

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2021年10月21日(21.10.2021)



(10) 国際公開番号

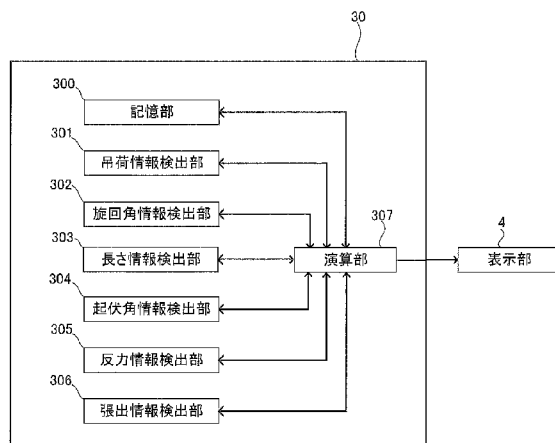
WO 2021/210554 A1

(51) 国際特許分類:
B66C 23/36 (2006.01) B66C 23/88 (2006.01)
(21) 国際出願番号: PCT/JP2021/015241
(22) 国際出願日: 2021年4月13日(13.04.2021)
(25) 国際出願の言語: 日本語
(26) 国際公開の言語: 日本語
(30) 優先権データ:
特願 2020-072544 2020年4月14日(14.04.2020) JP
(71) 出願人: 株式会社タダノ (TADANO LTD.)
[JP/JP]; 〒7610185 香川県高松市新田町甲
3 4 番地 Kagawa (JP).

(72) 発明者: 山下 洋正 (YAMASHITA, Hiromasa);
〒7610185 香川県高松市新田町甲 3 4 番地
株式会社タダノ内 Kagawa (JP).
(74) 代理人: 特許業務法人鷺田国際特許事務所
(WASHIDA & ASSOCIATES); 〒1600023 東京
都新宿区西新宿 1 - 2 3 - 7 新宿ファース
トウェスト 8 階 Tokyo (JP).
(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ,
BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH,
CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, IT, JO, KE, KG, KH,
KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,
MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,

(54) Title: TRUCK-MOUNTED CRANE, AND METHOD FOR CALCULATING TURNING ANGLE LIMIT OF BOOM

(54) 発明の名称: 積載形トラッククレーン及びブームの限界旋回角算出方法



4 Display unit
300 Storage unit
301 Hoisted load information detection unit
302 Turning angle information detection unit
303 Length information detection unit
304 Derricking angle information detection unit
305 Reaction force information detection unit
306 Overhang information detection unit
307 Calculation unit

(57) Abstract: This truck-mounted crane comprises: an outrigger device which is mounted on a vehicle and includes a right-side outrigger and a left-side outrigger that are extendable/retractable in the vehicle width direction of the vehicle; a boom which is mounted on the vehicle so as to be capable of turning; and a turning angle calculation device which, in a state in which the boom has turned from a reference position, obtains a turning angle limit of the boom on the basis of the jack reaction force of an anti-overturning-side outrigger, the anti-overturning-side outrigger being whichever of the right-side outrigger and the left-side outrigger is opposite the boom in the vehicle width direction.

(57) 要約: 積載側クレーンは、車両に搭載され、車両の車幅方向に伸縮可能な右側アウトリガ及び左側アウトリガを含むアウトリガ装置と、車両に旋回可能に搭載されたブームと、ブームが基準位置から旋回した状態において、右側アウトリガ及び左側アウトリガのうち、車幅方向においてブームと反対側に配置されたアウトリガである反転側アウトリガのジャッキ反力に基づいて、ブームの限界旋回角を求める旋回角算出装置と、を備える。

[続葉有]

QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG,
US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

(84) 指定国(表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第21条(3))

明 細 書

発明の名称：

積載形トラッククレーン及びブームの限界旋回角算出方法

技術分野

[0001] 本発明は、積載形トラッククレーン及びブームの限界旋回角算出方法に関する。

背景技術

[0002] 従来から、荷台を有する車両にクレーン装置が搭載された積載形トラッククレーンが知られている（特許文献1参照）。このような積載形トラッククレーンの場合、ブーム長さ、旋回角、起伏角、吊荷荷重、及び積み荷の荷重などに応じて、車両が転倒せずにクレーンを旋回できる限界旋回角が異なる。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2010-126300号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上述のような積載形トラッククレーンにおいて、安全性向上の観点から、使用状態に応じた限界旋回角を求めることが望まれている。

[0005] 本発明の目的は、安全性を向上できる積載形トラッククレーン及びブームの限界旋回角算出方法を提供することである。

課題を解決するための手段

[0006] 本発明に係る積載形トラッククレーンは、
車両に搭載され、車両の車幅方向に伸縮可能な右側アウトリガ及び左側アウトリガを含むアウトリガ装置と、
車両に旋回可能に搭載されたブームと、

ブームが基準位置から旋回した状態において、右側アウトリガ及び左側アウトリガのうち、車幅方向においてブームと反対側に配置されたアウトリガである反転倒側アウトリガのジャッキ反力に基づいて、ブームの限界旋回角を求める旋回角算出装置と、

を備える。

[0007] 本発明に係るブームの限界旋回角算出方法は、

車両に搭載され、車幅方向に伸縮可能な右側アウトリガ及び左側アウトリガを含むアウトリガ装置と、車両に旋回可能に搭載されたブームと、を備える積載形トラッククレーンの演算部で実行されるブームの限界旋回角算出方法であって、

ブームが基準位置から旋回した状態において、右側アウトリガ及び左側アウトリガのうち、車幅方向においてブームと反対側に配置されたアウトリガである反転倒側アウトリガのジャッキ反力を求めるステップと、

ジャッキ反力に基づいてブームの限界旋回角を求めるステップと、を含む。

発明の効果

[0008] 本発明によれば、安全性を向上できる積載形トラッククレーン及びブームの限界旋回角算出方法を提供できる。

図面の簡単な説明

[0009] [図1]図1は、実施形態1に係る積載形トラッククレーンの側面図である。

[図2]図2は、積載形トラッククレーンの平面図である。

[図3]図3は、積載形トラッククレーンの旋回角算出装置のブロック図である。

[図4]図4は、限界旋回角算出方法を説明するためのフローチャートである。

[図5]図5は、積載形トラッククレーンの平面模式図である。

[図6]図6は、クレーン装置の模式図である。

[図7]図7は、実施形態2に係る限界旋回角算出方法を説明するためのフローチャートである。

[図8]図8は、反力－荷重関係の一例を示す線図である。

発明を実施するための形態

[0010] 以下、本発明のいくつかの実施形態について、図面を用いて詳細に説明する。

[0011] [実施形態1]

図1～図6を参照して、実施形態1について説明する。

[0012] [積載形トラッククレーンについて]

まず、図1及び図2を参照して、積載形トラッククレーンCの構造について簡単に説明する。図1は、実施形態1に係る積載形トラッククレーンCの側面図である。図2は、積載形トラッククレーンCの平面図である。

[0013] 積載形トラッククレーンCは、車両10及びクレーン装置20を備える。以下の説明では、説明の便宜のために、直交座標系(X, Y, Z)を使用する。各図に示される直交座標系(X, Y, Z)は、共通の直交座標系である。

[0014] 又、特に断ることなく前後方向、左右方向、及び上下方向と言った場合には、車両10における各方向を意味する。前後方向は、直交座標系(X, Y, Z)におけるX方向に一致する。左右方向は、直交座標系(X, Y, Z)におけるY方向に一致する。上下方向は、直交座標系(X, Y, Z)におけるZ方向に一致する。

[0015] [車両]

車両10は、汎用トラックであって、走行機能を有する。このような車両10は、一例として、フレーム100、運転室101、荷台102、一对の前側車輪103、及び一对の後側車輪104を有する。

[0016] フレーム100は、車両の前後方向に延在する。運転室101は、フレーム100の前端部の上側に固定されている。荷台102は、上方が開口した箱状部材であり、フレーム100の後側半部の上側に固定されている。一对の前側車輪103は、フレーム100における運転室101の下側に回転可能に支持されている。一对の後側車輪104は、フレーム100における荷

台 1 0 2 の下側に回転可能に支持されている。

[0017] [クレーン装置]

クレーン装置 2 0 は、フレーム 1 0 0 における運転室 1 0 1 と荷台 1 0 2 との間に固定されている。このようなクレーン装置 2 0 は、一例として、アウトリガ 2 0 0、固定部 2 0 1、旋回台 2 0 2、ブーム 2 0 3、ウインチ 2 0 4、ワイヤ 2 0 5、及びフック 2 0 6 を有する。

[0018] アウトリガ 2 0 0 は、積載形トラッククレーン C の転倒を防止するものであり、フレーム 1 0 0 の右側に設けられた右側アウトリガ 2 0 0 R 及び左側に設けられた左側アウトリガ 2 0 0 L を有する。

[0019] 右側アウトリガ 2 0 0 R 及び左側アウトリガ 2 0 0 L はそれぞれ、左右方向に伸縮可能な横アウトリガ 2 0 0 a、及び、上下方向に伸縮可能な縦アウトリガ 2 0 0 b を有する。

[0020] 横アウトリガ 2 0 0 a は、油圧アクチュエータとしての横ジャッキ 2 0 0 c を有する。横アウトリガ 2 0 0 a は、横ジャッキ 2 0 0 c により、左右方向に伸縮する。

[0021] 縦アウトリガ 2 0 0 b は、油圧アクチュエータとしての縦ジャッキ 2 0 0 d を有する。縦アウトリガ 2 0 0 b は、縦ジャッキ 2 0 0 d により上下方向に伸縮する。縦アウトリガ 2 0 0 b は、縦ジャッキ 2 0 0 d により上下方向に伸長することで接地する。

[0022] 縦アウトリガ 2 0 0 b は、縦アウトリガ 2 0 0 b が接地されたこと、及び、縦ジャッキ 2 0 0 d におけるジャッキ反力を検出する反力情報検出部 3 0 5（図 3 参照）を有する。縦アウトリガ 2 0 0 b が接地した状態（アウトリガの使用状態ともいう。）において、一对の前側車輪 1 0 3 は、地面から離れる。

[0023] 旋回台 2 0 2 は、ブーム 2 0 3 を、車両 1 0 に対して旋回可能に支持している。このような旋回台 2 0 2 は、ベアリング（不図示）を有する。旋回台 2 0 2 の旋回中心 O。（図 5 参照）は、ベアリングの中心軸上に存在している。

[0024] ブーム203は、基端ブーム203a、複数の中間ブーム203b、203c、及び先端ブーム203dが入れ子式に組み合わされて構成されている。このようなブーム203は、油圧アクチュエータとしての伸縮シリンダ210により伸縮する。

[0025] 基端ブーム203aの基端部は、旋回台202の支持軸に回転自在に取り付けられている。旋回台202と基端ブーム203aの基端部近傍との間には、油圧アクチュエータとしての起伏シリンダ211が架け渡されている。起伏シリンダ211を伸縮することにより、ブーム203が起伏する。

[0026] ウインチ204は、旋回台202に支持されている。具体的には、ウインチ204は、旋回台202の先端部に支持されている。

[0027] ワイヤ205の基端は、ウインチ204に巻き回されている。ワイヤ205の先端には、フック206が固定されている。ワイヤ205の中間部は、先端ブーム203dの先端に回転自在に設けられたシーブ（不図示）に掛けられている。ウインチ204を回転させることにより、ワイヤ205及びフック206が巻上げ又は巻下げられる。

[0028] 以上のような積載形トラッククレーンCは、積載形トラッククレーンCの使用状況に応じて、ブーム203が転倒せずに旋回できる旋回角（以下、「限界旋回角」という。）を求めるための旋回角算出装置30を備える。以下、図3及び図5を参照して、旋回角算出装置30の構成について説明する。

[0029] [旋回角算出装置]

図3は、旋回角算出装置30の構成を示すブロック図である。旋回角算出装置30は、一例として、記憶部300、吊荷情報検出部301、旋回角情報検出部302、長さ情報検出部303、起伏角情報検出部304、反力情報検出部305、張出情報検出部306、及び演算部307を有する。

[0030] 旋回角算出装置30は、例えば、積載形トラッククレーンCの過負荷防止装置が有する機能により実現される。旋回角算出装置30は、例えば、積載形トラッククレーンCにおける物理量を検出する検出器（例えば、センサ）と、クレーン装置20に搭載された演算器（例えば、電子制御ユニット）に

より実現される。以下、旋回角算出装置30が備える各機能ブロックについて説明する。

[0031] [記憶部]

記憶部300は、積載形トラッククレーンCに搭載されたメモリなどにより構成される。記憶部300は、ブーム203の作業半径 R_{adi} 毎の強度定格荷重 W_{str} を強度定格荷重データ群として記憶する。

[0032] 記憶部300は、積載形トラッククレーンCに関する情報（以下、「クレーン情報」という。）を記憶する。クレーン情報には、積載形トラッククレーンCの寸法に関する情報が含まれる。寸法に関する情報には、例えば、クレーン装置20の旋回中心 O_c と一対の後側車輪104との前後方向における距離 X_d が、含まれる。尚、距離 X_d は、例えば、架装時に記憶部300に記憶される。

[0033] クレーン情報には、積載形トラッククレーンCを構成する部材の重量及び重心に関する情報が含まれる。

[0034] 記憶部300は、図5に二点鎖線で示す一対の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} を記憶する。一対の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、演算部307により求められる。右側の転倒ライン L_{a1} は、右側アウトリガ200Rの接地位置 G_R と、後輪ライン L_c の車幅方向における中心位置 O_b とを結んだ水平線で定義される。

[0035] 後輪ライン L_c は、積載形トラッククレーンCを車両上方（つまり、Z方向＋側）から見た場合に、一対の後側車輪104の中心同士を通り、かつ、車幅方向に平行な直線である。後輪ライン L_c は、車幅方向において、一対の後側車輪104同士の間が存在する。尚、図2及び図5に示す状態において、一対の後側車輪104は接地している。一方、図2及び図5に示す状態において、一対の前側車輪103は、設置していない。

[0036] 左側の転倒ライン L_{b1} は、左側アウトリガ200Lの接地位置 G_L と、後輪ライン L_c の車幅方向における中心位置 O_b とを結んだ水平線で定義される。

[0037] 尚、一対の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、上述の場合に限定されない。一対の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} はそれぞれ、接地位置 G_R 及び接地位置 G_L と、後輪ラ

イン L_c 上の任意の点とを結んだ線であればよい。

[0038] 尚、積載形トラッククレーンが、前側アウトリガである右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200L以外に、車両後方に後側アウトリガ（右後側アウトリガ及び左後側アウトリガ）を備える場合には、転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、以下のように定義される。右側の転倒ライン L_{a1} は、右側アウトリガ200Rの接地位置 G_R と、後側アウトリガの右側アウトリガの接地位置とを結んだ水平線で定義される。一方、左側の転倒ライン L_{b1} は、左側アウトリガ200Lの接地位置 G_L と、後側アウトリガの左側アウトリガの接地位置とを結んだ水平線で定義される。尚、一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、上述の場合に限定されない。一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は接地位置 G_R 及び接地位置 G_L と、一对の後側アウトリガのライン上の任意の点とを結んだ水平線であればよい。

[0039] 又、記憶部300は、積載形トラッククレーンCのチップング荷重 W_{tip} と、定格総荷重 W_{rate} との比である所定の安全率 N を記憶する。チップング荷重 W_{tip} は、積載形トラッククレーンCが転倒する限界の吊上荷重である。チップング荷重 W_{tip} 、定格総荷重 W_{rate} 、及び安全率 N の関係は、以下の式1-1で定義される。尚、安全率 N は、積載形トラッククレーンCの仕様によって決定される1以上の定数である。

[0040] [数1]

$$W_{tip} = N * W_{rate} \quad \dots(1-1)$$

[0041] [吊荷情報検出部]

吊荷情報検出部301は、フック206に吊り下げられた吊荷の重量（以下、「吊荷荷重」という。）を求めるための情報（以下、「吊荷情報」）を検出する。吊荷情報検出部301は、例えば、ブーム203の起伏シリンダ211に設けられる。吊荷情報検出部301は、吊荷情報を、演算部307に送り出す。

[0042] [旋回角情報検出部]

旋回角情報検出部302は、ブーム旋回角 θ を求めるための情報（以下、

「旋回角情報」という。)を検出する。ブーム旋回角 θ とは、基準位置 S_p (図5の実線 S_p が示す位置)に対してブーム203が旋回した角度を意味する。基準位置 S_p とは、ブーム203が前後方向に平行、かつ、ブーム203の先端が基端よりも前方に存在する状態 (図1に示す状態、換言すれば、ブーム203の先端が最も前方に位置する状態)をいう。

[0043] ブーム旋回角 θ は、積載形トラッククレーンCを上方 (つまり、Z方向+側) から見て、基準位置 S_p から時計回りの方向が正方向であり、時計回りの方向と反対方向が負方向である。このような旋回角情報検出部302は、例えば、旋回台202に設けられる。旋回角情報検出部302は、旋回角情報を、演算部307に送り出す。

[0044] [長さ情報検出部]

長さ情報検出部303は、ブーム長さ L_b を求めるための情報 (以下、「長さ情報」という。)を検出する。ブーム長さ L_b は、ブーム203の基端部と先端部との間の距離である。このような長さ情報検出部303は、例えば、ブーム203に設けられる。長さ情報検出部303は、検出値を、演算部307に送り出す。

[0045] [起伏角情報検出部]

起伏角情報検出部304は、ブーム起伏角 θ_b を求めるための情報 (以下、「起伏角情報」という。)を検出する。ブーム起伏角 θ_b とは、水平方向に対するブーム203の角度である。このような起伏角情報検出部304は、例えば、ブーム203の基端部に設けられる。起伏角情報検出部304は、検出値を、演算部307に送り出す。

[0046] [反力情報検出部]

反力情報検出部305は、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lそれぞれのジャッキ反力を求めるための情報 (以下、「反力情報」という。)を検出する。このような反力情報検出部305は、例えば、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lの縦ジャッキ200dに、それぞれ設けられる。反力情報検出部305は、検出値を、演算部307に送

る。積載形トラッククレーンが、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200L以外に、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、反力情報検出部305は、後側アウトリガの反力情報も検出する。そして、反力情報検出部305は、検出した後側アウトリガの反力情報を演算部307に送る。

[0047] [張出情報検出部]

張出情報検出部306は、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lそれぞれの、車幅方向における張出位置を求めるための情報（以下、「張出情報」という。）を検出する。このような張出情報検出部306は、例えば、固定部201に設けられる。張出情報検出部306は、検出値を、演算部307に送る。積載形トラッククレーンが、アウトリガ200以外に、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、張出情報検出部306は、後側アウトリガの張出情報も検出する。そして、張出情報検出部306は、検出した後側アウトリガの張出情報を演算部307に送る。

[0048] [演算部]

演算部307は、一例として、入力端子、出力端子、CPU、及びメモリなどで構成されたコンピュータである。以下の説明において、演算部307は、一体のハードウェアにより構成されている。ただし、演算部307は、複数のハードウェアにより構成されてもよい。

[0049] 演算部307は、ブーム長さ L_b と、ブーム起伏角 θ_b と、ブームの取付始点と旋回台202（図）の旋回中心 O_c との距離 L と、に基づいて、積載形トラッククレーンCの作業半径 R_{adi} を求める。作業半径 R_{adi} は、以下の式1-2で求められる。尚、演算部307は、作業半径 R_{adi} を求める場合、図6に二点鎖線で示されたブーム203のように、ブーム203のたわみを考慮すると好ましい。

[0050] [数2]

$$Radi = Lb * \cos\theta b - L \quad \dots (1-2)$$

[0051] 演算部307は、吊荷情報検出部301から受け取った吊荷情報に基づい

て吊荷荷重を求める。

[0052] 演算部307は、旋回角情報検出部302から受け取った旋回角情報に基づいて、ブーム203の旋回角（ブーム旋回角 θ ）を求める。演算部307は、ブーム旋回角 θ を記憶部300に送り出す。ブーム旋回角 θ は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。

[0053] 演算部307は、長さ情報検出部303から受け取った長さ情報に基づいて、ブーム203の長さ寸法（ブーム長さ L_b ）を求める。演算部307は、ブーム長さ L_b を記憶部300に送り出す。ブーム長さ L_b は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。

[0054] 演算部307は、起伏角情報検出部304から受け取った起伏角情報に基づいて、ブーム203の起伏角（ブーム起伏角 θ_b ）を求める。演算部307は、ブーム起伏角 θ_b を記憶部300に送り出す。ブーム起伏角 θ_b は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。

[0055] 演算部307は、反力情報検出部305から受け取った反力情報に基づいて、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lそれぞれのジャッキ反力を求める。積載形トラッククレーンが、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200L以外に、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、演算部307は、後側アウトリガそれぞれのジャッキ反力も求める。演算部307は、ジャッキ反力を記憶部300に送り出す。ジャッキ反力は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。

[0056] 演算部307は、張出情報検出部306から受け取った張出情報に基づいて、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lそれぞれの、車幅方向における張出位置を求める。張出位置とは、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lそれぞれの接地位置でもある。積載形トラッククレーンが、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200L以外に、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、演算部307は、後側アウトリガの張出位置も求める。演算部307は、張出位置を記憶部300に送り出す。張出位置は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。

- [0057] 演算部307は、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との前後方向における距離 X_1 、及び、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との前後方向の距離 X_4 を求める。演算部307は、距離 X_1 及び距離 X_4 を記憶部300に送り出す。距離 X_1 及び距離 X_4 は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。
- [0058] 演算部307は、張出情報に基づいて、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との車幅方向における距離 Y_1 、及び、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との車幅方向における距離 Y_4 を求める。演算部307は、距離 Y_1 及び距離 Y_4 を記憶部300に送り出す。距離 Y_1 及び距離 Y_4 は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。
- [0059] 演算部307は、積載形トラッククレーンCを構成する各部材の重心位置を求める。尚、演算部307は、ブーム203の重心位置を求める場合、図6に二点鎖線で示されるブーム203のように、ブーム203のたわみを考慮すると好ましい。尚、各部材の重心位置は、予め記憶部300に、クレーン情報として記憶されていてもよい。
- [0060] 演算部307は、作業半径 R_{adi} に対応する強度定格荷重 W_{str} を、記憶部300から取得する。
- [0061] 演算部307は、張出情報検出部306の検出値、及び、記憶部300から取得したクレーン情報に基づいて、図5に二点鎖線で示す一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} を求める。ここで、記憶部300から取得するクレーン情報は、クレーン装置20の旋回中心 O_c と、一对の後側車輪104との前後方向における距離 X_d である。演算部307は、求めた一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} を、記憶部300に送り出す。一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、クレーン情報として記憶部300に記憶される。
- [0062] 演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、反転倒側アウトリガを決定する。反転倒側アウトリガは、右側アウトリガ200R及び左側アウトリガ200Lのうち、積載形トラッククレーンCの車幅方向の中心軸を基準として、車幅方向においてブーム203と反対側に存在するアウトリガである。尚、車幅方向の中心軸とは、積載形トラッククレーンCの

車幅方向の中心を通り、かつ、前後方向に平行な軸を意味する。積載形トラッククレーンが、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、後側の反転倒側アウトリガは、車幅方向においてブーム203と反対側に存在するアウトリガである。

[0063] 具体的には、演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、ブーム203が車両右側に旋回していると判定した場合に、左側アウトリガ200Lを反転倒側アウトリガとする。一方、演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、ブーム203が車両左側に旋回している判定した場合に、右側アウトリガ200Rを反転倒側アウトリガとする。積載形トラッククレーンが、車両後方に後側アウトリガを備える場合には、前側のアウトリガと同様に後側の反転倒側アウトリガを定義する。

[0064] 演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、転倒基準ラインを決定する。転倒基準ラインは、車幅方向において、一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} のうち、ブーム203と同方向に存在する転倒ラインである。

[0065] 具体的には、演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、ブーム203が車両右側に旋回していると判定した場合に、右側の転倒ライン L_{a1} を転倒基準ラインとする。一方、演算部307は、旋回角情報検出部302の検出値に基づいて、ブーム203が車両左側に旋回していると判定した場合に、左側の転倒ライン L_{b1} を転倒基準ラインとする。

[0066] [限界旋回角算出方法]

次に、図3～図5を参照して、限界旋回角 γ の算出方法について説明する。尚、図4は、旋回角算出装置30が実行する限界角算出方法を説明するためのフローチャートである。図5は、積載形トラッククレーンCの平面図を模式的に示す図である。

[0067] 尚、旋回角算出装置30は、図4に示す制御フローを、所定の時間間隔で繰り返し実行する。すなわち、旋回角算出装置30は、積載形トラッククレーンCの状態が変化中、リアルタイムで限界旋回角 γ を算出する。図4に示す制御フローの演算は、演算部307により実行される。

[0068] まず、図4に示すステップS101において、旋回角算出装置30は、吊荷情報検出部301が検出した吊荷情報に基づいて、吊荷荷重 $Tload$ を求める。

[0069] 次に、図4に示すステップS102において、旋回角算出装置30は、積載形トラッククレーンCにおける上側部材群を構成する各部材の重心位置を求める。上側部材群は、旋回台202、起伏シリンダ211、及びブーム203を含む。尚、上側部材群は、旋回台202、起伏シリンダ211、又はブーム203に固定された部材を含んでもよい。

[0070] 次に、図4に示すステップS103において、旋回角算出装置30は、旋回角情報検出部302から受け取った旋回角情報に基づいて、その時点におけるブーム旋回角 θ を求める。

[0071] 次に、図4に示すステップS104において、旋回角算出装置30は、反力情報検出部305から受け取った反力情報に基づいて、右側アウトリガ200Rのジャッキ反力 $PF1$ 及び左側アウトリガ200Lのジャッキ反力 $PF4$ を求める。

[0072] 次に、図4に示すステップS105において、旋回角算出装置30は、上側部材群と吊荷Hとを合わせた重量（以下、「上部重量 $Uwei$ 」という。）を求める。上部重量 $Uwei$ は、次の式1-3により求められる。

[0073] 尚、以下の式1-3において、各パラメータは以下のように定義される。

$Tload$: 吊荷荷重 (ton)

Wbm : ブーム203の重量 (ton)

$Wecy$: 起伏シリンダ211の重量 (ton)

$Wsle$: 旋回台202の重量 (ton)

[0074] [数3]

$$Uwei = Tload + Wbm + Wecy + Wsle \quad \dots(1-3)$$

[0075] 次に、図4に示すステップS106において、旋回角算出装置30は、上側部材群と吊荷Hとを合わせた重心（以下、「上部重心 $Ugra$ 」という。）を求める。上部重心 $Ugra$ は、次の式1-4により求められる。

[0076] 尚、以下の式 1 - 4 において、各パラメータは以下のように定義される。

R a d i : 作業半径

R l b m : 旋回中心 O_c とブーム 203 の重心との水平距離

R l e c y : 旋回中心 O_c と起伏シリンダ 211 の重心との水平距離

R l s l e : 旋回中心 O_c と旋回台 202 の重心との水平距離

[0077] [数4]

$$U_{gra} = \frac{Tload * Radi + Wbm * Rlmb + Wecy * Rlec y + Wsle * Rlsle}{Uwei} \quad \dots(1-4)$$

[0078] 次に、図 4 に示すステップ S 107 において、旋回角算出装置 30 は、上部重量 Uwei によるジャッキ反力を演算により求める。以下、上部重量 Uwei によるジャッキ反力の算出方法について説明する。

[0079] まず、後述する式 1 - 5 乃至式 1 - 7 において、 θ (deg) は、ブーム 203 の旋回角であり、Ft は、上部重量 Uwei が旋回中心 O_c に作用するスラスト荷重 (ton) であり、Mx は、上部重量 Uwei による X 軸まわりのモーメント (ton・m) であり、My は、上部重量 Uwei による Y 軸まわりのモーメント (ton・m) である。

[0080] 上述の Ft、Mx、及び My は、以下の式 1 - 5 乃至式 1 - 7 で求められる。

[数5]

$$Ft = Uwei \quad \dots(1-5)$$

[0081] [数6]

$$Mx = -Uwei * Ugra * \sin \theta \quad \dots(1-6)$$

[0082] [数7]

$$My = -Uwei * Ugra * \cos \theta \quad \dots(1-7)$$

[0083] 又、上述の Ft、Mx、及び My による反力係数 S は以下の式 1 - 8 で定義される。尚、式 1 - 8 中の、X1 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との前後方向における距離であり、X4 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との前後方向

の距離である。又、式 1－8 中の、 Y_1 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との車幅方向における距離であり、 Y_4 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との車幅方向における距離である。

[0084] [数8]

$$S = Y_1 * (Xd - X_4) + Y_4 * (X_1 - Xd) \quad \dots(1-8)$$

[0085] 上記式 1－8 から、 $F(PF1)$ 、 $M_x(PF1)$ 、及び $M_y(PF1)$ は、以下の式 1－9 乃至式 1－11 で定義される。

[0086] [数9]

$$F(PF1) = -Xd * \frac{Y_4}{S} \quad \dots(1-9)$$

[0087] [数10]

$$M_x(PF1) = \frac{X_4 - Xd}{S} \quad \dots(1-10)$$

[0088] [数11]

$$M_y(PF1) = \frac{Y_4}{S} \quad \dots(1-11)$$

[0089] 上述の式 1－9 乃至式 1－11 を用いれば、上部重量 U_{wei} による右側アウトリガ 200R のジャッキ反力 $PF1_u$ (ton) は、以下の式 1－12 により求められる。

[0090] [数12]

$$\begin{aligned} PF1_u &= F_t * F(PF1) + M_x * M_x(PF1) + M_y * M_y(PF1) \\ &= U_{wei} * F(PF1) - U_{wei} * U_{gra} * \sin\theta * M_x(PF1) - U_{wei} * U_{gra} * \cos\theta * M_y(PF1) \quad \dots(1-12) \\ &= U_{wei} * (F(PF1) - U_{gra} * \sin\theta * M_x(PF1) - U_{gra} * \cos\theta * M_y(PF1)) \end{aligned}$$

[0091] 又、上記式 1－8 から、 $F(PF4)$ 、 $M_x(PF4)$ 、及び $M_y(PF4)$ は、以下の式 1－13 乃至式 1－15 で定義される。

[0092] [数13]

$$F(PF4) = Xd * \frac{Y_1}{S} \quad \dots(1-13)$$

[0093]

[数14]

$$Mx(PF4) = \frac{Xd - X1}{S} \quad \dots(1-14)$$

[0094] [数15]

$$My(PF4) = -\frac{Y1}{S} \quad \dots(1-15)$$

[0095] 上述の式 1-13 乃至式 1-15 を用いれば、上部重量 $Uwei$ による左側アウトリガ 200L のジャッキ反力 $PF4u$ (ton) は、以下の式 1-16 により求められる。

[0096] [数16]

$$\begin{aligned} PF4u &= Fr * F(PF4) + Mx * Mx(PF4) + My * My(PF4) \\ &= Uwei * F(PF4) - Uwei * Ugra * \sin\theta * Mx(PF4) - Uwei * Ugra * \cos\theta * My(PF4) \quad \dots(1-16) \\ &= Uwei * (F(PF4) - Ugra * \sin\theta * Mx(PF4) - Ugra * \cos\theta * My(PF4)) \end{aligned}$$

[0097] 次に、図 4 に示すステップ S108 において、下側部材群の下部重量によるジャッキ反力を求める。尚、下側部材群とは、車両 10、アウトリガ 200、固定部 201 及び荷台 102 の積み荷を含む。よって、下部重量とは、車両 10、アウトリガ 200、固定部 201 の重量と、荷台 102 の積み荷の重量との和である。

[0098] 上述の下部重量は、積み荷の重量が未知であるため直接求められない。そこで、本実施形態の場合、下部重量によるジャッキ反力を、上述のステップ S104 で求めたジャッキ反力から、上述のステップ S107 で演算により求めた上部重量 $Uwei$ によるジャッキ反力を減算して求める。

[0099] 下部重量による右側アウトリガ 200R のジャッキ反力 $PF1r$ は、以下の式 1-17 により求められる。

[0100] [数17]

$$PF1r = PF1 - PF1u \quad \dots(1-17)$$

[0101] 又、下部重量による左側アウトリガ 200L のジャッキ反力 $PF4l$ は、以下の式 1-18 により求められる。

[0102]

[数18]

$$PF4l = PF4 - PF4u \quad \dots(1-18)$$

[0103] 次に、図4に示すステップS109において、一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} まわりの下部重量によるモーメント（以下、「安定モーメント」という。）を、それぞれ求める。尚、一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} は、演算部307により算出されて、記憶部300に記憶されている。

[0104] 右側の転倒ライン L_{a1} まわりの安定モーメント $SMOMr$ (ton・m)は、以下の式1-19により求められる。以下の式1-19中、 $l4$ は、接地位置 G_L と右側の転倒ライン L_{a1} との距離である。

[0105] [数19]

$$SMOMr = PF4l * l4 \quad \dots(1-19)$$

[0106] 左側の転倒ライン L_{b1} まわりの安定モーメント $SMOMl$ (ton・m)は、以下の式1-20により求められる。以下の式1-20中、 $l1$ は、接地位置 G_R と左側の転倒ライン L_{b1} との距離である。

[0107] [数20]

$$SMOMl = PF4l * l1 \quad \dots(1-20)$$

[0108] 次に、図4に示すステップS110において、旋回角算出装置30は、作業半径 $Radi$ におけるチップング荷重 $Wtip$ を求める。チップング荷重 $Wtip$ は、積載形トラッククレーンCが転倒する限界の吊上荷重である。尚、ステップS110において、上部重心 $Ugra$ を求める際、ブーム203の重心位置は、たわみが無い状態（図5に実線で示すブーム203の状態）で作業半径が $Radi$ となるようなブーム起伏角 θb における重心位置を用いる。

[0109] 上部重量 $Uwei$ とチップング荷重 $Wtip$ との関係は、以下の式1-21のように定義される。又、上部重心 $Ugra$ とチップング荷重 $Wtip$ との関係は、以下の式1-22のように定義される。尚、以下の式1-21及び式1-22において、各パラメータは以下のように定義される。

- [0110] W_{tip} : チッピング荷重 (ton)
 W_{bm} : ブーム203の重量 (ton)
 W_{ecy} : 起伏シリンダ211の重量 (ton)
 W_{sle} : 旋回台202の重量 (ton)
 R_{adi} : 作業半径 (m)
 R_{lbm_2} : 旋回中心 O_c とブーム203の重心との車幅方向における水平距離 (m)
 R_{lecy_2} : 旋回中心 O_c と起伏シリンダ211の重心との車幅方向における水平距離 (m)
 R_{lsle} : 旋回中心 O_c と旋回台202の重心との車幅方向における水平距離 (m)

[0111] [数21]

$$U_{wei} = W_{tip} + W_{bm} + W_{ecy} + W_{sle} \quad \dots(1-21)$$

[0112] [数22]

$$U_{gra} = \frac{(W_{tip} * R_{adi} + W_{bm} * R_{lbm_2} + W_{ecy} * R_{lecy_2} + W_{sle} * R_{lsle})}{U_{wei}} \quad \dots(1-22)$$

[0113] 以下、ブーム203が車両右側へ旋回した場合（つまり、ブーム旋回角 θ が、 $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ）のチッピング荷重 W_{tip} の算出方法について説明する。

[0114] 旋回中心 O_c から右側の転倒ライン L_{a1} までの距離 $XL1$ (m) は、以下の式1-23により求められる。

[0115] [数23]

$$XL1 = \frac{Xd * Y1}{\sqrt{(X1 - Xd)^2 + Y1^2}} \quad \dots(1-23)$$

[0116] 転倒ライン L_{a1} とX軸とのなす角度を α (deg) とすると、 α は、以下の式1-24により求められる。

[0117] [数24]

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{Y1}{(Xd - X1)} \quad \dots(1-24)$$

[0118] ここで、 $\beta = \theta - \alpha - 90$ とすると、以下の関係式 1-25 が成り立つ。

[0119] [数25]

$$Uwei * (Ugra * \cos \beta - XLI1) = SMOMr \quad \dots (1-25)$$

[0120] $Wtip$ は、上記式 1-25 を用いて、以下の式 1-26 により求められる。

[0121] [数26]

$$Wtip = \frac{SMOMr - (Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlec_2 + Wsle * Rlsle) * \cos \beta + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI1}{Radi * \cos \beta - XLI1} \quad \dots (1-26)$$

[0122] 次に、ブーム 203 が車両左側へ旋回した場合（つまり、ブーム旋回角 θ が、 $180^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ ）のチップング荷重 $Wtip$ の算出方法を説明する。

[0123] 旋回中心 O_c から左側の転倒ライン L_{b1} までの距離 $XLI4$ (m) は、以下の式 1-27 により求められる。

[0124] [数27]

$$XLI4 = \frac{-Xd * Y4}{\sqrt{(X4 - Xd)^2 + Y4^2}} \quad \dots (1-27)$$

[0125] 転倒ライン L_{b1} と X 軸とのなす角度を α (deg) とすると、 α は、以下の式 1-28 により求められる。

[0126] [数28]

$$\alpha = \tan^{-1} \frac{Y4}{(X4 - Xd)} \quad \dots (1-28)$$

[0127] ここで、 $\beta = 270 - \theta - \alpha$ とすると、以下の関係式 1-29 が成り立つ。

[0128] [数29]

$$Wtip = \frac{SMOMl - (Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlec_2 + Wsle * Rlsle) * \cos \beta + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI4}{Radi * \cos \beta - XLI4} \quad \dots (1-29)$$

[0129] 尚、 θ が 180° 又は 360° の時、チップング荷重 $Wtip$ は式 (1-

26) と式 (1-29) との最小値となる。

[0130] 次に、図4に示すステップS111において、旋回角算出装置30は、定格総荷重 W_{rate} を求める。以下、定格総荷重 W_{rate} の算出方法について説明する。

[0131] 安定性能（安定定格荷重ともいう。） W_{sta} は、以下の式1-30で求められる。

[0132] [数30]

$$W_{sta} = \frac{W_{tip}}{N} \quad \dots (1-30)$$

[0133] そして、定格総荷重 W_{rate} は、以下の式1-31により求められる。つまり、定格総荷重 W_{rate} は、安定定格荷重 W_{sta} と、強度定格荷重 W_{str} とのうち、小さい方の荷重である。尚、強度定格荷重 W_{str} は、記憶部300に記憶されている。

[0134] [数31]

$$W_{rate} = \min(W_{str}, W_{sta}) \quad \dots (1-31)$$

[0135] 尚、求めた定格総荷重 W_{rate} を、表示部4に出力してもよい。表示部4は、例えば、積載形トラッククレーンCの運転部に設けられた表示部であってよい。あるいは、表示部4は、積載形トラッククレーンCにネットワークを介して接続された端末の表示部（例えば、ディスプレイ）であってもよい。

[0136] 次に、図4に示すステップS112において、旋回角算出装置30は、限界旋回角 γ を求める。以下、限界旋回角 γ の算出方法について説明する。

[0137] 上述の処理により、ブーム旋回角 θ 及び作業半径 R_{adi} における定格総荷重 W_{rate} が求められた。ここで、ブーム203が旋回最弱位置に位置する場合の定格総荷重 W_{rate} が、吊荷荷重 T_{load} よりも大きければ、積載形トラッククレーンCは、転倒することなく全周にわたり旋回可能である。

[0138] 尚、ブーム203は、旋回最弱位置において、一对の転倒ライン L_{a1} 、 L_{b1} と直交する。具体的には、ブーム203が車両右側に旋回した場合には、ブ

ーム203は、旋回最弱位置において、右側の転倒ライン L_{a1} と直交する。一方、ブーム203が車両左側に旋回した場合には、ブーム203は、旋回最弱位置において、左側の転倒ライン L_{b1} と直交する。

[0139] 一方、旋回最弱位置における定格総荷重 W_{rate} が、吊荷荷重 T_{load} よりも小さい場合には、遅くとも、吊荷荷重 T_{load} が、定格総荷重 W_{rate} と等しくなる位置でブーム203の旋回を停止する必要がある。つまり、吊荷荷重 T_{load} が、定格総荷重 W_{rate} と等しくなる旋回角が、限界旋回角 γ である。

[0140] 尚、限界旋回角 γ は、ブーム203が前後方向に平行、かつ、ブーム203の先端が基端よりも前方に存在する状態（換言すれば、ブーム203の先端が最も前方に位置する状態）に対する旋回角である。以下、限界旋回角 γ の算出方法について説明する。

[0141] まず、定格総荷重が安定定格荷重 W_{sta} の場合、チップング荷重 W_{tip} は、以下の式1-32により求められる。

[0142] [数32]

$$W_{tip} = N * W_{sta} \quad \dots (1-32)$$

[0143] ここで、ブーム203が車両右側に旋回した場合、 $\beta_2 = \gamma - \alpha - 90$ とすると、 W_{tip} は以下の式1-33により求められる。

[0144] [数33]

$$W_{tip} = \frac{SMOMr - (W_{bm} * Rl_{bm_2} + W_{ecy} * Rl_{ecy_2} + W_{sle} * Rl_{sle}) * \cos \beta_2 + (W_{bm} + W_{ecy} + W_{sle}) * XLI1}{Radi * \cos \beta_2 - XLI1} \quad \dots (1-33)$$

[0145] $\beta_2 = 0$ のとき、ブーム203は、旋回最弱位置に位置する。 $\beta_2 = 0$ のときのチップング荷重 W_{tip_2} は、以下の式1-34で求められる。

[0146] [数34]

$$W_{tip_2} = \frac{SMOMr - (W_{bm} * Rl_{bm_2} + W_{ecy} * Rl_{ecy_2} + W_{sle} * Rl_{sle}) + (W_{bm} + W_{ecy} + W_{sle}) * XLI1}{Radi - XLI1} \quad \dots (1-34)$$

[0147] $W_{tip_2} \geq W_{tip}$ であれば、ブーム203は、全周にわたり旋回可能である。一方、 $W_{tip_2} < W_{tip}$ であれば、旋回角算出装置30は、以下の

式 1-35 により β_2 を求める。

[0148] [数35]

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{SMOMr + Wtip * XLI1 + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI1}{Wtip * Radi + Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlecy_2 + Wsle * Rlsle} \right) \quad \dots(1-35)$$

[0149] そして、旋回角算出装置 30 は、上記式 1-37 で求めた β_2 から、限界旋回角 γ を求める。

[0150] 次に、ブーム 203 が車両左側に旋回した場合の、限界旋回角 γ の算出方法について説明する。 $\beta_2 = 270 - \gamma - \alpha$ とすると、 $Wtip$ は以下の式 1-36 により求められる。

[0151] [数36]

$$Wtip = \frac{SMOMl - (Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlecy_2 + Wsle * Rlsle) * \cos \beta_2 + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI4}{Radi * \cos \beta_2 - XLI4} \quad \dots(1-36)$$

[0152] $\beta_2 = 0$ のとき、ブーム 203 は、旋回最弱位置に位置する。 $\beta_2 = 0$ のときのチップング荷重 $Wtip_2$ は、以下の式 1-37 で求められる。

[0153] [数37]

$$Wtip_2 = \frac{SMOMl - (Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlecy_2 + Wsle * Rlsle) + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI4}{Radi - XLI4} \quad \dots(1-37)$$

[0154] $Wtip_2 \geq Wtip$ であれば、ブーム 203 は、全周にわたり旋回可能である。一方、 $Wtip_2 < Wtip$ であれば、旋回角算出装置 30 は、以下の式 1-38 により β_2 を求める。

[0155] [数38]

$$\beta_2 = \cos^{-1} \left(\frac{SMOMl + Wtip * XLI4 + (Wbm + Wecy + Wsle) * XLI4}{Wtip * Radi + Wbm * Rlbm_2 + Wecy * Rlecy_2 + Wsle * Rlsle} \right) \quad \dots(1-38)$$

[0156] そして、旋回角算出装置 30 は、上記式 1-38 で求めた β_2 から、限界旋回角 γ を求める。

[0157] 旋回角算出装置 30 は、制御処理をステップ S101 に戻して、図 4 の制御フローを所定間隔で繰り返し実行する。尚、図 4 の制御フローを繰り返し実行する場合に、実行する必要が無いステップについては、適宜スキップし

てもよい。

[0158] 例えば、吊荷荷重は、吊荷を吊上げてから目標位置に置くまでの間、変化しないため、図4のステップS101は適宜スキップされてもよい。又、図4の制御フローにおける各ステップの順序は、技術的に矛盾しない範囲で、適宜入れ替えてもよい。

[0159] 尚、旋回角算出装置30は、求めた限界旋回角 γ を、表示部4に出力してもよい。表示部4は、例えば、積載形トラッククレーンCの操作部に設けられた表示部であってよい。あるいは、表示部4は、積載形トラッククレーンCにネットワークを介して接続された端末の表示部（例えば、ディスプレイ）であってもよい。操作部は、例えば、固定部201に設けられてよい。

[0160] 又、表示部に限界旋回角 γ を表示する場合に、旋回角算出装置30は、例えば、図形などにより、限界旋回角 γ を表示してもよい。この場合に、旋回角算出装置30は、限界旋回角 γ を求めた時点におけるブーム203の状態と、限界旋回角 γ まで旋回した場合のブーム203の状態とを視認できるような態様で表示部に表示してもよい。

[0161] 又、積載形トラッククレーンCは、限界旋回角 γ に基づいてブーム203の旋回動作を制御する旋回制御装置を、更に備えてもよい。旋回制御装置は、旋回角算出装置30により求められた限界旋回角 γ に基づいて、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置を超えて旋回しないように制御する。

[0162] 換言すれば、旋回制御装置は、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達した時点で停止するように制御してもよい。この場合に、旋回制御装置は、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達するより前の時点（具体的には、所定角度又は所定時間だけ前の時点）で、ブーム203の旋回速度が徐々に遅くなるように制御してもよい。例えば、旋回制御装置は、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達するより前の時点で、ブーム203に制動力を付与してもよい。

[0163] 又、積載形トラッククレーンCは、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達する前に、警報を報知する警報制御装置を備えてもよい。具体

的には、積載形トラッククレーンCは、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達する前の状態、且つ、ブーム203の旋回角と限界旋回角 γ との差が所定値以下の場合に、警報を報知する警報制御装置を備えてもよい。この所定値は、例えば、ブーム203の旋回角、ブーム203の旋回速度、及び限界旋回角 γ に基づいて算出されてよい。この構成の場合、積載形トラッククレーンCは、ブーム203が限界旋回角 γ に対応する位置に到達した時点で、ブーム203の動作を停止してもよいし、ブーム203の動作を停止しなくてもよい。

[0164] [本実施形態の作用・効果]

以上のような本実施形態によれば、積載形トラッククレーンCの安全性を向上できる。すなわち、本実施形態の場合、積載形トラッククレーンCの状態に応じて、積載形トラッククレーンCが転倒せずに旋回できる限界旋回角 γ を求められる。このような限界旋回角 γ を、ブーム203の旋回停止制御に用いれば、ブーム203の旋回動作におけるブレーキのタイミングを最適化できる。この結果、積載形トラッククレーンCの安全性が向上する。尚、旋回停止制御は、積載形トラッククレーンCの旋回制御装置により実行される。

[0165] 又、上述したように、本実施形態に係る限界旋回角 γ の算出方法によれば、荷台102の積み荷の有無にかかわらず限界旋回角 γ を算出できる。又、上述したように、本実施形態に係る限界旋回角 γ の算出方法によれば、ブーム旋回角 θ ごとに、同一の安全率を有する安定性能（安定定格荷重）を求められる。更に、本実施形態に係る限界旋回角 γ の算出方法によれば、荷台102の積み荷の積載量に応じた限界旋回角 γ を算出できる。

[0166] [実施形態2]

図3、図5、図7、及び図8を参照して実施形態2について説明する。尚、積載形トラッククレーンCの基本構成は前述した実施形態1と同様である。まず、本発明者らが、本実施形態を考案するに至った経緯について簡単に説明する。

[0167] 本発明者らは、積載形トラッククレーンCの所定状態における、反転倒側アウトリガのジャッキ反力と安定定格荷重との関係について検討した。この結果、本発明者らは、積載形トラッククレーンCの所定状態において、反転倒側アウトリガのジャッキ反力（以下、「反転倒側反力」という。）と安定定格荷重との間に、線形関係（比例関係）があることを見出した。

[0168] 又、本発明者らは、反転倒側反力と安定定格荷重との関係（以下、「反力ー荷重関係」という。）を記憶部300に記憶しておくことにより、限界旋回角 γ を求める際の演算量を減らせることを見出した。以下、本実施形態に係る積載形トラッククレーンCの構成及び限界旋回角算出方法について説明する。

[0169] [記憶部]

本実施形態の場合、記憶部300は、所定状態における積載形トラッククレーンCのクレーン情報に紐付けて反力ー荷重関係を記憶する。記憶部300は、反力ー荷重関係を、計算式（一次式）やマップなどの型式で記憶する。

[0170] 図8は、記憶部300が記憶する反力ー荷重関係の一例を示す線図である。横軸が反転倒側反力であり、縦軸が吊上荷重である。所定状態における積載形トラッククレーンCのクレーン情報には、例えば、ブーム旋回角 θ 、ブーム長さ L_b 、ブーム起伏角 θ_b 、及び作業半径 R_{adi} などが含まれる。ただし、積載形トラッククレーンCの所定条件には、吊荷荷重 $Tload$ は含まれない。

[0171] [演算部]

演算部307は、記憶部300から、所定状態に対応する反力ー荷重関係を取得できる。演算部307は、所定状態における積載形トラッククレーンCのクレーン情報を引数として、当該引数に対応する反力ー荷重関係を取得できる。

[0172] [限界旋回角算出方法]

以下、図5、図7、及び図8を参照して、本実施形態に係る限界旋回角算

出方法について説明する。

- [0173] まず、図7に示すステップS201において、旋回角算出装置30は、吊荷情報検出部301が検出した吊荷情報に基づいて、吊荷荷重 $Tload$ を求める。
- [0174] 次に、図7に示すステップS202において、旋回角算出装置30は、長さ情報検出部303が検出した長さ情報に基づいて、ブーム長さ Lb を求める。
- [0175] 次に、図7に示すステップS203において、旋回角算出装置30は、起伏角情報検出部304が検出した起伏角情報に基づいて、ブーム起伏角 θb を求める。
- [0176] 次に、図7に示すステップS204において、旋回角算出装置30は、旋回角情報検出部302から受け取った旋回角情報に基づいて、ブーム旋回角 θ を求める。
- [0177] 次に、図7に示すステップS205において、旋回角算出装置30は、積載形トラッククレーンCにおける上側部材群を構成する各部材の重心位置を求める。
- [0178] 次に、図7に示すステップS206において、旋回角算出装置30は、反力情報検出部305から受け取った反力情報に基づいて、右側アウトリガ200Rのジャッキ反力 $PF1$ 及び左側アウトリガ200Lのジャッキ反力 $PF4$ を求める。このようなジャッキ反力 $PF1$ 及びジャッキ反力 $PF4$ は、検出値である。
- [0179] 以下、図5に示されるように、ブーム203が車両右側に旋回している状態について説明する。この状態において、反転倒側アウトリガは、左側アウトリガ200Lである。したがって、反転倒側反力 $R1$ は、左側アウトリガ200Lのジャッキ反力 $PF4$ である（ $R1 = PF4$ ）。尚、ステップS206において求められた反転倒側反力 $R1$ は、吊荷荷重 $Tload$ に基づく反力への影響を含んでいる。
- [0180] 次に、図7に示すステップS207において、旋回角算出装置30は、ブ

ーム長さ L_b 、ブーム起伏角 θ_b 、及びブーム旋回角 θ に対応する、反力ー荷重関係を記憶部 300 から取得する。ここで取得する反力ー荷重関係は、図 8 に示される反力ー荷重関係とする。図 8 において、反力ー荷重関係は、以下の式 2-1 のように定義される。

[0181] [数39]

$$y = a1 * x + b1 \quad \dots (2-1)$$

[0182] 次に、図 7 に示すステップ S208 において、旋回角算出装置 30 は、ステップ S206 で求めた反転倒側反力 R_1 と、ステップ S207 で取得した反力ー荷重関係から、仮定格総荷重 W_{pre} (図 8 参照) を求める。

[0183] ここで、図 8 に示される反力ー荷重関係 (つまり、上記式 2-1 の関係) は、吊荷荷重 T_{load} の影響を考慮せずに求められた関係である。一方、ステップ S206 で求められた反転倒側反力 R_1 は、吊荷荷重 T_{load} に基づく反力の影響を含んでいる。このため、ステップ S208 で求められた仮定格総荷重 W_{pre} が、吊荷荷重 T_{load} より大きい場合は、安定限界に対し余裕のある状態である。そこで、以下のステップにより、実安定定格荷重 W_{sta} を求める。尚、ステップ S208 において、吊荷荷重 T_{load} が、仮定格総荷重 W_{pre} よりも大きい場合には、積載形トラッククレーン C の動作を停止する。

[0184] 次に、図 7 に示すステップ S209 において、実安定定格荷重 W_{sta} と吊荷荷重 T_{load} との差である、余裕荷重 F_1 を求める。ここで、 F_1 と実安定定格荷重 W_{sta} 及び吊荷荷重 T_{load} との関係は以下の関係式 2-2 で表される。

[0185] [数40]

$$F1 = Wsta - Tload \quad \dots (2-2)$$

[0186] ブーム重心位置及び作業半径 R_{adi} が変わらないとして、余裕荷重 F_1 が、旋回中心 O_c に作用するスラスト荷重 F_t (ton)、余裕荷重 F_1 による X 軸まわりのモーメント M_x (ton・m)、及び余裕荷重 F_1 による Y

軸まわりのモーメント M_y (ton・m) を求める。スラスト荷重 F_t 、 X 軸まわりのモーメント M_x 、及び Y 軸まわりのモーメント M_y は、以下の式 2-3～式 2-5 により求められる。

[0187] [数41]

$$F_t = F_1 \quad \dots(2-3)$$

[0188] [数42]

$$M_x = -F_1 * Radi * \sin\theta \quad \dots(2-4)$$

[0189] [数43]

$$M_y = -F_1 * Radi * \cos\theta \quad \dots(2-5)$$

[0190] 上述の F_t 、 M_x 、及び M_y による反力係数 S は以下の式 2-6 で定義される。尚、式 2-6 中の、 X_1 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との前後方向における距離であり、 X_4 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との前後方向の距離である。又、式 2-6 中の、 Y_1 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_R との車幅方向における距離であり、 Y_4 は、旋回中心 O_c と接地位置 G_L との車幅方向における距離である。

[0191] [数44]

$$S = Y_1 * (X_d - X_4) + Y_4 * (X_1 - X_d) \quad \dots(2-6)$$

[0192] 上記式 2-6 から、 $F(PF1)$ 、 $M_x(PF1)$ 、及び $M_y(PF1)$ は、以下の式 2-7 乃至式 2-9 で定義される。

[0193] [数45]

$$F(PF1) = -X_d * \frac{Y_4}{S} \quad \dots(2-7)$$

[0194] [数46]

$$M_x(PF1) = \frac{X_4 - X_d}{S} \quad \dots(2-8)$$

[0195] [数47]

$$M_y(PF1) = \frac{Y_4}{S} \quad \dots(2-9)$$

[0196] そして、上述の式 2-7 乃至式 2-9 を用いれば、余裕荷重 F_1 による右側アウトリガ 200R のジャッキ反力 PF_{1u} は、以下の式 2-10 により求められる。

[0197] [数48]

$$\begin{aligned} PF_{1u} &= Ft * F(PF1) + Mx * Mx(PF1) + My * My(PF1) \\ &= F1 * F(PF1) - F1 * Radi * \sin\theta * Mx(PF1) - F1 * Radi * \cos\theta * My(PF1) \quad \dots (2-10) \\ &= F1 * (F(PF1) - Radi * \sin\theta * Mx(PF1) - Radi * \cos\theta * My(PF1)) \end{aligned}$$

[0198] 又、上記式 2-6 から、 $F(PF4)$ 、 $Mx(PF4)$ 、及び $My(PF4)$ は、以下の式 2-11 乃至式 2-13 で定義される。

[0199] [数49]

$$F(PF4) = Xd * \frac{Y1}{S} \quad \dots (2-11)$$

[0200] [数50]

$$Mx(PF4) = \frac{Xd - X1}{S} \quad \dots (2-12)$$

[0201] [数51]

$$My(PF4) = \frac{-Y1}{S} \quad \dots (2-13)$$

[0202] 上述の式 2-11 乃至式 2-13 を用いれば、余裕荷重 F_1 による左側アウトリガ 200L のジャッキ反力 PF_{4u} は、以下の式 2-14 により求められる。

[0203] [数52]

$$\begin{aligned} PF_{4u} &= Ft * F(PF4) + Mx * Mx(PF4) + My * My(PF4) \\ &= F1 * F(PF4) - F1 * Radi * \sin\theta * Mx(PF4) - F1 * Radi * \cos\theta * My(PF4) \quad \dots (2-14) \\ &= F1 * (F(PF4) - Radi * \sin\theta * Mx(PF4) - Radi * \cos\theta * My(PF4)) \end{aligned}$$

[0204] ここで、図 5 に示されるように、ブーム 203 が車両右側に旋回している場合には（つまり、ブーム旋回角 θ が、 $0^\circ \leq \theta \leq 180^\circ$ ）、反転倒側アウトリガは、左側アウトリガ 200L である。したがって、図 8 において、実安定定格荷重 $Wsta$ による反転倒側反力を R_2 とした場合に、以下の関係式 2-15 が成り立つ。

[0205] [数53]

$$R2 = R1 + PF4u \quad \dots (2-15)$$

[0206] 又、上記式 2-1、上記式 2-2、上記式 2-14、吊荷荷重 $Tload$ 、及び反転倒側反力 $R1$ から、余裕荷重 $F1$ は、以下の式 2-16 により求められる。

[0207] [数54]

$$F1 = \frac{a1 * R1 + b1 - Tload}{1 - a1 * (F(PF4) - Radi * \sin\theta * Mx(PF4) - Radi * \cos\theta * My(PF4))} \quad \dots (2-16)$$

[0208] 次に、図 7 に示すステップ S 210 において、旋回角算出装置 30 は、上記式 2-2 から、実安定定格荷重 $Wsta$ を求める。

[0209] 尚、求めた実安定定格荷重 $Wsta$ 及び $Wsta$ と $Wstr$ の最小値である定格総荷重 $Wrate$ を、表示部 4 に出力してもよい。表示部 4 は、例えば、積載形トラッククレーン C の運転部に設けられた表示部であってよい。あるいは、表示部 4 は、積載形トラッククレーン C にネットワークを介して接続された端末の表示部（例えば、ディスプレイ）であってもよい。

[0210] 以下、旋回角算出装置 30 が限界旋回角 γ を求める手順について説明する。

[0211] 図 7 に示すステップ S 211 において、旋回角算出装置 30 は、現在のブーム旋回角 θ に最も近いブーム旋回角（以下、「旋回方向前側の旋回角 θn 」という。）を、記憶部 30 から取得する。以下、ステップ S 211 の処理について具体例を挙げて説明する。記憶部 30 は、所定間隔（例えば、 5° ）のブーム旋回角ごとに、対応する反力-荷重関係を記憶している。例えば、上記所定間隔が 5° だと仮定すると、現在のブーム旋回角 θ が 0° の場合には、ステップ S 211 において取得する旋回方向前側の旋回角 θn は 5° である。尚、旋回方向前側とは、ブーム 203 が現在位置から旋回最弱位置に向かう方向を意味する。

[0212] 次に、図 7 に示すステップ S 212 において、旋回角算出装置 30 は、現在のブーム旋回角 θ と反転倒側反力 $R1$ から、ステップ S 211 で取得したブ

ーム旋回角 θ_n における吊上荷重 T_{load} 時の反転倒側反力 R_1 を求める。

[0213] 次に、図7に示すステップS213において、旋回角算出装置30は、ブーム旋回角 θ_n 及び吊荷荷重 T_{load} における、実安定定格荷重 W_{sta} を求める。ステップS213の処理は、上述したステップS208～ステップ210と同様である。

[0214] 尚、求めた実安定定格荷重 W_{sta} 及び W_{sta} と W_{str} の最小値である定格総荷重 W_{rate} を、表示部4に出力してもよい。表示部4は、例えば、積載形トラッククレーンCの運転部に設けられた表示部であってよい。あるいは、表示部4は、積載形トラッククレーンCにネットワークを介して接続された端末の表示部（例えば、ディスプレイ）であってもよい。

[0215] 次に、図7に示すステップS214において、旋回角算出装置30は、ステップS213で求めた実安定定格荷重 W_{sta} と吊荷荷重 T_{load} とを比較する。

[0216] ステップS214において、吊荷荷重 T_{load} が、実安定定格荷重 W_{sta} 以下の場合（ステップS214：YES）には、制御処理はステップS215に移行する。一方、ステップS214において、吊荷荷重 T_{load} が、実安定定格荷重 W_{sta} よりも大きい場合（ステップS214：NO）には、制御処理はステップS216に移行する。

[0217] 図7に示すステップS215において、旋回角算出装置30は、新たな旋回方向前側の旋回角 θ_n を、記憶部300から取得する。つまり、旋回方向前側の旋回角 θ_n を更新する。例えば、上記所定間隔が 5° で、ステップS214の時点の旋回方向前側の旋回角 θ_n が 5° だと仮定すると、ステップS215において取得する新たな旋回方向前側の旋回角 θ_n は 10° である。尚、図7に示すステップS215において、新たな旋回方向前側の旋回角 θ_n が存在しない場合には、積載形トラッククレーンCは、転倒することなく全周にわたり旋回可能である。そして、制御処理は、ステップS212に戻る。

[0218] 又、ステップS 2 1 4 から移行したステップS 2 1 6において、旋回角算出装置3 0は、限界旋回角 γ を求める。以下、限界旋回角 γ の算出方法について説明する。まず、ステップS 2 1 6に移行した時点で、吊荷荷重 $Tload$ は、旋回方向前側の旋回角 θ_n における実安定定格荷重 $Wsta$ よりも大きい。一方、ステップS 2 1 6に移行した時点で、吊荷荷重 $Tload$ は、旋回方向前側の旋回角 θ_{n-1} （つまり、ステップS 2 1 5において更新される前の旋回角）における実安定定格荷重 $Wsta$ よりも小さい。したがって、限界旋回角 γ は、旋回角 $\theta_{n-1} < \gamma < \theta_n$ の範囲に存在する。

[0219] 限界旋回角 γ は、以下の方法により求められる。ここで、旋回角 θ_{n-1} における実安定定格荷重を Tr_{n-1} （ $Tr_{n-1} > Tload$ ）とし、旋回角度 θ_n における実安定定格荷重を Tr_n （ $Tr_n < Tload$ ）とすると、限界旋回角 γ は、以下の式2-17により求められる。

[0220] [数55]

$$\gamma = \frac{Tload - Tr_{n-1}}{Tr_n - Tr_{n-1}} * (\theta_n - \theta_{n-1}) + \theta_{n-1} \quad \dots(2-16)$$

[0221] 尚、ステップS 2 1 6において、限界旋回角 γ を、旋回角 θ_{n-1} としてもよい。

[0222] 積載形トラッククレーンCは、算出した限界旋回角 γ に基づいてブーム2 0 3の旋回動作を制御する旋回制御装置を、更に備えてもよい。旋回制御装置は、旋回角算出装置3 0により求められた限界旋回角 γ に基づいて、ブーム2 0 3が限界旋回角 γ に対応する位置を超えて旋回しないように制御する。

[0223] 換言すれば、旋回制御装置は、ブーム2 0 3が限界旋回角 γ に対応する位置に到達した時点で停止するように制御してもよい。この場合に、旋回制御装置は、ブーム2 0 3が限界旋回角 γ に対応する位置に到達するより前の時点（具体的には、所定角度又は所定時間だけ前の時点）で、ブーム2 0 3の旋回速度が徐々に遅くなるように制御してもよい。例えば、旋回制御装置は、ブーム2 0 3が限界旋回角 γ に対応する位置に到達するより前の時点で、

ブーム 203 に制動力を付与してもよい。

[0224] 以上のように、本実施形態の場合、前述した実施形態 1 と比較して、限界旋回角 γ を算出する際の演算量が少ない。このため、旋回角算出装置 30 の演算部 307 の高スペック化を抑えることができる。このような実施形態の構成は、積載形トラッククレーン C の低コスト化に効果的である。

[0225] <付記>

上述の各実施形態では、アウトリガ装置として、前側アウトリガ（右側アウトリガ 200R 及び左側アウトリガ 200L）のみを備えた積載形トラッククレーンについて説明した。但し、本発明は、前側アウトリガ以外に、後側アウトリガ（右後側アウトリガ及び左後側アウトリガ）を備える積載形トラッククレーンにも適用できる。

[0226] 積載形トラッククレーンが後側アウトリガを備える場合には、前側アウトリガの反転倒側アウトリガのジャッキ反力だけでなく、後側アウトリガの反転倒側アウトリガのジャッキ反力も考慮して、ブームの限界旋回角を算出する。

[0227] 2020 年 4 月 14 日出願の特願 2020-72544 の日本出願に含まれる明細書、図面、及び要約書の開示内容は、すべて本願に援用される。

産業上の利用可能性

[0228] 本発明は、荷台を有する車両にクレーン装置が適用された様々な構成の積載形トラッククレーンに適用できる。

符号の説明

[0229] C 積載形トラッククレーン

10 車両

100 フレーム

101 運転室

102 荷台

103 前側車輪

104 後側車輪

- 20 クレーン装置
- 200 アウトリガ
- 200R 右側アウトリガ
- 200L 左側アウトリガ
- 200a 横アウトリガ
- 200b 縦アウトリガ
- 200c 横ジャッキ
- 200d 縦ジャッキ
- 201 固定部
- 202 旋回台
- 203 ブーム
- 203a 基端ブーム
- 203b、203c 中間ブーム
- 203d 先端ブーム
- 204 ウインチ
- 205 ワイヤ
- 206 フック
- 210 伸縮シリンダ
- 211 起伏シリンダ
- 30 旋回角算出装置
- 300 記憶部
- 301 吊荷情報検出部
- 302 旋回角情報検出部
- 303 長さ情報検出部
- 304 起伏角情報検出部
- 305 反力情報検出部
- 306 張出情報検出部
- 307 演算部

H 吊荷

L_{a1} 、 L_{b1} 転倒ライン

L_c 後輪ライン

O_b 中央位置

S_p 基準位置

G_R 接地位置

G_L 接地位置

請求の範囲

- [請求項1] 車両に搭載され、前記車両の車幅方向に伸縮可能な右側アウトリガ及び左側アウトリガを含むアウトリガ装置と、
 前記車両に旋回可能に搭載されたブームと、
 前記ブームが基準位置から旋回した状態において、前記右側アウトリガ及び前記左側アウトリガのうち、前記車幅方向において前記ブームと反対側に配置されたアウトリガである反転倒側アウトリガのジャッキ反力に基づいて、前記ブームの限界旋回角を求める旋回角算出装置と、
 を備える、積載形トラッククレーン。
- [請求項2] 前記旋回角算出装置は、所定の時間間隔で、前記限界旋回角を求める処理を実行する、請求項1に記載の積載形トラッククレーン。
- [請求項3] 前記限界旋回角に対応する位置を超えて旋回しないように前記ブームを制御する旋回制御装置を、更に備える、請求項1又は2に記載の積載形トラッククレーン。
- [請求項4] 前記旋回制御装置は、前記ブームが、前記限界旋回角に対応する位置に到達した時点で停止するように、前記ブームの旋回動作を制御する、請求項3に記載の積載形トラッククレーン。
- [請求項5] 前記旋回制御装置は、前記ブームが、前記限界旋回角に対応する位置に到達する前に、前記ブームの旋回速度を徐々に遅くする、請求項3又は4に記載の積載形トラッククレーン。
- [請求項6] 前記限界旋回角に対応する位置に到達する前に警報を報知する警報制御装置を、更に備える、請求項1又は2に記載の積載形トラッククレーン。
- [請求項7] 前記旋回角算出装置は、前記限界旋回角に関する情報及び算出した定格総荷重に関する情報のうち少なくとも一方の情報を、前記積載形トラッククレーンが備える表示部又は積載形トラッククレーンにネットワークを介して接続された端末が備える表示部に向けて出力する、

請求項 1 ～ 6 の何れか一項に記載の積載形トラッククレーン。

[請求項8]

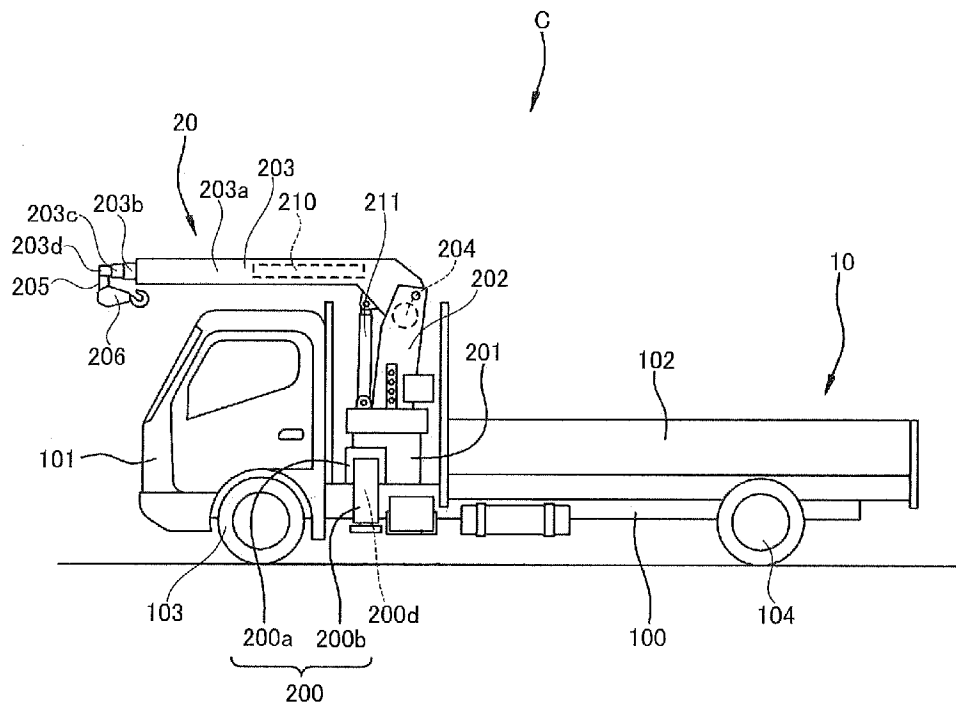
車両に搭載され、車幅方向に伸縮可能な右側アウトリガ及び左側アウトリガを含むアウトリガ装置と、前記車両に旋回可能に搭載されたブームと、を備える積載形トラッククレーンの演算部で実行されるブームの限界旋回角算出方法であって、

前記ブームが基準位置から旋回した状態において、前記右側アウトリガ及び前記左側アウトリガのうち、前記車幅方向において前記ブームと反対側に配置されたアウトリガである反転倒側アウトリガのジャッキ反力を求めるステップと、

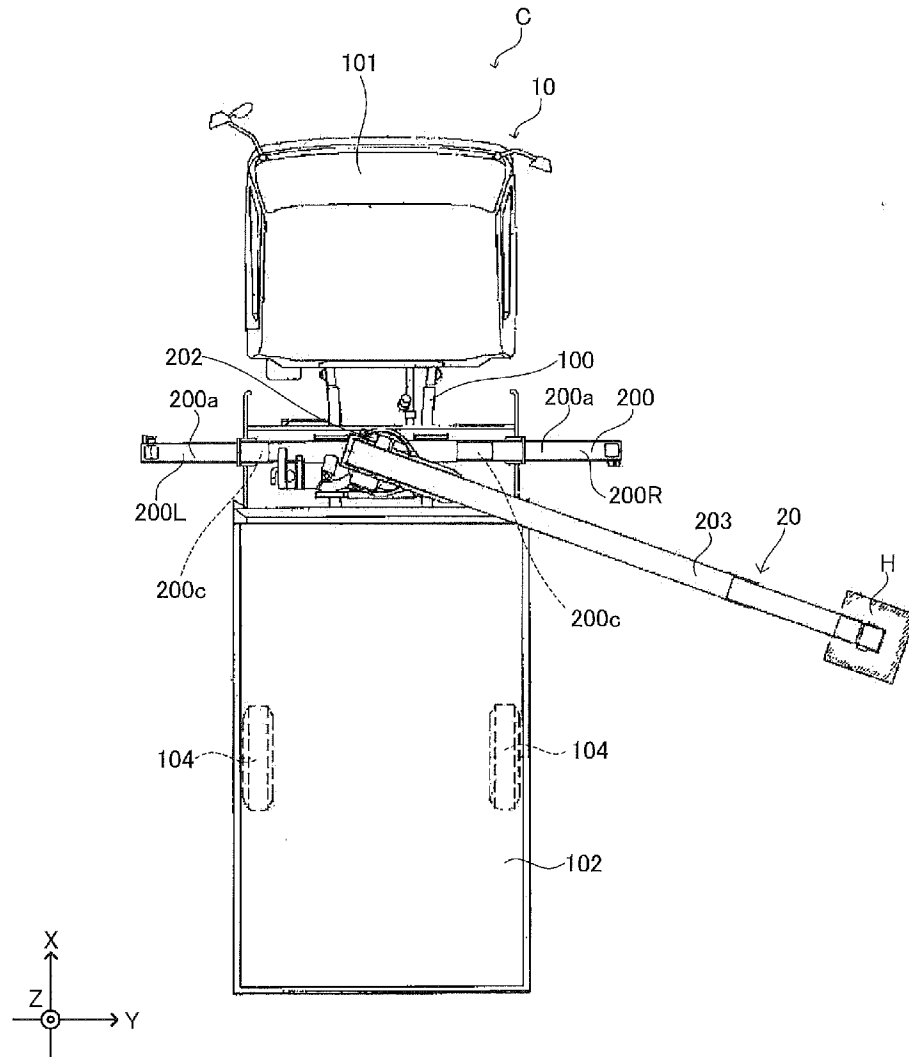
前記ジャッキ反力に基づいて前記ブームの限界旋回角を求めるステップと、を含む

ブームの限界旋回角算出方法。

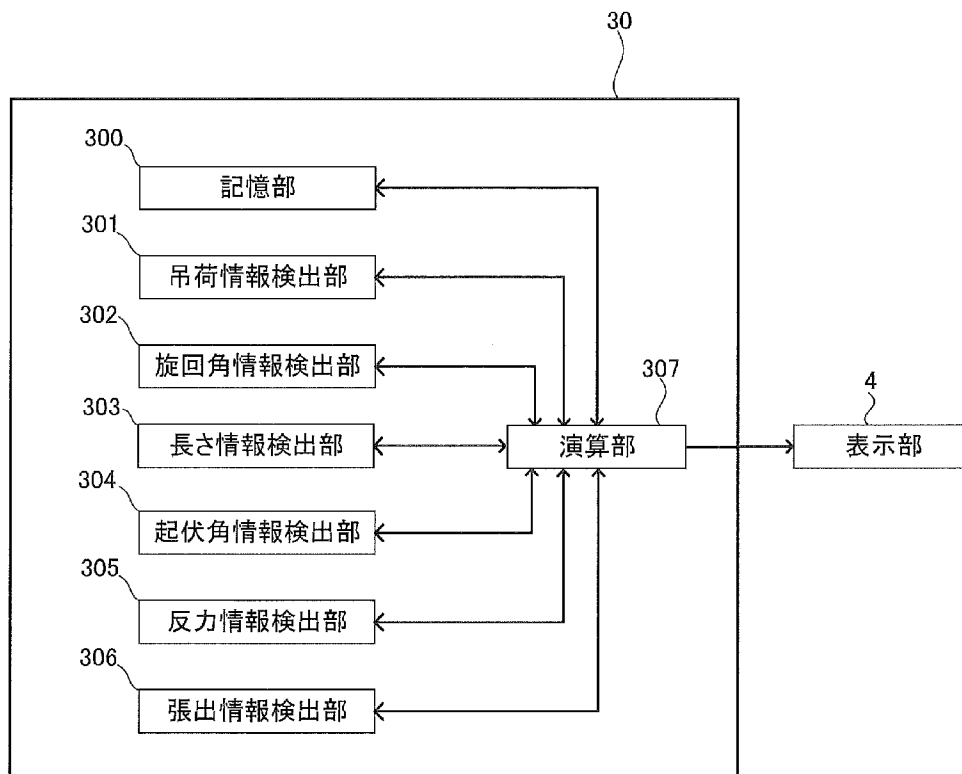
[図1]



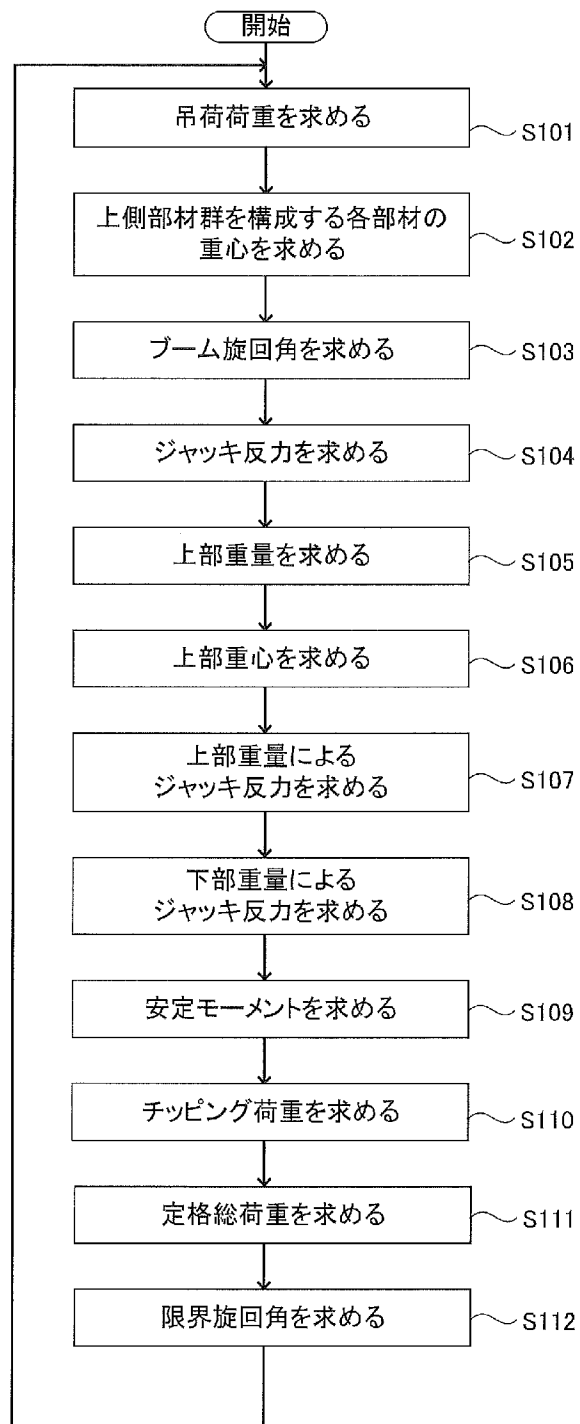
[図2]



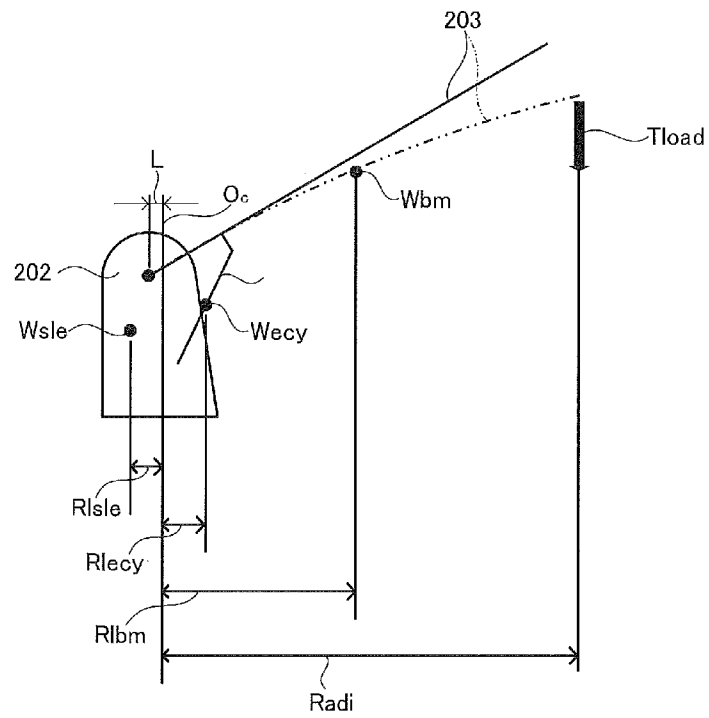
[図3]



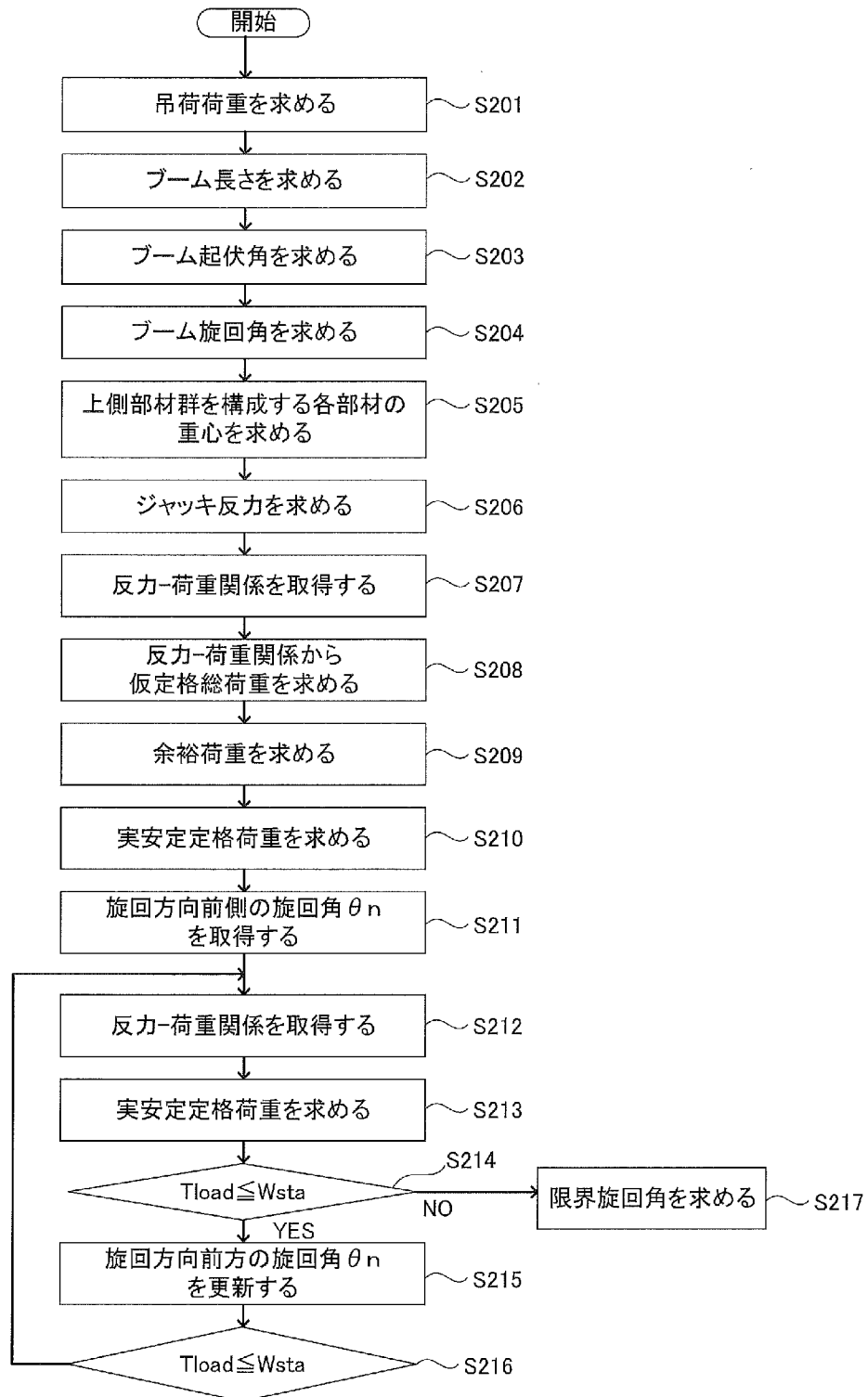
[図4]



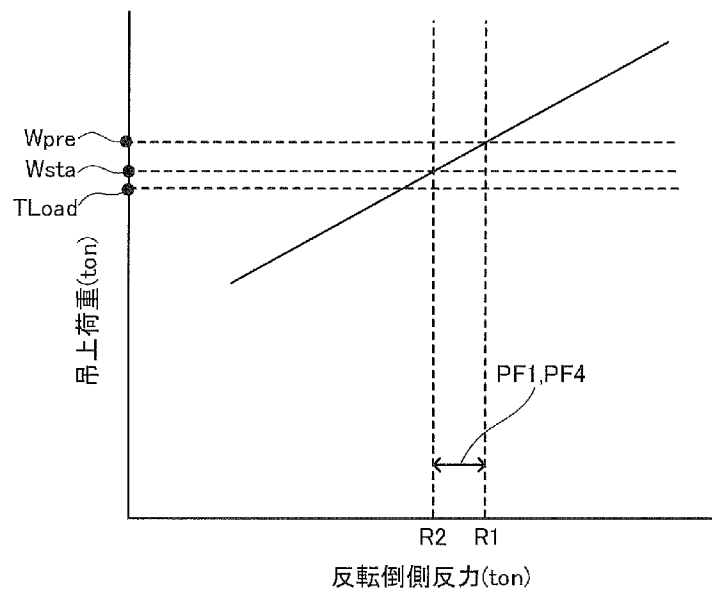
[図6]



[図7]



[図8]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2021/015241

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B66C 23/36(2006.01)i; B66C 23/88(2006.01)i

FI: B66C23/88 A; B66C23/36 A

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B66C23/36; B66C23/88

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2021

Registered utility model specifications of Japan 1996-2021

Published registered utility model applications of Japan 1994-2021

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 8-217384 A (KATO WORKS CO., LTD.) 27 August 1996 (1996-08-27)	1-8
A	JP 4-256691 A (KOBE STEEL, LTD.) 11 September 1992 (1992-09-11)	1-8
A	JP 8-268681 A (TADANO LTD.) 15 October 1996 (1996-10-15)	1-8
A	JP 10-17273 A (KOMATSU LTD.) 20 January 1998 (1998-01-20)	1-8
A	JP 8-119582 A (KOMATSU LTD.) 14 May 1996 (1996-05-14)	1-8
A	JP 2008-105817 A (TADANO LTD.) 08 May 2008 (2008-05-08)	1-8

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search
16 June 2021 (16.06.2021)

Date of mailing of the international search report
29 June 2021 (29.06.2021)

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2021/015241

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2019-31377 A (TADANO LTD.) 28 February 2019 (2019-02-28)	-8
A	CN 110498341 A (ZOOMLION HEAVY INDUSTRY SCIENCE & TECHNOLOGY CO., LTD.) 26 November 2019 (2019-11-26)	1-8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2021/015241

Patent Documents referred in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 8-217384 A	27 Aug. 1996	(Family: none)	
JP 4-256691 A	11 Sep. 1992	(Family: none)	
JP 8-268681 A	15 Oct. 1996	(Family: none)	
JP 10-17273 A	20 Jan. 1998	(Family: none)	
JP 8-119582 A	14 May 1996	(Family: none)	
JP 2008-105817 A	08 May 2008	(Family: none)	
JP 2019-31377 A	28 Feb. 2019	US 2020/0231418 A1	
		EP 3666717 A1	
		CN 110997551 A	
CN 110498341 A	26 Nov. 2019	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B66C 23/36(2006.01)i; B66C 23/88(2006.01)i FI: B66C23/88 A; B66C23/36 A														
B. 調査を行った分野 調査を行った最小限資料（国際特許分類（IPC）） B66C23/36; B66C23/88 最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの <table border="0"> <tr> <td>日本国実用新案公報</td> <td>1922 - 1996年</td> </tr> <tr> <td>日本国公開実用新案公報</td> <td>1971 - 2021年</td> </tr> <tr> <td>日本国実用新案登録公報</td> <td>1996 - 2021年</td> </tr> <tr> <td>日本国登録実用新案公報</td> <td>1994 - 2021年</td> </tr> </table> 国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）			日本国実用新案公報	1922 - 1996年	日本国公開実用新案公報	1971 - 2021年	日本国実用新案登録公報	1996 - 2021年	日本国登録実用新案公報	1994 - 2021年				
日本国実用新案公報	1922 - 1996年													
日本国公開実用新案公報	1971 - 2021年													
日本国実用新案登録公報	1996 - 2021年													
日本国登録実用新案公報	1994 - 2021年													
C. 関連すると認められる文献														
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号												
A	JP 8-217384 A（株式会社加藤製作所）27.08.1996（1996 - 08 - 27）	1-8												
A	JP 4-256691 A（株式会社神戸製鋼所）11.09.1992（1992 - 09 - 11）	1-8												
A	JP 8-268681 A（株式会社タダノ）15.10.1996（1996 - 10 - 15）	1-8												
A	JP 10-17273 A（株式会社小松製作所）20.01.1998（1998 - 01 - 20）	1-8												
A	JP 8-119582 A（株式会社小松製作所）14.05.1996（1996 - 05 - 14）	1-8												
A	JP 2008-105817 A（株式会社タダノ）08.05.2008（2008 - 05 - 08）	1-8												
A	JP 2019-31377 A（株式会社タダノ）28.02.2019（2019 - 02 - 28）	1-8												
A	CN 110498341 A（ZOOMLION HEAVY INDUSTRY SCIENCE&TECHNOLOGY CO., LTD.） 26.11.2019（2019 - 11 - 26）	1-8												
☐ C欄の続きにも文献が列挙されている。 ☒ パテントファミリーに関する別紙を参照。														
<table border="0"> <tr> <td>* 引用文献のカテゴリー</td> <td>“T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの</td> </tr> <tr> <td>“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの</td> <td>“X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの</td> </tr> <tr> <td>“E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの</td> <td>“Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの</td> </tr> <tr> <td>“L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）</td> <td>“&” 同一パテントファミリー文献</td> </tr> <tr> <td>“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献</td> <td></td> </tr> <tr> <td>“P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献</td> <td></td> </tr> </table>			* 引用文献のカテゴリー	“T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの	“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	“X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの	“E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	“Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの	“L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）	“&” 同一パテントファミリー文献	“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献		“P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献	
* 引用文献のカテゴリー	“T” 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と抵触するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの													
“A” 特に関連のある文献ではなく、一般的な技術水準を示すもの	“X” 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの													
“E” 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	“Y” 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの													
“L” 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）	“&” 同一パテントファミリー文献													
“O” 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献														
“P” 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日の後に公表された文献														
国際調査を完了した日 16.06.2021	国際調査報告の発送日 29.06.2021													
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員（特許庁審査官） 八板 直人 3F 1959 電話番号 03-3581-1101 内線 3351													

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2021/015241

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	8-217384	A	27.08.1996	(ファミリーなし)	
JP	4-256691	A	11.09.1992	(ファミリーなし)	
JP	8-268681	A	15.10.1996	(ファミリーなし)	
JP	10-17273	A	20.01.1998	(ファミリーなし)	
JP	8-119582	A	14.05.1996	(ファミリーなし)	
JP	2008-105817	A	08.05.2008	(ファミリーなし)	
JP	2019-31377	A	28.02.2019	US	2020/0231418 A1
				EP	3666717 A1
				CN	110997551 A
CN	110498341	A	26.11.2019	(ファミリーなし)	