

(19)日本国特許庁(JP)

(12)特許公報(B2)

(11)特許番号
特許第7557790号
(P7557790)

(45)発行日 令和6年9月30日(2024.9.30)

(24)登録日 令和6年9月19日(2024.9.19)

(51)国際特許分類	F I			
B 3 0 B 3/00 (2006.01)	B 3 0 B 3/00	B		
B 2 1 B 37/38 (2006.01)	B 2 1 B 37/38	1 1 0		
H 0 1 M 4/139(2010.01)	H 0 1 M 4/139			
H 0 1 M 4/04 (2006.01)	H 0 1 M 4/04	A		
請求項の数 9 (全40頁)				

(21)出願番号	特願2021-569743(P2021-569743)	(73)特許権者	314012076
(86)(22)出願日	令和2年11月17日(2020.11.17)		パナソニックIPマネジメント株式会社
(86)国際出願番号	PCT/JP2020/042737		大阪府門真市元町2番6号
(87)国際公開番号	WO2021/140747	(74)代理人	100123102
(87)国際公開日	令和3年7月15日(2021.7.15)		弁理士 宗田 悟志
審査請求日	令和5年9月11日(2023.9.11)	(72)発明者	寺澤 史紘
(31)優先権主張番号	特願2020-2268(P2020-2268)		大阪府門真市大字門真1006番地 パ
(32)優先日	令和2年1月9日(2020.1.9)		ナソニック株式会社内
(33)優先権主張国・地域又は機関	日本国(JP)	審査官	石田 宏之
最終頁に続く			

(54)【発明の名称】 ロールプレス装置、及び制御装置

(57)【特許請求の範囲】
【請求項1】

連続的に搬送される二次電池の電極板を挟み込むことにより圧延する第1加圧ローラ及び第2加圧ローラと、
前記第1加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第1主軸受部及び第2主軸受部と、
前記第2加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第3主軸受部及び第4主軸受部と、
前記第1加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第1ベンド軸受部及び第2ベンド軸受部と、
前記第2加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第3ベンド軸受部及び第4ベンド軸受部と、
前記第1主軸受部及び前記第3主軸受部の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラと前記第2加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第1圧縮機構と、
前記第2主軸受部及び前記第4主軸受部の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラと前記第2加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第2圧縮機構と、
前記第1ベンド軸受部及び前記第3ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラと前記第2加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第1ベンド機構と、
前記第2ベンド軸受部及び前記第4ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第1加圧口

ーラと前記第 2 加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 ベンド機構と、

前記第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラの出側に設けられ、前記二次電池の電極板の厚みを、当該電極板の幅方向に 3 点以上でそれぞれ検出する厚み計と、

前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構のそれぞれの設定値を算出する算出部と、

前記算出部により算出された設定値をもとに、前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構の荷重をそれぞれ制御する制御部と、を備え、

前記算出部は、予め導出された前記電極板の搬送ラインの速度変化量と、前記厚み計で検出されるべき前記電極板の幅方向の 3 点以上の厚み検出値の平均値の変化量で規定される前記電極板の厚み変化量との関係性と、設定されている前記ラインの加速度または減速度をもとに、前記ラインの加速開始または減速開始から所定時間後の前記電極板の厚み変化量を予測し、前記ラインの速度変化に応じた前記電極板の厚み変化が小さくなるように、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構の設定値を予め変更する、

10

ロールプレス装置。

【請求項 2】

前記制御部は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板の厚み変化量がゼロになるように、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構を制御する、

請求項 1 に記載のロールプレス装置。

20

【請求項 3】

前記算出部は、予め導出された、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構が発生させる荷重の変化量と、前記電極板の厚み変化量との関係性をもとに、前記ラインの加速期間または減速期間の前記厚み変化量がゼロになるように、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構の設定値を補正する、

請求項 2 に記載のロールプレス装置。

【請求項 4】

前記第 1 圧縮機構は第 1 プレス用のシリンダを含み、

前記第 2 圧縮機構は第 2 プレス用のシリンダを含み、

前記算出部は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 プレス用のシリンダの圧力と前記第 2 プレス用のシリンダの圧力の設定値を補正する、

30

請求項 3 に記載のロールプレス装置。

【請求項 5】

前記第 1 圧縮機構は第 1 プレス用のシリンダを含み、

前記第 2 圧縮機構は第 2 プレス用のシリンダを含み、

前記算出部は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 プレス用のシリンダの位置と前記第 2 プレス用のシリンダの位置の設定値を補正する、

40

請求項 3 に記載のロールプレス装置。

【請求項 6】

前記第 1 圧縮機構は前記第 1 プレス用のシリンダの位置を測定するための第 1 マグネスケールをさらに含み、

前記第 2 圧縮機構は前記第 2 プレス用のシリンダの位置を測定するための第 2 マグネスケールをさらに含み、

前記制御部は、

前記第 1 マグネスケールにより測定される前記第 1 プレス用のシリンダの位置と、前記算出部から供給される前記第 1 プレス用のシリンダの位置が一致するように、前記第 1 プレス用のシリンダの圧力を制御し、

前記第 2 マグネスケールにより測定される前記第 2 プレス用のシリンダの位置と、前記

50

算出部から供給される前記第 2 プレス用のシリンダの位置が一致するように、前記第 2 プレス用のシリンダの圧力を制御する、

請求項 5 に記載のロールプレス装置。

【請求項 7】

前記第 1 圧縮機構は第 1 電動スクリュを含み、

前記第 2 圧縮機構は第 2 電動スクリュを含み、

前記算出部は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 電動スクリュの位置と前記第 2 電動スクリュの位置の設定値を補正する、

請求項 3 に記載のロールプレス装置。

10

【請求項 8】

前記第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラの入側に設置される巻出機と、

前記第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラの出側に設置される巻取機と、

前記第 1 加圧ローラの回転速度、前記第 2 加圧ローラの回転速度、前記巻出機の回転速度、及び前記巻取機の回転速度を制御する速度制御部と、

をさらに備え、

前記算出部は、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構の応答時間に応じて、前記速度制御部への加速指令または減速指令を遅延させる、

請求項 1 から 7 のいずれか 1 項に記載のロールプレス装置。

【請求項 9】

20

連続的に搬送される二次電池の電極板を挟み込むことにより圧延する第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラと、

前記第 1 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 主軸受部及び第 2 主軸受部と、

前記第 2 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 主軸受部及び第 4 主軸受部と、

前記第 1 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 ベンド軸受部及び第 2 ベンド軸受部と、

前記第 2 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 ベンド軸受部及び第 4 ベンド軸受部と、

30

前記第 1 主軸受部及び前記第 3 主軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 圧縮機構と、

前記第 2 主軸受部及び前記第 4 主軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 圧縮機構と、

前記第 1 ベンド軸受部及び前記第 3 ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 ベンド機構と、

前記第 2 ベンド軸受部及び前記第 4 ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 ベンド機構と、

40

前記第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラの出側に設けられ、前記二次電池の電極板の厚みを、当該電極板の幅方向に 3 点以上でそれぞれ検出する厚み計と、

を備えるロールプレス装置に使用される制御装置であって、

前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構のそれぞれの設定値を算出する算出部と、

前記算出部により算出された設定値をもとに、前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構の荷重をそれぞれ制御する制御部と、を備え、

前記算出部は、予め導出された前記電極板の搬送ラインの速度変化量と、前記厚み計で検出されるべき前記電極板の幅方向の 3 点以上の厚み検出値の平均値の変化量で規定され

50

る前記電極板の厚み変化量との関係性と、設定されている前記ラインの加速度または減速度をもとに、前記ラインの加速開始または減速開始から所定時間後の前記電極板の厚み変化量を予測し、前記ラインの速度変化に応じた前記電極板の厚み変化が小さくなるように、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構の設定値を予め変更する、制御装置。

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本開示は、二次電池の電極板を圧延するロールプレス装置、及び制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

近年、電気自動車（EV）、ハイブリッド車（HV）、プラグインハイブリッド車（PHEV）の普及に伴い二次電池の出荷が増えている。特にリチウムイオン二次電池の出荷が増えている。一般的な二次電池は、正極、負極、セパレータ、電解液を主な構成要素とする。二次電池の正極板、負極板を製造する工程の 1 つである圧縮加工工程では、ロールプレス装置が使用される（例えば、特許文献 1 参照）。

【先行技術文献】

【特許文献】

【0003】

【文献】特開 2013 - 111647 号公報

【発明の概要】

【0004】

ロールプレス装置における電極板の圧縮加工工程では、一般に、 $2\mu\text{m}$ 以下程度の厚み精度が要求される。前工程の電極材の塗膜厚さの変化、または圧縮工程における圧縮による加工熱やベアリング発熱によるロール外径の変化によって、圧縮加工中に電極板の長さ方向や幅方向に厚み変化が生じる。

【0005】

また本発明者らの調査により、搬送ラインの加速または減速に伴い、電極板内部での活物質の移動時間が減少または増加し、活物質の充填性が低下または増加することによる、電極板の厚みの増加または減少が観察された。

【0006】

二次電池に対して、近年ますます、小型・軽量で高容量化、あるいは同じ製造コストで高容量化することが求められている。そのために、より高精度な厚み制御が求められており、搬送ラインの加速または減速に伴う電極板の厚み変化を抑制する必要性が高まっている。

【0007】

ライン搬送中の電極板の厚みを自動厚み測定器で測定し、フィードバック制御で厚みを目標値に維持するように制御する方法が考えられる。しかしながら、搬送ラインの速度変化が大きいと、フィードバック制御が間に合わず、搬送ラインの加速または減速時に電極板の厚みが増加してしまう。

【0008】

本開示のある態様のロールプレス装置は、連続的に搬送される二次電池の電極板を挟み込むことにより圧延する第 1 加圧ローラ及び第 2 加圧ローラと、前記第 1 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 主軸受部及び第 2 主軸受部と、前記第 2 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 主軸受部及び第 4 主軸受部と、前記第 1 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 ベンド軸受部及び第 2 ベンド軸受部と、前記第 2 加圧ローラの回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 ベンド軸受部及び第 4 ベンド軸受部と、前記第 1 主軸受部及び前記第 3 主軸受部の少なくとも一方に

10

20

30

40

50

、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 圧縮機構と、前記第 2 主軸受部及び前記第 4 主軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが近接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 圧縮機構と、前記第 1 ベンド軸受部及び前記第 3 ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 ベンド機構と、前記第 2 ベンド軸受部及び前記第 4 ベンド軸受部の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラと前記第 2 加圧ローラが離接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 ベンド機構と、前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構のそれぞれの設定値を算出する算出部と、前記算出部により算出された設定値をもとに、前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構、前記第 1 ベンド機構、及び前記第 2 ベンド機構の荷重をそれぞれ制御する制御部と、を備える。前記算出部は、前記電極板の搬送ラインの速度変化に応じた前記電極板の厚み変化が小さくなるように、前記第 1 圧縮機構及び前記第 2 圧縮機構の設定値を予め変更する。

10

【 0 0 0 9 】

本開示によれば、ロールプレス装置において、搬送ラインの加速または減速時の厚み制御を高精度化することができる。

【図面の簡単な説明】

【 0 0 1 0 】

【図 1】図 1 は、実施の形態 1 に係るロールプレス装置の概略正面図である。

【図 2】図 2 は、実施の形態 2 に係るロールプレス装置の概略正面図である。

20

【図 3】図 3 は、実施の形態 3 に係るロールプレス装置の概略正面図である。

【図 4】図 4 は、実施の形態 1 ～ 3 に係るロールプレス装置の概略側面図である。

【図 5】図 5 は、第 1 制御盤及び第 2 制御盤を用いたフィードバック制御例 1 を説明するための図である。

【図 6】図 6 は、第 1 制御盤及び第 2 制御盤を用いたフィードバック制御例 2 を説明するための図である。

【図 7】図 7 は、第 1 制御盤及び第 2 制御盤を用いたフィードバック制御例 3 を説明するための図である。

【図 8】図 8 は、第 1 制御盤及び第 2 制御盤を用いたフィードバック制御例 4 を説明するための図である。

30

【図 9】図 9 は、あるロールプレス装置の一定のプレス・ベンド条件下における、ライン速度の変化に対する電極板の厚み変化の関係をプロットした図である。

【図 10】図 10 は、第 1 制御盤を用いたフィードフォワード制御例 1 を説明するための図である。

【図 11】図 11 は、第 1 制御盤を用いたフィードフォワード制御例 2 を説明するための図である。

【図 12】図 12 は、第 1 制御盤を用いたフィードフォワード制御例 3 を説明するための図である。

【発明を実施するための形態】

【 0 0 1 1 】

40

図 1 は、実施の形態 1 に係るロールプレス装置の概略正面図である。第 1 加圧ローラ 11 及び第 2 加圧ローラ 12 は上下一対のロールバイトであり、接離自在に対向して設置される。一对の第 1 加圧ローラ 11 及び第 2 加圧ローラ 12 は、連続的に搬送される二次電池の電極板 2 を挟み込むことにより電極板 2 を圧延する。ロールプレス装置に通される二次電池の電極板 2 は、金属箔に、活物質を含むスラリーを塗工して乾燥させたシート状の電極素材である。例えば、リチウムイオン二次電池の正極板は、アルミ箔上に、コバルト酸リチウムやリン酸鉄リチウム等の正極活物質を含むスラリーが塗布されて作製される。また、リチウムイオン二次電池の負極板は、銅箔上に、黒鉛等の負極活物質を含むスラリーが塗布されて作製される。ロールプレス装置に通される電極板 2 の厚みは、塗布された活物質の厚みが大部分を占める。

50

【 0 0 1 2 】

第 1 主軸受部 2 1 及び第 2 主軸受部 2 2 は、第 1 加圧ローラ 1 1 の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する。第 3 主軸受部 2 3 及び第 4 主軸受部 2 4 は、第 2 加圧ローラ 1 2 の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する。

【 0 0 1 3 】

第 1 ベンド軸受部 3 1 及び第 2 ベンド軸受部 3 2 は、第 1 加圧ローラ 1 1 の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する。第 3 ベンド軸受部 3 3 及び第 4 ベンド軸受部 3 4 は、第 2 加圧ローラ 1 2 の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する。

10

【 0 0 1 4 】

図 1 に示す例では、第 1 主軸受部 2 1 ~ 第 4 主軸受部 2 4 及び第 1 ベンド軸受部 3 1 ~ 第 4 ベンド軸受部 3 4 はそれぞれ、ローラの回転軸を回転自在に支持する軸受を内蔵する軸受箱で構成されている。

【 0 0 1 5 】

第 1 圧縮機構 4 1 は、第 1 主軸受部 2 1 及び第 3 主軸受部 2 3 の少なくとも一方に、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 が近接する方向への荷重を加えることで、電極板 2 を圧縮することが可能な機構である。第 2 圧縮機構 4 2 は、第 2 主軸受部 2 2 及び第 4 主軸受部 2 4 の少なくとも一方に、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 が近接する方向への荷重を加えることで、電極板 2 を圧縮することが可能な機構である。

20

【 0 0 1 6 】

実施の形態 1 では、第 1 圧縮機構 4 1 として、第 3 主軸受部 2 3 に荷重を加えることができる第 1 プレスシリンダ 4 1 a、及び第 1 主軸受部 2 1 に荷重を加えることができる第 1 電動スクリュ 4 1 b が設けられている。第 2 圧縮機構 4 2 として、第 4 主軸受部 2 4 に荷重を加えることができる第 2 プレスシリンダ 4 2 a、及び第 2 主軸受部 2 2 に荷重を加えることができる第 2 電動スクリュ 4 2 b が設けられている。第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力制御には、例えば、油圧サーボ弁、減圧弁を使用することができる。第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置制御にはサーボモータが使用される。第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b のそれぞれ圧下量は、それぞれのサーボモータで制御され、第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b が第 1 主軸受部 2 1 及び第 2 主軸受部 2 2 にそれぞれ加える荷重が制御される。

30

【 0 0 1 7 】

第 1 ベンド機構 5 1 (実施の形態 1 では、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a) は、第 1 ベンド軸受部 3 1 と第 3 ベンド軸受部 3 3 の間に設けられ、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 が離接する方向への荷重を加えることで、ローラの撓みを補正することが可能な機構である。第 2 ベンド機構 5 2 (実施の形態 1 では、第 2 ベンドシリンダ 5 2 a) は、第 2 ベンド軸受部 3 2 と第 4 ベンド軸受部 3 4 の間に設けられ、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 が離接する方向への荷重を加えることで、ローラの撓みを補正することが可能な機構である。

40

【 0 0 1 8 】

後述するプレス圧力制御部 8 1 7 a (図 5 参照) による、第 1 圧縮機構 4 1 及び / 又は第 2 圧縮機構 4 2 の圧力変更によって、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 間のロールギャップが制御される。ロールギャップの変更に伴いロール撓みも変化する。後述するベンド圧力制御部 8 1 8 a (図 5 参照) による、第 1 ベンド機構 5 1 及び / 又は第 2 ベンド機構 5 2 の圧力変更によって、ロール撓み量を補正することができる。その際、ロールギャップも変化する。第 1 圧縮機構 4 1 及び / 又は第 2 圧縮機構 4 2 による圧力変化と逆の作用をする。

【 0 0 1 9 】

第 1 プレロード機構 6 1 (図 1 に示す例では、第 1 プレロードシリンダ 6 1 a) は、第

50

１ベンド軸受部３１に、第１加圧ローラ１１と第２加圧ローラ１２が離接する方向へ一定の荷重を加えている機構である。第２プレロード機構６２（図１に示す例では、第２プレロードシリンダ６２ａ）は、第２ベンド軸受部３２に、第１加圧ローラ１１と第２加圧ローラ１２が離接する方向へ一定の荷重を加えている機構である。第１プレロードシリンダ６１ａ及び第２プレロードシリンダ６２ａの圧力は固定であり、常に同じ圧力に設定されている。

【００２０】

図１に示す例では、第１プレロード機構６１及び第２プレロード機構６２が第１ベンド軸受部３１及び第２ベンド軸受部３２に第１加圧ローラ１１の自重以上のプレロード荷重を加えている。これにより、第１加圧ローラ１１を上方に適度に押し付け（引っ張り）、

10

【００２１】

図２は、実施の形態２に係るロールプレス装置の概略正面図である。以下、実施の形態１の構成との相違点を説明する。実施の形態１では、上側の第１ベンド軸受部３１及び第２ベンド軸受部３２と、下側の第３ベンド軸受部３３及び第４ベンド軸受部３４との間に、第１ベンドシリンダ５１ａ及び第２ベンドシリンダ５２ａを設け、第１加圧ローラ１１と第２加圧ローラ１２が離接する方向へ荷重を加えるタイプの第１ベンド機構５１及び第２ベンド機構５２を採用した。

【００２２】

20

実施の形態２では第１ベンド機構５１及び第２ベンド機構５２として、第１ベンド軸受部３１の外側に第３ベンドシリンダ５１ｂが、第２ベンド軸受部３２の外側に第４ベンドシリンダ５２ｂが、第３ベンド軸受部３３の外側に第５ベンドシリンダ５１ｃが、第４ベンド軸受部３４の外側に第６ベンドシリンダ５２ｃがそれぞれ設けられる。実施の形態２では、これらの第３ベンドシリンダ５１ｂ、第４ベンドシリンダ５２ｂ、第５ベンドシリンダ５１ｃ及び第６ベンドシリンダ５２ｃにより、第１加圧ローラ１１と第２加圧ローラ１２が離接する方向への荷重を加えるタイプを採用している。実施の形態２では第１プレロード機構６１及び第２プレロード機構６２は設けられない。

【００２３】

実施の形態２では、第１圧縮機構４１として、第１プレスシリンダ４１ａ、第１マグネスケール４１ｃ、第１ロードセル４１ｄを含む。実施の形態２では第１プレスシリンダ４１ａの圧力制御に油圧サーボ弁が使用される。第１マグネスケール４１ｃは、第１プレスシリンダ４１ａの位置を検出する。実施の形態２では、第１主軸受部２１に、第１加圧ローラ１１の自重による荷重が加えられている。第１ロードセル４１ｄは圧縮型のロードセルであり、第１主軸受部２１に加えられている荷重を検出する。第２圧縮機構４２の構成は、第１圧縮機構４１と同様であるため説明を省略する。実施の形態２では、第１電動スクリュ４１ｂ及び第２電動スクリュ４２ｂは設けられない。

30

【００２４】

図３は、実施の形態３に係るロールプレス装置の概略正面図である。以下、実施の形態１の構成との相違点を説明する。実施の形態３の第１ベンド機構５１及び第２ベンド機構５２は、実施の形態２の第１ベンド機構５１及び第２ベンド機構５２と同様のタイプを採用している。

40

【００２５】

実施の形態３の第１圧縮機構４１及び第２圧縮機構４２は、実施の形態１の第１電動スクリュ４１ｂ及び第２電動スクリュ４２ｂの代わりに、第１電動コッタ４１ｅ及び第２電動コッタ４２ｅが設けられる。第１ロードセル４１ｄ及び第２ロードセル４２ｄは設けられない。一般的に、実施の形態３に係るロールプレス装置は、実施の形態１、２に係るロールプレス装置より安価に製造することができる。

【００２６】

第１電動コッタ４１ｅは、第１主軸受部２１と第３主軸受部２３の間に設けられる。第

50

1 電動コッタ 4 1 e は、第 1 主軸受部 2 1 に固定された上側コッタと、第 3 主軸受部 2 3 に固定された下側コッタを含む。上側コッタの下面と下側コッタの上面がそれぞれテーパ面になっており、互いのテーパ面が対向するように配置される。下側コッタに、下側コッタを左右方向（テーパ面の方向）にスライドさせるためのリニアサーボモータが設けられる。下側コッタが左右にスライドすることにより、第 1 電動コッタ 4 1 e の高さを調整することができる。図 3 に示す例では、下側コッタが左方向にスライドすると第 1 電動コッタ 4 1 e の高さが低くなり、右方向にスライドすると第 1 電動コッタ 4 1 e の高さが高くなる。即ち、下側コッタを左方向にスライドするほど、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 が近接する方向への荷重が大きくなる。

【 0 0 2 7 】

10

第 2 電動コッタ 4 2 e は、第 2 主軸受部 2 2 と第 4 主軸受部 2 4 の間に設けられる。第 2 電動コッタ 4 2 e は、第 2 主軸受部 2 2 に固定された上側コッタ、第 4 主軸受部 2 4 に固定された下側コッタを含む。第 2 電動コッタ 4 2 e の構成は、第 1 電動コッタ 4 1 e と同様であるため説明を省略する。

【 0 0 2 8 】

図 4 は、実施の形態 1 ～ 3 に係るロールプレス装置 1 の概略側面図である。一对の第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 の入側には巻出機 1 3 が設置され、出側には巻取機 1 4 が設置されている。巻出機 1 3 は、コイル状に巻回されているシート状の電極板 2 を、一对の第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 に向けて巻き出す。巻取機 1 4 は、一对の第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 により圧縮加工された電極板 2 をコイル状に巻き取る。

20

【 0 0 2 9 】

モータ 1 5 は、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 を駆動するモータである。パルスジェネレータ 1 6 は、駆動用のモータ 1 5 に取り付けられ、モータ 1 5 の回転数を検出する。

【 0 0 3 0 】

厚み計 7 0 は、一对の第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 の出側に設けられ、電極板 2 の厚みを、電極板 2 の幅方向に並んだ第 1 地点、第 2 地点、第 3 地点の 3 点でそれぞれ検出する。第 1 地点は、電極板 2 の第 1 圧縮機構 4 1 が設けられる側の端部に設定される。第 2 地点は、電極板 2 の中央部に設定される。第 3 地点は、電極板 2 の第 2 圧縮機構 4 2 が設けられる側の端部に設定される。

30

【 0 0 3 1 】

一般的なロールプレス装置 1 では、モータ 1 5 が設置されている側（実施の形態 1 ～ 3 では第 1 圧縮機構 4 1 側）と反対側（実施の形態 1 ～ 3 では第 2 圧縮機構 4 2 側）にオペレータが操作する画面が設置される。そこで以下、実施の形態 1 ～ 3 では、第 1 地点を駆動側、第 2 地点を中央部、第 3 地点を操作側とそれぞれ表記する。すなわち、厚み計 7 0 は、圧縮加工後の電極板 2 の駆動側、中央部、操作側の厚みをそれぞれ検出する。

【 0 0 3 2 】

厚み計 7 0 は、1 つの厚み検出センサを電極板 2 の幅方向に走査して、連続的に電極板 2 の厚みを検出することにより、駆動側、中央部、操作側の厚みをそれぞれ抽出するものであってもよい。

40

【 0 0 3 3 】

また厚み計 7 0 は、3 つの厚み検出センサを駆動側、中央部、操作側にそれぞれ固定して設置し、3 つの厚み検出センサで駆動側、中央部、操作側の厚みをそれぞれ検出してもよい。

【 0 0 3 4 】

厚み計 7 0 の検出方式として、レーザセンサもしくは光学センサを用いて電極板 2 の両面までの距離をそれぞれ検出し、それらの位置関係から厚みを検出する方式を用いてもよい。また、磁気センサで渦電流の変化を検出して電極板 2 の外径面までの距離を検出し、レーザセンサもしくは光学センサでガイドロール上の電極板 2 の表面までの距離を検出し

50

、ガイドロールと電極板 2 の表面の位置関係から厚みを検出する方式を用いてもよい。なお、電極板 2 の表面までの距離を、白色共焦点方式のセンサを使用して検出してもよい。

【 0 0 3 5 】

制御装置 8 0 は、ロールプレス装置 1 全体を制御するための装置であり、図 4 に示す例では第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 を備える。第 1 制御盤 8 1 はプレス系の制御盤であり、第 2 制御盤 8 2 は厚み系の制御盤である。パルスジェネレータ 1 6 により生成される回転パルスは、第 1 制御盤 8 1 に入力される。厚み計 7 0 により検出される厚み検出値は、第 2 制御盤 8 2 に入力される。図 4 を用いて説明した構成は、実施の形態 1 ~ 3 で共通である。

【 0 0 3 6 】

図 5 は、第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 を用いたフィードバック制御例 1 を説明するための図である。フィードバック制御例 1 は、図 1 に示した実施の形態 1 に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードバック制御例 1 では、圧縮機構として第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a を使用する。ベンド機構として第 1 ベンドシリンダ 5 1 a 及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a を使用する。第 1 制御盤 8 1 は、P L C (Programmable Logic Controller)、P C (Personal Computer)、H M I (Human Machine Interface)、アクチュエータコントローラ等を含んで構成される。第 2 制御盤は、P L C、P C、センサコントローラ等を含んで構成される。

【 0 0 3 7 】

P L C 内で動作するプログラムは、P C 内の専用のアプリケーションで生成され、P L C にダウンロードされる。また P L C には、M E S (Manufacturing Execution System) から電極板 2 の製品情報が入力される。また P L C には、H M I を介してオペレータに入力された各種の設定値が入力される。フィードバック制御例 1 では当該設定値に、電極板 2 の厚み目標値、第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力設定値、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力設定値が含まれる。H M I は、オペレータの入力を受け付けるとともに、運転状況や警報などを表示したり、音声出力したりする。

【 0 0 3 8 】

図 5 は、フィードバック制御例 1 に関連する、第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 で実現される機能ブロックを描いている。第 1 制御盤 8 1 は、長さ測定部 8 1 1、取得タイミング生成部 8 1 2、厚み測定値取得部 8 1 3、特徴量算出部 8 1 4、補正值算出部 8 1 5、設定値補正部 8 1 6、プレス圧力制御部 8 1 7 a、P I D 制御部 8 1 7 b、プレス圧力偏差算出部 8 1 7 c、ベンド圧力制御部 8 1 8 a、P I D 制御部 8 1 8 b、及びベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c を含む。第 2 制御盤 8 2 は、厚み測定値算出部 8 2 1 を含む。

【 0 0 3 9 】

長さ測定部 8 1 1 には、パルスジェネレータ 1 6 から回転パルスが入力される。長さ測定部 8 1 1 は、入力された回転パルスをもとに、第 1 加圧ローラ 1 1 及び第 2 加圧ローラ 1 2 の回転速度を推定し、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 間を通過する電極板 2 の速度を推定する。長さ測定部 8 1 1 は、推定した電極板 2 の速度をもとに、電極板 2 の単位時間あたりに進む長さ（距離）を測定する。長さ測定部 8 1 1 は、測定した電極板 2 の長さを取得タイミング生成部 8 1 2 と厚み測定値算出部 8 2 1 に供給する。

【 0 0 4 0 】

厚み測定値算出部 8 2 1 には、厚み計 7 0 から駆動側、中央部、操作側のそれぞれの厚み検出値が入力される。また長さ測定部 8 1 1 から電極板 2 の長さが入力される。

【 0 0 4 1 】

厚み計 7 0 において 3 つの厚み検出センサを固定して厚みを検出する場合、制御する必要の無い高周期の厚み変動を除去するため、厚み測定値算出部 8 2 1 は、3 つの厚み検出値をそれぞれ電極板 2 の長さ方向（走行方向）に平均化してフィルタリングする。塗布工程における塗布ポンプ脈動などによる、走行方向の急峻な変化を除去するため、走行方向に 5 m m 以上の平均値を算出するのが望ましい。

10

20

30

40

50

【 0 0 4 2 】

例えば、1 mmピッチ毎に厚み検出値が入力される場合、厚み測定値算出部 8 2 1 は、走行方向に 5 点の移動平均値を算出して測定値とする。また、走行方向に検出した 5 点の内、最も外れている 2 点を排除した 3 点の平均値を算出して測定値としてもよい。厚み測定値算出部 8 2 1 は、移動平均値を算出する際、長さ測定部 8 1 1 から入力される電極板 2 の長さを同期信号として使用する。なお、電極板 2 の幅方向のスリットに相当する無塗工部や片面しか塗工されてない部分に相当する検出値は、除去する。

【 0 0 4 3 】

厚み計 7 0 において 1 つの厚み検出センサを電極板 2 の幅方向に走査して厚みを検出する場合、厚み測定値算出部 8 2 1 は、予め設定された駆動側、中央部、操作側のそれぞれの幅範囲の検出値の平均値を算出して測定値としてもよい。さらに当該測定値を上述したように走行方向に平均化して最終的な測定値としてもよい。

10

【 0 0 4 4 】

厚み測定値算出部 8 2 1 は、算出した駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、操作側厚み測定値 T_s を厚み測定値取得部 8 1 3 に供給する。

【 0 0 4 5 】

取得タイミング生成部 8 1 2 は厚み測定値取得部 8 1 3 が、厚み測定値算出部 8 2 1 から供給される駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、操作側厚み測定値 T_s を取得するタイミングを生成して、生成したタイミングを厚み測定値取得部 8 1 3 に供給する。

【 0 0 4 6 】

20

第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 によるプレス位置と、厚み計 7 0 との間には距離 L_t (パスライン長 L_t) がある。したがって、第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 による圧力変更により発生する厚み変化が、厚み計 7 0 により検出されるまでにタイムラグが発生する。また、圧縮機構および / またはベンド機構の圧力設定値を変更してから、圧縮機構および / またはベンド機構の実際の圧力変更が完了するまでにもタイムラグ t_d が発生する。

【 0 0 4 7 】

油圧サーボ弁で制御されるプレスシリンダ、減圧弁で制御されるプレスシリンダ、電動スクリュ、及び電動コッタの内、最も応答性が高いのは油圧サーボ弁で制御されるプレスシリンダであり、油圧サーボ弁で制御されるプレスシリンダが使用される場合が、最も制御系タイムラグ t_d が小さくなる。

30

【 0 0 4 8 】

パスライン長 L_t と制御系タイムラグ t_d は予め実測され、実測された値が、取得タイミング生成部 8 1 2 に固定値として設定される。取得タイミング生成部 8 1 2 は、パスライン長 L_t と比較する長さパラメータ L と、制御系タイムラグ t_d と比較する時間パラメータ t を使用する。取得タイミング生成部 8 1 2 は、長さパラメータ L を長さ測定部 8 1 1 から供給される電極板 2 の長さをもとにインクリメントし、制御系タイムラグ t_d を時計から供給されるクロックをもとにインクリメントする。

【 0 0 4 9 】

取得タイミング生成部 8 1 2 は、第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の少なくとも 1 つの圧力設定値が設定値補正部 8 1 6 により変更されると、長さパラメータ L と時間パラメータ t をゼロにリセットする。取得タイミング生成部 8 1 2 は、長さパラメータ L がパスライン長 L_t を超え、かつ時間パラメータ t が制御系タイムラグ t_d を超えると、厚み測定値取得部 8 1 3 に取得タイミングを供給する。

40

【 0 0 5 0 】

長さパラメータ L がパスライン長 L_t を超え、かつ時間パラメータ t が制御系タイムラグ t_d を超えた状態は、第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の少なくとも 1 つの圧力設定値の変更による電極板 2 の厚み変化が、厚み計 7 0 の検出値に反映されている状態である。

50

【 0 0 5 1 】

一方、長さパラメータ L がパスライン長 L_t を超えていない状態、または時間パラメータ t が制御系タイムラグ t_d を超えていない状態は、第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の少なくとも 1 つの圧力設定値の変更による電極板 2 の厚み変化が、厚み計 7 0 の検出値にまだ反映されていない状態である。この状態は、上記圧力設定値の変更が電極板 2 の厚みに与える影響を確認できていない状態である。

【 0 0 5 2 】

したがって、長さパラメータ L がパスライン長 L_t を超え、かつ時間パラメータ t が制御系タイムラグ t_d を超えた状態まで待つ必要があり、その状態になるまで次の圧力設定値の変更は保留される。これにより、無駄または過度な第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力設定値の変更が回避され、効率的な圧力設定値の調整が可能となる。

10

【 0 0 5 3 】

厚み測定値取得部 8 1 3 は、厚み測定値算出部 8 2 1 から供給される駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、及び操作側厚み測定値 T_s を、取得タイミング生成部 8 1 2 から供給されるタイミングで取得し、特徴量算出部 8 1 4 に供給する。

【 0 0 5 4 】

特徴量算出部 8 1 4 には、厚み測定値取得部 8 1 3 から駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、及び操作側厚み測定値 T_s が入力される。また特徴量算出部 8 1 4 には、オペレータにより設定された厚み目標値 T_t が入力される。

20

【 0 0 5 5 】

特徴量算出部 8 1 4 は、駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、操作側厚み測定値 T_s 、及び厚み目標値 T_t をもとに、制御すべき厚み特徴量として、下記 (式 1) ~ (式 3) で定義される 3 つの偏差特徴量を算出する。第 1 特徴量 T_{t-m} は、厚み目標値 T_t と駆動側厚み測定値 T_m の差分で規定される。第 2 特徴量 T_{t-s} は、厚み目標値 T_t と操作側厚み測定値 T_s の差分で規定される。第 3 特徴量 T_{drop} は、中央厚み測定値 T_c と、駆動側厚み測定値 T_m と操作側厚み測定値 T_s との平均値との差分で規定される。

【 0 0 5 6 】

$$T_{t-m} = T_t - T_m \quad \cdots (式 1)$$

30

$$T_{t-s} = T_t - T_s \quad \cdots (式 2)$$

$$T_{drop} = T_c - T_{ms,ave} = T_c - (T_m + T_s) / 2 \quad \cdots (式 3)$$

第 1 特徴量 $T_{t-m} = 0$ 、第 2 特徴量 $T_{t-s} = 0$ 、第 3 特徴量 $T_{drop} = 0$ の時、駆動側厚み測定値 T_m = 中央厚み測定値 T_c = 操作側厚み測定値 T_s = 厚み目標値 T_t となる。第 3 特徴量 T_{drop} は、厚みプロファイルの 2 次成分 (数値が大きい時、上に凸の放物線形状) を表しており、ロール撓みの大小とロール撓みの向きによって変化する。

【 0 0 5 7 】

特徴量算出部 8 1 4 は、算出した第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} を補正值算出部 8 1 5 に供給する。

【 0 0 5 8 】

40

本発明者らの実験によると、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} と荷重との間に、下記 (式 4) ~ (式 6) に定義される関係があることが分かった。

【 0 0 5 9 】

$$T_{t-m} \quad (駆動側荷重) \quad \cdots (式 4)$$

$$T_{t-s} \quad (操作側荷重) \quad \cdots (式 5)$$

$$T_{drop} = A \times (\text{トータルプレス荷重}) - B \times (\text{トータルベンド荷重}) - C \times (\text{トータルプレロード荷重}) \quad \cdots (式 6)$$

ここで、トータルプレス荷重は駆動側プレス荷重と操作側プレス荷重の合算であり、トータルベンド荷重は駆動側ベンド荷重と操作側ベンド荷重の合算であり、トータルプレロード荷重は駆動側プレロード荷重と操作側プレロード荷重の合算である。駆動側荷重は、

50

駆動側プレスシリンダと駆動側ベンドシリンダと駆動側プレロードシリンダによって発生する駆動側荷重である。操作側荷重は、操作側プレスシリンダと操作側ベンドシリンダと操作側プレロードシリンダによって発生する操作側荷重である。

【 0 0 6 0 】

プレスシリンダ荷重は被圧延材に圧力を加える方向に働き、ベンド荷重とプレロード荷重は被圧延材への圧力を下げる方向に働く。プレロードシリンダ荷重は、ロール撓みを過度に発生させない程度の圧力で、かつ設備のガタツキや振動を小さくできる押し付け圧力が確保された固定値に設定される。すなわち、厚み制御においてプレロード荷重は変化させない。なお、プレロードシリンダ荷重が過度に大きい場合、プレス圧力とベンド圧力の制御範囲内でロール撓みを制御することが困難になる。なお、第 1 プレロードシリンダ 6 1 a 及び第 2 プレロードシリンダ 6 2 a が設けられない設備の場合、プレロード荷重はゼロである。

10

【 0 0 6 1 】

上記（式 6）の A、B、C は正の定数であり、トータルプレス荷重、トータルベンド荷重、及びトータルプレロード荷重のそれぞれの駆動側荷重と操作側荷重との差が、第 3 特徴量 T_{drop} に対して与える影響が、それぞれ異なることを表している。

【 0 0 6 2 】

予め上記（式 4）～（式 6）のそれぞれの左辺と右辺の比例定数を測定しておくことで、トータルプレロード荷重が一定値の時、もしくはプレロード機構が設けられない時、上記（式 4）～（式 6）より、第 1 特徴量 T_{t-m} と第 2 特徴量 T_{t-s} と第 3 特徴量 T_{drop} を同時にゼロにするトータルプレス荷重とトータルベンド荷重を一義的に求めることができる。

20

【 0 0 6 3 】

フィードバック制御例 1 では、各シリンダの圧力を制御することで各荷重を制御する。荷重はシリンダ径（定数）×シリンダ圧力で計算される。上記（式 4）～（式 6）より、駆動側プレス圧力 P_m 、操作側プレス圧力 P_s 、駆動側ベンド圧力 B_m 、操作側ベンド圧力 B_s 、駆動側プレロード圧力 R_m 、操作側プレロード圧力 R_s 、平均プレス圧力 $P_{ave} = (P_m + P_s) / 2$ 、平均ベンド圧力 $B_{ave} = (B_m + B_s) / 2$ 、平均プレロード圧力 $R_{ave} = (R_m + R_s) / 2$ と、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} との間に下記（式 7）～（式 15）の関係が成り立つ。具体的には、上記（式 4）から下記（式 7）～（式 9）が導かれ、上記（式 5）から（式 10）～（式 12）が導かれ、上記（式 6）から下記（式 13）～（式 15）が導かれる。

30

【 0 0 6 4 】

$$\begin{aligned} T_{t-m} &= P_m \cdots \cdots \text{（式 7）} \\ T_{t-m} &= B_m \cdots \cdots \text{（式 8）} \\ T_{t-m} &= R_m \cdots \cdots \text{（式 9）} \\ T_{t-s} &= P_s \cdots \cdots \text{（式 10）} \\ T_{t-s} &= B_s \cdots \cdots \text{（式 11）} \\ T_{t-s} &= R_s \cdots \cdots \text{（式 12）} \\ T_{drop} &= P_{ave} \cdots \cdots \text{（式 13）} \\ T_{drop} &= B_{ave} \cdots \cdots \text{（式 14）} \\ T_{drop} &= R_{ave} \cdots \cdots \text{（式 15）} \end{aligned}$$

40

予め上記（式 7）～（式 8）、上記（式 10）～（式 11）、上記（式 13）～（式 14）の比例定数を測定しておく。プレロード圧力が一定の時、もしくはプレロード機構が設けられない時において、駆動側ベンド圧力 B_m と操作側ベンド圧力 B_s の圧力差を一定にすると、上記（式 7）と（式 10）に示す相関関係より、第 1 特徴量 T_{t-m} と第 2 特徴量 T_{t-s} が同時にゼロになる駆動側プレス圧力 P_m と操作側プレス圧力 P_s の駆動側プレス圧力補正值 ΔP_m と操作側プレス圧力補正值 ΔP_s がそれぞれ求まる。

【 0 0 6 5 】

上記（式 13）に示す相関関係より、上述の駆動側プレス圧力 P_m と操作側プレス圧力 P_s

50

s の補正に伴う第3特徴量 T_{drop} の変化量が求まる。上記(式14)に示す相関関係と、当該第3特徴量 T_{drop} の変化量をもとに、第3特徴量 T_{drop} をゼロにするための平均ベンド圧力 B_{ave} の補正值 ΔB_{ave} が求まる。駆動側ベンド圧力 B_m と操作側ベンド圧力 B_s の差が一定であるため、駆動側ベンド圧力 B_m と操作側ベンド圧力 B_s の駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m と操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s が求まる。

【0066】

第1プレスシリンダ41aの圧力が補正後の駆動側プレス圧力設定値 $P_m + \Delta P_m$ に、第2プレスシリンダ42aの圧力が補正後の操作側プレス圧力設定値 $P_s + \Delta P_s$ に、第1ベンドシリンダ51aの圧力が補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ に、及び第2ベンドシリンダ52aの圧力が補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ にそれぞれなるように、各シリンダの圧力を制御することで、電極板2の全幅に渡る厚みを目標値 T_t に制御することができる。

10

【0067】

補正值算出部815には、特徴量算出部814から第1特徴量 T_{t-m} 、第2特徴量 T_{t-s} 、第3特徴量 T_{drop} が供給される。また、HMIを介してオペレータにより入力された駆動側プレス圧力設定値 P_m 、操作側プレス圧力設定値 P_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。駆動側プレス圧力設定値 P_m 、操作側プレス圧力設定値 P_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s には、標準条件下において、第1特徴量 T_{t-m} 、第2特徴量 T_{t-s} 、第3特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように予め導出された値がそれぞれ設定されている。

20

【0068】

補正值算出部815は、第1特徴量 T_{t-m} 、第2特徴量 T_{t-s} 、第3特徴量 T_{drop} 、及び上記(式7)、(式8)、(式10)、(式11)、(式13)、(式14)の比例定数をもとに、駆動側プレス圧力補正值 ΔP_m 、操作側プレス圧力補正值 ΔP_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を算出する。補正值算出部815は、算出した駆動側プレス圧力補正值 ΔP_m 、操作側プレス圧力補正值 ΔP_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を設定値補正部816に供給する。

【0069】

設定値補正部816には、補正值算出部815から駆動側プレス圧力補正值 ΔP_m 、操作側プレス圧力補正值 ΔP_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s が供給される。また、HMIを介してオペレータにより入力された駆動側プレス圧力設定値 P_m 、操作側プレス圧力設定値 P_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。

30

【0070】

設定値補正部816は、駆動側プレス圧力設定値 P_m 、操作側プレス圧力設定値 P_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s に、駆動側プレス圧力補正值 ΔP_m 、操作側プレス圧力補正值 ΔP_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s をそれぞれ加算して、補正後の駆動側プレス圧力設定値 $P_m + \Delta P_m$ 、補正後の操作側プレス圧力設定値 $P_s + \Delta P_s$ 、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、及び補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ を算出する。

40

【0071】

設定値補正部816は、算出した補正後の駆動側プレス圧力設定値 $P_m + \Delta P_m$ 、補正後の操作側プレス圧力設定値 $P_s + \Delta P_s$ をプレス圧力偏差算出部817cに供給し、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ をベンド圧力偏差算出部818cに供給する。

【0072】

プレス圧力偏差算出部817cは、設定値補正部816から供給された補正後の駆動側プレス圧力設定値 $P_m + \Delta P_m$ と第1プレスシリンダ41aの圧力実測値との偏差、及び補正後の操作側プレス圧力設定値 $P_s + \Delta P_s$ と第2プレスシリンダ42aの圧力実測値と

50

の偏差をそれぞれ算出する。第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力実測値と第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力実測値はそれぞれ、例えば弁開度計の測定値に応じて推定することができる。

【 0 0 7 3 】

プレス圧力偏差算出部 8 1 7 c は、算出した第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力偏差と第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力偏差を P I D 制御部 8 1 7 b に供給する。P I D 制御部 8 1 7 b は、第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力偏差、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力偏差をもとに、第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量を生成する。

【 0 0 7 4 】

なお、P I D 補償の代わりに、P 補償、P I 補償、または P D 補償を用いてもよい。P 補償では比例項（定常偏差）を制御でき、I 補償では積分項を制御でき、D 補償では微分項を制御できる。

【 0 0 7 5 】

P I D 制御部 8 1 7 b は、生成した第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量と第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量をプレス圧力制御部 8 1 7 a に供給する。プレス圧力制御部 8 1 7 a は、アクチュエータを含み、第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量をもとに、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a をそれぞれ駆動する。

【 0 0 7 6 】

ベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ と第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力実測値との偏差、及び補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ と第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力実測値との偏差をそれぞれ算出する。

【 0 0 7 7 】

ベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c は、算出した第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力偏差と第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力偏差を P I D 制御部 8 1 8 b に供給する。P I D 制御部 8 1 8 b は、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力偏差、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力偏差をもとに、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力の操作量、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力の操作量を生成する。

【 0 0 7 8 】

P I D 制御部 8 1 8 b は、生成した第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力の操作量と第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力の操作量をベンド圧力制御部 8 1 8 a に供給する。ベンド圧力制御部 8 1 8 a は、アクチュエータを含み、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力の操作量、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力の操作量をもとに、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a をそれぞれ駆動する。

【 0 0 7 9 】

このようにフィードバック制御例 1 では、プレスシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はプレスシリンダの圧力である。また、ベンドシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はベンドシリンダの圧力である。プレスシリンダ圧力の設定値と、ベンドシリンダ圧力の設定値に、厚み測定値から算出される補正値が加えられることにより、電極板 2 の厚みが目標値に制御される。

【 0 0 8 0 】

図 6 は、第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 を用いたフィードバック制御例 2 を説明するための図である。フィードバック制御例 2 は、図 2 に示した実施の形態 2 に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードバック制御例 2 では、圧縮機構として第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a を使用する。ベンド機構として第 3 ベンドシリンダ 5 1 b 及び第 5 ベンドシリンダ 5 1 c の少なくとも一方、並びに第 4 ベンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c の少なくとも一方を使用する。以下、図

10

20

30

40

50

5 に示したフィードバック制御例 1 との相違点を説明する。フィードバック制御例 2 では、プレス圧力制御部 8 1 7 a、P I D 制御部 8 1 7 b、及びプレス圧力偏差算出部 8 1 7 c の代わりに、シリンダ位置制御部 8 1 7 d、P I D 制御部 8 1 7 e、及びシリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f が設けられる。

【 0 0 8 1 】

本発明者らの実験によると、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} と、駆動側プレスシリンダ位置 G_m 、操作側プレスシリンダ位置 G_s 、平均プレスシリンダ位置 $G_{ave} = (G_m + G_s) / 2$ との間に、下記 (式 1 6) ~ (式 1 8) に定義される関係があることが分かった。

【 0 0 8 2 】

$T_{t-m} \quad G_m \quad \cdots \quad (式 1 6)$

$T_{t-s} \quad G_s \quad \cdots \quad (式 1 7)$

$T_{drop} - G_{ave} \quad \cdots \quad (式 1 8)$

電極板 2 の厚みはプレスシリンダ位置の変化だけで増減するわけではなく、電極板 2 からの反力が変化することによる第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 の弾性変形量も考慮する必要がある。

【 0 0 8 3 】

駆動側プレスシリンダ位置 G_m 、操作側プレスシリンダ位置 G_s 、平均プレスシリンダ位置 G_{ave} と、電極板 2 の厚みを表す第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} との相関関係は、予め実験的に求めておく。

【 0 0 8 4 】

駆動側ベンド圧力 B_m と操作側ベンド圧力 B_s の圧力差を一定にすると、上記 (式 1 6) と (式 1 7) に示す相関関係より、第 1 特徴量 T_{t-m} と第 2 特徴量 T_{t-s} が同時にゼロになる駆動側プレスシリンダ位置 G_m と操作側プレスシリンダ位置 G_s の駆動側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_m と操作側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_s がそれぞれ求まる。

【 0 0 8 5 】

上記 (式 1 8) に示す相関関係より、上述の駆動側プレスシリンダ位置 G_m と操作側プレスシリンダ位置 G_s の補正に伴う第 3 特徴量 T_{drop} の変化量 ΔT_{drop} が求まる。上記 (式 1 4) に示す相関関係より、当該変化量 ΔT_{drop} が加味された第 3 特徴量 $T_{drop} + \Delta T_{drop}$ をゼロにするための平均ベンド圧力 B_{ave} の補正值 ΔB_{ave} が求まる。

【 0 0 8 6 】

第 1 プレスシリンダ 4 1 a のシリンダ位置が補正後の駆動側プレスシリンダ位置設定値 $G_m + \Delta G_m$ に、第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置が補正後の操作側プレスシリンダ位置設定値 $G_s + \Delta G_s$ に、第 3 ベンドシリンダ 5 1 b 及び第 5 ベンドシリンダ 5 1 c の圧力が補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ に、並びに第 4 ベンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c の圧力が補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ にそれぞれなるように、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置と、第 3 ベンドシリンダ 5 1 b、第 5 ベンドシリンダ 5 1 c、第 4 ベンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c の圧力を制御することで、電極板 2 の全幅に渡る厚みを目標値 T_t に制御することができる。

【 0 0 8 7 】

補正值算出部 8 1 5 には、特徴量算出部 8 1 4 から第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が供給される。また、H M I を介してオペレータにより入力された駆動側プレスシリンダ位置設定値 G_m 、操作側プレスシリンダ位置設定値 G_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。駆動側プレスシリンダ位置設定値 G_m 、操作側プレスシリンダ位置設定値 G_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s には、標準条件下において、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように予め導出された値がそれぞれ設定されている。

【 0 0 8 8 】

補正值算出部 8 1 5 は、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} 、及び上記（式 1 6）、（式 1 7）、（式 1 8）、（式 1 4）の比例定数をもとに、駆動側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_m 、操作側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を算出する。補正值算出部 8 1 5 は、算出した駆動側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_m 、操作側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を設定値補正部 8 1 6 に供給する。

【 0 0 8 9 】

設定値補正部 8 1 6 には、補正值算出部 8 1 5 から駆動側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_m 、操作側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s が供給される。また、HMI を介してオペレータにより入力された駆動側プレスシリンダ位置設定値 G_m 、操作側プレスシリンダ位置設定値 G_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。

10

【 0 0 9 0 】

設定値補正部 8 1 6 は、駆動側プレスシリンダ位置設定値 G_m 、操作側プレスシリンダ位置設定値 G_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s に、駆動側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_m 、操作側プレスシリンダ位置補正值 ΔG_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s をそれぞれ加算して、補正後の駆動側プレスシリンダ位置設定値 $G_m + \Delta G_m$ 、補正後の操作側プレスシリンダ位置設定値 $G_s + \Delta G_s$ 、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、及び補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ を算出する。

20

【 0 0 9 1 】

設定値補正部 8 1 6 は、算出した補正後の駆動側プレスシリンダ位置設定値 $G_m + \Delta G_m$ 、補正後の操作側プレスシリンダ位置設定値 $G_s + \Delta G_s$ をシリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f に供給し、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ をベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c に供給する。

【 0 0 9 2 】

シリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の駆動側プレスシリンダ位置設定値 $G_m + \Delta G_m$ と、第 1 マグネスケール 4 1 c により測定された第 1 プレスシリンダ 4 1 a のシリンダ位置の実測値との偏差を算出する。またシリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の操作側プレスシリンダ位置設定値 $G_s + \Delta G_s$ と、第 2 マグネスケール 4 2 c により測定された第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置の実測値との偏差を算出する。

30

【 0 0 9 3 】

シリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f は、算出した第 1 プレスシリンダ 4 1 a のシリンダ位置偏差と第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置偏差を PID 制御部 8 1 7 e に供給する。PID 制御部 8 1 7 e は、第 1 プレスシリンダ 4 1 a のシリンダ位置偏差、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置偏差をもとに、第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量を生成する。

【 0 0 9 4 】

40

PID 制御部 8 1 7 e は、生成した第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量と第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量をシリンダ位置制御部 8 1 7 d に供給する。シリンダ位置制御部 8 1 7 d は、アクチュエータを含み、第 1 プレスシリンダ 4 1 a の圧力の操作量、及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力の操作量をもとに、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a をそれぞれ駆動する。

【 0 0 9 5 】

フィードバック制御例 2 ではベンド機構として、第 3 ベンドシリンダ 5 1 b、第 5 ベンドシリンダ 5 1 c、第 4 ベンドシリンダ 5 2 b、及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c を制御しているが、フィードバック制御例 1 における第 1 ベンドシリンダ 5 1 a 及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a を制御する場合と基本的に同じであるため説明を省略する。

50

【 0 0 9 6 】

このようにフィードバック制御例 2 では、フィードバック制御例 1 のようにプレスシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御するのではなく、プレスシリンダの位置が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はプレスシリンダの位置である。また、フィードバック制御例 2 でもベンドシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はベンドシリンダの圧力である。プレスシリンダ位置の設定値と、ベンドシリンダ圧力の設定値に、厚み測定値から算出される補正值が加えられることにより、電極板 2 の厚みが目標値に制御される。

【 0 0 9 7 】

図 7 は、第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 を用いたフィードバック制御例 3 を説明するための図である。フィードバック制御例 3 は、図 1 に示した実施の形態 1 に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードバック制御例 3 では、圧縮機構として第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b を使用する。なお、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a には、第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置制御によって、シリンダの位置が変化しないように、十分に大きな圧力（固定値）を付加しておく。

【 0 0 9 8 】

ベンド機構として第 1 ベンドシリンダ 5 1 a 及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a を使用する。以下、図 5 に示したフィードバック制御例 1 との相違点を説明する。フィードバック制御例 3 では、プレス圧力制御部 8 1 7 a、PID 制御部 8 1 7 b、及びプレス圧力偏差算出部 8 1 7 c の代わりに、スクリュ位置制御部 8 1 7 g、PID 制御部 8 1 7 h、及びスクリュ位置偏差算出部 8 1 7 i が設けられる。

【 0 0 9 9 】

本発明者らの実験によると、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} と、駆動側電動スクリュ位置 D_m 、操作側電動スクリュ位置 D_s 、平均電動スクリュ位置 $D_{ave} = (D_m + D_s) / 2$ との間に、下記（式 19）～（式 21）に定義される関係があることが分かった。

【 0 1 0 0 】

$$T_{t-m} \quad D_m \quad \cdots \quad (\text{式 19})$$

$$T_{t-s} \quad D_s \quad \cdots \quad (\text{式 20})$$

$$T_{drop} - D_{ave} \quad \cdots \quad (\text{式 21})$$

電極板 2 の厚みは電動スクリュ位置の変化だけで増減するわけではなく、電極板 2 からの反力が変化することによる第 1 加圧ローラ 1 1 と第 2 加圧ローラ 1 2 の弾性変形量も考慮する必要がある。

【 0 1 0 1 】

駆動側電動スクリュ位置 D_m 、操作側電動スクリュ位置 D_s 、平均電動スクリュ位置 D_{ave} と、電極板 2 の厚みを表す第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} との相関関係は、予め実験的に求めておく。

【 0 1 0 2 】

プレロード圧力が一定の時、もしくはプレロード機構が設けられない時において、駆動側ベンド圧力 B_m と操作側ベンド圧力 B_s の圧力差を一定にすると、上記（式 19）と（式 20）に示す相関関係より、第 1 特徴量 T_{t-m} と第 2 特徴量 T_{t-s} が同時にゼロになる駆動側電動スクリュ位置 D_m と操作側電動スクリュ位置 D_s の駆動側電動スクリュ位置補正值 ΔD_m と操作側電動スクリュ位置補正值 ΔD_s がそれぞれ求まる。

【 0 1 0 3 】

上記（式 21）に示す相関関係より、上述の駆動側電動スクリュ位置 D_m と操作側電動スクリュ位置 D_s の補正に伴う第 3 特徴量 T_{drop} の変化量 ΔT_{drop} が求まる。上記（式 14）に示す相関関係より、当該変化量 ΔT_{drop} が加味された第 3 特徴量 $T_{drop} + \Delta T_{drop}$ をゼロにするための平均ベンド圧力 B_{ave} の補正值 ΔB_{ave} が求まる。

【 0 1 0 4 】

10

20

30

40

50

第 1 電動スクリュ 4 1 b の位置が補正後の駆動側電動スクリュ位置設定値 $D_m + \Delta D_m$ に、第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置が補正後の操作側電動スクリュ位置設定値 $D_s + \Delta D_s$ に、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a の圧力が補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ に、及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力が補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ にそれぞれなるように、第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置と、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a 及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a の圧力を制御することで、電極板 2 の全幅に渡る厚みを目標値 T_t に制御することができる。

【 0 1 0 5 】

補正值算出部 8 1 5 には、特徴量算出部 8 1 4 から第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が供給される。また、HMI を介してオペレータにより入力された駆動側電動スクリュ位置設定値 D_m 、操作側電動スクリュ位置設定値 D_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。駆動側電動スクリュ位置設定値 D_m 、操作側電動スクリュ位置設定値 D_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s には、標準条件下において、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように予め導出された値がそれぞれ設定されている。

【 0 1 0 6 】

補正值算出部 8 1 5 は、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} 、及び上記（式 19）、（式 20）、（式 21）、（式 14）の比例定数をもとに、駆動側電動スクリュ位置補正值 ΔD_m 、操作側電動スクリュ位置補正值 ΔD_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を算出する。補正值算出部 8 1 5 は、算出した駆動側電動スクリュ位置補正值 ΔD_m 、操作側電動スクリュ位置補正值 ΔD_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s を設定値補正部 8 1 6 に供給する。

【 0 1 0 7 】

設定値補正部 8 1 6 には、補正值算出部 8 1 5 から駆動側電動スクリュ位置補正值 ΔD_m 、操作側電動スクリュ位置補正值 ΔD_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s が供給される。また、HMI を介してオペレータにより入力された駆動側電動スクリュ位置設定値 D_m 、操作側電動スクリュ位置設定値 D_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。

【 0 1 0 8 】

設定値補正部 8 1 6 は、駆動側電動スクリュ位置設定値 D_m 、操作側電動スクリュ位置設定値 D_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s に、駆動側電動スクリュ位置補正值 ΔD_m 、操作側電動スクリュ位置補正值 ΔD_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s をそれぞれ加算して、補正後の駆動側電動スクリュ位置設定値 $D_m + \Delta D_m$ 、補正後の操作側電動スクリュ位置設定値 $D_s + \Delta D_s$ 、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、及び補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ を算出する。

【 0 1 0 9 】

設定値補正部 8 1 6 は、算出した補正後の駆動側電動スクリュ位置設定値 $D_m + \Delta D_m$ 、補正後の操作側電動スクリュ位置設定値 $D_s + \Delta D_s$ をスクリュ位置偏差算出部 8 1 7 i に供給し、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ をベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c に供給する。

【 0 1 1 0 】

スクリュ位置偏差算出部 8 1 7 i は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の駆動側電動スクリュ位置設定値 $D_m + \Delta D_m$ と、第 1 電動スクリュ 4 1 b の位置の測定値との偏差を算出する。またスクリュ位置偏差算出部 8 1 7 i は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の操作側電動スクリュ位置設定値 $D_s + \Delta D_s$ と、第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置の測定値との偏差を算出する。

【 0 1 1 1 】

スクリュ位置制御部 8 1 7 g は、第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b を圧下させるためのサーボモータをそれぞれ含む。第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b のそれぞれの位置の変化量は、それぞれのサーボモータの回転数から計算することができる。

【 0 1 1 2 】

スクリュ位置偏差算出部 8 1 7 i は、算出した第 1 電動スクリュ 4 1 b の位置偏差と第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置偏差を P I D 制御部 8 1 7 h に供給する。P I D 制御部 8 1 7 h は、第 1 電動スクリュ 4 1 b の位置偏差、及び第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置偏差をもとに、第 1 電動スクリュ 4 1 b 用のサーボモータの回転の操作量、及び第 2 電動スクリュ 4 2 b 用のサーボモータの回転の操作量を生成する。

10

【 0 1 1 3 】

P I D 制御部 8 1 7 h は、生成した第 1 電動スクリュ 4 1 b 用のサーボモータの回転の操作量と第 2 電動スクリュ 4 2 b 用のサーボモータの回転の操作量をスクリュ位置制御部 8 1 7 g に供給する。スクリュ位置制御部 8 1 7 g は、第 1 電動スクリュ 4 1 b 用のサーボモータの回転の操作量、及び第 2 電動スクリュ 4 2 b 用のサーボモータの回転の操作量をもとに、第 1 電動スクリュ 4 1 b 用のサーボモータ及び第 2 電動スクリュ 4 2 b 用のサーボモータをそれぞれ駆動する。

【 0 1 1 4 】

このようにフィードバック制御例 3 では、フィードバック制御例 1 のようにプレスシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御するのではなく、電動スクリュの位置が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はサーボモータの回転数である。フィードバック制御例 3 でもベンドシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はベンドシリンダの圧力である。電動スクリュの位置の設定値と、ベンドシリンダ圧力の設定値に、厚み測定値から算出される補正値が加えられることにより、電極板 2 の厚みが目標値に制御される。

20

【 0 1 1 5 】

図 8 は、第 1 制御盤 8 1 及び第 2 制御盤 8 2 を用いたフィードバック制御例 4 を説明するための図である。フィードバック制御例 4 は、図 3 に示した実施の形態 3 に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードバック制御例 4 では、圧縮機構として第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e を使用する。なお、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a には、第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e の高さ制御によって、シリンダの位置が変化しないように、十分に大きな圧力（固定値）を付加しておく。

30

【 0 1 1 6 】

ベンド機構として第 3 ベンドシリンダ 5 1 b 及び第 5 ベンドシリンダ 5 1 c の少なくとも一方、並びに第 4 ベンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c の少なくとも一方を使用する。以下、図 5 に示したフィードバック制御例 1 との相違点を説明する。フィードバック制御例 4 では、プレス圧力制御部 8 1 7 a、P I D 制御部 8 1 7 b、及びプレス圧力偏差算出部 8 1 7 c の代わりに、コッタ高さ制御部 8 1 7 j、P I D 制御部 8 1 7 k、及びコッタ高さ偏差算出部 8 1 7 l が設けられる。

40

【 0 1 1 7 】

第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e が第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a に接触し、第 1 加圧ローラ 1 1 及び第 2 加圧ローラ 1 2 が電極板 2 に接触している状態において、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a によるプレス荷重の一部は第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e に分散するため、（電極板 2 に作用する荷重）は、（プレス荷重）－（コッタに作用する荷重）で表される。

【 0 1 1 8 】

第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力が一定のとき、プレス荷重は一定となる。この状態では、コッタ高さを変化させてコッタに作用する荷重を変化

50

させることで、電極板 2 に作用する荷重を変化させることができる。第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e のそれぞれの高さの変化による第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e のそれぞれに作用する荷重変化の測定は難しい。

【 0 1 1 9 】

本発明者らの実験によると、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} と、駆動側電動コッタ高さ K_m 、操作側電動コッタ高さ K_s 、平均電動コッタ高さ $K_{ave} = (K_m + K_s) / 2$ との間に、下記 (式 2 2) ~ (式 2 4) に定義される関係があることが分かった。

【 0 1 2 0 】

$$T_{t-m} \propto K_m \quad \dots (式 2 2)$$

10

$$T_{t-s} \propto K_s \quad \dots (式 2 3)$$

$$T_{drop} \propto K_{ave} \quad \dots (式 2 4)$$

駆動側電動コッタ高さ K_m 、操作側電動コッタ高さ K_s 、平均電動コッタ高さ K_{ave} と、電極板 2 の厚みを表す第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} との相関関係は、予め実験的に求めておく。

【 0 1 2 1 】

駆動側バンド圧力 B_m と操作側バンド圧力 B_s の圧力差を一定にすると、上記 (式 2 2) と (式 2 3) に示す相関関係より、第 1 特徴量 T_{t-m} と第 2 特徴量 T_{t-s} が同時にゼロになる駆動側電動コッタ高さ K_m と操作側電動コッタ高さ K_s の駆動側電動コッタ高さ補正值 ΔK_m と操作側電動コッタ高さ補正值 ΔK_s がそれぞれ求まる。

20

【 0 1 2 2 】

上記 (式 2 4) に示す相関関係より、上述の駆動側電動コッタ高さ K_m と操作側電動コッタ高さ K_s の補正に伴う第 3 特徴量 T_{drop} の変化量 ΔT_{drop} が求まる。上記 (式 1 4) に示す相関関係より、当該変化量 ΔT_{drop} が加味された第 3 特徴量 $T_{drop} + \Delta T_{drop}$ をゼロにするための平均バンド圧力 B_{ave} の補正值 ΔB_{ave} が求まる。

【 0 1 2 3 】

第 1 電動コッタ 4 1 e の高さが補正後の駆動側電動コッタ高さ設定値 $K_m + \Delta K_m$ に、第 2 電動コッタ 4 2 e の高さが補正後の操作側電動コッタ高さ設定値 $K_s + \Delta K_s$ に、第 3 バンドシリンダ 5 1 b 及び第 5 バンドシリンダ 5 1 c の圧力が補正後の駆動側バンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ に、並びに第 4 バンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 バンドシリンダ 5 2 c の圧力が補正後の操作側バンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ にそれぞれなるように、第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e の高さ、第 3 バンドシリンダ 5 1 b、第 5 バンドシリンダ 5 1 c、第 4 バンドシリンダ 5 2 b 及び第 6 バンドシリンダ 5 2 c の圧力を制御することで、電極板 2 の全幅に渡る厚みを目標値 T_t に制御することができる。

30

【 0 1 2 4 】

補正值算出部 8 1 5 には、特徴量算出部 8 1 4 から第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が供給される。また、HMI を介してオペレータにより入力された駆動側電動コッタ高さ設定値 K_m 、操作側電動コッタ高さ設定値 K_s 、駆動側バンド圧力設定値 B_m 、及び操作側バンド圧力設定値 B_s が供給される。駆動側電動コッタ高さ設定値 K_m 、操作側電動コッタ高さ設定値 K_s 、駆動側バンド圧力設定値 B_m 、及び操作側バンド圧力設定値 B_s には、標準条件下において、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように予め導出された値がそれぞれ設定されている。

40

【 0 1 2 5 】

補正值算出部 8 1 5 は、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、第 3 特徴量 T_{drop} 、及び上記 (式 2 2)、(式 2 3)、(式 2 4)、(式 1 4) の比例定数をもとに、駆動側電動コッタ高さ補正值 ΔK_m 、操作側電動コッタ高さ補正值 ΔK_s 、駆動側バンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側バンド圧力補正值 ΔB_s を算出する。補正值算出部 8 1 5 は、算出した駆動側電動コッタ高さ補正值 ΔK_m 、操作側電動コッタ高さ補正值 ΔK_s 、駆動側バンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側バンド圧力補正值 ΔB_s を設定値補正部 8 1 6 に

50

供給する。

【 0 1 2 6 】

設定値補正部 8 1 6 には、補正值算出部 8 1 5 から駆動側電動コッタ高さ補正值 ΔK_m 、操作側電動コッタ高さ補正值 ΔK_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s が供給される。また、HMI を介してオペレータにより入力された駆動側電動コッタ高さ設定値 K_m 、操作側電動コッタ高さ設定値 K_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s が供給される。

【 0 1 2 7 】

設定値補正部 8 1 6 は、駆動側電動コッタ高さ設定値 K_m 、操作側電動コッタ高さ設定値 K_s 、駆動側ベンド圧力設定値 B_m 、及び操作側ベンド圧力設定値 B_s に、駆動側電動コッタ高さ補正值 ΔK_m 、操作側電動コッタ高さ補正值 ΔK_s 、駆動側ベンド圧力補正值 ΔB_m 、及び操作側ベンド圧力補正值 ΔB_s をそれぞれ加算して、補正後の駆動側電動コッタ高さ設定値 $K_m + \Delta K_m$ 、補正後の操作側電動コッタ高さ設定値 $K_s + \Delta K_s$ 、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、及び補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ を算出する。

10

【 0 1 2 8 】

設定値補正部 8 1 6 は、算出した補正後の駆動側電動コッタ高さ設定値 $K_m + \Delta K_m$ 、補正後の操作側電動コッタ高さ設定値 $K_s + \Delta K_s$ をコッタ高さ偏差算出部 8 1 7 1 に供給し、補正後の駆動側ベンド圧力設定値 $B_m + \Delta B_m$ 、補正後の操作側ベンド圧力設定値 $B_s + \Delta B_s$ をベンド圧力偏差算出部 8 1 8 c に供給する。

20

【 0 1 2 9 】

コッタ高さ偏差算出部 8 1 7 1 は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の駆動側電動コッタ高さ設定値 $K_m + \Delta K_m$ と、第 1 電動コッタ 4 1 e の高さの測定値との偏差を算出する。またコッタ高さ偏差算出部 8 1 7 1 は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後の操作側電動コッタ高さ設定値 $K_s + \Delta K_s$ と、第 2 電動コッタ 4 2 e の高さの測定値との偏差を算出する。

【 0 1 3 0 】

コッタ高さ制御部 8 1 7 j は、第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e のそれぞれの下側コッタを左右方向にスライドさせるためのリニアサーボモータをそれぞれ含む。第 1 電動コッタ 4 1 e 及び第 2 電動コッタ 4 2 e のそれぞれの高さの変化量は、それぞれのリニアサーボモータの移動量から計算することができる。なお、第 1 主軸受部 2 1 と第 3 主軸受部 2 3 間に距離計を設けて第 1 電動コッタ 4 1 e の高さを、第 2 主軸受部 2 2 と第 4 主軸受部 2 4 間に距離計を設けて第 2 電動コッタ 4 2 e の高さをそれぞれ測定してもよい。

30

【 0 1 3 1 】

コッタ高さ偏差算出部 8 1 7 1 は、算出した第 1 電動コッタ 4 1 e の高さ偏差と第 2 電動コッタ 4 2 e の高さ偏差を PID 制御部 8 1 7 k に供給する。PID 制御部 8 1 7 k は、第 1 電動コッタ 4 1 e の高さ偏差、及び第 2 電動コッタ 4 2 e の高さ偏差をもとに、第 1 電動コッタ 4 1 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量、及び第 2 電動コッタ 4 2 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量を生成する。

40

【 0 1 3 2 】

PID 制御部 8 1 7 k は、生成した第 1 電動コッタ 4 1 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量と第 2 電動コッタ 4 2 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量をコッタ高さ制御部 8 1 7 j に供給する。コッタ高さ制御部 8 1 7 j は、第 1 電動コッタ 4 1 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量、及び第 2 電動コッタ 4 2 e 用のリニアサーボモータの移動の操作量をもとに、第 1 電動コッタ 4 1 e 用のリニアサーボモータ及び第 2 電動コッタ 4 2 e 用のリニアサーボモータをそれぞれ駆動する。

【 0 1 3 3 】

フィードバック制御例 4 ではベンド機構として、第 3 ベンドシリンダ 5 1 b、第 5 ベンドシリンダ 5 1 c、第 4 ベンドシリンダ 5 2 b、及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c を制御し

50

ているが、フィードバック制御例 1 における第 1 ベンドシリンダ 5 1 a 及び第 2 ベンドシリンダ 5 2 a を制御する場合と基本的に同じであるため説明を省略する。

【 0 1 3 4 】

このようにフィードバック制御例 4 では、フィードバック制御例 1 のようにプレスシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御するのではなく、電動コッタの高さが設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はリニアサーボモータの移動量である。フィードバック制御例 4 でもベンドシリンダの圧力が設定値を維持するようにフィードバック制御する。操作対象はベンドシリンダの圧力である。電動コッタの高さの設定値と、ベンドシリンダ圧力の設定値に、厚み測定値から算出される補正値が加えられることにより、電極板 2 の厚みが目標値に制御される。

10

【 0 1 3 5 】

上述の第 1 プレスシリンダ 4 1 a、第 2 プレスシリンダ 4 2 a、第 1 ベンドシリンダ 5 1 a、第 2 ベンドシリンダ 5 2 a、第 3 ベンドシリンダ 5 1 b、第 4 ベンドシリンダ 5 2 b、第 5 ベンドシリンダ 5 1 c、及び第 6 ベンドシリンダ 5 2 c に油圧シリンダを使用する場合、油圧シリンダのなるべく近くに油圧制御機器を設置することが望ましい。また、油圧制御機器として、圧力制御速度の速い油圧サーボ弁を使用することが望ましい。これにより、油圧シリンダの圧力変更に伴う油圧配管の圧力変化による圧力応答の遅れや圧力ハンチングを防止することができる。

【 0 1 3 6 】

ところで、フィードバック制御例 1 ~ 4 に示した、搬送中の電極板 2 の厚みを厚み計 7 0 で測定し、フィードバック制御により電極板 2 の厚みを補正する方法では、搬送ラインの加速または減速時の厚み変化を高精度に補正することが難しい。搬送ラインの加速または減速時の速度を遅くすることも考えられるが、その場合、生産効率が低下する。そこで、搬送ラインの速度変化による電極板 2 の厚み変化を予測し、フィードフォワード制御により電極板 2 の厚みを補正する方法を導入する。

20

【 0 1 3 7 】

図 9 は、あるロールプレス装置 1 の一定のプレス・ベンド条件下における、ライン速度の変化に対する電極板 2 の厚み変化の関係をプロットした図である。横軸がライン速度 [m p m]、縦軸が電極板 2 の厚み幅平均値 [μ m] を示している。図 9 に示すように、ライン速度が速くなるほど、電極板 2 の厚みが厚くなるのが分かる。

30

【 0 1 3 8 】

図 1 0 は、第 1 制御盤 8 1 を用いたフィードフォワード制御例 1 を説明するための図である。フィードフォワード制御例 1 は、図 1 に示した実施の形態 1 に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードフォワード制御例 1 では、圧縮機構として第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a を使用する。本明細書ではフィードフォワード制御を単純化するため、フィードフォワード制御にベンド機構は使用しない。

【 0 1 3 9 】

図 1 0 は、フィードフォワード制御例 1 に関連する第 1 制御盤 8 1 で実現される機能ブロックを描いている。第 1 制御盤 8 1 は、ライン速度設定変更部 8 1 9、ライン速度制御部 8 1 1 0、補正値算出部 8 1 5、設定値補正部 8 1 6、プレス圧力制御部 8 1 7 a、P I D 制御部 8 1 7 b、及びプレス圧力偏差算出部 8 1 7 c を含む。

40

【 0 1 4 0 】

ライン速度制御部 8 1 1 0 は、ライン速度設定変更部 8 1 9 から供給されたライン速度の指令値をもとに、巻出機 1 3 の回転速度、第 1 加圧ローラ 1 1 及び第 2 加圧ローラ 1 2 の回転速度、並びに巻取機 1 4 の回転速度を制御する。

【 0 1 4 1 】

ライン速度設定変更部 8 1 9 には、オペレータにより設定されたライン速度が入力される。搬送ラインの加速時の加速度、及び減速時の減速度は基本的に、ロールプレス装置 1 のメーカにより予め設定されている。なお、加速時の加速度、及び減速時の減速度がユーザにより設定変更可能な仕様であってもよい。

50

【 0 1 4 2 】

フィードフォワード制御例 1 では、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を予測し、電極板 2 の厚みを一定に維持するのに必要なプレス荷重を計算し、プレス荷重をフィードフォワード制御で変化させる。ライン速度と電極板 2 の厚みとの関係は、実験的に調査しておくことで、適切なプレス圧力を高精度に予測することができる。

【 0 1 4 3 】

ライン速度の加速度または減速度を $\alpha [m / s^2]$ としたとき、加速または減速開始から S 秒後のライン速度 V_s は、加速または減速開始時の速度 V_0 と、加速または減速開始から S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s を用いて、下記（式 2 5）のように定義できる。加速または減速開始から S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s は、下記（式 2 6）のように定義できる。

10

【 0 1 4 4 】

$$V_s = V_0 + \Delta V_s = V_0 + \alpha \times S \quad \cdots \text{（式 2 5）}$$

$$\Delta V_s = V_s - V_0 = \alpha \times S \quad \cdots \text{（式 2 6）}$$

図 9 に示したように、 S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s と、電極板 2 の幅方向の厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間は比例関係にあるため、下記（式 2 7）の関係が成り立つ。

【 0 1 4 5 】

$$\Delta T_{ave} = D \times \Delta V_s \quad \cdots \text{（式 2 7）}$$

D は比例定数。

20

【 0 1 4 6 】

ライン速度の変化量 ΔV と、厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} の関係は実験的に求め、多次元関数、指数関数、又は対数関数でフィッティングしてもよい。

【 0 1 4 7 】

また、電極板 2 に作用するプレス荷重の幅方向の平均値 L_{ave} （以降、線圧と呼称する）と、プレス後の厚み平均値 T_{ave} との間は比例関係にあるため、線圧を変化させたときの、線圧の変化量 ΔL_{ave} と厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間には、下記（式 2 8）の関係が成り立つ。

【 0 1 4 8 】

$$\Delta T_{ave} = E \times \Delta L_{ave} \quad \cdots \text{（式 2 8）}$$

E は比例定数。

30

【 0 1 4 9 】

加速または減速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための線圧の補正值 $\Delta L_{ave,s}$ は、上記（式 2 6）、（式 2 7）、（式 2 8）の関係から ΔV_s と ΔT_{ave} を除去し、下記（式 2 9）で求めることができる。

【 0 1 5 0 】

$$\Delta L_{ave,s} = \{(D \times \alpha) / E\} \times S \quad \cdots \text{（式 2 9）}$$

加速または減速時の線圧を $L_{ave,0}$ とするとき、 S 秒後の線圧を $L_{ave,0} + \Delta L_{ave,s}$ になるようにプレス機構をフィードフォワード制御することで、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を減少させることができる。

40

【 0 1 5 1 】

フィードフォワード制御例 1 では、第 1 電動スクリュ 4 1 b 及び第 2 電動スクリュ 4 2 b の位置を一定にし、第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a の圧力を変化させることで、電極板 2 に作用するプレス荷重を変化させる。駆動側プレス圧力 P_m と操作側プレス圧力 P_s の平均プレス圧力 $P_{ave} = (P_m + P_s) / 2$ の変化量 ΔP_{ave} と、電極板 2 の厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間は比例関係にあるため、プレス圧力を変化させたときの、平均プレス圧力 P_{ave} の変化量 ΔP_{ave} と厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間には、下記（式 3 0）の関係が成り立つ。

【 0 1 5 2 】

$$\Delta T_{ave} = F \times \Delta P_{ave} \quad \cdots \text{（式 3 0）}$$

50

F は比例定数。

【 0 1 5 3 】

加速または減速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均プレス圧力 P_{ave} の補正值 $\Delta P_{ave,s}$ は、上記（式 26）、（式 27）、（式 30）の関係から ΔV_s と ΔT_{ave} を除去し、下記（式 31）で求めることができる。

【 0 1 5 4 】

$$\Delta P_{ave,s} = \{(D \times \alpha) / F\} \times S \quad \cdots \text{（式 31）}$$

加速または減速時の平均プレス圧力を $P_{ave,0}$ とするとき、S 秒後の平均プレス圧力が $P_{ave,0} + \Delta P_{ave,s}$ になるように第 1 プレスシリンダ 41a 及び第 2 プレスシリンダ 42a の圧力をフィードフォワード制御することで、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を抑制することができる。

10

【 0 1 5 5 】

搬送ラインの加速期間または減速期間の、駆動側プレス圧力 P_m と操作側プレス圧力 P_s の差圧は、基本的に加速または減速前と同じでよい。なお、ロールプレス装置 1 の駆動側と操作側の剛性の違いによって、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化が駆動側と操作側で異なる場合は、加速期間または減速期間の当該差圧を変化させてもよい。

【 0 1 5 6 】

補正值算出部 815 にはライン速度設定変更部 819 から、搬送ラインの加速開始前に、加速開始時刻、加速終了時刻、加速開始時のライン速度 V_0 、及び加速度 α が供給される。例えば、ロールプレス装置 1 の起動時、及び起動中におけるライン速度の変更時に、ライン速度設定変更部 819 からこれらの情報が供給される。また、補正值算出部 815 にはライン速度設定変更部 819 から、搬送ラインの減速開始前に、減速開始時刻、減速終了時刻、減速開始時のライン速度 V_0 、及び減速度 α が供給される。

20

【 0 1 5 7 】

補正值算出部 815 は、上記（式 26）、加速開始時のライン速度 V_0 、加速度 α をもとに、加速開始から S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s を算出する。補正值算出部 815 は、算出したライン速度の変化量 ΔV_s を上記（式 27）に当てはめて、加速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ を予測する。補正值算出部 815 は、上記（式 31）をもとに、厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均プレス圧力 P_{ave} の補正值 $\Delta P_{ave,s}$ を算出する。

30

【 0 1 5 8 】

図 10 に示す例では、補正值算出部 815 は、0.1 秒間隔で平均プレス圧力 P_{ave} の補正值 $\Delta P_{0.1}$ 、 $\Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔP_{tend} を算出し、算出した平均プレス圧力 P_{ave} の補正值 $\Delta P_{0.1}$ 、 $\Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔP_{tend} を設定値補正部 816 に供給する。

【 0 1 5 9 】

設定値補正部 816 には、補正值算出部 815 から平均プレス圧力 P_{ave} の補正值 $\Delta P_{0.1}$ 、 $\Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔP_{tend} が供給される。設定値補正部 816 は、加速開始時のプレス圧力設定値 P_0 に、補正值 $\Delta P_{0.1}$ 、 $\Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔP_{tend} をそれぞれ加算して、補正後のプレス圧力設定値 $P_0 + \Delta P_{0.1}$ 、 $P_0 + \Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $P_0 + \Delta P_{tend}$ を算出する。加速開始時のプレス圧力設定値 P_0 は、例えば、HMI を介してオペレータにより入力されたプレス圧力設定値 P である。設定値補正部 816 は、算出した補正後のプレス圧力設定値 $P_0 + \Delta P_{0.1}$ 、 $P_0 + \Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $P_0 + \Delta P_{tend}$ をプレス圧力偏差算出部 817c に供給する。

40

【 0 1 6 0 】

プレス圧力偏差算出部 817c は、設定値補正部 816 から供給された補正後のプレス圧力設定値 $P_0 + \Delta P_{0.1}$ 、 $P_0 + \Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $P_0 + \Delta P_{tend}$ の第 1 プレスシリンダ 41a に割り当てられた分のプレス圧力設定値と、第 1 プレスシリンダ 41a の圧力実測値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。またプレス圧力偏差算出部 817c は、設定値補正部 816 から供給された補正後のプレス圧力設定値 $P_0 + \Delta P_{0.1}$ 、 $P_0 + \Delta P_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $P_0 + \Delta P_{tend}$ の第 2 プレスシリンダ 42a に割り当てられた分のプレス圧力設定値と

50

、第2プレスシリンダ42aの圧力実測値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。第1プレスシリンダ41aの圧力実測値と第2プレスシリンダ42aの圧力実測値はそれぞれ、例えば弁開度計の測定値に応じて推定することができる。

【0161】

プレス圧力偏差算出部817cは、算出した第1プレスシリンダ41aの圧力偏差と第2プレスシリンダ42aの圧力偏差をPID制御部817bに供給する。PID制御部817bは、第1プレスシリンダ41aの圧力偏差、及び第2プレスシリンダ42aの圧力偏差をもとに、第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量、及び第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量を生成する。

【0162】

PID制御部817bは、生成した第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量と第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量をプレス圧力制御部817aに供給する。プレス圧力制御部817aは、アクチュエータを含み、第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量、及び第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量をもとに、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aをそれぞれ駆動する。以上の説明では加速時を想定したが、減速時も同様の制御となる。

【0163】

プレス圧力設定値の変更から実際のプレス圧力が変化するまでの遅れ時間（タイムラグ t_e ）を考慮する必要がある。そこでライン速度設定変更部819は、補正值算出部815にプレス圧力の設定値変更を指示するタイミングより、タイムラグ t_e に相当する時間遅らせたタイミングで、ライン速度制御部8110にライン速度変更の指令値を供給する。これにより、ライン速度の変化に対して、より適切にアクチュエータの動作を変更させることができ、電極板2の厚みを高精度に補正することができる。なお上述のように、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aの圧力制御には、応答性の高い油圧サーボ弁を使用することが望ましい。

【0164】

このようにフィードフォワード制御例1では、ライン速度の変化による電極板2の厚み変化を予測し、電極板2の厚みを一定に維持するのに必要なプレス圧力を算出し、プレス圧力をフィードフォワード制御で変化させる。これにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板2の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【0165】

図11は、第1制御盤81を用いたフィードフォワード制御例2を説明するための図である。フィードフォワード制御例2は、図2に示した実施の形態2に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードフォワード制御例2では、圧縮機構として第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aを使用する。以下、図10に示したフィードフォワード制御例1との相違点を説明する。フィードフォワード制御例2では、プレス圧力制御部817a、PID制御部817b、及びプレス圧力偏差算出部817cの代わりに、シリンダ位置制御部817d、PID制御部817e、及びシリンダ位置偏差算出部817fが設けられる。

【0166】

フィードフォワード制御例2では、第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bの位置を一定にし、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aの圧力を変化させることで、電極板2に作用するプレス荷重を変化させる。第1プレスシリンダ41aのシリンダ位置を第1マグネスケール41cで測定し、第1プレスシリンダ41aのシリンダ位置が設定値を維持するように第1プレスシリンダ41aの圧力を制御する。同様に、第2プレスシリンダ42aのシリンダ位置を第2マグネスケール42cで測定し、第2プレスシリンダ42aのシリンダ位置が設定値を維持するように第2プレスシリンダ42aの圧力を制御する。駆動側プレスシリンダ位置 G_m と操作側プレスシリンダ位置 G_s の平均プレスシリンダ位置 $G_{ave} = (G_m + G_s) / 2$ の変化量 ΔG_{ave} と、電極板2の厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間は比例関係にあるため、シリンダ位置を変化させた

10

20

30

40

50

ときの、平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の変化量 ΔG_{ave} と厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間には、下記（式 3 2）の関係が成り立つ。

【 0 1 6 7 】

$$\Delta T_{ave} = G \times \Delta G_{ave} \quad \cdots \text{（式 3 2）}$$

G は比例定数。

【 0 1 6 8 】

加速または減速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の補正值 $\Delta G_{ave,s}$ は、上記（式 2 6）、（式 2 7）、（式 3 2）の関係から ΔV_s と ΔT_{ave} を除去し、下記（式 3 3）で求めることができる。

【 0 1 6 9 】

$$\Delta G_{ave,s} = \{(D \times \alpha) / G\} \times S \quad \cdots \text{（式 3 3）}$$

加速または減速時の平均プレスシリンダ位置を $G_{ave,0}$ とするとき、 S 秒後の平均プレスシリンダ位置が $G_{ave,0} + \Delta G_{ave,s}$ になるように第 1 プレスシリンダ 4 1 a 及び第 2 プレスシリンダ 4 2 a のシリンダ位置をフィードフォワード制御することで、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を抑制することができる。

【 0 1 7 0 】

搬送ラインの加速期間または減速期間の、駆動側プレスシリンダ位置 G_m と操作側プレスシリンダ位置 G_s の差は、基本的に加速または減速前と同じでよい。なお、ロールプレス装置 1 の駆動側と操作側の剛性の違いによって、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化が駆動側と操作側で異なる場合は、加速期間または減速期間の当該差を変化させてもよい。

【 0 1 7 1 】

補正值算出部 8 1 5 にはライン速度設定変更部 8 1 9 から、搬送ラインの加速開始前に、加速開始時刻、加速終了時刻、加速開始時のライン速度 V_0 、及び加速度 α が供給される。また、補正值算出部 8 1 5 にはライン速度設定変更部 8 1 9 から、搬送ラインの減速開始前に、減速開始時刻、減速終了時刻、減速開始時のライン速度 V_0 、及び減速度 α が供給される。

【 0 1 7 2 】

補正值算出部 8 1 5 は、上記（式 2 6）、加速開始時のライン速度 V_0 、加速度 α をもとに、加速開始から S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s を算出する。補正值算出部 8 1 5 は、算出したライン速度の変化量 ΔV_s を上記（式 2 7）に当てはめて、加速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ を予測する。補正值算出部 8 1 5 は、上記（式 3 3）をもとに、厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の補正值 $\Delta G_{ave,s}$ を算出する。

【 0 1 7 3 】

図 1 1 に示す例では、補正值算出部 8 1 5 は、0 . 1 秒間隔で平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の補正值 $\Delta G_{0.1}$ 、 $\Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔG_{tend} を算出し、算出した平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の補正值 $\Delta G_{0.1}$ 、 $\Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔG_{tend} を設定値補正部 8 1 6 に供給する。

【 0 1 7 4 】

設定値補正部 8 1 6 には、補正值算出部 8 1 5 から平均プレスシリンダ位置 G_{ave} の補正值 $\Delta G_{0.1}$ 、 $\Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔG_{tend} が供給される。設定値補正部 8 1 6 は、加速開始時のプレスシリンダ位置設定値 G_0 に、補正值 $\Delta G_{0.1}$ 、 $\Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔG_{tend} をそれぞれ加算して、補正後のプレスシリンダ位置設定値 $G_0 + \Delta G_{0.1}$ 、 $G_0 + \Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $G_0 + \Delta G_{tend}$ を算出する。加速開始時のプレスシリンダ位置設定値 G_0 は、例えば、HMI を介してオペレータにより入力されたプレスシリンダ位置設定値 G である。設定値補正部 8 1 6 は、算出した補正後のプレスシリンダ位置設定値 $G_0 + \Delta G_{0.1}$ 、 $G_0 + \Delta G_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $G_0 + \Delta G_{tend}$ をシリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f に供給する。

【 0 1 7 5 】

シリンダ位置偏差算出部 8 1 7 f は、設定値補正部 8 1 6 から供給された補正後のプレ

10

20

30

40

50

スシリンダ位置設定値 $G_0 + \Delta G_{0.1}$ 、 $G_0 + \Delta G_{0.2}$ 、 $\dots$ 、 $G_0 + \Delta G_{tend}$ と、第1マグネスケール41cにより測定された第1プレスシリンダ41aのシリンダ位置の実測値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。またシリンダ位置偏差算出部817fは、設定値補正部816から供給された補正後のプレスシリンダ位置設定値 $G_0 + \Delta G_{0.1}$ 、 $G_0 + \Delta G_{0.2}$ 、 $\dots$ 、 $G_0 + \Delta G_{tend}$ と、第2マグネスケール42cにより測定された第2プレスシリンダ42aのシリンダ位置の実測値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。

【0176】

シリンダ位置偏差算出部817fは、算出した第1プレスシリンダ41aのシリンダ位置偏差と第2プレスシリンダ42aのシリンダ位置偏差をPID制御部817eに供給する。PID制御部817eは、第1プレスシリンダ41aのシリンダ位置偏差、及び第2プレスシリンダ42aのシリンダ位置偏差をもとに、第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量、及び第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量を生成する。

10

【0177】

PID制御部817eは、生成した第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量と第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量をシリンダ位置制御部817dに供給する。シリンダ位置制御部817dは、アクチュエータを含み、第1プレスシリンダ41aの圧力の操作量、及び第2プレスシリンダ42aの圧力の操作量をもとに、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aをそれぞれ駆動する。以上の説明では加速時を想定したが、減速時も同様の制御となる。

【0178】

20

シリンダ位置設定値の変更から実際のシリンダ位置が変化するまでの遅れ時間(タイムラグ t_e)を考慮する必要がある。そこでライン速度設定変更部819は、補正值算出部815にシリンダ位置の設定値変更を指示するタイミングより、タイムラグ t_e に相当する時間遅らせたタイミングで、ライン速度制御部8110にライン速度変更の指令値を供給する。これにより、ライン速度の変化に対して、より適切にアクチュエータの動作を変更させることができ、電極板2の厚みを高精度に補正することができる。なお上述のように、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aの圧力制御には、応答性の高い油圧サーボ弁を使用することが望ましい。

【0179】

このようにフィードフォワード制御例2では、ライン速度の変化による電極板2の厚み変化を予測し、電極板2の厚みを一定に維持するのに必要なプレスシリンダ位置を算出し、プレスシリンダ位置をフィードフォワード制御で変化させる。これにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板2の厚み変化を高精度に抑制することができる。

30

【0180】

図12は、第1制御盤81を用いたフィードフォワード制御例3を説明するための図である。フィードフォワード制御例3は、図1に示した実施の形態1に係るロールプレス装置で使用される制御である。フィードフォワード制御例3では、圧縮機構として第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bを使用する。以下、図10に示したフィードフォワード制御例1との相違点を説明する。フィードフォワード制御例3では、プレス圧力制御部817a、PID制御部817b、及びプレス圧力偏差算出部817cの代わりに、スクリュ位置制御部817g、PID制御部817h、及びスクリュ位置偏差算出部817iが設けられる。

40

【0181】

フィードフォワード制御例3では、第1プレスシリンダ41a及び第2プレスシリンダ42aには、第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bの位置変化によって、シリンダ位置が変化しないように、十分に大きな圧力(固定値)を付加しておく。この状態で、第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bの位置を変化させることで、電極板2に作用するプレス荷重を変化させる。第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bの位置はサーボモータで制御する。駆動側電動スクリュ位置 D_m と操作側電動スクリュ位置 D_s の平均電動スクリュ位置 $D_{ave} = (D_m + D_s) / 2$ の変化量 ΔD_{ave} と

50

、電極板 2 の厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間は比例関係にあるため、電動スクリュ位置を変化させたときの、平均電動スクリュ位置 D_{ave} の変化量 ΔD_{ave} と厚み平均値 T_{ave} の変化量 ΔT_{ave} との間には、下記 (式 34) の関係が成り立つ。

【0182】

$$\Delta T_{ave} = H \times \Delta D_{ave} \quad \cdots (式 34)$$

H は比例定数。

【0183】

加速または減速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均電動スクリュ位置 D_{ave} の補正值 $\Delta D_{ave,s}$ は、上記 (式 26)、(式 27)、(式 34) の関係から ΔV_s と ΔT_{ave} を除去し、下記 (式 35) で求めることができる。

10

【0184】

$$\Delta D_{ave,s} = \{(D \times \alpha) / H\} \times S \quad \cdots (式 35)$$

加速または減速時の平均電動スクリュ位置を $D_{ave,0}$ とするとき、S 秒後の平均電動スクリュ位置が $D_{ave,0} + \Delta D_{ave,s}$ になるように第 1 電動スクリュ 41b 及び第 2 電動スクリュ 42b の位置をフィードフォワード制御することで、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を抑制することができる。

【0185】

搬送ラインの加速期間または減速期間の、駆動側電動スクリュ位置 D_m と操作側電動スクリュ位置 D_s の差は、基本的に加速または減速前と同じでよい。なお、ロールプレス装置 1 の駆動側と操作側の剛性の違いによって、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化が駆動側と操作側で異なる場合は、加速期間または減速期間の当該差を変化させてもよい。

20

【0186】

補正值算出部 815 にはライン速度設定変更部 819 から、搬送ラインの加速開始前に、加速開始時刻、加速終了時刻、加速開始時のライン速度 V_0 、及び加速度 α が供給される。また、補正值算出部 815 にはライン速度設定変更部 819 から、搬送ラインの減速開始前に、減速開始時刻、減速終了時刻、減速開始時のライン速度 V_0 、及び減速度 α が供給される。

【0187】

補正值算出部 815 は、上記 (式 26)、加速開始時のライン速度 V_0 、加速度 α をもとに、加速開始から S 秒後のライン速度の変化量 ΔV_s を算出する。補正值算出部 815 は、算出したライン速度の変化量 ΔV_s を上記 (式 27) に当てはめて、加速開始から S 秒後の厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ を予測する。補正值算出部 815 は、上記 (式 35) をもとに、厚み平均値 T_{ave} の変化量 $\Delta T_{ave,s}$ をゼロにするための平均電動スクリュ位置 D_{ave} の補正值 $\Delta D_{ave,s}$ を算出する。

30

【0188】

図 12 に示す例では、補正值算出部 815 は、0.1 秒間隔で平均電動スクリュ位置 D_{ave} の補正值 $\Delta D_{0.1}$ 、 $\Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔD_{tend} を算出し、算出した平均電動スクリュ位置 D_{ave} の補正值 $\Delta D_{0.1}$ 、 $\Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔD_{tend} を設定値補正部 816 に供給する。

【0189】

40

設定値補正部 816 には、補正值算出部 815 から平均電動スクリュ位置 D_{ave} の補正值 $\Delta D_{0.1}$ 、 $\Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔD_{tend} が供給される。設定値補正部 816 は、加速開始時の電動スクリュ位置設定値 D_0 に、補正值 $\Delta D_{0.1}$ 、 $\Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 ΔD_{tend} をそれぞれ加算して、補正後の電動スクリュ位置設定値 $D_0 + \Delta D_{0.1}$ 、 $D_0 + \Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $D_0 + \Delta D_{tend}$ を算出する。加速開始時の電動スクリュ位置設定値 D_0 は、例えば、HMI を介してオペレータにより入力された電動スクリュ位置設定値 D である。設定値補正部 816 は、算出した補正後の電動スクリュ位置設定値 $D_0 + \Delta D_{0.1}$ 、 $D_0 + \Delta D_{0.2}$ 、 $\cdots$ 、 $D_0 + \Delta D_{tend}$ をスクリュ位置偏差算出部 817i に供給する。

【0190】

スクリュ位置偏差算出部 817i は、設定値補正部 816 から供給された補正後の電動

50

スクリュ位置設定値 $D_0 + \Delta D_{0.1}$ 、 $D_0 + \Delta D_{0.2}$ 、 $\dots$ 、 $D_0 + \Delta D_{tend}$ と、第1電動スクリュ41bの位置の測定値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。またスクリュ位置偏差算出部817iは、設定値補正部816から供給された補正後の電動スクリュ位置設定値 $D_0 + \Delta D_{0.1}$ 、 $D_0 + \Delta D_{0.2}$ 、 $\dots$ 、 $D_0 + \Delta D_{tend}$ と、第2電動スクリュ42bの位置の測定値との偏差をそれぞれの時刻で算出する。

【0191】

スクリュ位置制御部817gは、第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bを圧下させるためのサーボモータをそれぞれ含む。第1電動スクリュ41b及び第2電動スクリュ42bのそれぞれの位置の変化量は、それぞれのサーボモータの回転数から計算することができる。

10

【0192】

スクリュ位置偏差算出部817iは、算出した第1電動スクリュ41bの位置偏差と第2電動スクリュ42bの位置偏差をPID制御部817hに供給する。PID制御部817hは、第1電動スクリュ41bの位置偏差、及び第2電動スクリュ42bの位置偏差をもとに、第1電動スクリュ41b用のサーボモータの回転の操作量、及び第2電動スクリュ42b用のサーボモータの回転の操作量を生成する。

【0193】

PID制御部817hは、生成した第1電動スクリュ41b用のサーボモータの回転の操作量と第2電動スクリュ42b用のサーボモータの回転の操作量をスクリュ位置制御部817gに供給する。スクリュ位置制御部817gは、第1電動スクリュ41b用のサーボモータの回転の操作量、及び第2電動スクリュ42b用のサーボモータの回転の操作量をもとに、第1電動スクリュ41b用のサーボモータ及び第2電動スクリュ42b用のサーボモータをそれぞれ駆動する。以上の説明では加速時を想定したが、減速時も同様の制御となる。

20

【0194】

電動スクリュ位置設定値の変更から実際の電動スクリュ位置が変化するまでの遅れ時間（タイムラグ t_e ）を考慮する必要がある。そこでライン速度設定変更部819は、補正値算出部815に電動スクリュ位置の設定値変更を指示するタイミングより、タイムラグ t_e に相当する時間遅らせたタイミングで、ライン速度制御部8110にライン速度変更の指令値を供給する。これにより、ライン速度の変化に対して、より適切にサーボモータの動作を変更させることができ、電極板2の厚みを高精度に補正することができる。

30

【0195】

このようにフィードフォワード制御例3では、ライン速度の変化による電極板2の厚み変化を予測し、電極板2の厚みを一定に維持するのに必要な電動スクリュ位置を算出し、電動スクリュ位置をフィードフォワード制御で変化させる。これにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板2の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【0196】

以上説明したように実施の形態1～3に係るロールプレス装置1を使用したフィードバック制御例1～4によれば、駆動側厚み測定値 T_m 、中央厚み測定値 T_c 、操作側厚み測定値 T_s 、及び厚み目標値 T_t をもとに、第1特徴量 T_{t-m} 、第2特徴量 T_{t-s} 、及び第3特徴量 T_{drop} を算出し、第1特徴量 T_{t-m} 、第2特徴量 T_{t-s} 、及び第3特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように圧縮機構および/またはベンド機構を制御する。圧縮機構として、プレス機構またはコッタ機構を使用することができる。これにより、圧縮加工後の電極板2の厚みを全幅に渡って目標値 T_t に収束させることができる。

40

【0197】

上記特許文献1（特開2013-111647号公報）には、操作側、中央部、駆動側の3か所で圧縮後の厚みを測定し、それら厚み測定値と目標厚みの差が、予め設定されたしきい値を外れた場合に、しきい値に入るように、プレス機構とベンド機構を制御する手法が開示されている。当該手法では、しきい値を超えるまで膜厚制御が発動されないため、しきい値以上の厚み精度を得ることができず、目標とする厚み付近に収束するまでに時

50

間がかかるか、目標とする厚み付近に収束できない場合がある。

【0198】

また上記手法では、駆動側厚みと操作側厚みと目標厚みを比較し、駆動側厚みと操作側厚みの少なくとも一方がしきい値を超えた場合、これを補正するようにプレスシリンダの位置を再設定し、プレスシリンダの位置変更によって変化する撓み補正量を維持するために、ベンドシリンダの圧力を計算し、設定する。駆動側厚みと操作側厚みの両方がしきい値を超えない場合、中央部厚みとしきい値を比較し、しきい値を超えた場合、中央部のロール変形が大きくなっているとして、ベンドシリンダの圧力のみを変更し、プレスシリンダの位置は変更しない。これらの制御フローが繰り返し、実行される。

【0199】

一般にベンドシリンダの圧力変化は、ロールギャップを開く方向に作用し、被圧延材への圧延荷重を変化させるため、厚み変化を伴う。従って、上記制御フローにおけるいずれの手順においても、ベンドシリンダの圧力を変化させたことによって膜厚が変化し、再びしきい値を外れることになり、目標とする厚み付近に到達するまで時間がかかるか、しきい値に制御できない場合が発生する。特に、しきい値を狭めた時ほど、またはプレスシリンダの位置やベンドシリンダの圧力を大きく変更する必要がある場合ほど、再びしきい値を外れる可能性が高まるため、制御できる厚み範囲や制御速度に限界がある。

【0200】

また上述したように、駆動側厚みと操作側厚みと目標厚みを比較し、駆動側厚みと操作側厚みの両方がしきい値を超えない場合、中央部厚みとしきい値を比較し、しきい値を超える場合、ロール撓みが大きと判断して、ベンドシリンダの圧力のみを変更する。この場合、両端の厚みがしきい値以下に制御してから中央厚みを制御するため、目標厚みに収束するまで時間がかかる。さらに、両端厚みを制御する過程において、中央厚みが目標厚みから離れてしまう可能性がある。例えば、中央厚みが目標厚みより厚く、かつ両端の厚みがそれぞれ目標厚みより薄い場合、両端厚みが目標厚みになるように、両側の荷重を下げるように制御するが、電極板の中央部に作用するプレスロールからの圧力も減少するため、中央厚みが厚くなり、目標値から離れる。

【0201】

これに対して実施の形態1～3に係るロールプレス装置1を使用したフィードバック制御例1～4によれば、ロール撓みの大小とロール撓みの方向を、中央厚みと両端厚み平均との差分（第3特徴量 T_{drop} ）で判断し、両端厚みを制御しながら、ロール撓みによる中央・両端厚み差を同時に制御する。これにより、幅方向の厚みを悪化させることなく、より速く、電極板2の厚みを全幅に渡って目標値に収束させることが可能である。

【0202】

このように実施の形態1～3に係るロールプレス装置1を使用したフィードバック制御例1～4によれば、圧縮加工後の電極板2の厚みが常に目標値 T_t に収束されるようにフィードバック制御されることにより、電極板2の厚みが常に良好な状態に維持される。また、自動で電極板2の厚みが目標値 T_t に制御されるため、オペレータが定期的にラインを止めて、電極板2の厚みをマイクロメータで測定し、測定値にもとづき圧縮機構および/またはベンド機構の圧力値を調整する必要がない。従って、熟練したオペレータを配置する必要がなく、人件費を抑制することができる。また、オペレータによる品質のバラツキを抑えることができる。

【0203】

また実施の形態1～3に係るロールプレス装置1を使用したフィードバック制御例1～4によれば、設定値の補正が反映される前の厚み測定値を基準に新たな設定値の補正が実行されることを防止するため、設定値の補正の実行後、プレス位置から厚み計70までのパスライン長 L_t に電極板2の長さが到達し、かつ設定値の補正が厚み測定値に反映されるまでの時間 t_d を経過してから、厚み測定値を取得する。取得した厚み測定値をもとに3つの特徴量を計算し、3つの特徴量をもとに補正値を計算し、次の設定値変更を実行する。

10

20

30

40

50

【 0 2 0 4 】

プレス前工程の塗工工程や乾燥工程において、被圧延材の塗膜厚みの変化や塗膜硬さの変化、あるいは加圧ローラや主軸受部の熱影響によって、プレス後の被圧延材の厚みに変化が発生する場合がある。その場合であっても、上記制御を反復して連続的に行うことで、厚み計 7 0 が厚み変化を検出した直後に、プレス後の被圧延材の厚みを全幅において目標値 T_t に制御できるので、全長に渡って良好な厚みを得ることができる。

【 0 2 0 5 】

さらに、フィードフォワード制御例 1 ~ 3 を併用することにより、搬送ラインの加速または減速時の電極板 2 の厚み変化を高精度に抑制することができる。即ち、ライン速度の変化による電極板 2 の厚み変化を予測し、予測される厚み変化をゼロにするための圧縮条件を算出し、圧縮機構をフィードフォワード制御することで、ライン速度の変化による厚み変化を高精度に抑制することができる。

10

【 0 2 0 6 】

上述した各比例定数は被圧延材の品種によって異なるので、品種毎に比例定数を測定しておくことが望ましい。

【 0 2 0 7 】

以上、本開示を実施の形態をもとに説明した。実施の形態は例示であり、それらの各構成要素や各処理プロセスの組み合わせにいろいろな変形例が可能なこと、またそうした変形例も本開示の範囲にあることは当業者に理解されるところである。

【 0 2 0 8 】

図 3 では、制御装置 8 0 を、第 1 制御盤 8 1 と第 2 制御盤 8 2 の 2 つの制御盤で構成する例を説明したが、第 1 制御盤 8 1 と第 2 制御盤 8 2 を統合した 1 つの制御盤で構成してもよい。

20

【 0 2 0 9 】

また上述の実施の形態 1 ~ 3 では、第 1 特徴量 T_{t-m} 、第 2 特徴量 T_{t-s} 、及び第 3 特徴量 T_{drop} が全てゼロになるように圧縮機構および / またはベンド機構を制御する例を説明した。第 3 特徴量 T_{drop} がゼロで、駆動側厚み測定値 T_m と操作側厚み測定値 T_s との差分もゼロの状態は、電極板 2 が幅方向に平坦な状態である。この点、両エッジが中央より厚い電極板 2 を製造する場合、第 3 特徴量 T_{drop} が、エッジと中央との厚み差に応じた負の値になるように圧縮機構および / またはベンド機構を制御する。また、両エッジが中央より薄い電極板 2 を製造する場合、第 3 特徴量 T_{drop} が、エッジと中央との厚み差に応じた正の値になるように圧縮機構および / またはベンド機構を制御する。

30

【 0 2 1 0 】

即ち、下記 (式 3 5) ~ (式 3 7) の β 、 γ 、 δ を任意に設定することにより、任意の厚みプロファイルの電極板 2 を製造できる。

【 0 2 1 1 】

$$T_{t-m} + \beta = 0 \quad \cdots (式 3 5)$$

$$T_{t-s} + \gamma = 0 \quad \cdots (式 3 6)$$

$$T_{drop} + \delta = 0 \quad \cdots (式 3 7)$$

β 、 γ 、 δ は任意の実数 [μm]。

40

【 0 2 1 2 】

上述の実施の形態 1 ~ 3 では、電極板の厚みプロファイルの 2 次成分を示す第 3 特徴量を、中央厚み測定値 T_c と、駆動側厚み測定値 T_m と操作側厚み測定値 T_s との平均値との差分で規定した。この点、第 3 特徴量を、3 点以上の厚み測定値をもとに最小二乗法を用いて導出した 2 次または 4 次の近似曲線から規定することもできる。2 次曲線で近似した場合、特徴量算出部 8 1 4 は、近似した 2 次曲線の 2 次係数を第 3 特徴量に設定に設定する。4 次曲線で近似した場合、特徴量算出部 8 1 4 は、近似した 4 次曲線の 2 次係数を第 3 特徴量に設定する。なお一般に、サンプル点の数が増えるほど近似精度が向上する。また、2 次以上の関数であれば、2 次係数を導出することができる。

【 0 2 1 3 】

50

なお、5点以上の厚み測定値を取得する場合、第1特徴量 T_{t-m} は、厚み目標値 T_t と、5点以上の点のうちの最も駆動側の点の厚み測定値 T_m との偏差で規定され、第2特徴量 T_{t-s} は、厚み目標値 T_t と、5点以上の点のうちの最も操作側の点の厚み測定値 T_s との偏差で規定される。

【0214】

なお、実施の形態は、以下の項目によって特定されてもよい。

【0215】

[項目1]

連続的に搬送される二次電池の電極板(2)を挟み込むことにより圧延する第1加圧ローラ(11)及び第2加圧ローラ(12)と、

10

前記第1加圧ローラ(11)の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第1主軸受部(21)及び第2主軸受部(22)と、

前記第2加圧ローラ(12)の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第3主軸受部(23)及び第4主軸受部(24)と、

前記第1加圧ローラ(11)の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第1ベンド軸受部(31)及び第2ベンド軸受部(32)と、

前記第2加圧ローラ(12)の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第3ベンド軸受部(33)及び第4ベンド軸受部(34)と、

前記第1主軸受部(21)及び前記第3主軸受部(23)の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラ(11)と前記第2加圧ローラ(12)が近接する方向への荷重を加えることが可能な第1圧縮機構(41)と、

20

前記第2主軸受部(22)及び前記第4主軸受部(24)の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラ(11)と前記第2加圧ローラ(12)が近接する方向への荷重を加えることが可能な第2圧縮機構(42)と、

前記第1ベンド軸受部(31)及び前記第3ベンド軸受部(33)の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラ(11)と前記第2加圧ローラ(12)が離接する方向への荷重を加えることが可能な第1ベンド機構(51)と、

前記第2ベンド軸受部(32)及び前記第4ベンド軸受部(34)の少なくとも一方に、前記第1加圧ローラ(11)と前記第2加圧ローラ(12)が離接する方向への荷重を加えることが可能な第2ベンド機構(52)と、

30

前記第1圧縮機構(41)、前記第2圧縮機構(42)、前記第1ベンド機構(51)及び前記第2ベンド機構(52)のそれぞれの設定値を算出する算出部(815、816)と、

前記算出部(815、816)により算出された設定値をもとに、前記第1圧縮機構(41)、前記第2圧縮機構(42)、前記第1ベンド機構(51)、及び前記第2ベンド機構(52)の荷重をそれぞれ制御する制御部(817、818)と、を備え、

前記算出部(815、816)は、前記電極板(2)の搬送ラインの速度変化に応じた前記電極板(2)の厚み変化が小さくなるように、前記第1圧縮機構(41)及び前記第2圧縮機構(42)の設定値を予め変更する、

ロールプレス装置(1)。

40

【0216】

これによれば、搬送ラインの加速時または減速時においても、電極板(2)の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【0217】

[項目2]

前記算出部(815、816)は、予め導出された前記ラインの速度変化量と前記電極板(2)の厚み変化量との関係性と、設定されている前記ラインの加速度または減速度をもとに、前記ラインの加速開始または減速開始から所定時間後の前記電極板(2)の厚み変化量を予測し、

前記制御部(817、818)は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板

50

(2) の厚み変化量がゼロになるように、前記第 1 圧縮機構 (4 1) 及び前記第 2 圧縮機構 (4 2) を制御する、

項目 1 に記載のロールプレス装置 (1) 。

【 0 2 1 8 】

これによれば、搬送ラインの速度変化量と電極板 (2) の厚み変化量との関係性と、搬送ラインの加速度または減速度をもとに、第 1 圧縮機構 (4 1) 及び第 2 圧縮機構 (4 2) をフィードフォワード制御することにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【 0 2 1 9 】

[項目 3]

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、予め導出された、前記第 1 圧縮機構 (4 1) 及び前記第 2 圧縮機構 (4 2) が発生させる荷重の変化量と、前記電極板 (2) の厚み変化量との関係性をもとに、前記ラインの加速期間または減速期間の前記厚み変化量がゼロになるように、前記第 1 圧縮機構 (4 1) 及び前記第 2 圧縮機構 (4 2) の設定値を補正する、

項目 2 に記載のロールプレス装置 (1) 。

【 0 2 2 0 】

これによれば、第 1 圧縮機構 (4 1) 及び第 2 圧縮機構 (4 2) が発生させる荷重の変化量と電極板 (2) の厚み変化量との関係性をもとに、第 1 圧縮機構 (4 1) 及び第 2 圧縮機構 (4 2) をフィードフォワード制御することにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【 0 2 2 1 】

[項目 4]

前記第 1 圧縮機構 (4 1) は第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) を含み、

前記第 2 圧縮機構 (4 2) は第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) を含み、

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板 (2) の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の圧力と前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の圧力の設定値を補正する、

項目 3 に記載のロールプレス装置 (1) 。

【 0 2 2 2 】

これによれば、第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) 及び第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) が発生させる荷重の変化量と電極板 (2) の厚み変化量との関係性をもとに、第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の圧力と第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の圧力をフィードフォワード制御することにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【 0 2 2 3 】

[項目 5]

前記第 1 圧縮機構 (4 1) は第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) を含み、

前記第 2 圧縮機構 (4 2) は第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) を含み、

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板 (2) の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置と前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置の設定値を補正する、

項目 3 に記載のロールプレス装置 (1) 。

【 0 2 2 4 】

これによれば、第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) 及び第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) が発生させる荷重の変化量と電極板 (2) の厚み変化量との関係性をもとに、第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置と第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置をフィードフォワード制御することにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

10

20

30

40

50

【 0 2 2 5 】

[項目 6]

前記第 1 圧縮機構 (4 1) は前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置を測定するための第 1 マグネスケール (4 1 c) をさらに含み、

前記第 2 圧縮機構 (4 2) は前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置を測定するための第 2 マグネスケール (4 2 c) をさらに含み、

前記制御部 (8 1 7 d 、 8 1 8) は、

前記第 1 マグネスケール (4 1 c) により測定される前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置と、前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) から供給される前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置が一致するように、前記第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の圧力を制御し、

10

前記第 2 マグネスケール (4 2 c) により測定される前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置と、前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) から供給される前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置が一致するように、前記第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の圧力を制御する、

項目 5 に記載のロールプレス装置 (1) 。

【 0 2 2 6 】

これによれば、第 1 マグネスケール (4 1 c) 及び第 2 マグネスケール (4 2 c) を用いて、第 1 プレス用のシリンダ (4 1 a) の位置及び第 2 プレス用のシリンダ (4 2 a) の位置を高精度に測定することができ、応答性が高い圧縮機構のフィードフォワード制御を実現することができる。

20

【 0 2 2 7 】

[項目 7]

前記第 1 圧縮機構 (4 1) は第 1 電動スクリュ (4 1 b) を含み、

前記第 2 圧縮機構 (4 2) は第 2 電動スクリュ (4 2 b) を含み、

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、前記ラインの加速期間または減速期間の前記電極板 (2) の厚み変化量がゼロになるように、前記ラインの加速期間または減速期間の前記第 1 電動スクリュ (4 1 b) の位置と前記第 2 電動スクリュ (4 2 b) の位置の設定値を補正する、

項目 3 に記載のロールプレス装置 (1) 。

30

【 0 2 2 8 】

これによれば、第 1 電動スクリュ (4 1 b) 及び第 2 電動スクリュ (4 2 b) が発生させる荷重の変化量と電極板 (2) の厚み変化量との関係性をもとに、第 1 電動スクリュ (4 1 b) の位置と第 2 電動スクリュ (4 2 b) の位置をフィードフォワード制御することにより、搬送ラインの加速期間または減速期間の電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

【 0 2 2 9 】

[項目 8]

前記第 1 加圧ローラ (1 1) 及び第 2 加圧ローラ (1 2) の入側に設置される巻出機 (1 3) と、

40

前記第 1 加圧ローラ (1 1) 及び第 2 加圧ローラ (1 2) の出側に設置される巻取機 (1 4) と、

前記第 1 加圧ローラ (1 1) の回転速度、前記第 2 加圧ローラ (1 2) の回転速度、前記巻出機 (1 3) の回転速度、及び前記巻取機 (1 4) の回転速度を制御する速度制御部 (8 1 1 0) と、

をさらに備え、

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、前記第 1 圧縮機構 (4 1) 及び前記第 2 圧縮機構 (4 2) の応答時間に応じて、前記速度制御部 (8 1 1 0) への加速指令または減速指令を遅延させる、

項目 1 から 7 のいずれか 1 項に記載のロールプレス装置 (1) 。

50

【 0 2 3 0 】

これによれば、無駄または過度な圧縮機構の設定値の変更を回避することができる。

【 0 2 3 1 】

[項目 9]

連続的に搬送される二次電池の電極板 (2) を挟み込むことにより圧延する第 1 加圧ローラ (1 1) 及び第 2 加圧ローラ (1 2) と、

前記第 1 加圧ローラ (1 1) の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 主軸受部 (2 1) 及び第 2 主軸受部 (2 2) と、

前記第 2 加圧ローラ (1 2) の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 主軸受部 (2 3) 及び第 4 主軸受部 (2 4) と、

10

前記第 1 加圧ローラ (1 1) の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 1 ベンド軸受部 (3 1) 及び第 2 ベンド軸受部 (3 2) と、

前記第 2 加圧ローラ (1 2) の回転軸の一方の側と他方の側にそれぞれ設けられ、当該回転軸を回転自在に支持する第 3 ベンド軸受部 (3 3) 及び第 4 ベンド軸受部 (3 4) と、

前記第 1 主軸受部 (2 1) 及び前記第 3 主軸受部 (2 3) の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラ (1 1) と前記第 2 加圧ローラ (1 2) が近接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 圧縮機構 (4 1) と、

前記第 2 主軸受部 (2 2) 及び前記第 4 主軸受部 (2 4) の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラ (1 1) と前記第 2 加圧ローラ (1 2) が近接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 圧縮機構 (4 2) と、

20

前記第 1 ベンド軸受部 (3 1) 及び前記第 3 ベンド軸受部 (3 3) の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラ (1 1) と前記第 2 加圧ローラ (1 2) が離接する方向への荷重を加えることが可能な第 1 ベンド機構 (5 1) と、

前記第 2 ベンド軸受部 (3 2) 及び前記第 4 ベンド軸受部 (3 4) の少なくとも一方に、前記第 1 加圧ローラ (1 1) と前記第 2 加圧ローラ (1 2) が離接する方向への荷重を加えることが可能な第 2 ベンド機構 (5 2) と、

を備えるロールプレス装置 (1) に使用される制御装置 (8 0) であって、

前記第 1 圧縮機構 (4 1) 、前記第 2 圧縮機構 (4 2) 、前記第 1 ベンド機構 (5 1) 、及び前記第 2 ベンド機構 (5 2) のそれぞれの設定値を算出する算出部 (8 1 5 、 8 1 6) と、

30

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) により算出された設定値をもとに、前記第 1 圧縮機構、前記第 2 圧縮機構 (4 2) 、前記第 1 ベンド機構 (5 1) 、及び前記第 2 ベンド機構 (5 2) の荷重をそれぞれ制御する制御部 (8 1 7 、 8 1 8) と、を備え、

前記算出部 (8 1 5 、 8 1 6) は、前記電極板 (2) の搬送ラインの速度変化に応じた前記電極板 (2) の厚み変化が小さくなるように、前記第 1 圧縮機構 (4 1) 及び前記第 2 圧縮機構 (4 2) の設定値を予め変更する、

制御装置 (8 0) 。

【 0 2 3 2 】

これによれば、搬送ラインの加速時または減速時においても、電極板 (2) の厚み変化を高精度に抑制することができる。

40

【 符号の説明 】

【 0 2 3 3 】

- 1 ロールプレス装置
- 2 電極板
- 1 1 第 1 加圧ローラ
- 1 2 第 2 加圧ローラ
- 1 3 巻出機
- 1 4 巻取機
- 1 5 モータ
- 1 6 パルスジェネレータ

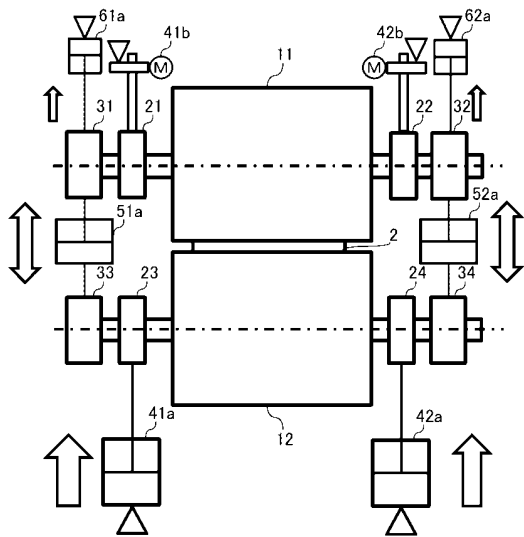
50

2 1 ~ 2 4	主軸受部	
3 1 ~ 3 4	ベンド軸受部	
4 1	第 1 圧縮機構	
4 2	第 2 圧縮機構	
4 1 a	第 1 プレスシリンダ	
4 1 b	第 1 電動スクリュ	
4 1 c	第 1 マグネスケール	
4 1 d	第 1 ロードセル	
4 1 e	第 1 電動コッタ	
4 2 a	第 2 プレスシリンダ	10
4 2 b	第 2 電動スクリュ	
4 2 c	第 2 マグネスケール	
4 2 d	第 2 ロードセル	
4 2 e	第 2 電動コッタ	
5 1	第 1 ベンド機構	
5 1 a	第 1 ベンドシリンダ	
5 1 b	第 3 ベンドシリンダ	
5 1 c	第 5 ベンドシリンダ	
5 2 a	第 2 ベンドシリンダ	
5 2 b	第 4 ベンドシリンダ	20
5 2 c	第 6 ベンドシリンダ	
5 2	第 2 ベンド機構	
6 1	第 1 プレロード機構	
6 1 a	第 1 プレロードシリンダ	
6 2	第 2 プレロード機構	
6 2 a	第 2 プレロードシリンダ	
7 0	厚み計	
8 0	制御装置	
8 1	第 1 制御盤	
8 1 1	長さ測定部	30
8 1 2	取得タイミング生成部	
8 1 3	厚み測定値取得部	
8 1 4	特徴量算出部	
8 1 5	補正值算出部	
8 1 6	設定値補正部	
8 1 7 a	プレス圧力制御部	
8 1 7 b	P I D 制御部	
8 1 7 c	プレス圧力偏差算出部	
8 1 7 d	シリンダ位置制御部	
8 1 7 e	P I D 制御部	40
8 1 7 f	シリンダ位置偏差算出部	
8 1 7 g	スクリュ位置制御部	
8 1 7 h	P I D 制御部	
8 1 7 i	スクリュ位置偏差算出部	
8 1 7 j	コッタ高さ制御部	
8 1 7 k	P I D 制御部	
8 1 7 l	コッタ高さ偏差算出部	
8 1 8 a	ベンド圧力制御部	
8 1 8 b	P I D 制御部	
8 1 8 c	ベンド圧力偏差算出部	50

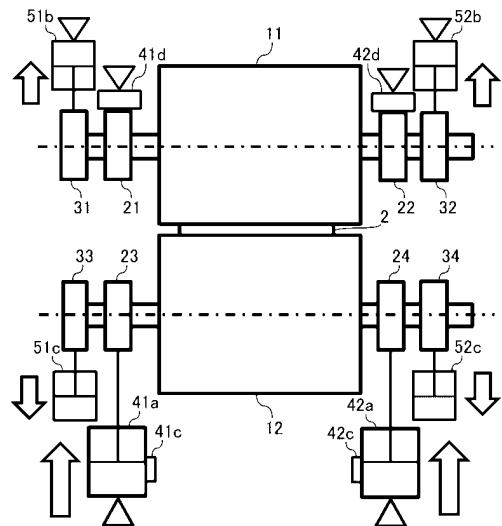
8 1 9 ライン速度設定変更部
8 1 1 0 ライン速度制御部

【図面】

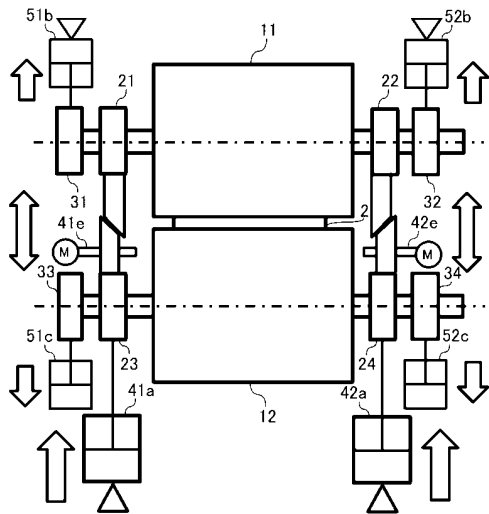
【図 1】



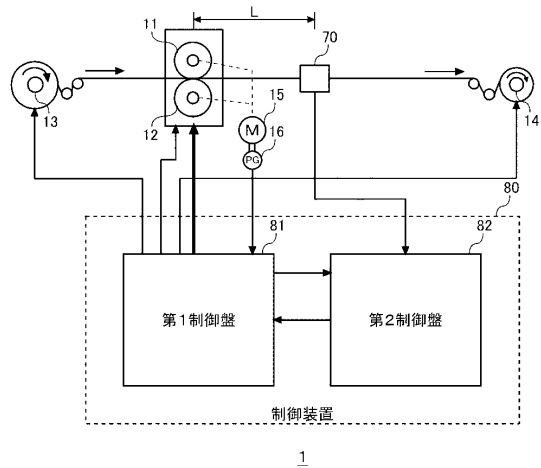
【図 2】



【図 3】



【図 4】



10

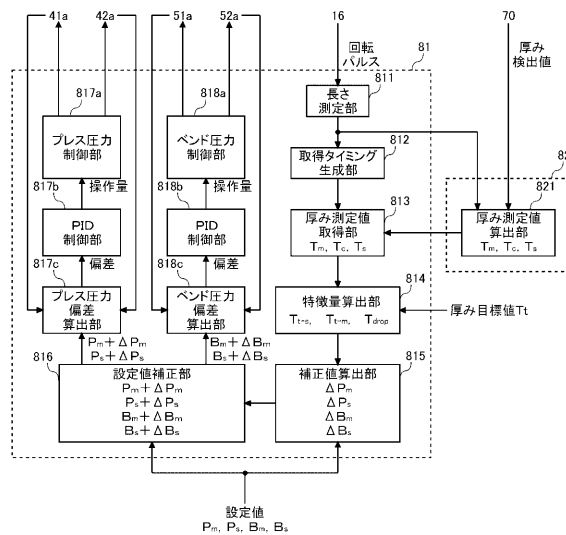
20

30

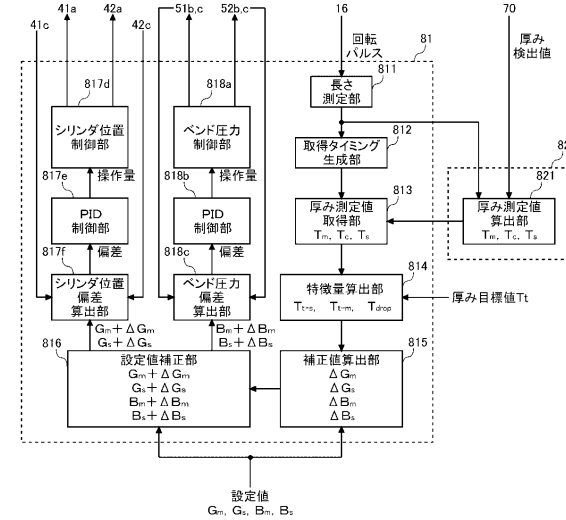
40

50

【図 5】

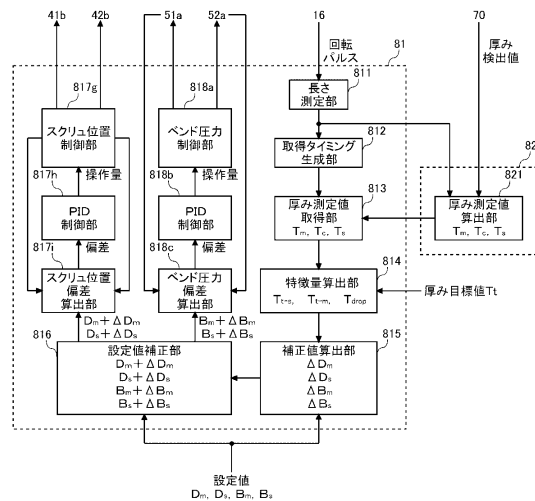


【図 6】

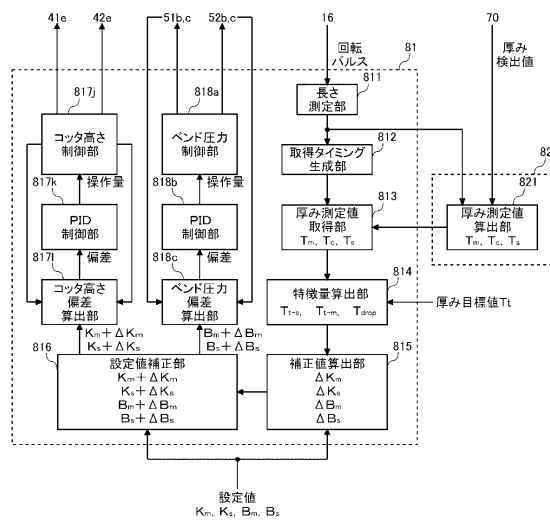


10

【図 7】



【図 8】



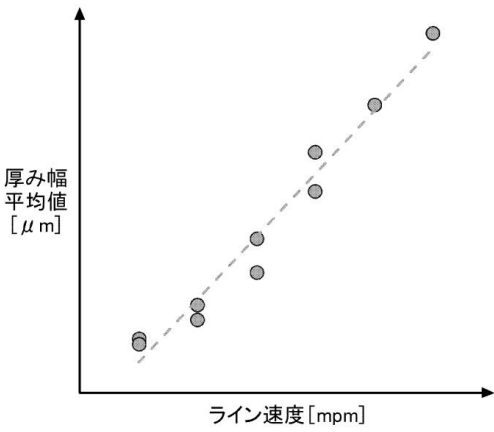
20

30

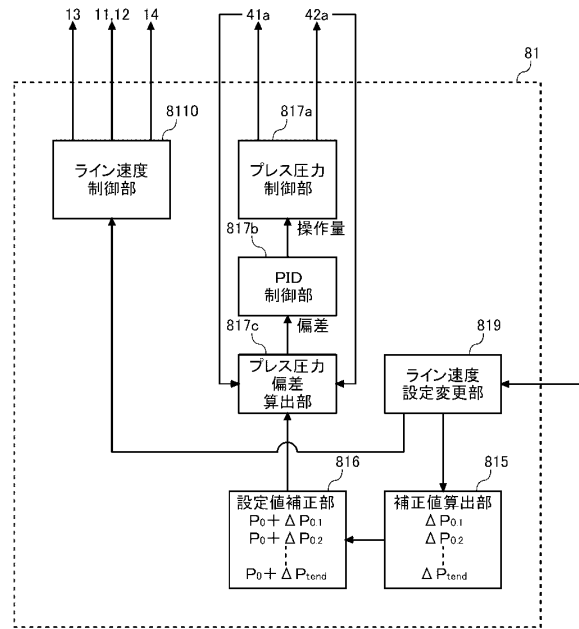
40

50

【図 9】



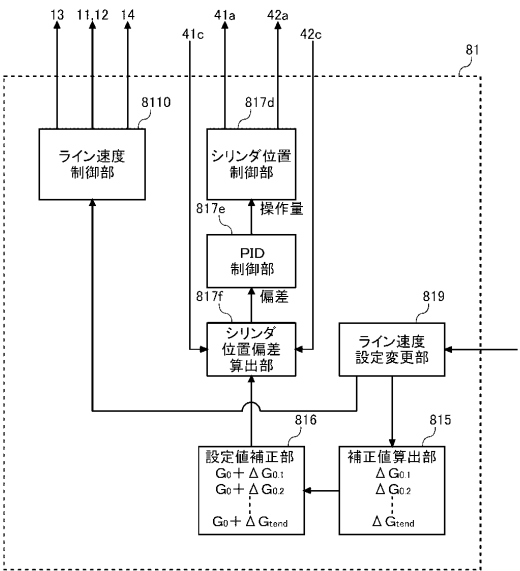
【図 10】



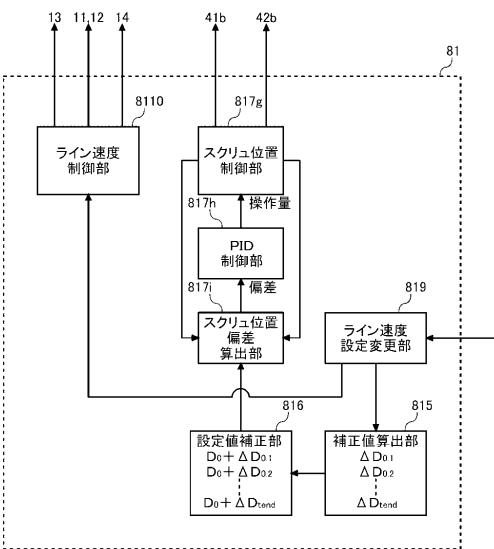
10

20

【図 11】



【図 12】



30

40

50

フロントページの続き

- (56)参考文献
- 特開 2 0 1 6 - 1 1 5 4 0 6 (J P , A)
特開 2 0 1 6 - 0 6 4 4 4 1 (J P , A)
特開平 0 4 - 3 6 7 3 0 9 (J P , A)
特許第 2 9 6 0 0 1 1 (J P , B 2)
特開 2 0 1 4 - 0 4 2 9 2 3 (J P , A)
- (58)調査した分野 (Int.Cl. , D B 名)
- B 3 0 B 3 / 0 0
B 2 1 B 3 7 / 3 8
H 0 1 M 4 / 1 3 9
H 0 1 M 4 / 0 4