

(19) 日本国特許庁(JP)

## (12) 公開特許公報(A)

(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**

(2006.01)

F 1

B 6 6 C 13/22

テーマコード(参考)

R

3 F 2 O 4

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

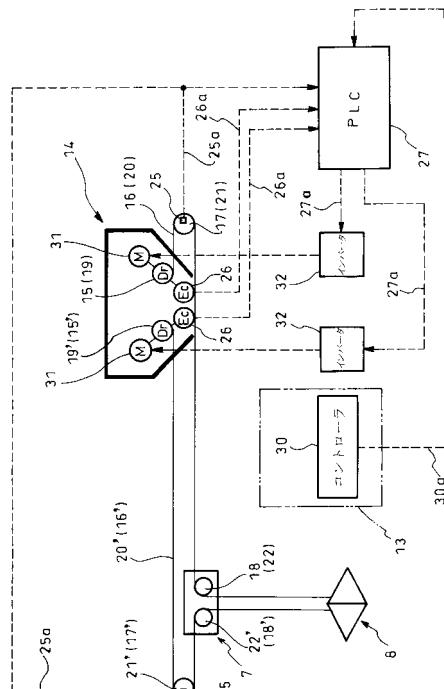
(54) 【発明の名称】クレーンの振れ角検出方法及び装置

## (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を吊り下げる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の動作を行うワインチドラム15, 15', 19, 19'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プ17, 17', 21, 21に各々シープ荷重検出器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る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プに各々シープ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る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プと、

該シープ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プ荷重検出器と、

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

。

### 【0003】

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ョ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、天候や周辺の環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

### 【0004】

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】

#### 【0005】

【特許文献1】特開2014-97893号公報

【特許文献2】特開2005-67747号公報

【特許文献3】特開2009-234699号公報

【特許文献4】特開平10-45379号公報

【特許文献5】特開2001-48467号公報

【特許文献6】特開平7-89691号公報

30

### 【発明の概要】

#### 【発明が解決しようとする課題】

#### 【0006】

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

#### 【0007】

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】

#### 【0008】

本発明は、ロープにより吊り荷を吊り下げる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プに各々シープ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。

【0009】

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。

【0010】

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

【0011】

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ます。

【0012】

また、本発明は、ロープにより吊り荷を吊り下げる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ワ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プと、該シープ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プ荷重検出器と、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

【0013】

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。

30

【0014】

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。

【発明の効果】

【0015】

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】

【0016】

【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。

40

【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プロック図である。

【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プロック図である。

【図5】シープ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プロック図である。

【図11】シープ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、シープにかかる張力を図示する概略図である。10

【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プロック図である。

【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プロック図である。

【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。20

【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6aを中心にして可能なブーム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な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9a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なっている。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。30

【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本のワインチドラムを備え、該ワ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。40

【0020】

前記ワ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プ17を経てトロリ7上のシープ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、前記ワ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プ17'を経てトロリ7上のシープ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、前記ワ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 はガーダ 5 (図 1 参照) の陸側端部に設けたシープ 21 を経てトロリ 7 上のシープ 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プ 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 に取り付けた上部固定シープ 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、前記ワ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プ 21' を経てトロリ 7 上のシープ 22' に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット 8 の下部移動シープ 23 と上部固定シープ 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 の下部移動シープ 23 と上部固定シープ 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、下部移動シープ 23 と上部固定シープ 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、陸側のシープ 17, 21 からトロリ 7 上の陸側のシープ 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、海側のシープ 17', 21' からトロリ 7 の海側のシープ 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、シープ荷重検出器 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】

シープ荷重検出器 25 は、前記巻上シープ 17, 17' 及び開閉シープ 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 つのシープ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') を駆動するワインチドラム (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、シープ荷重検出器 25 から入力される荷重信号 25a に基づいてグラブバケット(吊り荷)8 の振れ角 $\theta$ を推定し、この振れ角 $\theta$ 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 $\theta$ 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 30a 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、シープ荷重検出器 25 から入力される荷重信号 25a に基づいてグラブバケット 8 の振れ角 $\theta$ を推定し、推定した振れ角 $\theta$ と、吊り荷現状位置検出器 26 から入力される回転数信号 26a 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 27a 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 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。

#### 【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 26a 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)1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、シープ荷重検出器 25 から入力されるシープ荷重信号 25a をもとに、吊り荷 8 の振れ角 $\theta$ を推定する。具体的には、図 5 に示す如く、前記シープ(巻上シープ 17, 17'、開閉シープ 21, 21')には、それぞれ $T_m 1$ 、 $T_m 2$ 、 $T_a 1$ 、 $T_a 2$ 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 $\theta_T$ に応じて変化する。すなわち、推定振れ角 $\theta_T$ は、以下の通り、張力 $T_m 1$ 、 $T_m 2$ 、 $T_a 1$ 、 $T_a 2$ を独立変数とした関数として算出できる。

$$\theta_T = f(T_m 1, T_m 2, T_a 1, T_a 2)$$

#### 【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 1 と、上記振れ角算出部 28 で算出した推定振れ角 $\theta_T$ 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 $\theta_T$ 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(・)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— $T_o$ 

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

$$\left( \begin{array}{l} \therefore x_o = x_r + l \sin \theta \\ \therefore y_o = -l \cos \theta \end{array} \right)$$

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】

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

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】

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

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】

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

$$y = [x_r \ \theta]^T = Cx$$

$$\left. \begin{aligned} \because A &= \begin{bmatrix} O_{2,2} & E_2 \\ -\frac{K}{M} & -\frac{C}{M} \end{bmatrix}, \quad B = \begin{bmatrix} O_{2,1} \\ F \\ M \end{bmatrix}, \quad C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \end{bmatrix} \\ x &= [x_r \ \theta \ \dot{x}_r \ \dot{\theta}]^T, \quad O_{n,m} = n \times m の零行列, \quad E_2 = 2 \times 2 の単位行列 \end{aligned} \right\}$$

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【数6】の状態方程式は、以下の速度制御入力モデルの状態方程式で表現できる。

20

【数7】

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

$$(\because A_{pp} = A - BK_{pp}[0 \ 0 \ 1 \ 0], \quad B_{pp} = BK_{pp})$$

30

【0045】

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

## 【0047】

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。

## 【0048】

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10】

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

## 【0049】

尚、観測ノイズの要因としては、センサ固有の電気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。

## 【0050】

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

## 【0051】

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11】

$\hat{x}$

30

の初期値

## 【数12】

$\hat{x}_0$

および初期共分散  $Cov X_0$  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13】

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

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

$$\Rightarrow CovX_0 = \begin{pmatrix} \sigma_w - x_r^2 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_w - \dot{x}_r^2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_w - \theta^2 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \sigma_w - \dot{\theta}^2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \end{pmatrix}$$

10

## 【0052】

次に、ステップS2として、上記クレーンモデル34（[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<sub>t</sub>、B<sub>t</sub>、C<sub>t</sub>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

## 【0053】

次に、ステップS3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+Δt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<sub>ref</sub>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<sub>fb</sub>を用いる。初期演算時の内部状態としては上記[数12]の値を用いる。

## 【数14】

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

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

30

## 【0054】

さらに、ステップS4として、t時間後(t+Δt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15】

$$CovX_{t+\Delta t} = A_t \cdot CovX_t \cdot A_t^T + Q \cdot |\Delta t|$$

40

$$CovY_{t+\Delta t} = C \cdot CovX_{t+\Delta t} \cdot C^T + R$$

## 【0055】

ステップS5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<sub>t+Δt</sub>を算出する。このカルマンゲインは上記[数15]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16】

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

【0056】

ステップS6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17】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S3において代入される。

【数17】

10

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

【0057】

さらにステップS7として、内部状態の共分散を以下の【数18】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S4において代入される。

【数18】

20

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

【0058】

ステップS7までの演算が終了したら、ステップS2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S2からS7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<sub>T</sub>をリアルタイムで正確に推定することができる。

【0059】

30

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ダウン型のものである。一点鎖線で示されるのがシープ荷重検出器25から入力される荷重信号25aに基づく推定振れ角<sub>T</sub>であり、破線で示されるのが推定振れ角<sub>T</sub>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

【数19】

$$\hat{\theta}$$

30

である。実線はシープ荷重検出器(ロードセル)25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、巻上シープ17, 17'や開閉シープ21, 21'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33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

【0060】

制御装置27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26から入力される回転数信号26a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等と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27a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を吊り下げる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プ(巻上シープ17, 17'、開閉シープ21, 21')に各々シープ荷重検出器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 $\tau$ 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(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。10

#### 【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。20

#### 【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。30

#### 【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プ39, 39'、開閉ロープ調整シープ40, 40'、横行ロープ調整シープ41, 41'の合計6つのシープを備え、それぞれのシープ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。40

#### 【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プ43を介して補助トロリ38の巻上ロープ調整シープ39に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シープ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50

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プ43'を介して補助トロリ38の巻上ロープ調整シープ39'に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シープ44'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36からは2本の開閉ロープ45, 45'が繰り出されており、開閉ロープ45は図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シープ46を介して補助トロリ38の開閉ロープ調整シープ40に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シープ47に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット8の下部移動シープ23と上部固定シープ24(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45'は、図示しないガーダの適宜位置に設けられた固定シープ46'を介して補助トロリ38の開閉ロープ調整シープ40'に巻き掛けられ、さらにトロリ7上の吊下シープ47'に導かれた後、下方に導かれてグラブバケット8の下部移動シープ23と上部固定シープ24(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37からは、海側横行ロープ48, 48'と陸側横行ロープ49, 49'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48は、図示しないブームの海側(図11中左側)端部に設けたシープ50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48'は、図示しないブームの海側端部に設けたシープ50'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49は、図示しないガーダの陸側(図11中右側)端部に設けたシープ51を介して補助トロリ38の横行ロープ調整シープ41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49'は、図示しないガーダの陸側端部に設けたシープ51'を介して補助トロリ38の横行ロープ調整シープ41'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。

20

#### 【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35、横行ドラム37を停止した状態において、開閉ドラム36により開閉ロープ45, 45'を同時に繰り出すと、グラブバケット8の下部移動シープ23と上部固定シープ24(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36により開閉ロープ45, 45'を同時に巻き込むと、下部移動シープ23と上部固定シープ24(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37を停止した状態において、巻上ドラム35により巻上ロープ42, 42'を繰り出す操作と、開閉ドラム36により開閉ロープ45, 45'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35により巻上ロープ42, 42'を巻き込む操作と、開閉ドラム36により開閉ロープ45, 45'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35により巻上ロープ42, 42'を繰り出す操作と、開閉ドラム36により開閉ロープ45, 45'を繰り出す操作と、横行ドラム37により海側横行ロープ48, 48'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37においては、海側横行ロープ48, 48'が巻き込まれると同時に、陸側横行ロープ49, 49'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38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42, 42'、開閉ロープ45, 45'、海側横行ロープ48, 48'、陸側横行ロープ49, 49'の張力が調整され、弛みが防止される。

50

#### 【0075】

巻上ドラム35により巻上ロープ42, 42'を巻き込む操作と、開閉ドラム36により開閉ロープ45, 45'を巻き込む操作と、横行ドラム37により海側横行ロープ48, 48'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37においては、海側横行ロープ48, 48'が繰り出されると同時に、陸側横行ロープ49, 49'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38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42, 42'、開閉ロープ45, 45'、海側横行ロープ48, 48'、陸側横行ロープ49, 49'の張力が調整され、弛みが防止される。

#### 【0076】

尚、図10、図11においては、説明の都合上、補助トロリ38の巻上ロープ調整シープ39, 39'、開閉ロープ調整シープ40, 40'、横行ロープ調整シープ41, 41'、図示しないガーダの固定シープ43, 43'、固定シープ46, 46'、トロリ7の吊下シープ44, 44'、吊下シープ47, 47'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38の巻上ロープ調整シープ39, 39'と開閉ロープ調整シープ40, 40'と横行ロープ調整シープ41, 41'、図示しないガーダの固定シープ43, 43'と固定シープ46, 46'、トロリ7の吊下シープ44, 44'と吊下シープ47, 47'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。

#### 【0077】

そして、本第二実施例においては、シープ荷重検出器25を用いて検出した巻上ロープ42, 42'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。

#### 【0078】

本第二実施例の場合、シープ荷重検出器25は、巻上ロープ42, 42'の巻き掛けられた固定シープ43, 43'に取り付けたロードセル等の荷重センサであり、図10に示す如く、固定シープ43, 43'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に入力するようになっている。

#### 【0079】

また、本第二実施例の場合、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42, 42'、開閉ロープ45, 45'および海側横行ロープ48, 48'、陸側横行ロープ49, 49')を駆動するワインチドラム(巻上ドラム35、開閉ドラム36および横行ドラム37)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に入力するようになっている。

#### 【0080】

制御装置27は、上記第一実施例と同様、図4に示す如く、振れ角算出部28と吊り荷現状位置計算部29を備えており、シープ荷重検出器25から入力される荷重信号25aに基づいてグラブバケット8の振れ角 $\theta$ を推定し、推定した振れ角 $\theta$ と、吊り荷現状位置検出器26から入力される回転数信号26a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30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27aとして前記ワ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27aに基づいてモータ31を介し前記ワインチドラムの横行動作を制御する。

#### 【0081】

本第二実施例においては、制御装置27の振れ角算出部28は、シープ荷重検出器25から入力される荷重信号25aをもとに、吊り荷8の振れ角の推定を以下のようにして行う。図11に示す如く、巻上ロープ42, 42'を巻き掛けられた固定シープ43, 43'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の振れ角に応じて変化するので、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

10

20

30

40

50

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 を吊り下げる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 の動作を行うワインチドラム（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プ（固定シープ 43, 43'）に各々シープ荷重検出器 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  $\tau$  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ワ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ワ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プ 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プ 64 に巻き掛けられて下方の吊り荷 57 へ向かう。50

## 【0090】

吊り荷57は、本第三実施例の場合、シープ部57aを備えたフックである。シープ部57aにはフック吊下ロープ65が巻き掛けられており、該フック吊下ロープ65の両端は、2つのフック吊下シープ66, 66'の中心軸に取り付けられ、前記2つのフック吊下シープ66, 66'により、フック吊下ロープ65を介して吊り荷であるフック57が吊下げ保持されるようになっている。

## 【0091】

巻上シープ64を経由して下方の吊り荷57へ向かった前記巻上ロープ60は、一方のフック吊下シープ66に巻き掛けられた後、折り返して上方へ向かい、ジブ54の先端部に設置された巻上シープ67に導かれた後、ガイサポートフレーム59の頂部に設置された巻上シープ68に巻き掛けられて下方へ向かい、巻上ドラム58に巻き取られる。10

## 【0092】

一方、ジブクレーンの他側（図12、図13における手前側）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プ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プ64'に巻き掛けられて下方のフック57へ向かう。巻上ロープ60'は、フック57を吊下げ保持する他方のフック吊下シープ66'に巻き掛けられた後、折り返して上方へ向かい、ジブ54の先端部に設置された巻上シープ67'に導かれた後、ガイサポートフレーム59の頂部に設置された巻上シープ68'に巻き掛けられて下方へ向かい、巻上ドラム58に巻き取られる。20

## 【0093】

さらに、ガイサポートフレーム59の頂部とジブ54の先端の間の所定位置には、補助動滑車69, 69'が配置されている。補助動滑車69, 69'は、牽引ロープ70によってジブ54の先端側と接続されている。

## 【0094】

そして、起伏ドラム56から繰り出された起伏ロープ61が、ガイサポートフレーム59の頂部に設置された起伏シープ71に巻き掛けられた後、ジブ54の先端側へ向かい、補助動滑車69, 69'に順次巻き掛けられる。補助動滑車69, 69'に巻き掛けられた起伏ロープ61は、折り返してガイサポートフレーム59の頂部に設置された起伏シープ71'に巻き掛けられ、起伏ドラム56'に巻き取られる。ここで、起伏ロープ61の起伏ドラム56, 56'への巻方向は、巻上ロープ60, 60'の起伏ドラム56, 56'への巻方向と逆になっている。30

## 【0095】

図12、図13に示したジブクレーンにおいて、起伏ドラム56, 56'を停止した状態で、巻上ドラム58から巻上ロープ60, 60'を繰り出す操作を行うと、フック57は下降する。逆に、起伏ドラム56, 56'を停止した状態で、巻上ドラム58に巻上ロープ60, 60'を巻き込む操作を行うと、フック57は上昇する。

## 【0096】

巻上ドラム58を停止した状態で、起伏ドラム56, 56'に起伏ロープ61を巻き込む動作を行うと、起伏ロープ61の巻き掛けられた補助動滑車69, 69'がガイサポートフレーム59の頂部側へ引き寄せられ、補助動滑車69, 69'と接続された牽引ロープ70から張力を受けてジブ54の先端部が起立する。逆に、巻上ドラム58を停止した状態で、起伏ドラム56, 56'から起伏ロープ61を繰り出す動作を行うと、起伏ロープ61の巻き掛けられた補助動滑車69, 69'がガイサポートフレーム59の頂部側からジブ54の先端側へ離れる方向に移動し、ジブ54は牽引ロープ70の張力に支えられながら倒れる方向に動作する。40

## 【0097】

尚、上記したように、起伏ロープ61の起伏ドラム56, 56'への巻方向は、巻上ロープ60, 60'の起伏ドラム56, 56'への巻方向と逆になっている。このため、起伏ロープ61が起伏ドラム56, 56'へ巻き込まれるときには、同時に巻上ロープ60,50

60'が起伏ドラム56, 56'から繰り出され、起伏ロープ61が起伏ドラム56, 56'から繰り出されるときには、同時に巻上ロープ60, 60'が起伏ドラム56, 56'へ巻き込まれる。これにより、ジブ54の起伏に従って巻上ロープ60, 60'の長さも変動するので、フック57の高さをあまりえることなくジブ54の起伏動作を行うことができる。

#### 【0098】

尚、説明の都合上、巻上ロープ60, 60'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61を起伏ドラム56に巻き取られるロープと起伏ドラム56'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60、起伏ロープ61、巻上ロープ60'を繋がった一本のロープとして構成しても良い。10

#### 【0099】

シープについても、ロープの経路上の所要箇所に、必要に応じて上記各シープ（巻上シープ63, 63', 64, 64', 67, 67', 68, 68'、起伏シープ71, 71'）や補助動滑車69, 69'とは別のシープや動滑車を設け、該シープ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。

#### 【0100】

そして、本第三実施例においては、シープ荷重検出器25を用いて検出した巻上ロープ60, 60'の張力から算出した値に基づいて吊り荷（フック）57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57の現状位置を検出し、且つ旋回角検出装置72によって旋回体53の旋回角を検出するようにしてある。20

#### 【0101】

本第三実施例の場合、シープ荷重検出器25は、ジブ54の先端部に備えた巻上シープ64, 64'及び巻上シープ67, 67'に取り付けられたロードセル等の荷重センサであり、図14、図15に示す如く、前記4つのシープにおいて検出された荷重を荷重信号25aとして制御装置73の振れ角算出部74に入力するようになっている。

#### 【0102】

吊り荷現状位置検出器26は、ジブ54を起伏させ、フック57を巻上させるためのロープ（巻上ロープ60, 60'及び起伏ロープ61）を駆動するワインチドラム（起伏ドラム56, 56'及び巻上ドラム58）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73の吊り荷現状位置計算部75に入力するようになっている。30

#### 【0103】

旋回角検出装置72は、旋回体53のタワー52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53のタワー52に対する旋回角を旋回角信号72aとして制御装置73の旋回角計算部76に入力するようになっている。

#### 【0104】

そして、運転室62に設けられたコントローラ77をオペレータが操作することにより、その操作信号77aが旋回体53への旋回速度指令やジブ54への起伏速度指令として制御装置73に入力されるようになっている。40

#### 【0105】

制御装置73は、シープ荷重検出器25から入力される荷重信号25aに基づいて吊り荷（フック）57のジブ起伏方向（ジブ54から見た前後方向）の振れ角 およびジブ旋回方向（ジブ54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26から入力される回転数信号26aから算出される吊り荷57の吊下ロープ長lやジブ54の起伏角 、 旋回角検出装置72から入力される旋回角信号72aから算出されるジブ54の旋回角 、 及びコントローラ77からの起伏速度操作指令D $V_{rev}$ 、 旋回速度操作指令R $V_{rev}$ 等に基づき、吊り荷57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57のジブ旋回方向の振れ止めフィードバック

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 として前記ワ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 を介して前記ワ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 と一緒に旋回させながら、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  $\theta$  、ジブ 54 の起伏速度  $DV_f$  、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）1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。  
20

#### 【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  $\phi$  とジブ 54 の旋回速度  $RV_f$  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  $\alpha$  及びジブ旋回方向の振れ角  $\beta$  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  $\alpha$  およびジブ旋回方向の振れ角  $\beta$  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  $\alpha$  、  $\beta$  は以下の式  
30

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

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

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  $\theta$  とジブ起伏速度  $DV_f$  と吊下ロープ長検出値 1、および上記旋回角計算部 76 で算出したジブ旋回角  $\phi$  とジブ旋回速度  $RV_f$  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。  
40

#### 【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。

- 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、 $\zeta$  : ジブ起伏角 [ rad ]、 $\psi$  : ジブ起伏方向 ( x 軸方向 ) の吊り荷振れ角 [ rad ]、 $\phi$  : ジブ旋回角 [ rad ]、 $\dot{\psi}$  : ジブ旋回方向 ( y 軸方向 ) の吊り荷振れ角 [ rad ]、 $\dot{\phi}$  : 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 ) 变位 [ m ]、 $y_r$  : タワー最上部の起伏方向と直角方向 ( y 軸方向 ) 变位 [ 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】

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_{td} \begin{pmatrix} v, \dot{v}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \phi, \dot{\phi}, l, \dot{l}, \ddot{l} \end{pmatrix} x + B_{td} \begin{pmatrix} v, \dot{v}, \theta, \dot{\theta}, \zeta, \dot{\zeta}, \phi, \dot{\phi}, l, \dot{l}, \ddot{l} \end{pmatrix} [DV_{ref} \quad RV_{ref}] + w(t) \\ y &= \begin{bmatrix} x_r & y_r & v & \theta & \zeta & \psi \end{bmatrix}^T + v(t) = C_{td} x + v(t) \\ \left( \because x = \begin{bmatrix} x_r & y_r & v & \theta & \zeta & \psi & \dot{x}_r & \dot{y}_r & \dot{v} & \dot{\theta} & \dot{\zeta} & \dot{\psi} \end{bmatrix}^T \right) \end{aligned}$$

## 【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 ( 卷上ロープ 6 0 , 6 0 ') により吊り荷 ( フック ) 5 7 を吊り下げる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 の動作を行うワインチドラム ( 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 ( 卷上シーブ 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  $\zeta_T$  およびジブ旋回方向の振れ角  $\psi_T$  ) を算出し、該推定振れ角  $\zeta_T$  、 $\psi_T$  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。

10

20

30

40

50

## 【0118】

また、上記本第三実施例においては、旋回体53と、該旋回体53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54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83に対してカルマンフィルタ82を設計しているので、単純な数式モデル83で精度の高い振れ角予測値を得ることができる。

## 【0119】

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。

## 【0120】

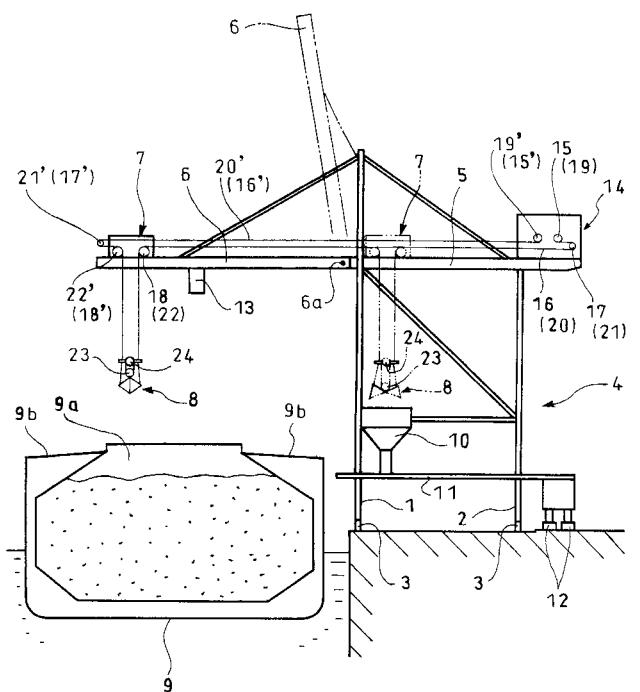
尚、本発明のクレーンの振れ角検出方法及び装置は、上述の実施例にのみ限定されるものではなく、本発明の要旨を逸脱しない範囲内において種々変更を加え得ることは勿論である。

## 【符号の説明】

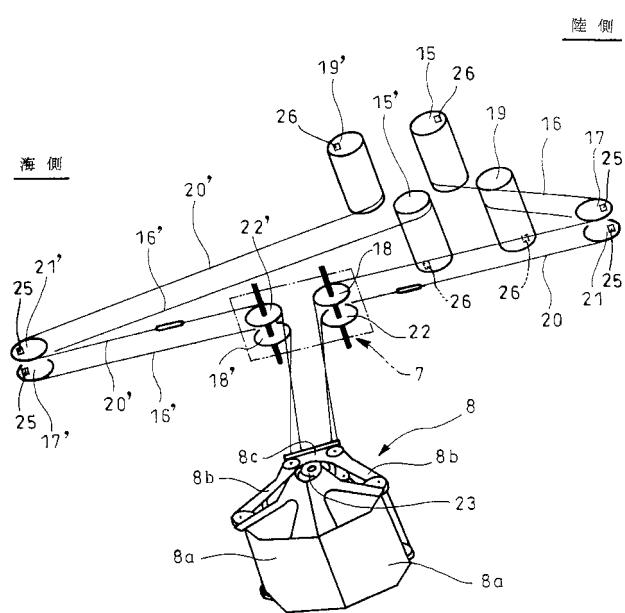
## 【0121】

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'	ワインチドラム(巻上ドラム)	20
16, 16'	ロープ(巻上ロープ)	
17, 17'	シープ(巻上シープ)	
19, 19'	ワインチドラム(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	ワインチドラム(巻上ドラム)	30
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'	ワインチドラム(起伏ドラム)	
57	吊り荷(フック)	
58	ワインチドラム(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	40
82	カルマンフィルタ	
83	クレーンモデル(数式モデル)	

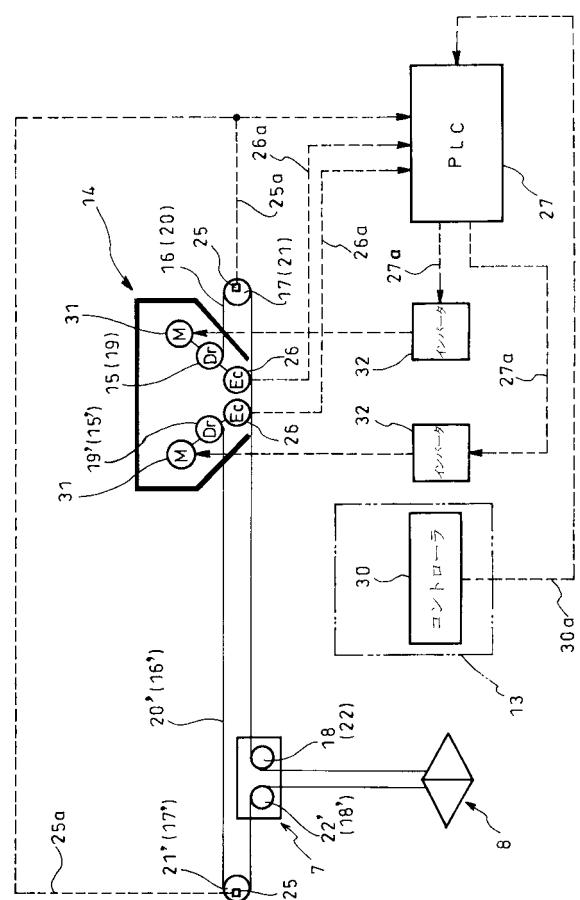
【図1】



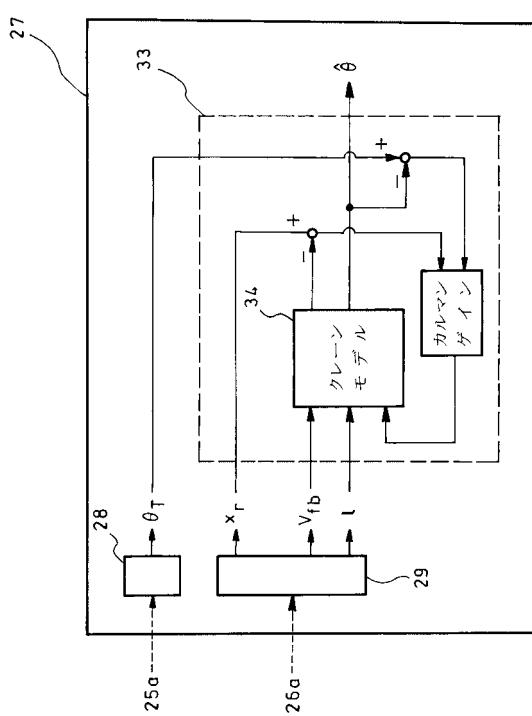
【 図 2 】



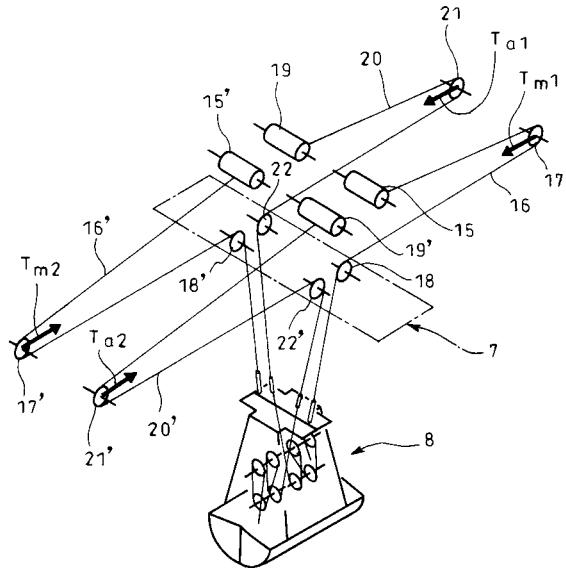
【 図 3 】



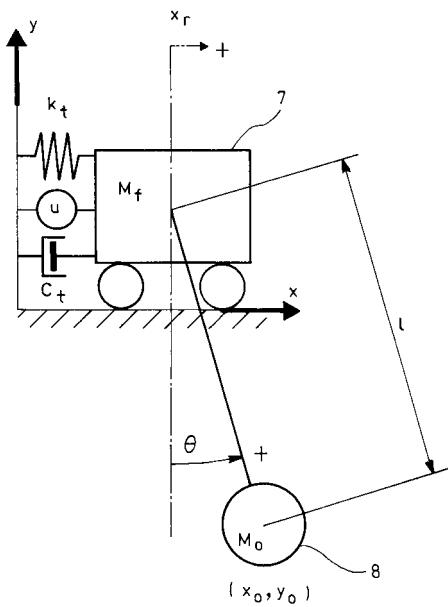
【 図 4 】



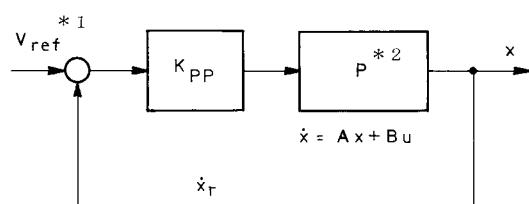
【図5】



【図6】

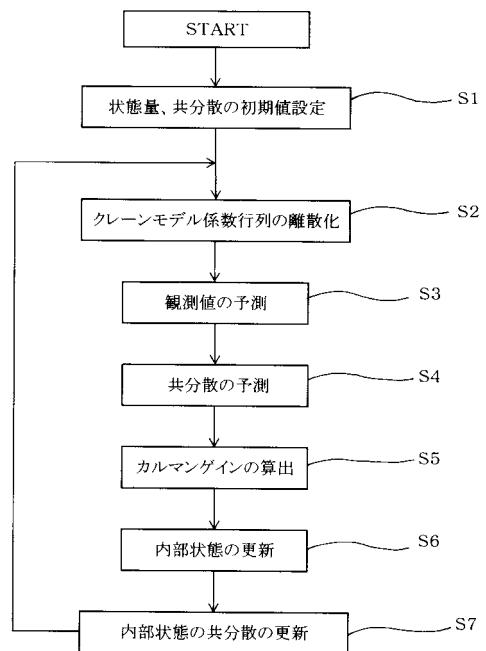


【図7】

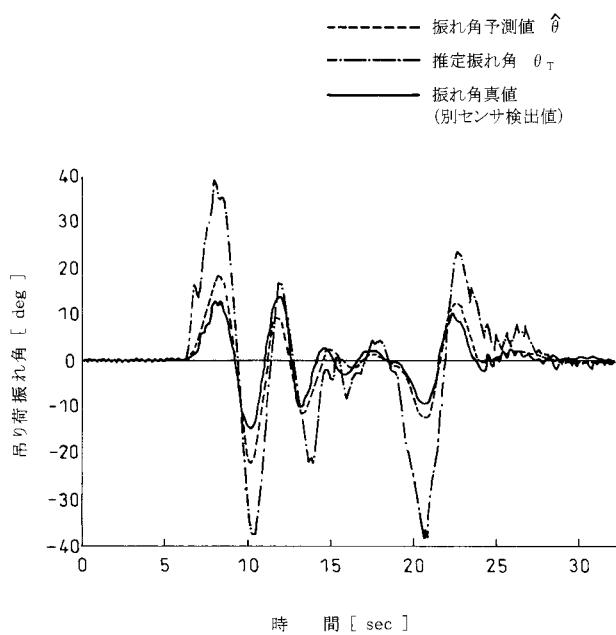


\*1  $V_{ref}$  : 横行操作速度指令  
\*2  $P$  : トロリ式クレーンの力入力モデル

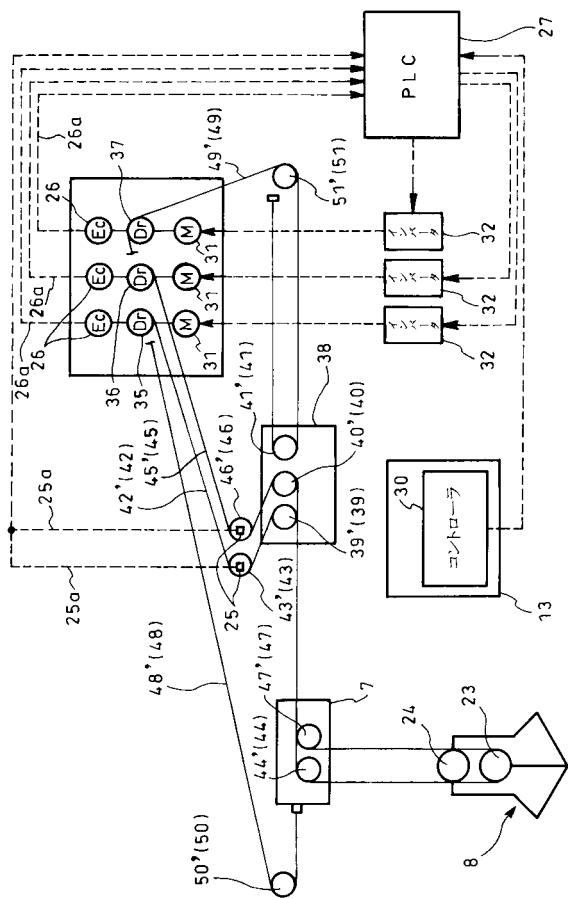
【図8】



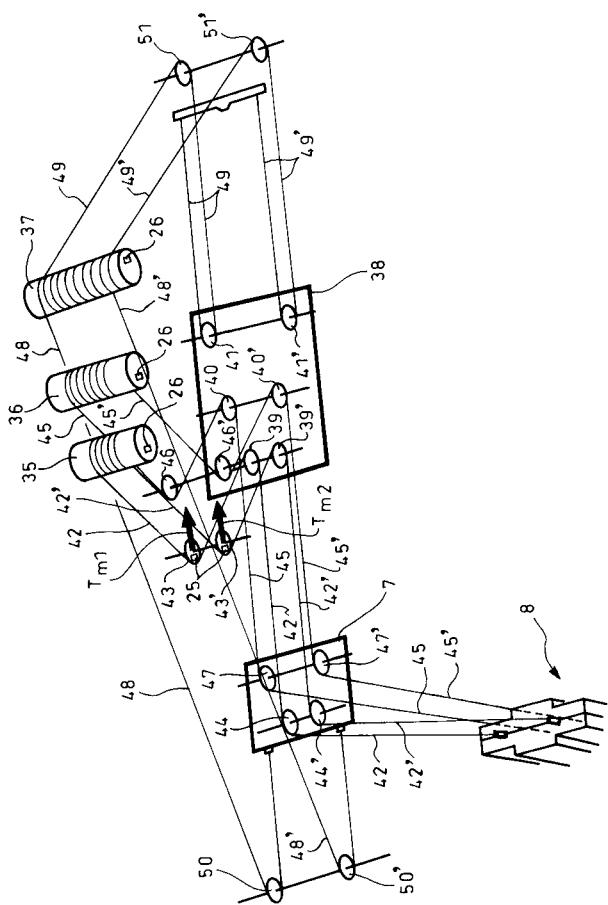
【図 9】



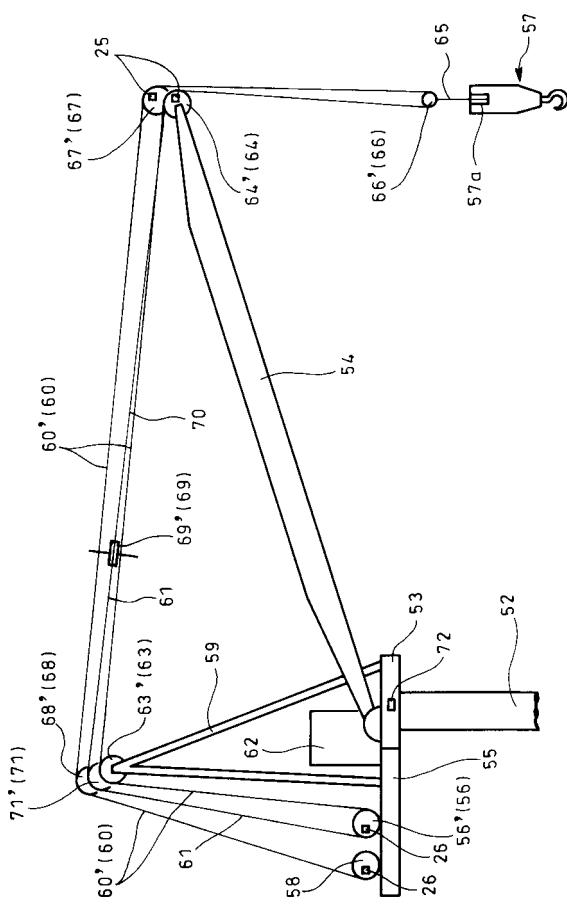
【図 10】



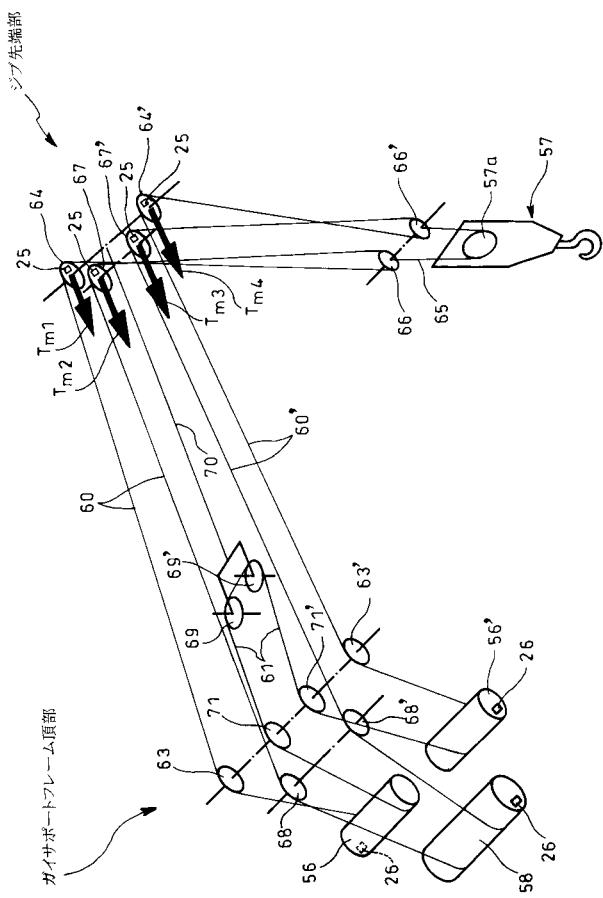
【図 11】



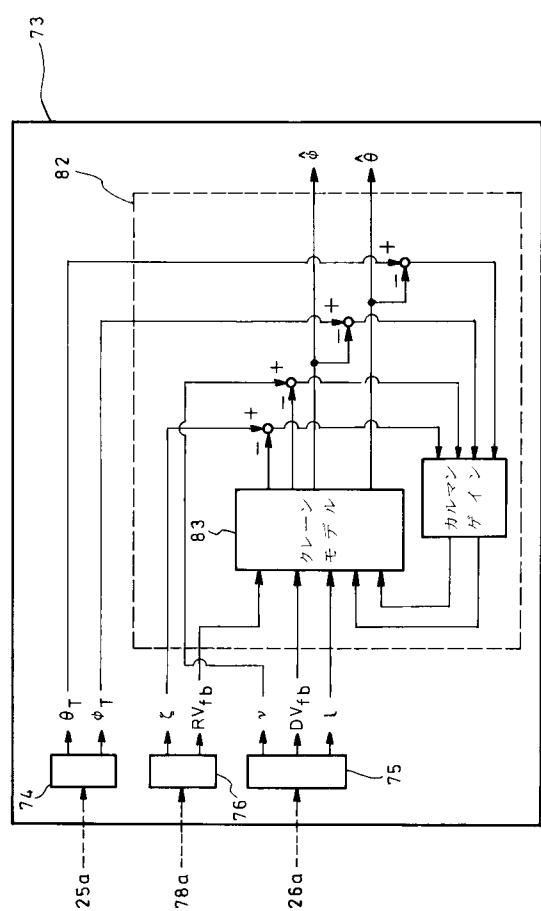
【図 12】



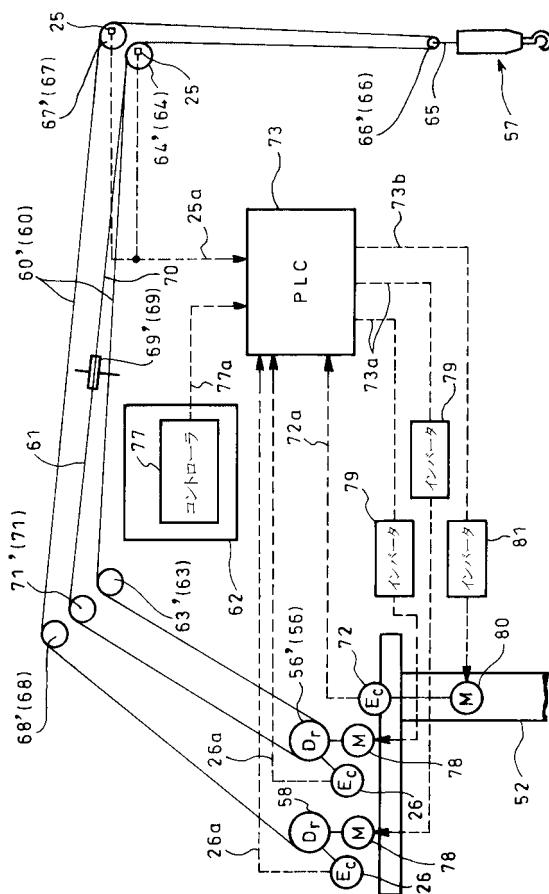
【 図 1 3 】



【 図 1 5 】



【 図 1 4 】



【 図 1 6 】

