

(11)特許出願公開番号

**特開2016-120995**

(P2016-120995A)

(43) 公開日 平成28年7月7日(2016.7.7)

(51) Int.Cl.  
**B66C 13/22**

F I  
B 6 6 C 13/22

テーマコード (参考)  
3F204

審査請求 未請求 請求項の数 6 O L (全 26 頁)

(21) 出願番号 特願2014-261990 (P2014-261990)  
(22) 出願日 平成26年12月25日 (2014.12.25)

(71) 出願人 000198363  
I H I 運搬機械株式会社  
東京都中央区明石町 8 番 1 号

(74) 代理人 110000512  
特許業務法人山田特許事務所

(72) 発明者 西川 貴章  
東京都中央区明石町 8 番 1 号 I H I 運搬  
機械株式会社内

(72) 発明者 下田 進  
東京都中央区明石町 8 番 1 号 I H I 運搬  
機械株式会社内

(72) 発明者 林 亨  
東京都中央区明石町 8 番 1 号 I H I 運搬  
機械株式会社内

F ターム (参考) 3F204 AA01 CA03 EB02 EB08

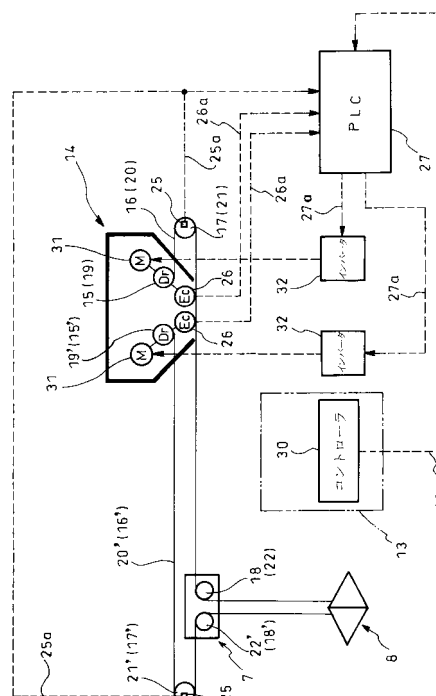
(54) 【発明の名称】 クレーンの振れ角検出方法及び装置

(57) 【要約】

【課題】簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得るクレーンの振れ角検出方法及び装置を提供する。

【解決手段】ロープ 16, 16', 20, 20' により吊り荷 8 を吊り下げて動作するモーション 7 と、前記ロープを駆動して吊り荷 8 やモーション 7 の動作を行うウィンチドラム 15, 15', 19, 19' とを備えたクレーンに関し、前記ロープの途中に備えられた複数のシーブ 17, 17', 21, 21 に各々シーブ荷重検出器 25 を取り付け前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ角を算出し、該推定振れ角に対してカルマンフィルタによる処理を行って吊り荷 8 の振れ角予測値を算出する。

【選択図】図3



**【特許請求の範囲】****【請求項 1】**

ロープにより吊り荷を吊り下げて動作するモーションと、前記ロープを駆動して前記吊り荷や前記モーションの動作を行うウインチドラムとを備えたクレーンの振れ角検出方法であって、

前記ロープの途中に備えられた複数のシーブに各々シーブ荷重検出器を取り付けて前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ角を算出し、該推定振れ角に対してカルマンフィルタによる処理を行って吊り荷の振れ角予測値を算出することを特徴とするクレーンの振れ角検出方法。

**【請求項 2】**

前記モーションとしてガーダやブーム上を横行するトロリを備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計することを特徴とする請求項 1 に記載のクレーンの振れ角検出方法。

**【請求項 3】**

旋回体と、該旋回体に対し起伏可能に取り付けた前記モーションとしてのジブを備えたジブクレーンを振れ角検出の対象とし、前記ジブクレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計することを特徴とする請求項 1 に記載のクレーンの振れ角検出方法。

**【請求項 4】**

ロープにより吊り荷を吊り下げて動作するモーションと、前記ロープを駆動して前記吊り荷や前記モーションの動作を行うウインチドラムとを備えたクレーンの振れ角検出装置であって、

前記ロープの途中に備えられた複数のシーブと、

該シーブに各々取り付けられて前記ロープの張力を検出するシーブ荷重検出器と、

前記ロープの張力から推定振れ角を算出し、該推定振れ角に対してカルマンフィルタによる処理を行って吊り荷の振れ角予測値を算出するよう構成された制御装置とを備えたことを特徴とするクレーンの振れ角検出装置。

**【請求項 5】**

前記モーションとしてガーダやブーム上を横行するトロリを備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計し、前記制御装置に実装したことを特徴とする請求項 4 に記載のクレーンの振れ角検出装置。

**【請求項 6】**

旋回体と、該旋回体に対し起伏可能に取り付けた前記モーションとしてのジブを備えたジブクレーンを振れ角検出の対象とし、前記ジブクレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計し、前記制御装置に実装したことを特徴とする請求項 4 に記載のクレーンの振れ角検出装置。

**【発明の詳細な説明】****【技術分野】****【0001】**

本発明は、クレーンによる荷役作業中に発生する吊り荷の振れ角を検出するためのクレーンの振れ角検出方法及び装置に関する。

**【背景技術】****【0002】**

クレーンによる荷役作業においては、ロープに吊るした吊り荷を移動させるのに伴い、吊り荷に振れが発生する。吊り荷が目標の位置へ到達した際に吊り荷が振れていると、振れが収まるまでは正確な位置へ運搬物の揚げ降ろしを行うことができず、作業効率が低下する。また、発生する振れの角度や大きさによっては、吊り荷やロープが周辺の機械や構造物に干渉する場合もある。このため、吊り荷の振れはできる限り抑えることが望ましい

10

20

30

40

50

。

#### 【 0 0 0 3 】

振れを抑制するためには吊り荷の振れ角を正確に検出することが必要であり、振れ角検出のために種々の技術が提案されている。例えば、ロープの基部側の支点付近に、ロープに追従するロッドを取り付け、該ロッドの角度として吊り荷の振れ角を検出するものや、モーション（ジブ）の先端にロープを挟むフォークを介してポテンシオメータを備えて吊り荷の振れ角を検出するものなどが提案されている（例えば、下記特許文献 1、2 参照）。しかしながら、こうした機械式の振れ角検出装置は、機器の付け外しに非常に手間がかかるうえ、機器とロープとの間に接触部や摺動部が多いために汚れが溜まりやすく、そのために検出精度が低下する懸念がある。また、吊り荷側に取り付けたマーカをモーション側の撮像装置で撮影し、画像処理によって振れ角を検出する光学式の装置も実用されているが（例えば、下記特許文献 3 参照）、やはり機器の設置に手間がかかるし、高価な機器類を要するのでコストも高くなる。また、天候や周辺的环境によっては撮影や画像処理が困難となり、振れ角の検出が正確にできない場合がある。

10

#### 【 0 0 0 4 】

こうした事情から、吊り荷の振れ角そのものを直接測定するのではなく、吊り荷の加速度や、ロープを繰り出すモータのトルク、吊り荷からモーションにかかる分力、ロープの支点の位置やロープの繰り出し長さ等、振れ角に関係する種々の数値を測定し、これらの測定値を基にカルマンフィルタやオブザーバを利用して振れ角を間接的に推定することが提案されている（例えば、下記特許文献 4 ～ 6 参照）。

20

#### 【 先行技術文献 】

#### 【 特許文献 】

#### 【 0 0 0 5 】

【 特許文献 1 】 特開 2 0 1 4 - 9 7 8 9 3 号 公 報

【 特許文献 2 】 特開 2 0 0 5 - 6 7 7 4 7 号 公 報

【 特許文献 3 】 特開 2 0 0 9 - 2 3 4 6 9 9 号 公 報

【 特許文献 4 】 特開平 1 0 - 4 5 3 7 9 号 公 報

【 特許文献 5 】 特開 2 0 0 1 - 4 8 4 6 7 号 公 報

【 特許文献 6 】 特開平 7 - 8 9 6 9 1 号 公 報

#### 【 発明の概要 】

30

#### 【 発明が解決しようとする課題 】

#### 【 0 0 0 6 】

しかしながら、これらの技術にもそれぞれ欠点はある。吊り荷の加速度を基に振れ角を推定する方式（上記特許文献 4）では、吊り荷側に加速度計を付け外しする作業が煩雑で手間がかかる。モータトルクを利用する方式（上記特許文献 5）では、モータの停止中に外乱によって吊り荷の振れが励起された場合には正確な振れ角を推定できない。台車にかかる分力から振れ角を推定する方式（上記特許文献 6）は、基本的にクラブトロリ式のクレーンに用途が限定される。このため、より取扱が簡便で、外乱により励起された振れも検出でき、且つ種々のクレーンに適用可能な振れ角の検出方法が望まれている。

40

#### 【 0 0 0 7 】

本発明は、斯かる実情に鑑み、簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得るクレーンの振れ角検出方法及び装置を提供しようとするものである。

#### 【 課題を解決するための手段 】

#### 【 0 0 0 8 】

本発明は、ロープにより吊り荷を吊り下げて動作するモーションと、前記ロープを駆動して前記吊り荷や前記モーションの動作を行うウインチドラムとを備えたクレーンの振れ角検出方法であって、前記ロープの途中に備えられた複数のシーブに各々シーブ荷重検出器を取り付けて前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ角を算出し、該推定振れ角に対してカルマンフィルタによる処理を行って吊り荷の振れ角予測値を算出することを

50

特徴とするクレーンの振れ角検出方法にかかるものである。

【 0 0 0 9 】

而して、このようにすれば、単純で安価な機構により、吊り荷の振れ角を精度良く予測することができる。

【 0 0 1 0 】

本発明のクレーンの振れ角検出方法においては、前記モーションとしてガーダやブーム上を横行するトロリを備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計することができ、このようにすれば、単純な数式モデルで精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

10

【 0 0 1 1 】

また、本発明のクレーンの振れ角検出方法においては、旋回体と、該旋回体に対し起伏可能に取り付けた前記モーションとしてのジブを備えたジブクレーンを振れ角検出の対象とし、前記ジブクレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計することができ、このようにすれば、単純な数式モデルで精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

【 0 0 1 2 】

また、本発明は、ロープにより吊り荷を吊り下げて動作するモーションと、前記ロープを駆動して前記吊り荷や前記モーションの動作を行うウインチドラムとを備えたクレーンの振れ角検出装置であって、前記ロープの途中に備えられた複数のシーブと、該シーブに各々取り付けられて前記ロープの張力を検出するシーブ荷重検出器と、前記ロープの張力から推定振れ角を算出し、該推定振れ角に対してカルマンフィルタによる処理を行って吊り荷の振れ角予測値を算出するよう構成された制御装置とを備えたことを特徴とするクレーンの振れ角検出装置にかかるものである。

20

【 0 0 1 3 】

本発明のクレーンの振れ角検出装置においては、前記モーションとしてガーダやブーム上を横行するトロリを備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計し、前記制御装置に実装することができる。

【 0 0 1 4 】

また、本発明のクレーンの振れ角検出装置においては、旋回体と、該旋回体に対し起伏可能に取り付けた前記モーションとしてのジブを備えたジブクレーンを振れ角検出の対象とし、前記ジブクレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデルに対して前記カルマンフィルタを設計し、前記制御装置に実装することができる。

30

【発明の効果】

【 0 0 1 5 】

本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置によれば、簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得るという優れた効果を奏し得る。

【図面の簡単な説明】

40

【 0 0 1 6 】

【図 1】本発明を適用したトロリ式クレーン（グラブバケット式アンローダ）の一例（第一実施例）を示す側面図である。

【図 2】本発明を適用したトロリ式クレーン（グラブバケット式アンローダ）の一例（第一実施例）を示す斜視図である。

【図 3】本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置の第一実施例における制御ブロック図である。

【図 4】本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置の第一実施例における制御ブロック図である。

【図 5】シーブにかかる張力を図示する概略図である。

50

【図 6】トロリ式クレーンの数式モデルの説明図である。

【図 7】力入力モデルを速度入力モデルに変換するブロック線図である。

【図 8】カルマンフィルタにおける演算の工程を示すフローチャートである。

【図 9】本発明の実施により推定または予測された吊り荷の振れ角と、実際の振れ角とを比較して示す線図である。

【図 10】本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置の第二実施例における制御ブロック図である。

【図 11】シーブにかかる張力を図示する概略図である。

【図 12】本発明を適用したジブクレーンの一例（第三実施例）を示す側面図である。

【図 13】本発明を適用したジブクレーンの一例（第三実施例）を示す斜視図であり、シーブにかかる張力を図示する概略図である。

【図 14】本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置の第三実施例における制御ブロック図である。

【図 15】本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置の第三実施例における制御ブロック図である。

【図 16】ジブクレーンの数式モデルの説明図である。

【発明を実施するための形態】

【0017】

図 1～図 9 は本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置を実施する形態の第一例を示すものである。本第一実施例においては、グラブバケット式アンローダに対して本発明を適用した場合を例示している。

【0018】

グラブバケット式アンローダは、バラ物運搬船に積載された鉱石、石炭等のバラ物を荷揚げするために、岸壁に備えられる橋形クレーンの一種で、吊り荷を吊り下げるモーションとしてトロリを用いるトロリ式のクレーンである。図 1 に示したグラブバケット式アンローダは、海側の海脚 1 と陸側の陸脚 2 を有して岸壁上のレール 3 上を走行する機械本体 4 と、該機械本体 4 上部の陸側に設けられたガーダ 5 から海側へ張り出しピン 6 a を中心に俯仰が可能なブーム 6 と、該ブーム 6 及びガーダ 5 の長手方向に沿って横行するトロリ（モーション）7 と、該トロリ 7 から吊下げられて昇降と開閉を行うようにした吊り荷としてのグラブバケット 8 とを有している。そして、前記ブーム 6 の海側に位置したトロリ 7 から開いた状態のグラブバケット 8 をバラ物運搬船 9 の上部開口 9 a から船内に吊り下げてバラ物上に載置し、グラブバケット 8 を閉じることによりバラ物を掴んだ後、グラブバケット 8 を上昇させ、続いて、トロリ 7 を陸側に横行させることによりグラブバケット 8 を陸側に移動させ、グラブバケット 8 が前記機械本体 4 に備えたホッパ 10 上に来たときに開くことによりバラ物をホッパ 10 内へ投入するようにしている。ホッパ 10 内に投入されたバラ物は、機械本体 4 に備えた機内コンベヤ 11 等により陸上の搬送コンベヤ 12 に供給されるようになっている。尚、図 2 中、13 はアンローダを操作するオペレータが搭乗する移動運転室、14 は機械本体 4 の上部の陸側端に設けられた機械室である。

【0019】

前述の如きグラブバケット式アンローダとしては、例えば、図 2 に示される如く、4 本のウインチドラムを備え、該ウインチドラムの駆動により前記トロリ 7 を横行させると共にグラブバケット 8 を昇降・開閉させるようにした 4 ドラム式のアンローダがある。

【0020】

前記ウインチドラムとしての巻上ドラム 15 から繰り出した巻上ロープ 16 はガーダ 5（図 1 参照）の陸側端部に設けたシーブ 17 を経てトロリ 7 上のシーブ 18 に導かれた後、下方に向けられて下端がグラブバケット 8 の一側（陸側）に固定されている。又、前記ウインチドラムとしての巻上ドラム 15' から繰り出した巻上ロープ 16' はブーム 6（図 1 参照）の海側端部に設けたシーブ 17' を経てトロリ 7 上のシーブ 18' に導かれた後、下方に向けた下端がグラブバケット 8 の他側（海側）に固定されている。

【0021】

10

20

30

40

50

又、前記ウインチドラムとしての開閉ドラム 19 から繰り出した開閉ロープ 20 はガード 5 (図 1 参照) の陸側端部に設けたシーブ 21 を経てトロリ 7 上のシーブ 22 に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット 8 のバケット本体 8a, 8a の連結部に取り付けた下部移動シーブ 23 と、タイロッド 8b を介しピン連結により前記バケット本体 8a を支持する上部フレーム 8c に取り付けられた上部固定シーブ 24 (図 1 参照) との間に複数回掛け回され、グラブバケット 8 の所要箇所に固定されている。一方、前記ウインチドラムとしての開閉ドラム 19' から繰り出した開閉ロープ 20' はブーム 6 (図 1 参照) の海側端部に設けたシーブ 21' を経てトロリ 7 上のシーブ 22' に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット 8 の下部移動シーブ 23 と上部固定シーブ 24 (図 1 参照) との間に複数回掛け回され、グラブバケット 8 の所要箇所に固定されている。

10

**【0022】**

図 2 に示した 4 ドラム式のアンローダでは、巻上ドラム 15, 15' を停止した状態において、開閉ドラム 19, 19' により開閉ロープ 20, 20' を同時に繰り出すと、グラブバケット 8 の下部移動シーブ 23 と上部固定シーブ 24 (図 1 参照) の間隔が開いて前記グラブバケット 8 は開き、開閉ドラム 19, 19' により開閉ロープ 20, 20' を同時に巻き込むと、下部移動シーブ 23 と上部固定シーブ 24 (図 1 参照) の間隔が狭くなりグラブバケット 8 は閉じられる。

**【0023】**

又、前記巻上ドラム 15, 15' により巻上ロープ 16, 16' を繰り出す操作と、開閉ドラム 19, 19' により開閉ロープ 20, 20' を繰り出す操作を同時に行うと、グラブバケット 8 は下降し、又、前記巻上ドラム 15, 15' により巻上ロープ 16, 16' を巻き込む操作と、開閉ドラム 19, 19' により開閉ロープ 20, 20' を巻き込む操作を同時に行うと、グラブバケット 8 は上昇する。

20

**【0024】**

一方、陸側のシーブ 17, 21 からトロリ 7 上の陸側のシーブ 18, 22 に巻上ロープ 16 及び開閉ロープ 20 を導いている巻上ドラム 15 及び開閉ドラム 19 の巻き込み操作と、海側のシーブ 17', 21' からトロリ 7 の海側のシーブ 18', 22' に巻上ロープ 16' 及び開閉ロープ 20' を導いている巻上ドラム 15' 及び開閉ドラム 19' の繰り出し操作を同時に行うと、トロリ 7 とグラブバケット 8 は陸側へ横行する。逆に、巻上ドラム 15 及び開閉ドラム 19 の繰り出し操作と、巻上ドラム 15' 及び開閉ドラム 19' の巻き込み操作を同時に行うと、トロリ 7 及びグラブバケット 8 は海側へ横行する。即ち、巻上ドラム 15, 15' と開閉ドラム 19, 19' の操作によって、トロリ 7 及びグラブバケット 8 の横行を行わせることができる。

30

**【0025】**

そして、本第一実施例においては、シーブ荷重検出器 25 を用いて検出した各ロープ (巻上ロープ 16, 16' 及び開閉ロープ 20, 20') の張力に基づいて吊り荷 (グラブバケット) 8 の振れ角を推定すると共に、吊り荷現状位置検出器 26 によって吊り荷 8 の現状位置を検出するようにしてある。

**【0026】**

シーブ荷重検出器 25 は、前記巻上シーブ 17, 17' 及び開閉シーブ 21, 21' に取り付けられたロードセル等の荷重センサであり、図 3、図 4 に示す如く、前記 4 つのシーブにおいて検出された荷重を荷重信号 25a として制御装置 27 の振れ角算出部 28 に入力するようになっている。

40

**【0027】**

吊り荷現状位置検出器 26 は、トロリ 7 を横行させると共にグラブバケット 8 を昇降・開閉させるためのロープ (巻上ロープ 16, 16' 及び開閉ロープ 20, 20') を駆動するウインチドラム (巻上ドラム 15, 15' 及び開閉ドラム 19, 19') のドラム回転数を計測するエンコーダ等の回転センサであり、計測したドラム回転数を回転数信号 26a として制御装置 27 の吊り荷現状位置計算部 29 に入力するようになっている。

**【0028】**

50

制御装置 27 は、シーブ荷重検出器 25 から入力される荷重信号 25 a に基づいてグラブバケット（吊り荷）8 の振れ角 を推定し、この振れ角 の推定値と、トロリ 7 の位置検出値や速度検出値、吊下ロープ長をカルマンフィルタに入力することで振れ角 を予測するようになっている。

#### 【0029】

また、移動運転室 13 に設けられたコントローラ 30 をオペレータが操作することにより、その操作信号 30 a がトロリ 7 への横行操作速度指令や横行目標位置指令として制御装置 27 に入力されるようになっている。

#### 【0030】

制御装置 27 は、シーブ荷重検出器 25 から入力される荷重信号 25 a に基づいてグラブバケット 8 の振れ角 を推定し、推定した振れ角 と、吊り荷現状位置検出器 26 から入力される回転数信号 26 a から算出される吊り荷 8 の吊下ロープ長  $l$  やトロリ 7 の横行位置  $x$  等に基づいて振れ止めフィードバック制御速度指令を算出し、該振れ止めフィードバック制御速度指令をコントローラ 30 からの前記横行操作速度指令とに加味した振れ止め制御速度指令  $u$  を制御信号 27 a として前記ウインチドラムのモータ 31 のインバータ 32 に対し出力するようになっている。インバータ 32 は、制御信号 27 a に基づいてモータ 31 を介し前記ウインチドラムの横行動作を制御する。

#### 【0031】

次に、上記本第一実施例における振れ角予測の詳細について、図 3 ~ 図 9 を参照して説明する。

#### 【0032】

制御装置 27 の吊り荷現状位置計算部 29（図 4 参照）は、吊り荷現状位置検出器 26 から入力される回転数信号 26 a をもとに、モーション（トロリ 7）の横行位置（位置検出値） $x_r$ 、モーション（トロリ 7）の横行速度（速度検出値） $V_{fb}$ 、及びモーション（トロリ 7）から吊り荷（グラブバケット）8 までの距離（吊下ロープ長検出値） $l$  を算出する。このとき、トロリ 7 の横行速度はトロリ 7 の横行方向位置の微分値として算出することができる。

#### 【0033】

次に、制御装置 27 の振れ角算出部 28 は、シーブ荷重検出器 25 から入力されるシーブ荷重信号 25 a をもとに、吊り荷 8 の振れ角 を推定する。具体的には、図 5 に示す如く、前記シーブ（巻上シーブ 17、17'、開閉シーブ 21、21'）には、それぞれ  $T_{m1}$ 、 $T_{m2}$ 、 $T_{a1}$ 、 $T_{a2}$  の張力がかかるが、これらの張力は、吊り荷 8 の推定振れ角  $\tau$  に応じて変化する。すなわち、推定振れ角  $\tau$  は、以下の通り、張力  $T_{m1}$ 、 $T_{m2}$ 、 $T_{a1}$ 、 $T_{a2}$  を独立変数とした関数として算出できる。

$$\tau = f(T_{m1}, T_{m2}, T_{a1}, T_{a2})$$

#### 【0034】

次に、制御装置 27 は、上記吊り荷現状位置計算部 29 で算出した位置検出値  $x_r$ 、速度検出値  $V_{fb}$ 、吊下ロープ長検出値  $l$  と、上記振れ角算出部 28 で算出した推定振れ角  $\tau$  をカルマンフィルタ 33 に入力する（図 4 参照）。このカルマンフィルタ 33 は、該カルマンフィルタ 33 の内部で定義するクレーンモデル 34 で吊り荷 8 の振れ角を予測し、この予測した振れ角を前記推定振れ角  $\tau$  と比較して、その誤差分散が最小となるように推定し、振れ角についての最適な推定結果を返すシステム構成になっている。

#### 【0035】

以下、カルマンフィルタ 33 の設計手順を説明する。カルマンフィルタ 33 を設計するためには、制御対象であるクレーン（本実施例の場合は、トロリ式クレーンの一種であるグラブバケット式アンローダ）の数式モデル（クレーンモデル）34 を導出する必要がある。

#### 【0036】

数式モデル 34 を導出する手順を説明する。上述のグラブバケット式アンローダのようなトロリ式のクレーンの場合、モーションであるトロリの運動については横行方向の運動

10

20

30

40

50

のみを考慮すれば良いので、数式モデル 3 4 を導出するためのモデル定義を以下の通り仮定する。

a) ロープ質量は考慮しない。

b) モーション(トロリ7)は横行方向(x方向)の運動のみを考慮した、ばねマスダンパの1質点系モデルとする。

c) 制御入力(振れ止め制御速度指令)uは直接トロリ7に作用する。

【0037】

以上の定義をもとに、トロリ式クレーンの数式モデル 3 4 を図 6 に示す通りに仮定する。主な記号の定義を以下に示す。

【0038】

$M_t$  : モーション(トロリ7)質量[kg]、 $M_o$  : 吊り荷質量[kg]、 $l(t)$  : 吊下ロープ長[m]、 $u(t)$  : 制御入力[N]、 $x_r(t)$  : モーション(トロリ7)のx方向位置(横行位置)[m]、 $x_o(t)$  : 吊り荷8のx方向位置[m]、 $y_o(t)$  : 吊り荷8のy方向位置[m]、 $\theta(t)$  : 吊り荷8の振れ角[rad]、 $k_t$  : モーション(トロリ7)の等価的ばね定数[N/m]、 $c_t$  : モーション(トロリ7)の等価的減衰係数[N・s/m]、 $K_{pp}$  : インバータ相当速度ゲイン、 $g$  : 重力加速度[m/s<sup>2</sup>]、 $t$  : 時間[s]である。尚、添字tはモーションであるトロリを、添字oは吊り荷を表す。

【0039】

トロリ7のもつ運動エネルギー $T_t$ 、位置エネルギー $V_t$ 、トロリ7にかかる外力 $P_t$ は以下の通りである。ここで、変数の上部に記したドット記号( $\cdot$ )は、その変数の導関数(時間による微分値)を表す。尚、ドット記号が二個付されている場合には、その変数の二次導関数を表す。

【数1】

①運動エネルギー $T_t$

$$T_t = \frac{1}{2} M_t \dot{x}_r^2$$

②位置エネルギー $V_t$

$$V_t = 0$$

③外力

$$P_t = -k_t x_r - c_t \dot{x}_r + u$$

【0040】

吊り荷8のもつ運動エネルギー $T_o$ 、位置エネルギー $V_o$ 、吊り荷8にかかる外力 $P_o$ は以下の通りである。

10

20

30

40



【数 2】

①運動エネルギー $T_o$ 

$$T_o = \frac{1}{2} M_o (\dot{x}_o^2 + \dot{y}_o^2)$$

$$\begin{cases} x_o = x_r + l \sin \theta \\ y_o = -l \cos \theta \end{cases}$$

10

②位置エネルギー $V_o$ 

$$V_o = M_o g y_o$$

$$(\because y_o = -l \cos \theta)$$

③外力

$$P_o = 0$$

20

【0041】

上記【数1】、【数2】をラグランジュ方程式に当てはめて運動方程式を導出する。 $q_i$ を一般化座標とすると、ラグランジュ方程式は以下の通りである。

【数3】

$$L = T - V$$

$$= \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial L}{\partial q_i} \right)$$

$$= \frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \left( \frac{\partial T}{\partial q_i} \right) + \left( \frac{\partial V}{\partial q_i} \right) = P$$

30

$$T = T_t + T_o, \quad V = V_t + V_o, \quad P = P_t + P_o$$

$$q_i = x_r, \quad \theta$$

【0042】

上記【数3】より、以下の運動方程式が求まる。

【数4】

$$M \begin{bmatrix} \ddot{x}_r \\ \ddot{\theta} \end{bmatrix} + C \begin{bmatrix} \dot{x}_r \\ \dot{\theta} \end{bmatrix} + K \begin{bmatrix} x_r \\ \theta \end{bmatrix} = Fu$$

40

Mは $2 \times 2$ の質量行列、Cは $2 \times 2$ の減衰行列、Kは $2 \times 2$ の剛性行列、Fは $2 \times 1$ の入力行列である。

【0043】

さらに、状態量 $x$ を

【数 5】

$$x = \begin{bmatrix} x_r & \theta & \dot{x}_r & \dot{\theta} \end{bmatrix}^T$$

として展開すると、状態方程式および出力方程式は以下の通りとなる。

【数 6】

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} O_{2,2} & E_2 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} O_{2,1} \\ \frac{F}{M} \end{bmatrix} u = Ax + Bu$$

$$y = \begin{bmatrix} x_r & \theta \end{bmatrix}^T = Cx$$

$$\left( \because A = \begin{bmatrix} O_{2,2} & E_2 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix}, B = \begin{bmatrix} O_{2,1} \\ \frac{F}{M} \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \right)$$

$$x = \begin{bmatrix} x_r & \theta & \dot{x}_r & \dot{\theta} \end{bmatrix}^T, O_{n,m} = n \times m \text{の零行列、} E_2 = 2 \times 2 \text{の単位行列}$$

10

【0044】

ここで、上記状態方程式は力入力であるが、実機においてはトロリ7はインバータ32を介した横行操作速度指令によって駆動される。そこで、インバータ32の速度制御ゲイン相当を $K_{pp}$ とし、図7に示すブロック線図により速度制御を実現する。よって、上記

20

【数 7】

$$\dot{x} = A_{pp}x + B_{pp}V_{ref}$$

$$\left( \because A_{pp} = A - BK_{pp} \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix}, B_{pp} = BK_{pp} \right)$$

【0045】

30

上記【数 6】の出力方程式および【数 7】の状態方程式に基づき、カルマンフィルタ33を設計する。カルマンフィルタ33の制御対象とするトロリ式クレーンは、【数 6】および【数 7】に共分散行列で定義されるプロセスノイズ $w$ および観測ノイズ $v$ を加味し、以下の状態方程式および出力方程式で与えられる。

【数 8】

$$\dot{x} = A_{pp}x + B_{pp}V_{ref} + w(t)$$

$$y = Cx + v(t)$$

40

【0046】

プロセスノイズ $w$ は、数式モデルでシミュレートされる挙動と実際の挙動との誤差である。このプロセスノイズ $w$ の大きさを共分散行列 $Q$ で設定する。共分散行列 $Q$ の算出は、プロセスノイズ $w$ の各成分の標準偏差 $\sigma_w$ を設定することで行う。

【数 9】

$$w \text{ の標準偏差 : } \begin{pmatrix} \sigma_w - x_r \\ \sigma_w - \theta \\ \sigma_w - \dot{x}_r \\ \sigma_w - \dot{\theta} \end{pmatrix} \Rightarrow Q = \begin{pmatrix} \sigma_w - x_r^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_w - \theta^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_w - \dot{x}_r^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_w - \dot{\theta}^2 \end{pmatrix}$$

50

【 0 0 4 7 】

尚、プロセスノイズの要因としては、風などの外乱、モデル化に伴う誤差、運動方程式を離散化することによる誤差、制御装置における計算誤差などが考えられる。

【 0 0 4 8 】

観測ノイズ $v$ についても、その大きさを共分散行列 $R$ で設定する。上記プロセスノイズ $w$ の場合と同様、共分散行列 $R$ の算出は、観測ノイズ $v$ の各成分の標準偏差 $\sigma_v$ を設定することで行う。

【 数 1 0 】

$$v \text{ の標準偏差} : \begin{pmatrix} \sigma_v - x_r \\ \sigma_v - \theta \end{pmatrix} \Rightarrow R = \begin{pmatrix} \sigma_v - x_r^2 & 0 \\ 0 & \sigma_v - \theta^2 \end{pmatrix} \quad 10$$

【 0 0 4 9 】

尚、観測ノイズの要因としては、センサ固有の電氣的なノイズやドリフト、1質点振り子振動以外のロープやその他機械の振動などが考えられる。

【 0 0 5 0 】

カルマンフィルタ33内部において実行される制御演算について、図8を参照しながら説明する。制御演算の実行にあたっては、まずステップS1として、上記プロセスノイズ $w$ と観測ノイズ $v$ 、およびその共分散行列 $Q$ 、 $R$ について、各成分の具体的な数値を設定する。これらの数値については、経験的に決定する。

20

【 0 0 5 1 】

さらに、カルマンフィルタ33内部における数式モデル34の状態量

【 数 1 1 】

$$\hat{x}$$

30

の初期値

【 数 1 2 】

$$\hat{x}_0$$

および初期共分散 $CovX_0$ を以下の通り設定する。ここで、ハット記号(^)は上記モデルを用いた予測値であることを表す。

## 【数 1 3】

$$\hat{x} \text{ の初期値} : \hat{x}_0 = \begin{pmatrix} \hat{x}_{r0} \\ \hat{\theta}_0 \\ \hat{\dot{x}}_{r0} \\ \hat{\dot{\theta}}_0 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 \text{ [m]} \\ 0 \text{ [rad]} \\ 0 \text{ [m/s]} \\ 0 \text{ [rad/s]} \end{pmatrix}$$

$$\hat{x} \text{ の標準偏差} : \begin{pmatrix} \sigma_w - \dot{x}_r \\ \sigma_w - \theta \\ \sigma_w - \dot{x}_r \\ \sigma_w - \dot{\theta} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 \text{ [m]} \\ 1 \text{ [rad]} \\ 1 \text{ [m/s]} \\ 1 \text{ [rad/s]} \end{pmatrix}$$

$$\Rightarrow \text{Cov}X_0 = \begin{pmatrix} \sigma_w - \dot{x}_r^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_w - \dot{x}_r^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_w - \theta^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_w - \dot{\theta}^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

10

## 【0 0 5 2】

次に、ステップ S 2 として、上記クレーンモデル 3 4 ( [数 8] 参照 ) における係数行列の離散化を行い、離散化した係数行列  $A_t$ 、 $B_t$ 、 $C_t$  を算出する。尚、この演算における添字  $t$  は離散的な時間を表す。

20

## 【0 0 5 3】

次に、ステップ S 3 として、現時点 (  $t$  時刻 ) における内部状態の推定結果から、 $t$  時間後 (  $t + t$  時刻 ) における内部状態と観測値を予測する。尚、 $t$  は制御演算周期を表す。ここで、制御入力にはモーション ( トロリ 7 ) への横行操作速度指令  $V_{r e f}$  ではなく、モーション ( トロリ 7 ) の実際の速度であるセンサ検出値  $V_{f b}$  を用いる。初期演算時の内部状態としては上記 [数 1 2] の値を用いる。

## 【数 1 4】

$$\hat{x}_{t+\Delta t} = A_t \hat{x}_t + B_t V_{fbt}$$

$$\hat{y}_{t+\Delta t} = C_t \hat{x}_{t+\Delta t}$$

30

## 【0 0 5 4】

さらに、ステップ S 4 として、 $t$  時間後 (  $t + t$  時刻 ) における内部状態と観測値の共分散を予測する。ここで、各共分散にはプロセスノイズ、観測ノイズが含まれるため、共分散の予測値は以下の通りとなる。

## 【数 1 5】

$$\text{Cov}X_{t+\Delta t} = A_t \cdot \text{Cov}X_t \cdot A_t^T + Q \cdot |\Delta t|$$

40

$$\text{Cov}Y_{t+\Delta t} = C_t \cdot \text{Cov}X_{t+\Delta t} \cdot C_t^T + R$$

## 【0 0 5 5】

ステップ S 5 として、内部状態の修正量の重みとなるカルマンゲイン  $K_{t + t}$  を算出する。このカルマンゲインは上記 [数 1 5] で算出した共分散から構成され、プロセスノイズを含む。

【数 1 6】

$$K_{t+\Delta t} = \frac{CovX_{t+\Delta t} \cdot C_t^T}{CovY_{t+\Delta t}} = CovX_{t+\Delta t} \cdot C_t^T \cdot CovY_{t+\Delta t}^{-1}$$

【0 0 5 6】

ステップ S 6 として、内部状態を予測した観測値と、実際の観測値とから、内部状態の推定値を下記 [ 数 1 7 ] により更新する。ここで更新した推定値は、次の演算周期のステップ S 3 において代入される。

【数 1 7】

10

$$\hat{x}_t = \hat{x}_{t+\Delta t} - K_{t+\Delta t} (\hat{y}_{t+\Delta t} - y_t)$$

【0 0 5 7】

さらにステップ S 7 として、内部状態の共分散を以下の [ 数 1 8 ] により更新する。ここで更新した推定値は、次の演算周期のステップ S 4 において代入される。

【数 1 8】

$$CovX_t = (I - K_{t+\Delta t} \cdot C_t) \cdot CovX_{t+\Delta t}$$

20

【0 0 5 8】

ステップ S 7 までの演算が終了したら、ステップ S 2 に戻り、内部状態およびその共分散を修正しながらステップ S 2 から S 7 までの工程を上記演算周期で繰り返す。これにより、吊り荷 8 の振れ角 をリアルタイムで正確に推定することができる。

【0 0 5 9】

図 9 は、グラブバケット式アンローダの実験機において、上記工程により予測した吊り荷の振れ角のデータと、実際の振れ角のデータとを比較して示す線図である。尚、本比較検証実験に用いた実験機は、グラブバケット式アンローダの実機のサイズを縮小して製作したスケールドアウン型のものである。一点鎖線で示されるのがシーブ荷重検出器 2 5 から入力される荷重信号 2 5 a に基づく推定振れ角  $\hat{\theta}_T$  であり、破線で示されるのが推定振れ角  $\hat{\theta}_T$  から上記カルマンフィルタ処理工程により予測した振れ角予測値

30

【数 1 9】

$$\hat{\theta}$$

である。実線はシーブ荷重検出器（ロードセル）2 5 とは別のセンサにより検出した振れ角を示しており、これを真値であると仮定することができる。破線で示される振れ角予測値は、実線で示される真値とよく適合していることがわかる。このように、本第一実施例においては、巻上シーブ 1 7 , 1 7 ' や開閉シーブ 2 1 , 2 1 ' にかかる張力から吊り荷 8 の振れ角を推定し、さらにカルマンフィルタ 3 3 による処理を行って吊り荷 8 の振れ角を予測しているので、単純で安価な機器により吊り荷 8 の振れ角を精度良く予測することができる。

40

【0 0 6 0】

制御装置 2 7 は、上記工程により予測した吊り荷 8 の振れ角を用い、該振れ角予測値と、吊り荷現状位置検出器 2 6 から入力される回転数信号 2 6 a から算出される吊り荷 8 の吊下ロープ長 1 やトロリ 7 の横行位置 x 等に基づいて振れ止めフィードバック制御速度指令を算出する。該振れ止めフィードバック制御速度指令は、例えば、吊り荷の吊下ロープ長 1 の変動に対応したゲインスケジュール H 制御器を導出することによって算出することができる。算出した前記振れ止めフィードバック制御速度指令は、制御信号 2 7 a と

50

して前記ウインチドラムのモータ 31 のインバータ 32 に対し出力される。インバータ 32 は、制御信号 27a に基づいてモータ 31 を介し前記ウインチドラムの横行動作を制御する。

#### 【0061】

このように、上記本第一実施例においては、ロープ（巻上ロープ 16, 16'、開閉ロープ 20, 20'）により吊り荷（グラブバケット）8 を吊り下げて動作するモーション（トロリ）7 と、前記ロープを駆動して吊り荷（グラブバケット）8 やモーション（トロリ）7 の動作を行うウインチドラム（巻上ドラム 15, 15'、開閉ドラム 19, 19'）とを備えたクレーンの振れ角検出方法に関し、前記ロープの途中に備えられた複数のシーブ（巻上シーブ 17, 17'、開閉シーブ 21, 21'）に各々シーブ荷重検出器 25 を取り付けて前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ角  $\gamma$  を算出し、該推定振れ角  $\gamma$  に対してカルマンフィルタ 33 による処理を行って吊り荷（グラブバケット）8 の振れ角予測値を算出するので、単純で安価な機構により、吊り荷（グラブバケット）8 の振れ角を精度良く予測することができる。

#### 【0062】

また、上記本第一実施例においては、モーションとしてガーダ 5 やブーム 6 上を横行するトロリ 7 を備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデル 34 に対してカルマンフィルタ 33 を設計しているので、単純な数式モデル 34 で精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

#### 【0063】

したがって、上記本第一実施例によれば、簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得る。

#### 【0064】

次に、本発明の第二実施例として、本発明を 3 ドラム式のグラブバケット式アンローダに適用した場合を説明する。

#### 【0065】

図 10、図 11 は本発明を適用した 3 ドラム式のグラブバケット式アンローダを示すもので、基本的な構成は上記第一実施例の 4 ドラム式のグラブバケット式アンローダと同じである。

#### 【0066】

本第二実施例の場合、巻上ドラム 35 と開閉ドラム 36 によりグラブバケット 8 の巻上動作と開閉動作を行い、横行ドラム 37 によりトロリ 7 の横行動作を行うようになっている。すなわち、本第二実施例の 3 ドラム式のグラブバケット式アンローダは、トロリ 7 の横行とグラブバケット 8 の昇降および開閉に、巻上ドラム 35、開閉ドラム 36、横行ドラム 37 の合計 3 つのウインチドラムを用いる構成であり、各動作に専用の駆動ドラムを有する点で、上記第一実施例の 4 ドラム式のグラブバケット式アンローダとは異なる。

#### 【0067】

本第二実施例におけるトロリ 7 とグラブバケット 8 の駆動の機構を、図 11 を参照しながら説明する。本第二実施例の 3 ドラム式のグラブバケット式アンローダは、トロリ 7 の他に、図示しないガーダと図示しないブームの長手方向に沿って走行し、ロープの張力を調整して弛みを防止する補助トロリ 38 を備えている。該補助トロリ 38 は、巻上ロープ調整シーブ 39, 39'、開閉ロープ調整シーブ 40, 40'、横行ロープ調整シーブ 41, 41' の合計 6 つのシーブを備え、それぞれのシーブにロープを巻き掛けられて図示しないガーダや図示しないブーム上を走行するようになっている。

#### 【0068】

巻上ドラム 35 からは 2 本の巻上ロープ 42, 42' が繰り出されており、巻上ロープ 42 は図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シーブ 43 を介して補助トロリ 38 の巻上ロープ調整シーブ 39 に巻き掛けられ、さらにトロリ 7 上の吊下シーブ 44 に導かれた後、下方に向けられて下端がグラブバケット 8 の一側に固定されている。巻上ロープ

4 2'は、図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シーブ4 3'を介して補助トロリ3 8の巻上ロープ調整シーブ3 9'に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シーブ4 4'に導かれた後、下方に向けられた下端がグラブバケット8の他側に固定される。

【0069】

開閉ドラム3 6からは2本の開閉ロープ4 5, 4 5'が繰り出されており、開閉ロープ4 5は図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シーブ4 6を介して補助トロリ3 8の開閉ロープ調整シーブ4 0に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シーブ4 7に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット8の下部移動シーブ2 3と上部固定シーブ2 4(図10参照)との間に複数回掛け回され、グラブバケット8の所要箇所に固定されている。開閉ロープ4 5'は、図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シーブ4 6'を介して補助トロリ3 8の開閉ロープ調整シーブ4 0'に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シーブ4 7'に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット8の下部移動シーブ2 3と上部固定シーブ2 4(図10参照)との間に複数回掛け回され、グラブバケット8の所要箇所に固定されている。

10

【0070】

横行ドラム3 7からは、海側横行ロープ4 8, 4 8'と陸側横行ロープ4 9, 4 9'の合計4本のロープが繰り出されている。海側横行ロープ4 8は、図示しないブームの海側(図11中左側)端部に設けたシーブ5 0を介してトロリ7に導かれ、端部がトロリ7に固定されている。海側横行ロープ4 8'は、図示しないブームの海側端部に設けたシーブ5 0'を介してトロリ7に導かれ、端部がトロリ7に固定されている。

20

【0071】

陸側横行ロープ4 9は、図示しないガーダの陸側(図11中右側)端部に設けたシーブ5 1を介して補助トロリ3 8の横行ロープ調整シーブ4 1に導かれた後、図示しないガーダの陸側端部に再び導かれて端部を固定されている。陸側横行ロープ4 9'は、図示しないガーダの陸側端部に設けたシーブ5 1'を介して補助トロリ3 8の横行ロープ調整シーブ4 1'に導かれた後、図示しないガーダの陸側端部に再び導かれて端部を固定されている。

【0072】

図11に示した3ドラム式のアンローダでは、巻上ドラム3 5、横行ドラム3 7を停止した状態において、開閉ドラム3 6により開閉ロープ4 5, 4 5'を同時に繰り出すと、グラブバケット8の下部移動シーブ2 3と上部固定シーブ2 4(図10参照)の間隔が開いて前記グラブバケット8は開き、開閉ドラム3 6により開閉ロープ4 5, 4 5'を同時に巻き込むと、下部移動シーブ2 3と上部固定シーブ2 4(図10参照)の間隔が狭くなりグラブバケット8は閉じられる。

30

【0073】

また、横行ドラム3 7を停止した状態において、巻上ドラム3 5により巻上ロープ4 2, 4 2'を繰り出す操作と、開閉ドラム3 6により開閉ロープ4 5, 4 5'を繰り出す操作を同時に行うと、グラブバケット8は降下し、巻上ドラム3 5により巻上ロープ4 2, 4 2'を巻き込む操作と、開閉ドラム3 6により開閉ロープ4 5, 4 5'を巻き込む動作を同時に行うと、グラブバケット8は上昇する。

40

【0074】

巻上ドラム3 5により巻上ロープ4 2, 4 2'を繰り出す操作と、開閉ドラム3 6により開閉ロープ4 5, 4 5'を繰り出す操作と、横行ドラム3 7により海側横行ロープ4 8, 4 8'を巻き込む操作を同時に行うと、トロリ7は海側に向かって横行する。このとき、横行ドラム3 7においては、海側横行ロープ4 8, 4 8'が巻き込まれると同時に、陸側横行ロープ4 9, 4 9'が繰り出される。そして、ロープの動きに合わせて補助トロリ3 8が図示しないガーダや図示しないブーム上を適宜横行動作することにより、巻上ロープ4 2, 4 2'、開閉ロープ4 5, 4 5'、海側横行ロープ4 8, 4 8'、陸側横行ロープ4 9, 4 9'の張力が調整され、弛みが防止される。

【0075】

50

巻上ドラム 3 5 により巻上ロープ 4 2 , 4 2 ' を巻き込む操作と、開閉ドラム 3 6 により開閉ロープ 4 5 , 4 5 ' を巻き込む操作と、横行ドラム 3 7 により海側横行ロープ 4 8 , 4 8 ' を繰り出す操作を同時に行うと、トロリ 7 は陸側に向かって横行する。このとき、横行ドラム 3 7 においては、海側横行ロープ 4 8 , 4 8 ' が繰り出されると同時に、陸側横行ロープ 4 9 , 4 9 ' が巻き込まれる。この場合も、ロープの動きに合わせて補助トロリ 3 8 が図示しないガーダや図示しないブーム上を適宜横行動作することにより、巻上ロープ 4 2 , 4 2 '、開閉ロープ 4 5 , 4 5 '、海側横行ロープ 4 8 , 4 8 '、陸側横行ロープ 4 9 , 4 9 ' の張力が調整され、弛みが防止される。

#### 【 0 0 7 6 】

尚、図 1 0、図 1 1 においては、説明の都合上、補助トロリ 3 8 の巻上ロープ調整シープ 3 9 , 3 9 '、開閉ロープ調整シープ 4 0 , 4 0 '、横行ロープ調整シープ 4 1 , 4 1 '、図示しないガーダの固定シープ 4 3 , 4 3 '、固定シープ 4 6 , 4 6 '、トロリ 7 の吊下シープ 4 4 , 4 4 '、吊下シープ 4 7 , 4 7 ' は別々の中心軸を有する形として図示しているが、実際の 3 ドラム式のアンローダにおいては、補助トロリ 3 8 の巻上ロープ調整シープ 3 9 , 3 9 ' と開閉ロープ調整シープ 4 0 , 4 0 ' と横行ロープ調整シープ 4 1 , 4 1 '、図示しないガーダの固定シープ 4 3 , 4 3 ' と固定シープ 4 6 , 4 6 '、トロリ 7 の吊下シープ 4 4 , 4 4 ' と吊下シープ 4 7 , 4 7 ' については、装置のレイアウトによっては、それぞれ中心軸を一致させるよう構成することもできる。

#### 【 0 0 7 7 】

そして、本第二実施例においては、シープ荷重検出器 2 5 を用いて検出した巻上ロープ 4 2 , 4 2 ' の張力に基づいて吊り荷 ( グラブバケット ) 8 の振れ角を推定すると共に、吊り荷現状位置検出器 2 6 によって吊り荷 8 の現状位置を検出するようにしてある。

#### 【 0 0 7 8 】

本第二実施例の場合、シープ荷重検出器 2 5 は、巻上ロープ 4 2 , 4 2 の巻き掛けられた固定シープ 4 3 , 4 3 ' に取り付けたロードセル等の荷重センサであり、図 1 0 に示す如く、固定シープ 4 3 , 4 3 ' において検出された荷重を荷重信号 2 5 a として制御装置 2 7 に入力するようになっている。

#### 【 0 0 7 9 】

また、本第二実施例の場合、吊り荷現状位置検出器 2 6 は、トロリ 7 を横行させると共にグラブバケット 8 を昇降・開閉させるためのロープ ( 巻上ロープ 4 2 , 4 2 '、開閉ロープ 4 5 , 4 5 ' および海側横行ロープ 4 8 , 4 8 '、陸側横行ロープ 4 9 , 4 9 ' ) を駆動するウインチドラム ( 巻上ドラム 3 5、開閉ドラム 3 6 および横行ドラム 3 7 ) のドラム回転数を計測するエンコーダ等の回転センサであり、計測したドラム回転数を回転数信号 2 6 a として制御装置 2 7 に入力するようになっている。

#### 【 0 0 8 0 】

制御装置 2 7 は、上記第一実施例と同様、図 4 に示す如く、振れ角算出部 2 8 と吊り荷現状位置計算部 2 9 を備えており、シープ荷重検出器 2 5 から入力される荷重信号 2 5 a に基づいてグラブバケット 8 の振れ角 を推定し、推定した振れ角 と、吊り荷現状位置検出器 2 6 から入力される回転数信号 2 6 a から算出される吊り荷 8 の吊下ロープ長  $l$  やトロリ 7 の横行位置  $x$ 、およびコントローラ 3 0 からの横行操作速度指令等に基づいて振れ止めフィードバック制御速度指令を算出し、該振れ止めフィードバック制御速度指令を制御信号 2 7 a として前記ウインチドラムのモータ 3 1 のインバータ 3 2 に対し出力するようになっている。インバータ 3 2 は、制御信号 2 7 a に基づいてモータ 3 1 を介し前記ウインチドラムの横行動作を制御する。

#### 【 0 0 8 1 】

本第二実施例においては、制御装置 2 7 の振れ角算出部 2 8 は、シープ荷重検出器 2 5 から入力される荷重信号 2 5 a をもとに、吊り荷 8 の振れ角の推定を以下のようにして行う。図 1 1 に示す如く、巻上ロープ 4 2 , 4 2 ' を巻き掛けられた固定シープ 4 3 , 4 3 ' ) には、それぞれ  $T_{m1}$ 、 $T_{m2}$  の張力がかかる。これらの張力は、吊り荷 8 の振れ角に対応して変化するので、本第二実施例においては、 $T_{m1}$ 、 $T_{m2}$  を独立変数とした関数



として、吊り荷 8 の推定振れ角  $\tau$  を算出する。すなわち、

$$\tau = f(T_{m1}, T_{m2})$$

と表せる。

#### 【0082】

制御装置 27 は、この振れ角相当検出値  $\tau$  と、トロリ 7 の横行位置や速度、吊下ロープ長とをカルマンフィルタ 33 に入力し、吊り荷 8 の振れ角  $\tau$  を予測する。制御装置 27 の構成や、カルマンフィルタ 33 の設計要領等に関しては、上記第一実施例の場合と同様であるので省略する。カルマンフィルタの設計対象とする数式モデル 34 についても、上記第一実施例で定義したものと同様のばねマスダンパの 1 質点系モデルを用いることができる。尚、同様にばねマスダンパモデルを定義してカルマンフィルタを設計し、吊り荷の振れ角を予測する方法は、上記第一実施例や本第二実施例のアンローダに限らず、トロリ式のクレーンであれば種々の形式のクレーンに対して適用することができる。

10

#### 【0083】

このように、上記本第二実施例においては、ロープ（巻上ロープ 42，42'）により吊り荷（グラブバケット）8 を吊り下げて動作するモーション（トロリ）7 と、前記ロープを駆動して前記吊り荷（グラブバケット）8 や前記モーション（トロリ）7 の動作を行うウインチドラム（巻上ドラム 35）とを備えたクレーンの振れ角検出方法に関し、前記ロープの途中に備えられた複数のシーブ（固定シーブ 43，43'）に各々シーブ荷重検出器 25 を取り付け前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ角  $\tau$  を算出し、該推定振れ角  $\tau$  に対してカルマンフィルタ 33 による処理を行って吊り荷（グラブバケット）8 の振れ角予測値を算出するので、単純で安価な機構により、吊り荷 8 の振れ角を精度良く予測することができる。

20

#### 【0084】

また、上記本第二実施例においては、モーションとしてガーダやブーム上を横行するトロリ 7 を備えたトロリ式クレーンを振れ角検出の対象とし、前記トロリ式クレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデル 34 に対してカルマンフィルタ 33 を設計しているので、単純な数式モデル 34 で精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

#### 【0085】

したがって、上記本第二実施例によれば、簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得る。

30

#### 【0086】

次に、第三実施例として、本発明をジブクレーンに対して適用した場合を説明する。

#### 【0087】

ジブクレーンは、モーションとしてジブを備えた形式のクレーンであり、例えば、図 12 に示す如く、鉛直に立設したタワー 52 と、該タワー 52 に対して鉛直軸を中心に旋回自在な旋回体 53 を備え、該旋回体 53 にジブ（モーション）54 を起伏自在に取り付けた構成を備えてなる。旋回体 53 上のジブ 54 と反対側にはカウンターフレーム 55 が取り付けられ、該カウンターフレーム 55 にジブ 54 を起伏させるためのウインチドラムとしての起伏ドラム 56，56' と、ジブ 54 の先端に吊るした吊り荷 57 を昇降させるためのウインチドラムとしての巻上ドラム 58 を備えている。

40

#### 【0088】

旋回体 53 上には、さらにガイサポートフレーム 59 が立設されており、起伏ドラム 56，56' や巻上ドラム 58 から、ガイサポートフレーム 59 の頂部、ジブ 54 の先端部、さらに吊り荷 57 にかけて、巻上ロープ 60，60'、および起伏ロープ 61 が張り渡されている。62 は旋回体 53 上に備えられた運転室である。

#### 【0089】

ジブクレーンの一側（図 12、図 13 における奥側）の起伏ドラム 56 から繰り出された巻上ロープ 60 は、図 13 に示す如く、ガイサポートフレーム 59 の頂部に設置された巻上シーブ 63 を介してジブ 54 の先端側へ導かれ、ジブ 54 の先端部に設置された巻上シーブ 64 に巻き掛けられて下方の吊り荷 57 へ向かう。

50

## 【 0 0 9 0 】

吊り荷 5 7 は、本第三実施例の場合、シーブ部 5 7 a を備えたフックである。シーブ部 5 7 a にはフック吊下ロープ 6 5 が巻き掛けられており、該フック吊下ロープ 6 5 の両端は、2 つのフック吊下シーブ 6 6 , 6 6 ' の中心軸に取り付けられ、前記 2 つのフック吊下シーブ 6 6 , 6 6 ' により、フック吊下ロープ 6 5 を介して吊り荷であるフック 5 7 が吊下げ保持されるようになっている。

## 【 0 0 9 1 】

巻上シーブ 6 4 を経由して下方の吊り荷 5 7 へ向かった前記巻上ロープ 6 0 は、一方のフック吊下シーブ 6 6 に巻き掛けられた後、折り返して上方へ向かい、ジブ 5 4 の先端部に設置された巻上シーブ 6 7 に導かれた後、ガイサポートフレーム 5 9 の頂部に設置された巻上シーブ 6 8 に巻き掛けられて下方へ向かい、巻上ドラム 5 8 に巻き取られる。

10

## 【 0 0 9 2 】

一方、ジブクレーンの他側（図 1 2、図 1 3 における手前側）の起伏ドラム 5 6 ' から繰り出された巻上ロープ 6 0 ' は、図 1 3 に示す如く、ガイサポートフレーム 5 9 の頂部に設置された巻上シーブ 6 3 ' を介してジブ 5 4 の先端側へ導かれ、ジブ 5 4 の先端部に設置された巻上シーブ 6 4 ' に巻き掛けられて下方のフック 5 7 へ向かう。巻上ロープ 6 0 ' は、フック 5 7 を吊下げ保持する他方のフック吊下シーブ 6 6 ' に巻き掛けられた後、折り返して上方へ向かい、ジブ 5 4 の先端部に設置された巻上シーブ 6 7 ' に導かれた後、ガイサポートフレーム 5 9 の頂部に設置された巻上シーブ 6 8 ' に巻き掛けられて下方へ向かい、巻上ドラム 5 8 に巻き取られる。

20

## 【 0 0 9 3 】

さらに、ガイサポートフレーム 5 9 の頂部とジブ 5 4 の先端の間の所定位置には、補助動滑車 6 9 , 6 9 ' が配置されている。補助動滑車 6 9 , 6 9 ' は、牽引ロープ 7 0 によってジブ 5 4 の先端側と接続されている。

## 【 0 0 9 4 】

そして、起伏ドラム 5 6 から繰り出された起伏ロープ 6 1 が、ガイサポートフレーム 5 9 の頂部に設置された起伏シーブ 7 1 に巻き掛けられた後、ジブ 5 4 の先端側へ向かい、補助動滑車 6 9 , 6 9 ' に順次巻き掛けられる。補助動滑車 6 9 , 6 9 ' に巻き掛けられた起伏ロープ 6 1 は、折り返してガイサポートフレーム 5 9 の頂部に設置された起伏シーブ 7 1 ' に巻き掛けられ、起伏ドラム 5 6 ' に巻き取られる。ここで、起伏ロープ 6 1 の起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' への巻方向は、巻上ロープ 6 0 , 6 0 ' の起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' への巻方向と逆になっている。

30

## 【 0 0 9 5 】

図 1 2、図 1 3 に示したジブクレーンにおいて、起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' を停止した状態で、巻上ドラム 5 8 から巻上ロープ 6 0 , 6 0 ' を繰り出す操作を行うと、フック 5 7 は降下する。逆に、起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' を停止した状態で、巻上ドラム 5 8 に巻上ロープ 6 0 , 6 0 ' を巻き込む操作を行うと、フック 5 7 は上昇する。

## 【 0 0 9 6 】

巻上ドラム 5 8 を停止した状態で、起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' に起伏ロープ 6 1 を巻き込む動作を行うと、起伏ロープ 6 1 の巻き掛けられた補助動滑車 6 9 , 6 9 ' がガイサポートフレーム 5 9 の頂部側へ引き寄せられ、補助動滑車 6 9 , 6 9 ' と接続された牽引ロープ 7 0 から張力を受けてジブ 5 4 の先端部が起立する。逆に、巻上ドラム 5 8 を停止した状態で、起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' から起伏ロープ 6 1 を繰り出す動作を行うと、起伏ロープ 6 1 の巻き掛けられた補助動滑車 6 9 , 6 9 ' がガイサポートフレーム 5 9 の頂部側からジブ 5 4 の先端側へ離れる方向に移動し、ジブ 5 4 は牽引ロープ 7 0 の張力に支えられながら倒れる方向に動作する。

40

## 【 0 0 9 7 】

尚、上記したように、起伏ロープ 6 1 の起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' への巻方向は、巻上ロープ 6 0 , 6 0 ' の起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' への巻方向と逆になっている。このため、起伏ロープ 6 1 が起伏ドラム 5 6 , 5 6 ' へ巻き込まれるときには、同時に巻上ロープ 6 0 ,

50

6 0'が起伏ドラム5 6 , 5 6'から繰り出され、起伏ロープ6 1が起伏ドラム5 6 , 5 6'から繰り出されるときには、同時に巻上ロープ6 0 , 6 0'が起伏ドラム5 6 , 5 6'へ巻き込まれる。これにより、ジブ5 4の起伏に従って巻上ロープ6 0 , 6 0'の長さも変動するので、フック5 7の高さをあまり変えることなくジブ5 4の起伏動作を行うことができる。

【0 0 9 8】

尚、説明の都合上、巻上ロープ6 0 , 6 0'は別々のロープとして説明したが、ジブクレーンの構造によっては繋がった一本のロープとして構成することもできる。また、例えば、起伏ロープ6 1を起伏ドラム5 6に巻き取られるロープと起伏ドラム5 6'に巻き取られるロープの2本のロープとして構成しても良いし、例えば、巻上ロープ6 0、起伏ロープ6 1、巻上ロープ6 0'を繋がった一本のロープとして構成しても良い。

10

【0 0 9 9】

シーブについても、ロープの経路上の所要箇所に、必要に応じて上記各シーブ（巻上シーブ6 3 , 6 3'、6 4 , 6 4'、6 7 , 6 7'、6 8 , 6 8'、起伏シーブ7 1 , 7 1'）や補助動滑車6 9 , 6 9'とは別のシーブや動滑車を設け、該シーブや動滑車にロープを経由させることによって張力やロープ長を調整したり、モータトルクを分散させるよう構成しても良い。

【0 1 0 0】

そして、本第三実施例においては、シーブ荷重検出器2 5を用いて検出した巻上ロープ6 0 , 6 0'の張力から算出した値に基づいて吊り荷（フック）5 7の振れ角を推定すると共に、吊り荷現状位置検出器2 6によって吊り荷5 7の現状位置を検出し、且つ旋回角検出装置7 2によって旋回体5 3の旋回角を検出するようにしてある。

20

【0 1 0 1】

本第三実施例の場合、シーブ荷重検出器2 5は、ジブ5 4の先端部に備えた巻上シーブ6 4 , 6 4'及び巻上シーブ6 7 , 6 7'に取り付けられたロードセル等の荷重センサであり、図1 4、図1 5に示す如く、前記4つのシーブにおいて検出された荷重を荷重信号2 5 aとして制御装置7 3の振れ角算出部7 4に入力するようになっている。

【0 1 0 2】

吊り荷現状位置検出器2 6は、ジブ5 4を起伏させ、フック5 7を巻上させるためのロープ（巻上ロープ6 0 , 6 0'及び起伏ロープ6 1）を駆動するウインチドラム（起伏ドラム5 6 , 5 6'及び巻上ドラム5 8）のドラム回転数を計測するエンコーダ等の回転センサであり、計測したドラム回転数を回転数信号2 6 aとして制御装置7 3の吊り荷現状位置計算部7 5に入力するようになっている。

30

【0 1 0 3】

旋回角検出装置7 2は、旋回体5 3のタワー5 2との接続部に取り付けられたエンコーダ等の回転センサであり、旋回体5 3のタワー5 2に対する旋回角を旋回角信号7 2 aとして制御装置7 3の旋回角計算部7 6に入力するようになっている。

【0 1 0 4】

そして、運転室6 2に設けられたコントローラ7 7をオペレータが操作することにより、その操作信号7 7 aが旋回体5 3への旋回速度指令やジブ5 4への起伏速度指令として制御装置7 3に入力されるようになっている。

40

【0 1 0 5】

制御装置7 3は、シーブ荷重検出器2 5から入力される荷重信号2 5 aに基づいて吊り荷（フック）5 7のジブ起伏方向（ジブ5 4から見た前後方向）の振れ角 およびジブ旋回方向（ジブ5 4から見た左右方向）の振れ角 を推定し、推定した振れ角 、 と、吊り荷現状位置検出器2 6から入力される回転数信号2 6 aから算出される吊り荷5 7の吊下ロープ長1やジブ5 4の起伏角 、 旋回角検出装置7 2から入力される旋回角信号7 2 aから算出されるジブ5 4の旋回角 、 及びコントローラ7 7からの起伏速度操作指令 $DV_{rev}$ 、旋回速度操作指令 $RV_{rev}$ 等に基づき、吊り荷5 7のジブ起伏方向の振れ止めフィードバック制御速度指令と、吊り荷5 7のジブ旋回方向の振れ止めフィードバック

50

制御速度指令とをそれぞれ算出する。前記ジブ起伏方向の振れ止めフィードバック制御速度指令は、制御信号 73a として前記ウインチドラムのモータ 78 のインバータ 79 に対し出力されるようになっている。前記ジブ旋回方向の振れ止めフィードバック制御速度指令は、制御信号 73b として旋回体 53 のモータ 80 のインバータ 81 に対し出力されるようになっている。インバータ 79 は、制御信号 73a に基づいてモータ 78 を介して前記ウインチドラムの動作を制御し、インバータ 81 は、制御信号 73b に基づいてモータ 80 を介して旋回体 53 の動作を制御する。

#### 【0106】

次に、本第三実施例における振れ角予測について、図 15 を参照して説明する。

#### 【0107】

制御装置 73 は、ジブ 54 への起伏速度指令入力  $DV_{ref}$  に基づいてジブ 54 を起伏させるとともに、旋回体 53 への旋回速度入力  $RV_{ref}$  に基づいて旋回体 53 をジブ 54 と一体に旋回させながら、吊り荷 57 のジブ起伏方向の推定振れ角  $\tau$  およびジブ旋回方向の推定振れ角  $\tau$  をもとに吊り荷 57 の振れ角を零に収束させるものである。

#### 【0108】

まず、制御装置 69 の吊り荷現状位置計算部 71 は、吊り荷現状位置検出器 26 から入力される回転数信号 26a をもとに、ジブ 54 の起伏角、ジブ 54 の起伏速度  $DV_{fb}$ 、及びジブ 54 先端部から吊り荷（フック）57 までの距離（吊下ロープ長検出値） $l$  を算出する。このとき、ジブ 54 の起伏速度は起伏角の微分値として算出することができる。

#### 【0109】

制御装置 69 の旋回角計算部 72 は、旋回角検出装置 68 から入力される旋回角信号 68a をもとに、ジブ 54 の旋回角とジブ 54 の旋回速度  $RV_{fb}$  を算出する。このとき、ジブ 54 の旋回速度は起伏角の微分値として算出することができる。

#### 【0110】

制御装置 69 の振れ角算出部 70 は、シーブ荷重検出器 25 から入力される荷重信号 25a をもとに、吊り荷 57 のジブ起伏方向の振れ角及びジブ旋回方向の振れ角を推定する。具体的には、図 13 に示す如く、ジブ 54 先端部の 4 つのシーブ（巻上シーブ 64, 67, 67', 64'）には、それぞれ  $T_{m1}$ 、 $T_{m2}$ 、 $T_{m3}$ 、 $T_{m4}$  の張力がかかり、これらの張力は吊り荷 57 の振れ角に対応して変化する。すなわち、吊り荷のジブ起伏方向の振れ角  $\tau$  およびジブ旋回方向の振れ角  $\tau$  は前記張力を独立変数とした関数として求めることができ、各方向の振れ角推定値  $\tau$  は以下の式

$$\tau = f(T_{m1}, T_{m2}, T_{m3}, T_{m4})$$

$$\tau = f(T_{m1}, T_{m2}, T_{m3}, T_{m4})$$

で表せる。

#### 【0111】

次に、制御装置 73 は、上記吊り荷現状位置計算部 75 で算出したジブ起伏角とジブ起伏速度  $DV_{fb}$  と吊下ロープ長検出値  $l$ 、および上記旋回角計算部 76 で算出したジブ旋回角とジブ旋回速度  $RV_{fb}$  とともに、上記振れ角算出部 74 で算出した前記ジブ起伏方向の推定振れ角  $\tau$  と前記ジブ旋回方向の推定振れ角  $\tau$  をカルマンフィルタ 82 に入力する（図 15 参照）。このカルマンフィルタ 82 は、該カルマンフィルタ 82 の内部で定義するクレーンモデル 83 で吊り荷 57 のジブ起伏方向の振れ角とジブ旋回方向の振れ角をそれぞれ予測し、この予測した振れ角を前記ジブ起伏方向の推定振れ角  $\tau$ 、前記ジブ旋回方向の推定振れ角  $\tau$  と比較して、その誤差分散が最小となるように推定し、振れ角についての最適な推定結果を返すシステム構成になっている。

#### 【0112】

本第三実施例の場合、カルマンフィルタ 82 の制御対象である数式モデル 83 は、以下に説明する手順により導出される。まず、ジブクレーンの数式モデル 83 を導出されるためのモデル定義を、次の通り仮定する。

a) ロープ質量は考慮しない。

10

20

30

40

50

- b) タワー 5 2 のねじり振動は、微小なものと考え無視する。  
 c) タワー 5 2 を  $x - y$  面内並進方向のみの 1 質点系のモデルとする。  
 d) ジブ 5 4 は剛体とする。  
 e) 入力トルクは直接ジブ 5 4 先端に作用する。

【 0 1 1 3 】

以上の定義をもとに、ジブクレーンの数式モデル 8 3 を図 1 6 に示す通りに仮定する。  
 主な記号の定義を以下に示す。

【 0 1 1 4 】

$DV_{ref}$  : 起伏速度指令入力、 $RV_{ref}$  : 旋回速度指令入力、 $x_1$  : タワー上部の  
 $x$  方向絶対変位、 $y_1$  : タワー上部の  $y$  方向絶対変位、 $\alpha$  : ジブ起伏角 [ rad ]、 $\beta$  :  
 ジブ起伏方向 (  $x$  軸方向 ) の吊り荷振れ角 [ rad ]、 $\gamma$  : ジブ旋回角 [ rad ]、 $\delta$  :  
 ジブ旋回方向 (  $y$  軸方向 ) の吊り荷振れ角 [ rad ]、 $\theta_b$  : ガイサポートの水平面に対  
 する角度 [ rad ]、 $L$  : ジブ全長 [ m ]、 $R_b$  : 起伏ドラム半径、 $l$  : 吊下ロープ長 [ m ]、  
 $L_t$  : タワー高さ [ m ]、 $a$  : ジブ下端と原点の距離 [ m ]、 $a_b$  : ジブ下端とガ  
 イサポート上端との距離 [ m ]、 $W_b$  : ジブ質量 [ kg ]、 $W_o$  : 吊り荷質量 [ kg ]、  
 $M_d$  : クレーンの等価質量 [ kg ]、 $k_t$  : クレーンの等価的ばね定数 [ N / m ]、 $c_t$  :  
 クレーンの等価的減衰係数 [ N · s / m ]、 $x_r$  : タワー最上部の起伏方向 (  $x$  軸方向 )  
 変位 [ m ]、 $y_r$  : タワー最上部の起伏方向と直角方向 (  $y$  軸方向 ) 変位 [ m ]、 $g$  :  
 重力加速度 [ m / s<sup>2</sup> ]、 $t$  : 時間 [ s ] である。

【 0 1 1 5 】

前記ジブ型クレーンのクレーンモデル 8 3 は、第一実施例のトロリ式クレーンの場合と  
 同様の状態空間表現形式で算出することができ、プロセスノイズ  $w$  および観測ノイズ  $v$  を  
 加味して以下の状態方程式および出力方程式で表現できる。方程式の導出は、例えば上記  
 特許文献 2 に記載されている過程と同様の過程による。

【 数 2 0 】

$$\dot{x} = A_{td} \begin{pmatrix} v, \dot{v}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \phi, \dot{\phi}, l, \dot{l}, \ddot{l} \end{pmatrix} x + B_{td} \begin{pmatrix} v, \dot{v}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \phi, \dot{\phi}, l, \dot{l}, \ddot{l} \end{pmatrix} \begin{bmatrix} DV_{ref} & RV_{ref} \end{bmatrix} + w(t)$$

$$y = \begin{bmatrix} x_r & y_r & v & \theta & \zeta & \phi \end{bmatrix}^T + v(t) = C_{td} x + v(t)$$

$$\left( \because x = \begin{bmatrix} x_r & y_r & v & \theta & \zeta & \phi & \dot{x}_r & \dot{y}_r & \dot{v} & \dot{\theta} & \dot{\zeta} & \dot{\phi} \end{bmatrix}^T \right)$$

【 0 1 1 6 】

上記 [ 数 2 0 ] の状態方程式および出力方程式で表されるクレーンモデル 8 3 に対し、  
 カルマンフィルタ 8 2 による処理を行って吊り荷 5 7 のジブ起伏方向の振れ角 およびジ  
 ブ旋回方向の振れ角 を予測する。具体的には、プロセスノイズ  $w$  と観測ノイズ  $v$ 、およ  
 びその共分散を設定し、上記第一実施例と同様に図 8 に示す工程に従って吊り荷 5 7 のジ  
 ブ起伏方向の振れ角 およびジブ旋回方向の振れ角 を予測する。尚、詳細な計算手順に  
 ついては上記第一実施例と同様であるため省略する。

【 0 1 1 7 】

このように、上記本第三実施例においては、ロープ ( 巻上ロープ 6 0 , 6 0' ) により  
 吊り荷 ( フック ) 5 7 を吊り下げて動作するモーション ( ジブ ) 5 4 と、前記ロープを駆  
 動して吊り荷 ( フック ) 5 7 やモーション ( ジブ ) 5 4 の動作を行うウインチドラム ( 起  
 伏ドラム 5 6 , 5 6'、巻上ドラム 5 8 ) とを備えたクレーンの振れ角検出方法に関し、  
 前記ロープの途中に備えられた複数のシーブ ( 巻上シーブ 6 4 , 6 4'、6 7 , 6 7' ) に  
 各々シーブ荷重検出器 2 5 を取り付けて前記ロープの張力を検出し、該張力から推定振れ  
 角 ( ジブ起伏方向の振れ角  $\theta_T$  およびジブ旋回方向の振れ角  $\gamma_T$  ) を算出し、該推定振れ  
 角  $\theta_T$ 、 $\gamma_T$  に対してカルマンフィルタ 8 2 による処理を行って吊り荷 ( フック ) 5 7 の  
 振れ角予測値を算出するので、単純で安価な機構により、吊り荷 ( フック ) 5 7 の振れ角  
 を精度良く予測することができる。

## 【 0 1 1 8 】

また、上記本第三実施例においては、旋回体 5 3 と、該旋回体 5 3 に対し起伏可能に取り付けた前記モーションとしてのジブ 5 4 を備えたジブクレーンを振れ角検出の対象とし、前記ジブクレーンをばねマスダンパモデルと仮定して定義した数式モデル 8 3 に対してカルマンフィルタ 8 2 を設計しているので、単純な数式モデル 8 3 で精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

## 【 0 1 1 9 】

したがって、上記本第三実施例によれば、簡単な構成で、機器の付け外しやメンテナンスにかかる手間やコストを最小限にしながら、吊り荷の振れ角を好適に検出し得る。

## 【 0 1 2 0 】

尚、本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置は、上述の実施例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々変更を加え得ることは勿論である。

## 【 符号の説明 】

## 【 0 1 2 1 】

- 5 ガーダ
- 6 ブーム
- 7 モーション（トロリ）
- 8 吊り荷（グラブバケット）
- 15, 15' ウインチドラム（巻上ドラム）
- 16, 16' ロープ（巻上ロープ）
- 17, 17' シープ（巻上シープ）
- 19, 19' ウインチドラム（開閉ドラム）
- 20, 20' ロープ（開閉ロープ）
- 21, 21' シープ（開閉シープ）
- 25 シープ荷重検出器
- 27 制御装置
- 33 カルマンフィルタ
- 34 クレーンモデル（数式モデル）
- 35 ウインチドラム（巻上ドラム）
- 42, 42' ロープ（巻上ロープ）
- 43, 43' シープ（固定シープ）
- 54 モーション（ジブ）
- 56, 56' ウインチドラム（起伏ドラム）
- 57 吊り荷（フック）
- 58 ウインチドラム（巻上ドラム）
- 60, 60' ロープ（巻上ロープ）
- 64, 64' シープ（巻上シープ）
- 67, 67' シープ（巻上シープ）
- 73 制御装置
- 82 カルマンフィルタ
- 83 クレーンモデル（数式モデル）

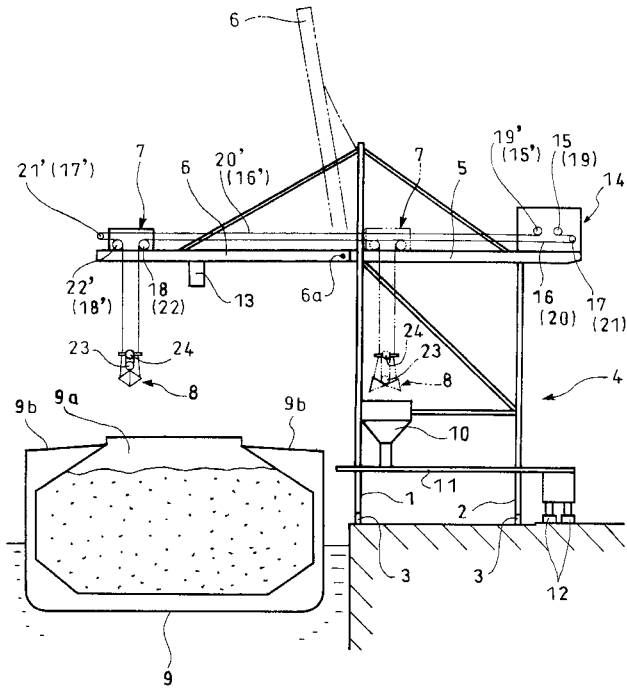
10

20

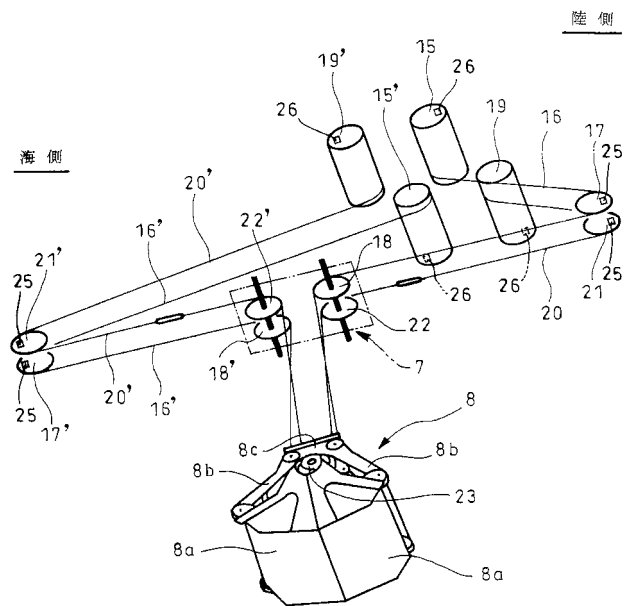
30

40

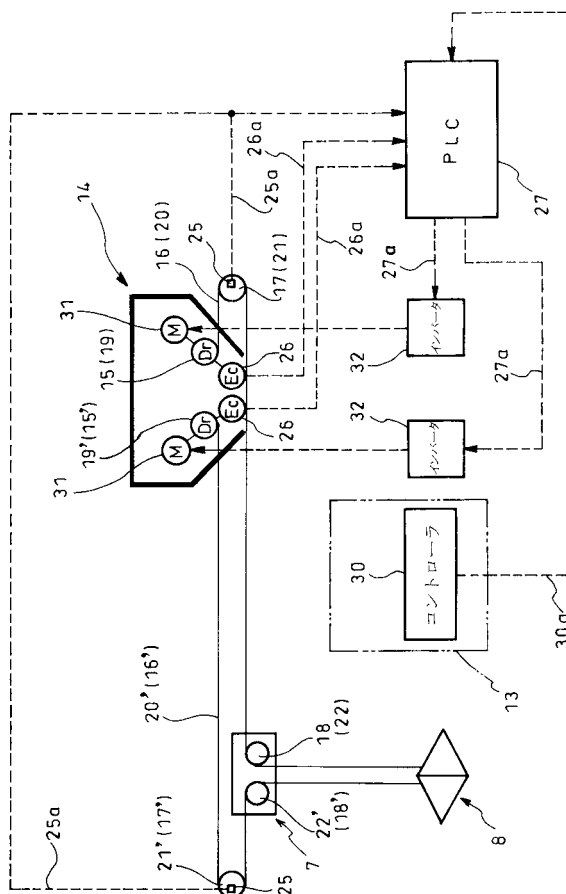
【図 1】



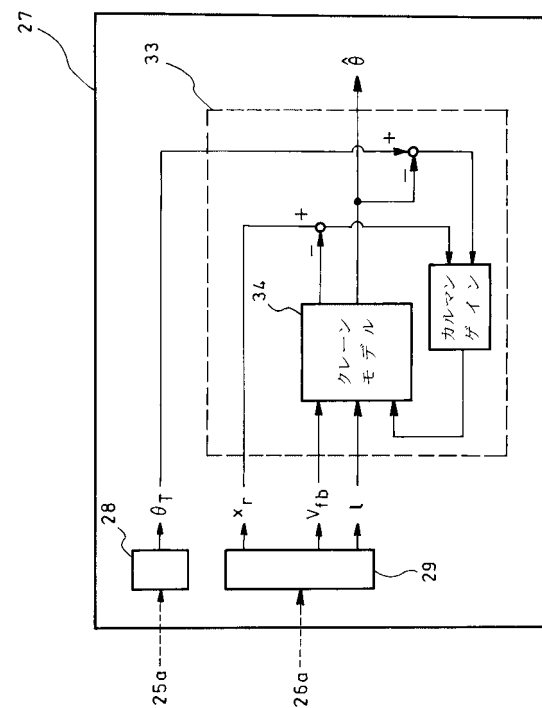
【図 2】



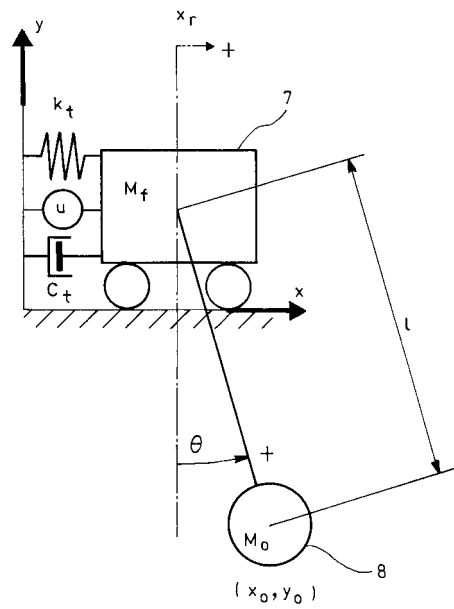
【図 3】



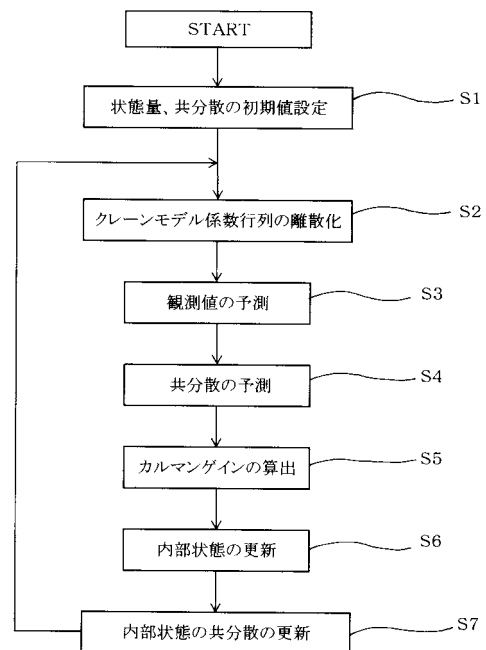
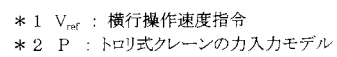
【図 4】



【 図 6 】

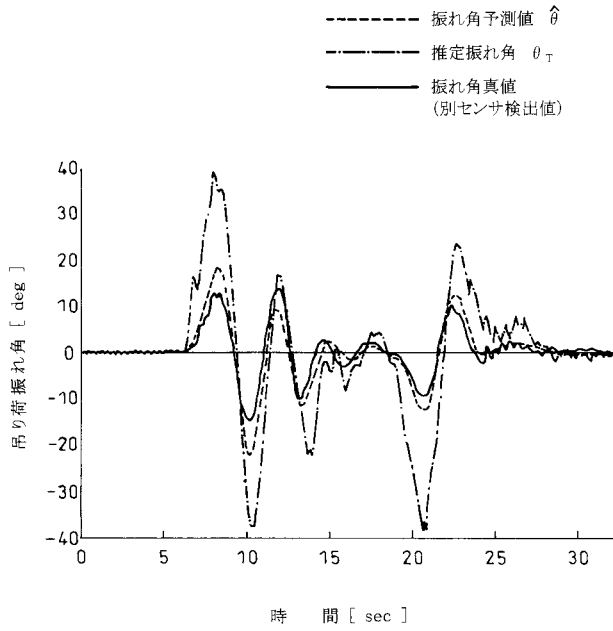


【 図 8 】

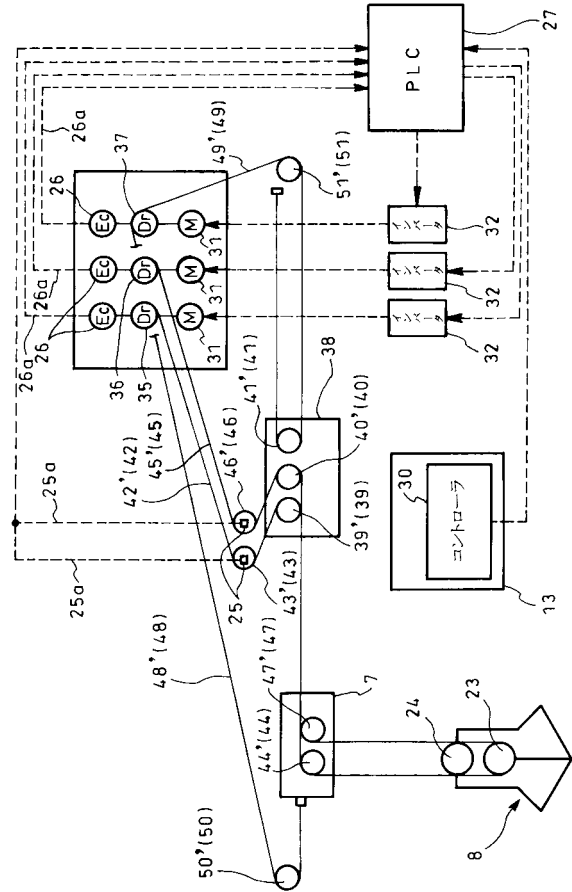




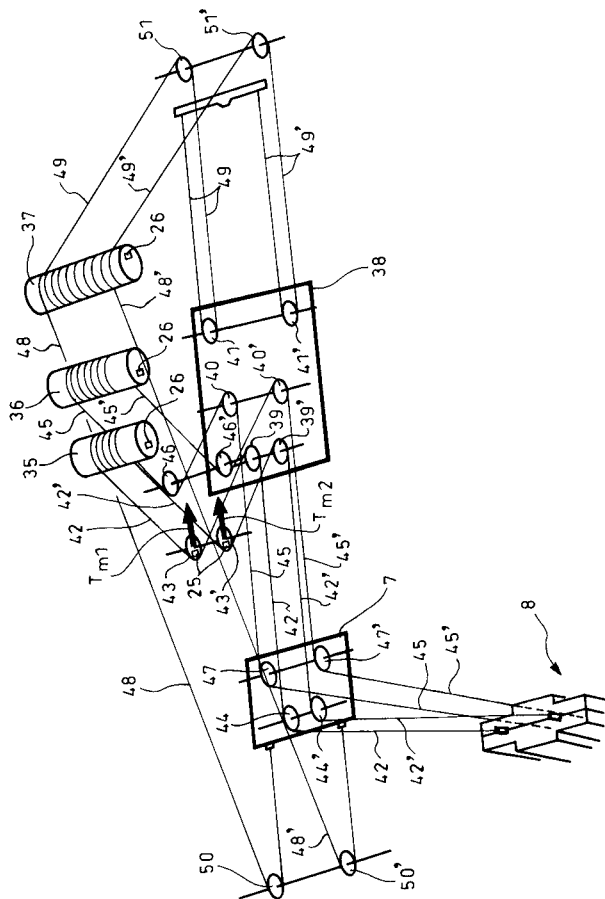
【図 9】



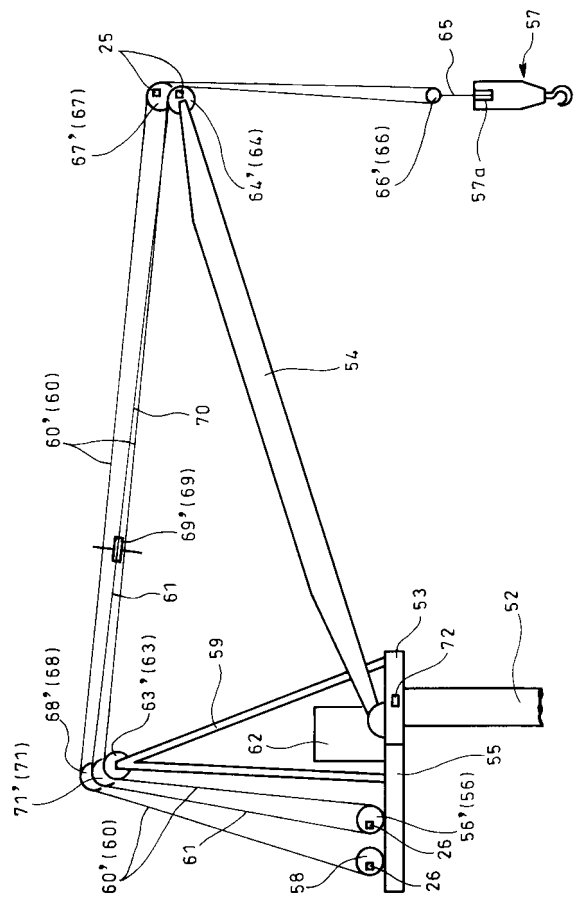
【図 10】



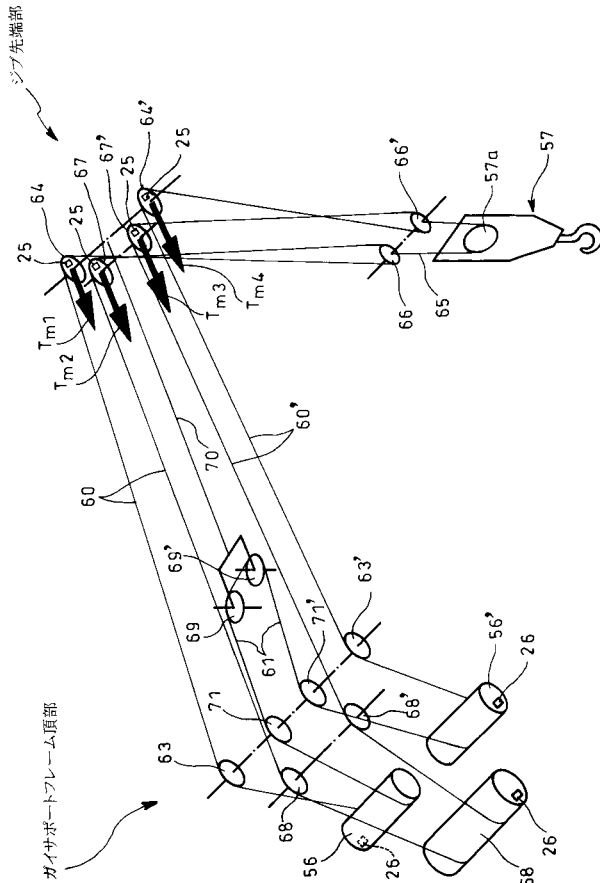
【図 11】



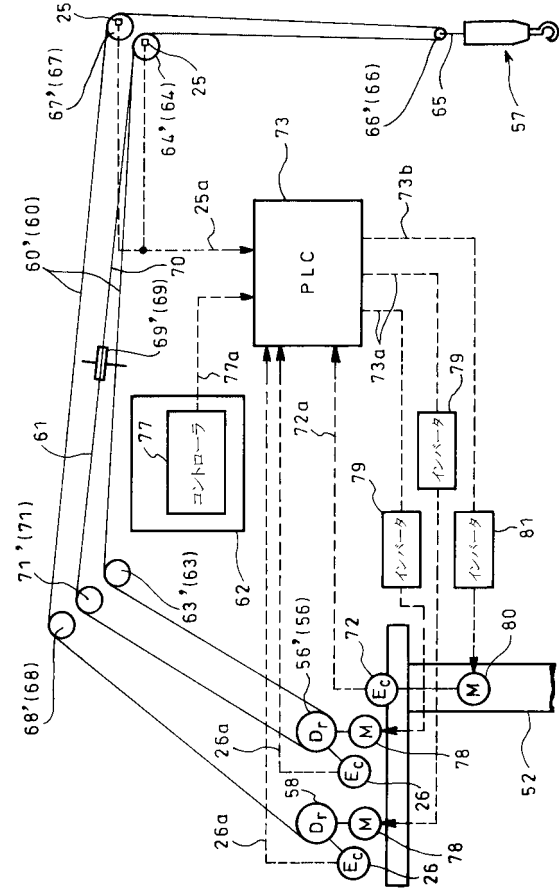
【図 12】



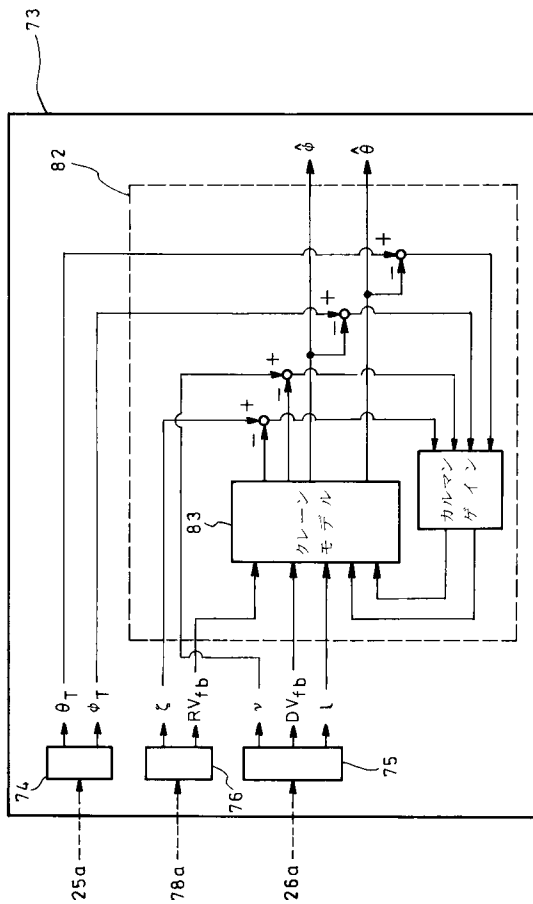
【図 13】



【図 14】



【図 15】



【図 16】

