンは発電機を基準に -10 rpm の保持回転数に留まる。その場合、両方の部分軸系のこの定常解除状態において軸振動が測定され比較され、こうして最適目標角度が決定される。

【0045】

既存設備に連結チャートが存在し、こうして好ましい連結角度が識別されている場合、この連結角度は目標角度 κ として設定することができる。その場合、好ましい角度を判定する必要はもはやない。

30

【0046】

検討された諸問題の理解を深めるために、軸の曲げ振動挙動について幾つかの基本的検討が加えられる。このため、その挙動が基本的諸過程を記述するラバル回転子の基本モデルが各部分軸系についての代用として紹介される。

【0047】

以下で使用される基礎はガッシュ、「ロトールディナミーク」（R. Gasch, Rotordynamik, Springer Verlag, Berlin, 1975）に由来しており、そこに詳しく導き出されている。所定の測定データを後に直接代入できるようにするために好ましくは、式は測定系 A D R E に合わせて僅かに変更されている。

【0048】

40

軸系の最も単純なモデルとして考慮に値するのは、図 15（ラバル回転子の部分軸系の基本モデル）に例示したようなラバル回転子である。これは、2つの剛性軸受内の無質量軸の一部として軸貫通点 W から距離 r だけ離れた重心 S を有する質量を伴うディスクである。このようなラバル回転子はそれぞれ蒸気タービン（D T）と、ガスタービンおよび発電機（G E）を代表している。

【0049】

数学的観点から有利であると考えられるのは、複素空間ベクトルとしての S および W の位置についての表現である。実部は Z 座標に一致し、虚部は Y 座標に一致する：

【数1】

$$r_W = z_W + j \cdot y_W ; r_S = z_S + j \cdot y_S \quad (1)$$

この表現は、有利な連結角度 κ (目標角度、相対捩れ角度) の判定用に使用される複素計算方法を使用できるという決定的利点を提供する。

【0050】

減衰、重量および軸受剛性を無視すると軸貫通点について以下の運動方程式が得られる：

【数2】

$$\ddot{r}_W + \omega_0^2 \cdot r_W = \varepsilon \cdot \omega^2 \cdot e^{j(\omega t - \varphi_0)} \quad (2)$$

10

ω_0 は軸の質量とばね剛性とから生じる臨界角周波数、 r は S と W との間の距離である。

【0051】

これは線形微分方程式 (Dg1.) であるので、解は初期条件 (例えば連結時の衝撃) に依存した同次部と軸の駆動によって強いられる特殊部とから成る。両方の解が重なり合い、それらは個別に考察することができる。減衰を考慮すると Dg1. の同次解は短時間後に消滅する。図 16 (連結過程時の軸振動の測定。実験設備 1) は第 1 実験設備における連結過程の軸振動の測定を示す。ここでは連結時の振動の大きなピークを明確に認めることができ、このピークはごく迅速に消滅する。その後、振動振幅は定常値に達する。運動方程式の同次解はピーク値を決定し、これ以上は考慮されるべきでない。というのも、ここでは定常軸振動のみが検討されるからである。

20

【0052】

それに対して特殊解は定常運転時の S および W の位置、従って補償過程終了後の軸振動の振幅をそれぞれ提供する：

【数3】

$$r_{W_\varepsilon} = \varepsilon \cdot \frac{\left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} e^{j(\omega t + \varphi_0)} ; r_{S_\varepsilon} = \varepsilon \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{\omega}{\omega_0}\right)^2} e^{j(\omega t + \varphi_0)} \quad (3)$$

30

【0053】

軸中心点と重心は円軌道 (図 17 参照；軸中心点と重心が円軌道上を移動し、両方の部分軸系が同じ回転方向を有し、 ω が ω_0 よりも小さい。) 上を、回転中心 M の周りでの軸回転方向に、同期角速度 ω で移動する。M 点と W 点と S 点は一直線上にある。

【0054】

上で行った仮定のもとでは、軸の質量とばね剛性とにそれぞれ依存して臨界角周波数 ω_0 があり、そこでは軸振動が無限大に大きくなる。この角周波数以下 亜臨界運転 では、重心が軸貫通点の外側にある。重心は臨界回転数を通過するとき位相ジャンプを行い、回転数が大きくなると 超臨界運転時 移動して中心に接近する。この過程は、軸振動の振幅が小さくなるので、軸の自律調心とも称される。

40

【0055】

つまり図 17 から明らかとなるように、両方の軸重心の空間ベクトルの間の角度がちょうど 180° であるとき、2 つの部分軸系は互いに連結されるべきであろう。その場合、重心はそれぞれ相反する側にあり、作用の点で少なくとも部分的に相殺し合う。その場合、連結された系の新たな重心は軸貫通点に一層接近する。

【0056】

両方の軸系が超臨界回転数で作動されるとき、両方の重心は内側にある。つまりここでも空間ベクトル間の角度は 180° に等しくなければならない。それに対して 1 つの軸が亜臨界で作動し、1 つの軸が超臨界で作動するとき、角度は 0° でなければならないであろう。というのもその場合、図 18 (左側が亜臨界、右側が超臨界。両方の部分軸系が同

50

じ回転方向。)に認めることができるように重心が対向しているからである。

【0057】

軸はなかんずく自律調心効果のゆえに超臨界で作動されるのが好ましい。これは、好ましい連結角度 κ (目標角度、相対捩れ角度) を見い出す際の簡素化を意味する。

【0058】

減衰が検討される場合、臨界角周波数のとき軸振動は有限値に、但し引き続き許容外の値に限定される。 ω_0 を通過するとき重心は外から内へと直接に急変するのではなく、減衰係数に依存して多かれ少なかれゆっくりと内方に変わる。どの軸も定常に臨界角周波数の近傍で運転されるのでなく、Sの前記移行がその近傍でのみ起きるので、上記判断は成立したままである。

10

【0059】

殆どの場合、軸受の剛性も一緒に考慮することができ、これにより、事情によっては臨界角周波数が著しく低下する。ここではなかんずく両方の空間方向を基準にはばね定数の異方性が重要である。 ω_0 はばね定数と質量とに依存している。すなわち、定数の値が異なるとき、一般に水平方向と垂直方向で顕著に、2つの臨界角周波数 ω_z , ω_y が生じる。こうして、軸を駆動することのできるもう1つの中間臨界範囲が存在する。図19(両方の空間方向で分離された軸変位)は角周波数ごとに異なる強さの軸変位を空間方向別に分離して示す。軸 上に亜臨界範囲18、中間臨界範囲19、超臨界範囲20が示してある。

【0060】

一般に、ターボ投入において使用される軸受が垂直方向よりも水平方向で一層柔らかいと前提することができる。それゆえにここでは、角周波数軸上で水平方向y臨界が常にz臨界の前にくると前提される。両方の値は剛性軸受の場合の臨界角周波数よりも小さい。

20

【0061】

軸受装置の異方性に基づいて軸中心点は、軌道と称される橿円軌道上を移動する。この軌道、従って軸中心点は軸系のさまざまな個所でそのつど2つの変位検出器によって測定され、好ましい連結角度 κ (目標角度、相対捩れ角度) の判定用に利用可能である。軸中心点に対する直接測定可能でない重心の位置は、亜臨界角周波数では基本的に外側に留まり、超臨界では内側に留まる。この個所ではなお、中間臨界値におけるその推移を検討しなければならない。

30

【0062】

図20(臨界角周波数の間でのSおよびWの可能な推移)は2つの臨界角周波数の間でのSおよびWの軌道を示す。両者は軸回転に対して逆の回転方向を有する。しかし重心Sはさらに軸と共にWの周りを回転し、こうして回転中その相対位置を変える。重心は亜臨界空間方向に関しては外側に、超臨界空間方向に関しては内側にある。

【0063】

2つの中間臨界状態の軸が互いに連結されるべきである場合、2つの軸中心点のベクトルの位相差がちょうど180°であるとき、重心は正確に対向する。

【0064】

橿円軌道の位相の変化は円運動とは異なり1回転中一定でなく、従って両方の軌道ベクトルの位相を比較しても有益な結果をもたらさない。つまり、測定データから連結角度に依存した重心の瞬時位置を推定する別の道を発見しなければならない。

40

【0065】

ここで使用される座標系では、単に理解し易いように軸線が水平線もしくは垂直線上にある。軌道の半長軸も、必ずしも水平線上にあるのではない。座標系の位置は自由に選択可能であり、測定箇所に位置合わせすることができる。しかし両方の部分軸系用に同じ座標系を使用しなければならない。

【0066】

上記熟慮を実現するには、利用可能な測定データに複素計算方法を応用しなければならない。いまやこの方法が式として導き出され、実験設備1~3(図21~図23)の測定データへの応用が述べられる。この実験設備1は図23に示してある。

50

【0067】

・クラッチもしくはSSSクラッチの好ましくは近傍で両方の部分軸系についてそれぞれ2回の振動測定が実行される。測定個所の好ましい表示が図24（測定個所を表示するための規定）に規定されている。左に回転する軸では、左側検出器は左側にあり、これは虚数部（Im）に対応し、右側検出器は右側にあって実数部（Re）に対応する。

【0068】

・回転数を判定するために両方の部分軸系について回転ごとに各1つのパルス信号が判定され、その時間差から相対揃れ角度を判定することができる。式(4)の差が相対角度 j_k として規定される：

【数4】

10

$$\varphi_k = \varphi_{\text{発電機}} - \varphi_{\text{蒸気タービン}} \quad (4)$$

【0069】

評価のために4つの信号のそれぞれについて（それぞれ独自の回転数信号を基準に）振幅 A および位相ごとに回転周波数振動が濾波除去される。この信号は複素空間ベクトルとして表される。こうして信号は以下の形で表される：

【数5】

20

$$\begin{aligned} r_{w,GE} &= \hat{A}_{r,GE} \cdot \cos(\omega t - \varphi_{r,GE}) + j \cdot \hat{A}_{i,GE} \cdot \sin(\omega t - \varphi_{i,GE} + \frac{\pi}{2}) \\ r_{w,DT} &= \hat{A}_{r,DT} \cdot \cos(\omega t - \varphi_{r,DT} - \varphi_k) + j \cdot \hat{A}_{i,DT} \cdot \sin(\omega t - \varphi_{i,DT} - \varphi_k + \frac{\pi}{2}) \end{aligned} \quad (5)$$

添字 r は左側検出器、 w は右側検出器である。以下ではなおガスタービン側についてのみ式が立てられる。というのも、蒸気タービンの方程式では添字を交換し、 k を取り去ればよいだけであるからである。

【0070】

軸貫通点が移動する機能軌道は、同じ角速度、但し異なる半径での2つの逆向きの円運動の重なりとして数学的に表現することができる。

【0071】

このため式(5)に公知のオイラー方程式が応用される：

【数6】

30

$$\cos x = \frac{1}{2}(e^{jx} + e^{-jx}) \text{ 及び } j \cdot \sin x = \frac{1}{2}(e^{jx} - e^{-jx}) \quad (6)$$

(6)を(5)に代入するとガスタービン側の軸中心点について次式が得られる：

【数7】

$$r_{w,GE} = \hat{A}_{r,GE} \cdot \frac{1}{2} \left(e^{j(\omega t - \varphi_{r,GE})} + e^{-j(\omega t - \varphi_{r,GE})} \right) + \hat{A}_{i,GE} \cdot \frac{1}{2} \left(e^{j(\omega t - \varphi_{i,GE} + \frac{\pi}{2})} - e^{-j(\omega t - \varphi_{i,GE} + \frac{\pi}{2})} \right) \quad (7)$$

$e^{j\omega t}$ もしくは $e^{-j\omega t}$ を括弧の外に出し、正および負の指数別に分離することによって、以下の方程式が得られる：

【数8】

40

$$r_{w,GE} = \underbrace{\frac{1}{2} \left(\hat{A}_{r,GE} \cdot e^{-j\varphi_{r,GE}} + \hat{A}_{i,GE} \cdot e^{-j(\varphi_{i,GE} - \frac{\pi}{2})} \right)}_{r_+} e^{j\omega t} + \underbrace{\frac{1}{2} \left(\hat{A}_{r,GE} \cdot e^{-j\varphi_{r,GE}} - \hat{A}_{i,GE} \cdot e^{-j(\varphi_{i,GE} - \frac{\pi}{2})} \right)}_{r_-} e^{-j\omega t} \quad (8)$$

r_+ は軌道の正相成分と称される円軌道の半径であり、 r_- は逆相成分と称される円の半径である。その際、正相成分と逆相成分は軸の回転方向に関係している。各位相角は r_+ と r_- とに含まれている。測定データを使ったこのような分解が図21～図23で実行されている。

【0072】

図21～図23の左上に部分軸系の軌道、右上に正相ベクトルの位相差、左中央に蒸気

50

タービンの正相成分および逆相成分、右中央に発電機の正相成分および逆相成分、下に連結チャートがそれぞれ示してある。

【0073】

両方の軸系において極力対向すべきである軸の重心Sは、同期角周波数で軸貫通点Wの周りで回転方向に移動する。

【0074】

そのことからSの軌道について[数9]が得られる：

【数9】

$$r_{S,GE} = r_{W,GE} + \epsilon \cdot e^{j(\omega t + \phi_0)} \quad (9)$$

10

はSとWとの距離である。[数8]の代入後に $r_{S,GT}$ について次式が得られる：

【数10】

$$r_{S,GE} = (\hat{r}_+ + \epsilon \cdot e^{-j\phi_0}) e^{j\omega t} + \hat{r}_- \cdot e^{-j\omega t} \quad (10)$$

角度 ϕ_0 は一定値であり、減衰と角周波数とに依存している。正相成分の半径および位相のみが重心および軸中心点と異なっていることがわかる。両方の点について逆相成分は同じである。

【0075】

さらに、正相ベクトルが不平衡によって判定され、逆相ベクトルが軸受の異方性反作用を表すと仮定される：

【数11】

$$r_{W,GE} = \underbrace{\hat{r}_+ \cdot e^{j\omega t}}_{\text{不平衡によって判定される成分}} + \underbrace{\hat{r}_- \cdot e^{-j\omega t}}_{\text{軸受剛性の異方性によつて生じる}} \quad (11)$$

20

【0076】

結果的に生じる不平衡のみが連結角度に依存しているとの仮定の下で、好ましい角度を発見するために好ましくは軸振動の正相成分のみが考慮される。

【0077】

正相成分は、その振幅および角速度が1回転中一定している円形軌道である。両方の軸の回転数が異なる場合、位相角の比較を行うことができる。[数10]により重心の正相成分の振幅も一定であるので、この比較は有利なことにその状態をも説明する。

【0078】

最適な連結角度 κ (目標角度、捩れ角度)を判定するには、蒸気タービン側およびガスタービン側の正相ベクトルの位相差を判定しなければならない。このため蒸気タービンは例えば-10 rpmの亜同期で作動され、ガスタービンは同期回転数で定常的に運転される。上で述べたような振動測定の処理後、両方の部分軸系について値および位相ごとに正相ベクトルが得られる。角速度における小さな差によって相対捩れ角度 κ が、従って正相ベクトルの位相角も、ゆっくりと変化する。角度は同じ率で変化する。

【0079】

軸が超臨界、中間臨界または亜臨界のいずれで運転されるのかに依存して、軸系の位相差は0°または180°でなければならず、こうして重心は可能な限りちょうど対向し、従って相互に相殺し合う。この時点で捩れ角度はちょうど好ましい連結角度に一致する。この連結角度は相応するプログラマブルコントローラによって記憶され、制御系によって目標角度として使用されねばならない。

【0080】

図25(好ましい連結角度における正相ベクトルの位相角)は、理論的基礎に基づいて好ましい連結角度を生じる正相ベクトルの位相差を示す。

【0081】

各実験設備の表への組込み(図25)は、正相成分と逆相成分への軌道分解後に行うこ

50

とができる。中間臨界運転の軸系は逆相軌道を有する。これは、逆相成分の値が正相成分の値よりも大きい事例である。この検討は、図25に認めることができるように3つの実験設備の測定データで行われた。

【0082】

比較のため3つの異なる設備からの測定が行なわれ、ここで処理された軸振動は過渡回転数運転時に確定されたものである。

【0083】

図21は、GUD実験設備2を例に好ましい連結角度を判定するためのステップを示す。左上の図に両方の部分軸系の軌道が示してある。第2列の図は正相成分および逆相成分への分解を示す。右上の図は連結角度 κ に対する正相ベクトルの位相差を示す。この場合、両方の軸が超臨界で作動されると前提される。すなわち、好ましい連結角度 κ が存在するように正相ベクトルの位相差はちょうど180°でなければならない。図21のこの部分図でも、正相ベクトルの位相が連結角度 κ と同様に迅速に変化することを十分認めることができる。

10

【0084】

下側の図には3つの測定された軸振動の連結チャートが示してある。ベクトルの長さはすべての補償過程の終了後の振動に一致しており、記載された角度は測定された連結角度に一致している。確定された最適連結角度 κ が付加的ベクトルとして書き込まれている。このベクトルの長さは意味がなく、見易くする理由から大きく選択されているにすぎない。確定された角度は、明らかに連結チャート上の小さな振動の範囲内にある。

20

【0085】

図22は実験設備3についての結果を示す。この場合、ガスタービンが中間臨界で運転され（逆相ベクトルが正相ベクトルよりも大きく）、蒸気タービンは超臨界で運転される。この場合、位相差0°において連結角度が確定された。この連結チャートは、この連結角度 κ も好ましい範囲内にあることを示している。

【0086】

実験設備1（図23）の事例において両方の部分軸系では逆相ベクトルが正相ベクトルよりも大きく、これは中間臨界運転を示唆している。この場合、最適連結角度は180°の位相差にある。連結チャートに認めることができるように、この設備では一層多くの測定データが利用可能であった。好ましい連結角度はここでも一層小さな振動にある。

30

【0087】

有利には、好ましくは-10rpmの保持回転数が導入され、そこから、設定された目標角度は任意の回転数過渡状態で達成することができる。開始角度と目標角度もしくは連結角度との間の差 θ は連結角度 κ に対して設備固有に一定しており、それゆえに試運転時に測定することができる。

【0088】

先行技術では、連結状態を示す信号KUP Eが過度に早く投入される。本発明に係る方法によって、この信号を本来の連結過程の一層近傍で投入するよう提案される。

【0089】

回転数を確定するために1回転ごとに各1つの信号を提供するパルス信号は、駆動部（蒸気タービン側）および出力部（発電機側）の相対捩れを判定するための直接的尺度である。先行技術ではこの角度（連結角度もしくは相対捩れ角度 κ ）がまったくの偶然であり、爪歯の数に依存したあらゆる値となり得る。

40

【0090】

軸中心点を基準に両方の部分軸系の重心が対向し、従ってそれらの作用の点で部分的に相殺し合うとき、定常運転について好ましい連結状態が存在する。

【0091】

ガスタービンが定格運転中で、蒸気タービンが保持回転数にあるとき、好ましい連結角度を確定することができる。SSSクラッチ近傍の測定個所で確定された軸振動は複素計算法を頼りに正相成分と逆相成分とに分解される。両方の正相ベクトルの位相角の比較が

50

好ましい連結角度を説明する。その場合、臨界回転数を基準に軸の定格回転数が考慮されねばならないであろう。

【0092】

既存設備に連結チャートが存在する場合、この角度は目標角度として制御系に直接引き継ぐことができる。

【符号の説明】

【0093】

1 6 定格回転数

1 7 保持回転数

1 8 亜臨界範囲

10

1 9 中間臨界範囲

2 0 超臨界範囲

D T 蒸気タービン

G E 発電機

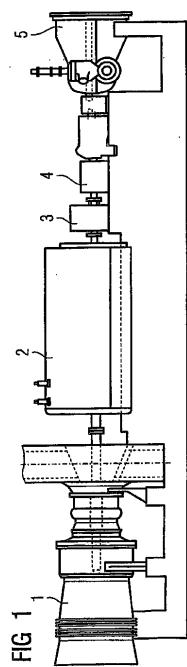
M 回転中心

S 重心

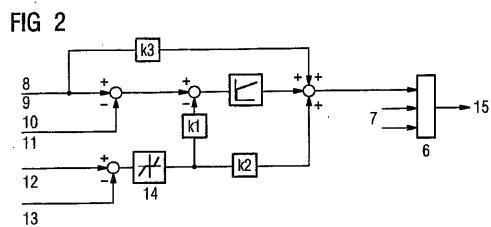
W 軸貫通点

重心と軸貫通点との間の距離

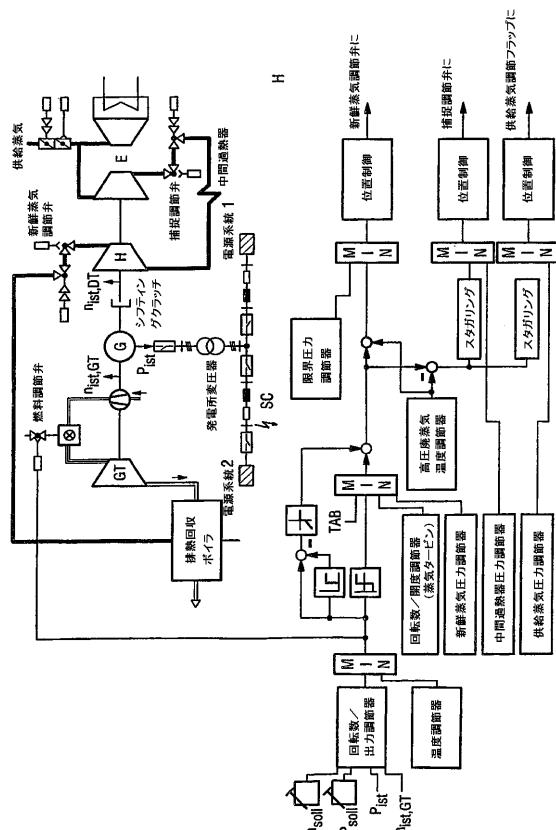
【図1】



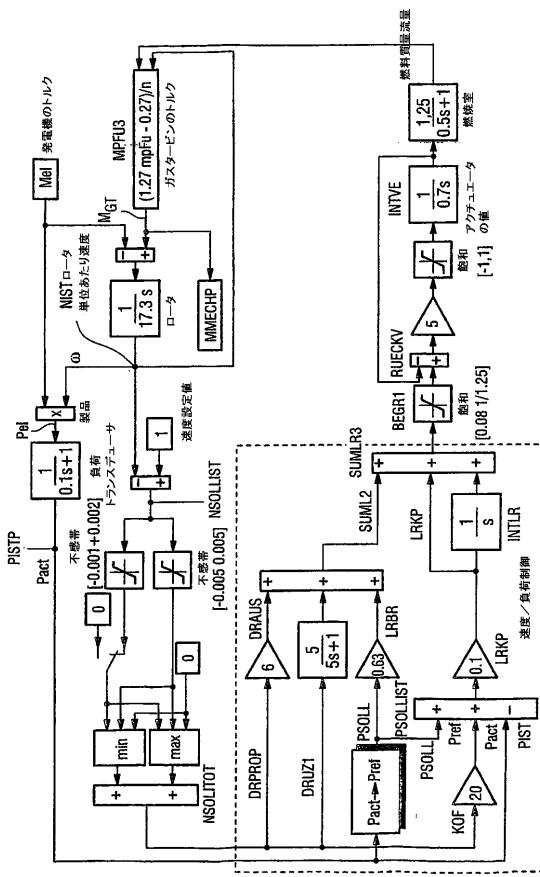
【図2】



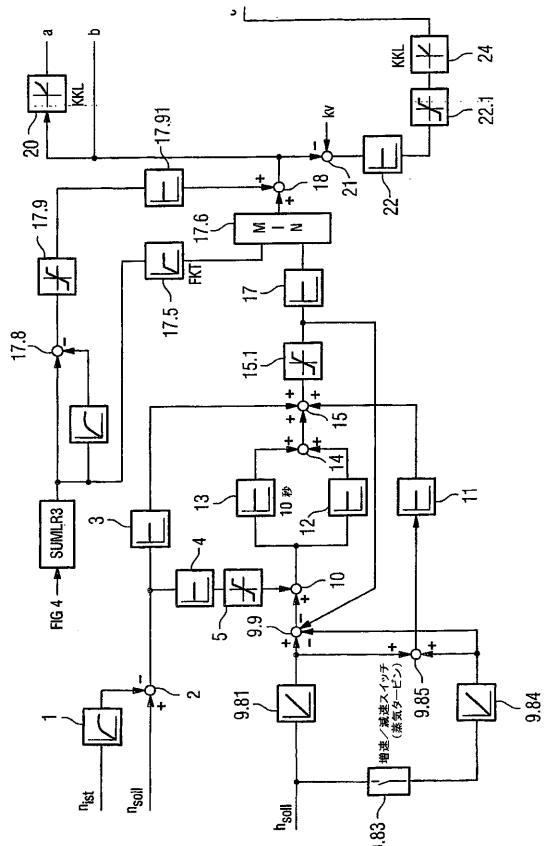
【 义 3 】



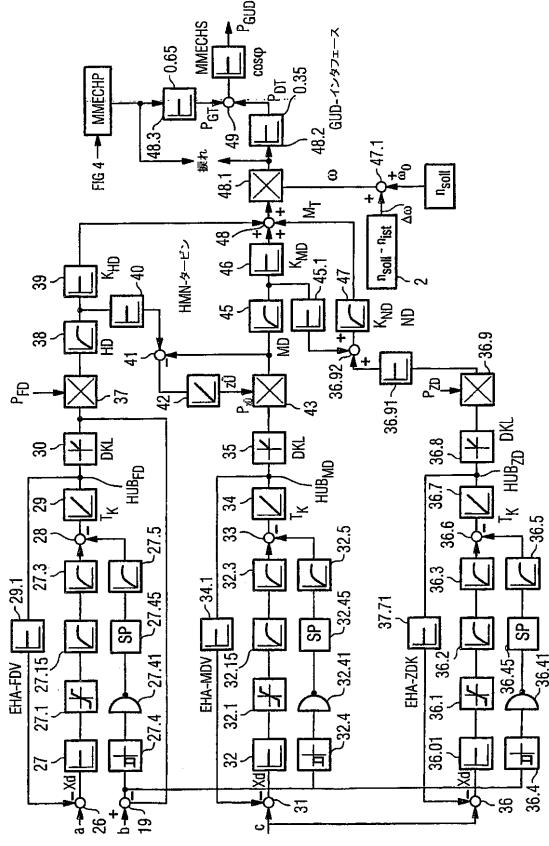
【図4】



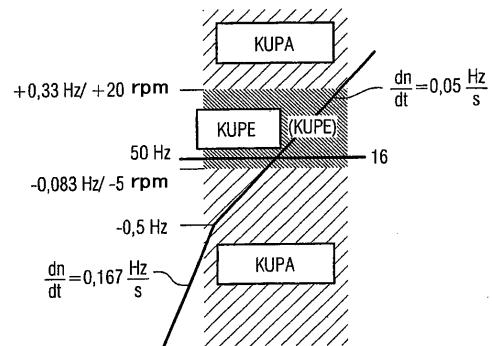
【 四 5 】



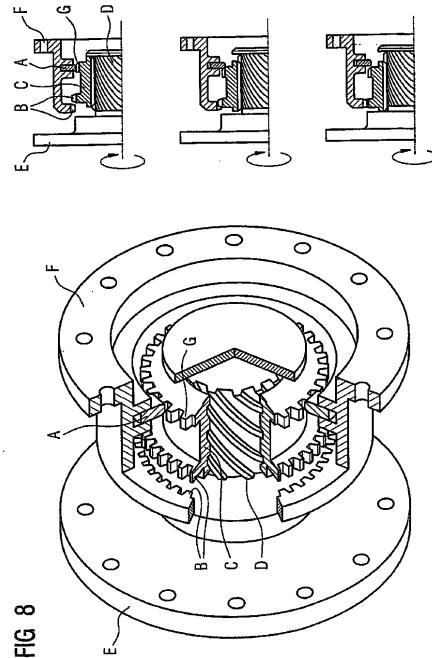
【図6】



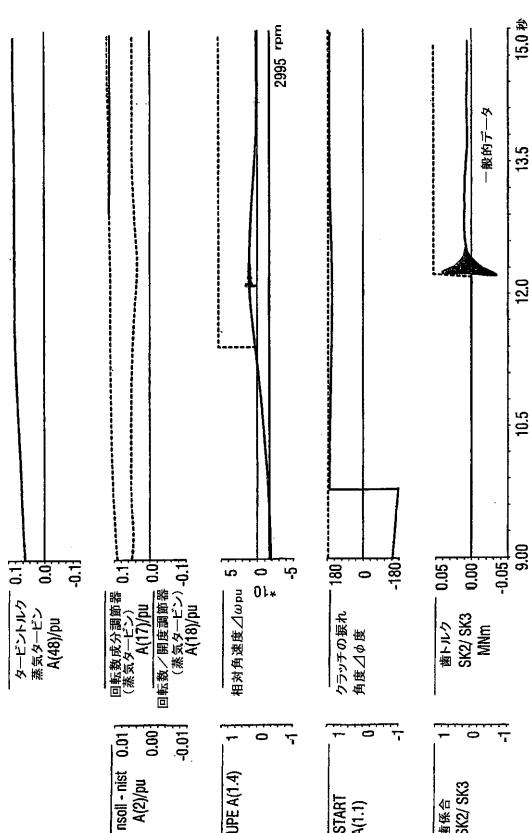
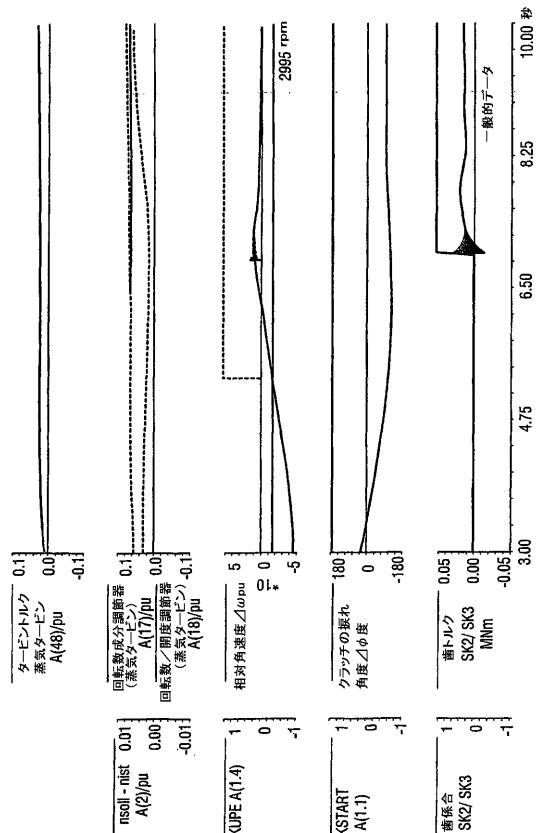
【図7】



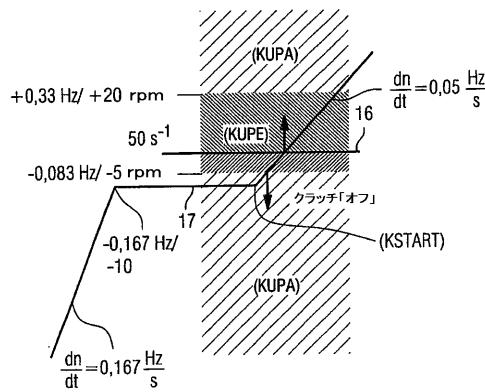
【図8】



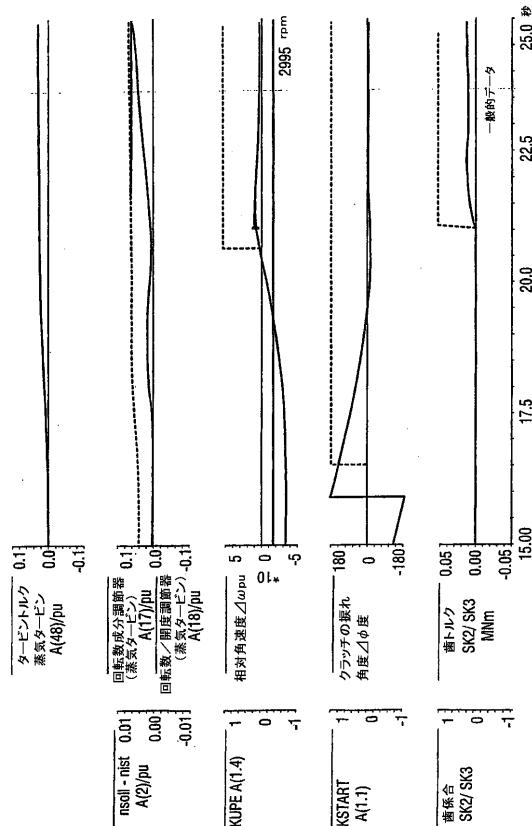
【図10】



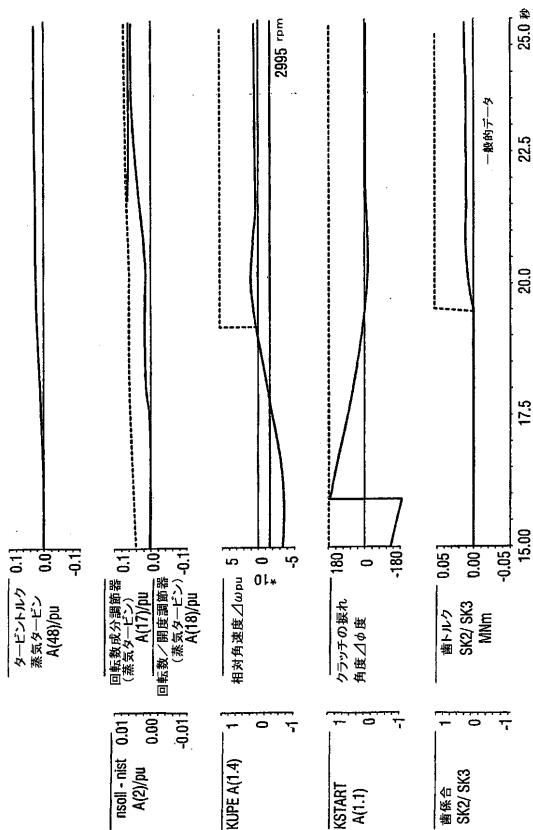
【図 1 1】



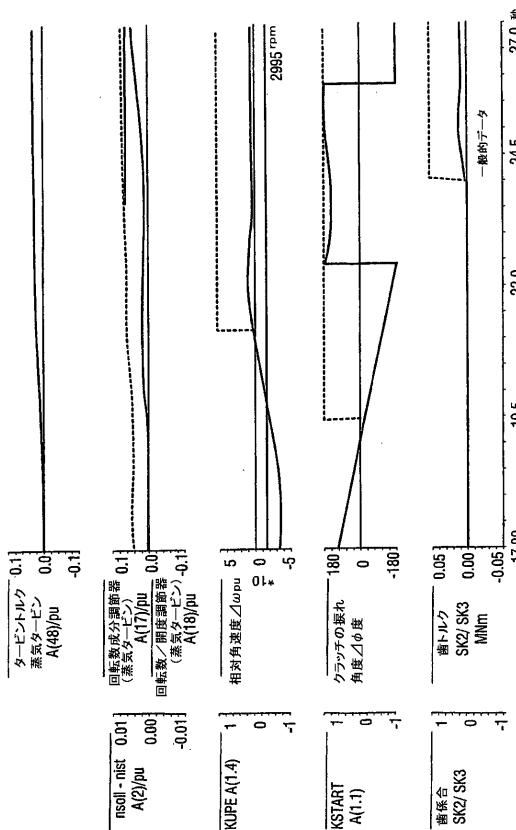
【図 1 2】



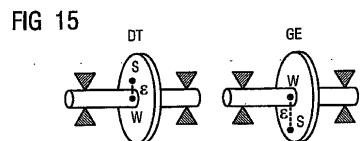
【図 1 3】



【図 1 4】

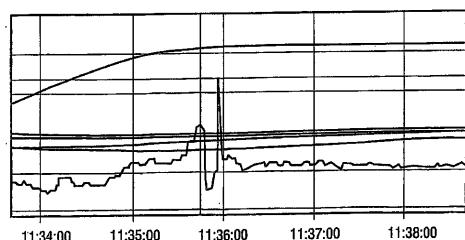


【図 15】

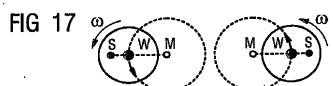


【図 16】

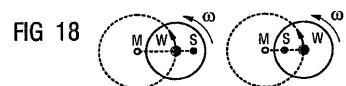
FIG 16



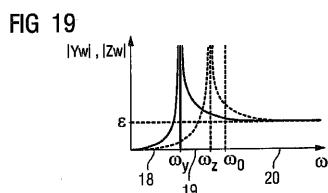
【図 17】



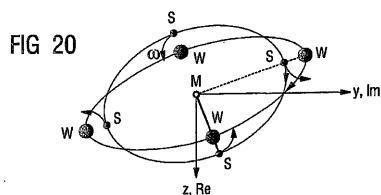
【図 18】



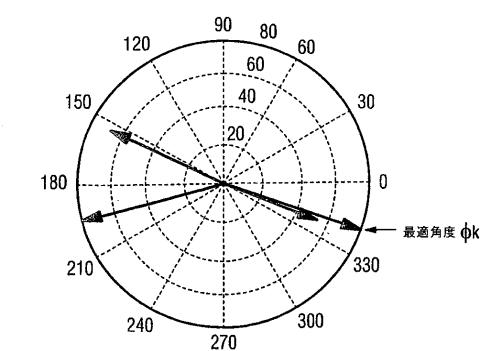
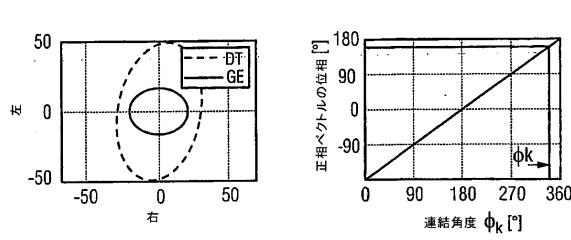
【図 19】



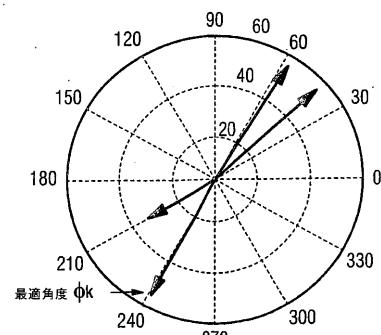
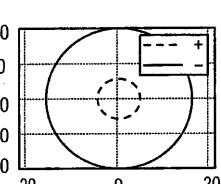
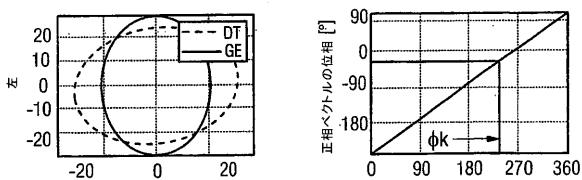
【図 20】



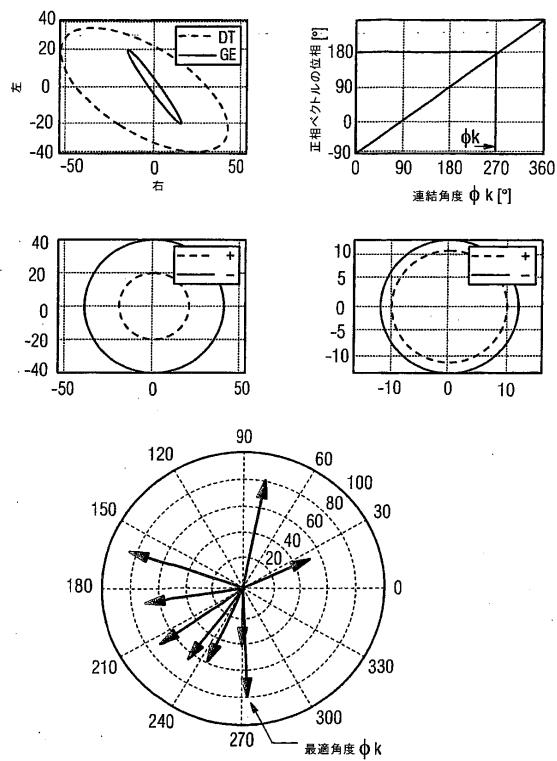
【図 21】



【図 22】

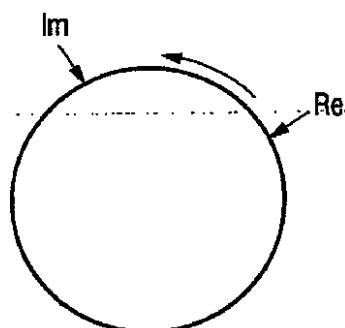


【図23】



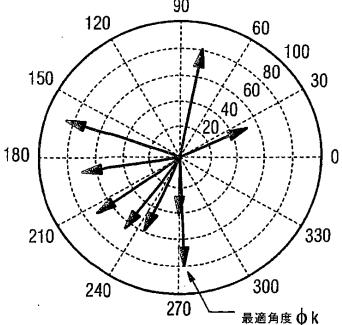
【図24】

FIG 24



【図25】

発電機 蒸気 タービン	中間臨界	超臨界
中間臨界	180° (実験設備1)	0°
超臨界	0° (実験設備3)	180° (実験設備2)



フロントページの続き

(72)発明者 フマー、マティアス

ドイツ連邦共和国 4 4 3 3 9 ドルトムント シフホルスト 1 8 2

(72)発明者 ヴェルテス、ヘリベルト

ドイツ連邦共和国 4 5 3 5 7 エッセン バースシュトラーセ 5 2

審査官 竹下 和志

(56)参考文献 特開2005-054583(JP,A)

特開2005-106738(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

F 16 D 25 / 00 - 39 / 00

F 16 D 11 / 00 - 23 / 14

F 16 D 23 / 10