

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第6378198号

(P6378198)

(45) 発行日 平成30年8月22日(2018.8.22)

(24) 登録日 平成30年8月3日(2018.8.3)

(51) Int.Cl. F I
B 6 0 T 8/1766 (2006.01) B 6 0 T 8/1766
B 6 0 T 8/176 (2006.01) B 6 0 T 8/176 A

請求項の数 15 (全 21 頁)

(21) 出願番号	特願2015-548246 (P2015-548246)	(73) 特許権者	596055475
(86) (22) 出願日	平成25年11月14日 (2013.11.14)		ヴァブコ・ゲゼルシャフト・ミット・ベシ
(65) 公表番号	特表2016-504233 (P2016-504233A)		ユレンクテル・ハフツング
(43) 公表日	平成28年2月12日 (2016.2.12)		W A B C O G m b H
(86) 国際出願番号	PCT/EP2013/003421		ドイツ連邦共和国ハノーヴァー・アム・リ
(87) 国際公開番号	W02014/094944		ンデネル・ハーフェン2 1
(87) 国際公開日	平成26年6月26日 (2014.6.26)	(74) 代理人	100069556
審査請求日	平成28年11月10日 (2016.11.10)		弁理士 江崎 光史
(31) 優先権主張番号	102012024981.0	(74) 代理人	100111486
(32) 優先日	平成24年12月20日 (2012.12.20)		弁理士 鍛冶澤 實
(33) 優先権主張国	ドイツ (DE)	(74) 代理人	100173521
			弁理士 篠原 淳司
		(74) 代理人	100062317
			弁理士 中平 治

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 トレーラー連結車のブレーキを制御するための方法及び牽引車用のブレーキ制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

トレーラー連結車(1)のブレーキを制御するための方法であって、このトレーラー連結車(1)が、電子制御ブレーキシステムを備える、少なくとも1つの前車軸(VA)と1つの後車軸(HA)とを有する牽引車(2)と、少なくとも1つの車軸(AA1, AA2)を有する被牽引車(3)とを持ち、

当該方法では、

・ブレーキの操作時に、減速度目標値(Z-Soll)が、前記牽引車(2)に対する少なくとも1つのブレーキ制御装置(4, 104, 204, 304, 404)を使用して算出され、実際の減速度実値(Z-Ist)と比較され、実際の制動エネルギー基準値(Kappa)が、当該比較から算出され、

・さらに、前記牽引車(2)の制動エネルギー基準値(Kappa)又は車軸荷重比(ALV)に対する前記牽引車(2)と前記被牽引車(3)とのための制動エネルギーレベル(BDN_Z, BDN_A)の依存性を示す記憶された複数の特性曲線領域を使用して、前記牽引車(2)と前記被牽引車(3)とに対する制動エネルギー目標値(P-Soll_Z, P-Soll_A)が、前記少なくとも1つのブレーキ制御装置(4, 104, 204, 304, 404)を使用して実際の制動エネルギー基準値(Kappa)と、前記牽引車(2)と前記被牽引車(3)とに対する制動エネルギーレベル(BDN_Z, BDN_A)とから算出され、

前記特性曲線領域が、少なくとも1つの予め設定可能な影響係数(E)に応じて得られ

10

20

る当該方法において、

牽引車(2)、被牽引車(3)、トレーラー連結車(1)のグループから成る車両のうちの1つの車両に対する荷重状態が、前記少なくとも1つのブレーキ制御装置(4, 104, 204, 304, 404)を使用して前記制動エネルギー基準値(Kappa)と前記影響係数(E)と前記牽引車(2)の車軸荷重比(ALV)とから確認され、

前記被牽引車(3)が、荷重に依存する固有の自動制動力制御部なしに構成されていて、

前記被牽引車(3)の制動力制御が、前記牽引車(2)によって実行されることを特徴とする方法。

【請求項2】

10

前記牽引車(2)の1つの重心位置、前記牽引車(2)1つの車軸荷重(AL_ZVA, AL_ZHA, AL_AVA, AL_AHA)、前記牽引車(2)の複数の車軸荷重(AL_ZVA, AL_ZHA, AL_AVA, AL_AHA)、前記被牽引車(3)の1つの車軸荷重(AL_ZVA, AL_ZHA, AL_AVA, AL_AHA)、前記被牽引車(3)の複数の車軸荷重(AL_ZVA, AL_ZHA, AL_AVA, AL_AHA)のうちの1つの値又は複数の値が、荷重状態として算出されることを特徴とする請求項1に記載の方法。

【請求項3】

前記牽引車(2)の車軸荷重(AL_ZVA, AL_ZHA)は、前記牽引車(2)の制動エネルギーレベル(BDN_Z)と前記車軸荷重比(ALV)と前記牽引車(2)の許容重量(TGVW)とから算出されることを特徴とする請求項2に記載の方法。

20

【請求項4】

前記牽引車(2)の重量(M_ZFZ)と前記被牽引車(3)の重量(M_AFZ)と前記トレーラー連結車(1)の総重量(M)とのうちの1つ又は複数の値が、さらに算出されることを特徴とする請求項1～3のいずれか1項に記載の方法。

【請求項5】

前記被牽引車(3)の車軸荷重(AL_AVA, AL_AHA)は、前記被牽引車(3)の制動エネルギーレベル(BDN_A)と前記車軸荷重比(ALV)と前記総重量(M)とから算出されることを特徴とする請求項4に記載の方法。

【請求項6】

30

前記トレーラー連結車(1)の全体に対する減速度目標値(Z_Soll)が算出されることを特徴とする請求項1～5のいずれか1項に記載の方法。

【請求項7】

車両減速度(z_Soll_FDR)の目標値が、FDR制御装置(6, 106, 206, 306, 406)内で算出され、その後にEBS制御装置(5, 105, 205, 305, 405)内で使用されることを特徴とする請求項1～6のいずれか1項に記載の方法。

【請求項8】

前記牽引車(2)の各車軸(VA, HA)と前記被牽引車(3)の各車軸(AA1, AA2, AA3)とに対して、車軸に関する減速度目標値(z_Soll_VA_FDR, z_Soll_HA_FDR, z_Soll_AA_FDR)が、FDR制御装置(6, 106, 206, 306, 406)によって算出され、前記EBS制御装置(5, 105, 205, 305, 405)に出力されることを特徴とする請求項7に記載の方法。

40

【請求項9】

前記車軸(VA, HA, AA1, AA2, AA3)の減速度目標値(z_Soll_VA_FDR, z_Soll_HA_FDR, z_Soll_AA_FDR)は、車輪ごとに算出されることを特徴とする請求項8に記載の方法。

【請求項10】

旋回角度(LW)とヨーレート(GR)と横方向加速度(ay)と縦方向加速度(ax)とのうちの1つ又は複数の値がさらに算入され、個々の車輪の、ブレーキ圧力目標値又

50

は制動エネルギー基準値 ($Kappa$) が、当該値から算出又は制御されることを特徴とする請求項 9 に記載の方法。

【請求項 11】

前記牽引車 (2) の荷重状態と前記被牽引車 (3) の荷重状態とが、線形補間によって前記制動エネルギーレベル (BDN_Z , BDN_A) から評価されることを特徴とする請求項 1 ~ 10 のいずれか 1 項に記載の方法。

【請求項 12】

牽引車 (2) 、被牽引車 (3) 、トレーラー連結車 (1) のグループのうちの 1 つ又は複数の車両に対する個々の車軸の絶対車軸荷重が、それらの重心位置から算出されることを特徴とする請求項 1 ~ 11 のいずれか 1 項に記載の方法。

10

【請求項 13】

牽引車 (2) と被牽引車 (3) とから構成されるトレーラー連結車 (1) のブレーキを制御するための、前記牽引車 (2) 用のブレーキ制御装置 (4 , 104 , 204 , 304 , 404) において、

前記ブレーキ制御装置 (4 , 104 , 204 , 304 , 404) が、横滑り状態を回避するための及び/又は車輪のスリップを制御するための FDR 制御装置 (6 , 106 , 206 , 306 , 406) と、前記車輪の車輪ブレーキのブレーキ圧力を算出して調整するための EBS 制御装置 (5 , 105 , 205 , 305 , 405) とを有し、

前記 FDR 制御装置 (6 , 106 , 206 , 306 , 406) が、前記牽引車 (2) と前記被牽引車 (3) とに対する走行動的目標圧力 ($FDR_P_Sol1_VA$, $FDR_P_Sol1_HA$, $FDR_P_Sol1_A$) を別々に算出し、前記 EBS 制御装置 (5 , 105 , 205 , 305 , 405) に出力し、

20

前記被牽引車 (3) が、荷重に依存する固有の自動の制動力制御部なしに構成されていて、それぞれの車軸 (VA , HA , $AA1$, $AA2$, $AA3$) に対する前記走行動的目標圧力 ($FDR_P_Sol1_VA$, $FDR_P_Sol1_HA$, $FDR_P_Sol1_A$) が、前記それぞれの車軸 (VA , HA , $AA1$, $AA2$, $AA3$) の荷重状態に応じて設定され、この荷重状態は、制動エネルギー基準値 ($Kappa$) と 影響係数 (E) と前記牽引車 (2) の車軸荷重比 (ALV) とから確認される当該ブレーキ制御装置 (4 , 104 , 204 , 304 , 404) 。

【請求項 14】

30

前記 FDR 制御装置 (6 , 106 , 206 , 306 , 406) は、前記牽引車 (2) と前記被牽引車 (3) との個々の車軸 (VA , HA , $AA1$, $AA2$, $AA3$) に対する走行動の制御目標ブレーキ圧力 (P_Sol1_Z) を別々に算出し、前記 EBS 制御装置 (5 , 105 , 205 , 305 , 405) に出力することを特徴とする請求項 13 に記載のブレーキ制御装置 (4 , 104 , 204 , 304 , 404) 。

【請求項 15】

少なくとも 1 つの前車軸 (VA) と 1 つの後車軸 (HA) とを有する牽引車 (2) と、少なくとも 1 つの被牽引車軸 ($AA1$, $AA2$, $AA3$) を有する被牽引車 (3) とを備えるトレーラー連結車 (1) において、

前記牽引車 (2) が、請求項 13 又は 14 に記載のブレーキ制御装置 (4 , 104 , 204 , 304 , 404) を有する当該トレーラー連結車 (1) 。

40

【発明の詳細な説明】

【技術分野】

【0001】

本発明は、電子制御ブレーキシステムを備える牽引車と被牽引車とを有するトレーラー連結車のブレーキを制御するための方法及びこのようなトレーラー連結車の牽引車用の制御装置に関する。

【背景技術】

【0002】

独国特許出願公開第 10261513 号明細書は、このような方法を記載している。こ

50

の場合、例えば、運転者のブレーキペダルの操作時に、減速度目標値が算出され、実際の減速度実際値と比較され、(BDNとも記される)制動エネルギー基準値 $Kappa$ が、当該比較から算出される。さらに、制動エネルギー目標値(ブレーキ圧力目標値)が、牽引車と被牽引車とに対して別々に算出される。このため、当該減速度目標値、当該制動エネルギー基準値 $Kappa$ に依存する $Kappa$ の関数としての値 w 、及び制動エネルギーレベル(ブレーキ圧力レベル)が、当該牽引車と当該被牽引車とに対して別々に算出される。この算出時に、記憶された複数の特性曲線領域が参照される。これらの特性曲線領域は、制動エネルギー基準値 $Kappa$ 及び/又は車軸荷重比に対する当該牽引車及び/又は当該被牽引車の制動圧力レベルの依存性を表す。

【先行技術文献】

10

【特許文献】

【0003】

【特許文献1】独国特許出願公開第10261513号明細書

【特許文献2】欧州特許第0445575号明細書

【発明の概要】

【発明が解決しようとする課題】

【0004】

本発明の課題は、トレーラー連結車の様々な荷重状態にも応じて正確な制動を可能にする、当該トレーラー連結車のブレーキを制御するための方法及び制御装置を、提供される変数及び測定値に基づいて提供することにある。

20

【課題を解決するための手段】

【0005】

この課題は、請求項1に記載の方法及び請求項13に記載のブレーキ制御装置によって解決される。さらに、このような制御装置を有するトレーラー連結車が提唱されている。好適なその他の構成は、従属請求項に記載されている。

【0006】

本発明の範囲内では、以下の用語が使用される。

【0007】

部分車両、すなわち牽引車と被牽引車との双方の車軸の車軸荷重は、当該車軸の車輪の接地点で荷重する当該車軸の静的重量と解される。

30

【0008】

車軸荷重比は、牽引車の後車軸の車軸荷重によって除算された当該牽引車の前車軸の車軸荷重から成る比率である。

【0009】

1つの部分車両の重量は、この部分車両の複数の車軸荷重の総和である。

【0010】

トレーラー連結車の総重量は、当該複数の部分車両の(静的)車軸荷重の実際の総和である。

【0011】

牽引車の許容重量、車両総重量又は技術的な車両総重量(TGVW)は、一般法で規定された一定の値、すなわち上限値である。

40

【0012】

本発明は、上記の独国特許出願公開第10261513号明細書に記載の方法によって既に提供されている変数から、個々の車両の荷重状態、特にトレーラー連結車の両車両の個々の車軸の荷重状態を確認するという技術的思想に基づく。制動エネルギーレベル(ブレーキ圧力レベル)から、牽引車及び被牽引車がそれぞれ、無積載であるか又は満積載にされているかが最初に確認され得る。単位 bar/g を用いる当該制動エネルギーレベルは、どのくらいの圧力がブレーキ作用を得るためにその都度印加されなければならないかを示す。したがって、このことは、最終的には当該牽引車と当該被牽引車との重量に依存する。つまり、当該牽引車の重量は、当該牽引車の複数の車軸荷重の総和から合成され、

50

これに応じて、当該被牽引車の重量は、当該被牽引車の複数の車軸荷重の総和から合成される。したがって、当該牽引車の荷重状態と当該被牽引車の荷重状態とが、例えば線形補間によって当該制動エネルギーレベルから評価され得る。したがって、当該両車両の重心位置とトレーラー連結車の全体の重心位置とが、車軸荷重比のさらに提供される変数によって算出され得る。したがって、特に個々の車軸の荷重状態も算出され得る。

【0013】

したがって、本発明によれば、車軸に関する荷重状態が、既に提供されている変数からと、場合によってはその他の算出とから、実際に算出可能であることが認識される。個々の車軸をその荷重状態に応じて制御又は調整するため、これらの荷重状態が、走行動作制御のためにその後使用され得る。

10

【0014】

したがって、本発明によれば、トレーラー連結車におけるより高い安定性が達成され、特に走行動作制御のより正確な調整が達成され得る。

【0015】

したがって、被牽引車が固有の荷重に依存する自動制動力制御部を有しないトレーラー連結車でも、高い走行安定性が達成可能である。

【0016】

以下に、本発明を添付図面に基づいて幾つかの実施の形態について詳しく説明する。この場合、同じ又は同様な符号は、同じ又は同様な特徴を示す。

20

【図面の簡単な説明】

【0017】

【図1】牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルを算出するための公知の方法のフローチャート。

【図2a】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2b】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2c】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2d】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

30

【図2e】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2f】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2g】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2h】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図2i】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

40

【図2j】制動エネルギー基準値及び車軸荷重比に応じた牽引車及び被牽引車の制動エネルギーレベルに対する図（特性曲線）。

【図3】異なる荷重状態にある、2つの車軸を有する牽引車及び被牽引車を備えるトレーラー連結車の、関連する変数を付記した公知の図。

【図4】1つの実施の形態による、EBS制御装置及びFDR制御装置を有するブレーキ制御装置。

【図5】固有のALB機能のない被牽引車を有するトレーラー連結車用のFDR最適化段を有する別の実施の形態によるブレーキ制御装置。

【図6】図5によるシステムの性能を向上させたブレーキ制御装置。

50

【図 7】図 5 によるブレーキ制御装置の性能を向上させた、図 6 とは違うブレーキ制御装置。

【図 8】自動的に対応する信号を受信して評価する別の実施の形態によるブレーキ制御装置。

【図 9】比較可能な様々な荷重状態にある被牽引車の第 1、第 2 及び第 3 車軸を有する異なるトレーラー連結車。

【図 10】28 t の総重量の場合の、1 つ、2 つ及び 3 つの車軸を有する被牽引車を備えるそれぞれ 1 つのトレーラー連結車の比較。

【図 11】独国特許出願公開第 10261513 号明細書の図 8。

【発明を実施するための形態】

10

【0018】

図 1 は、独国特許出願公開第 10261513 号明細書から基本的に既に公知の、牽引車 2 及び被牽引車 3 に対する目標圧力を算出するための方法を示す。この場合、複数の特性曲線領域が、図 2 a, b にしたがって使用される。これらの特性曲線領域は、制動作用を当該複数の部分車両に異なって分配する様々な影響係数を適用する場合の、制動エネルギーレベル基準値 $Kappa$ と車軸荷重比 ALV とに対する牽引車 2 の制動エネルギーレベル（ブレーキ圧力レベル） BDN_Z と被牽引車 3 の制動エネルギーレベル（ブレーキ圧力レベル） BDN_A との依存性を示す。図 2 a, b は、100% の影響係数に対する代表的な特性曲線領域を示す。

【0019】

20

したがって、図 1 に示された方法では、トレーラー連結車 1 の制動エネルギー制御又はブレーキ圧力レベル制御が使用される。当該トレーラー連結車 1 自体は、例えば図 10 にも示されていて、EBS 及び FDR を有するブレーキシステムを備えた牽引車 2 と被牽引車 3 とを有する。以下では、牽引車 2 と被牽引車 3 とを「部分車両 2, 3」と一般的に記す。

【0020】

ステップ S1 では、上記方法が開始される。次いで、第 2 ステップ S2 では、ブレーキペダルが操作されているか否か、又は、ブレーキ値エンコード信号が出力されるか否かが検査される。当該ペダルの操作又は当該ブレーキ値エンコード信号の出力が実行されている場合には、右側の分岐 j にしたがって、ステップ J1 において、減速度目標値 $Z - Soll$ が、当該ブレーキ値エンコード信号から生成されて読み取られる。後続するステップ J2 では、制動エネルギー基準値 $Kappa$ が算出される。車両減速度制御部が、当該制動エネルギー基準値 $Kappa$ を車両目標値 $Z - Soll$ と減速度実際値 $Z - ist$ との比較から算出する。以下のステップ J3 では、ブレーキ制御装置 4 の差動滑り制御部（DSC と呼ばれる）DSR が、前車軸制動エネルギーと後車軸制動エネルギーとの間の静圧比 $K - stat$ を牽引車 2 の制動エネルギー比として算出する。これに関しては、例えば欧州特許第 0445575 号明細書を参照のこと。ステップ J4 では、当該牽引車 2 のブレーキ圧力目標値（制動エネルギー目標値） $P - Soll_Z$ が、関係式 $P - Soll_Z \sim BDN_Z * Z - Soll * (Kappa / Kappa_alt)$ から算出される。

30

40

【0021】

後続するステップ J5 では、引き続き、被牽引車 3 のブレーキ圧力目標値（制動エネルギー目標値） $P - Soll$ が、関係式 $P - Soll_A \sim BDN_A * Z - Soll * (Kappa / Kappa_alt)$ から算出される。

【0022】

BDN_Z 、 BDN_A 及び $Kappa$ の値はそれぞれ、 bar / g で表される。この場合、分子の bar は、圧力の単位を表し、分母の g は、 $9.81 m / s^2$ の重力加速度を表す。すなわち、これらの値はそれぞれ、どれくらいのブレーキ圧力が、（1 g に等しい） $9.81 m / s^2$ の重力加速度に対応する減速度（負の加速度）を得るために必要に

50

なるかを当該関係式で表している。

【 0 0 2 3 】

ステップ S 2 において、ブレーキの操作が算出されないときは、分岐部の分岐 n に向かい、ステップ N 1 において、まず、最後の基準値、必要に応じて、車両減速度制御部のフィルタリングされた制動エネルギー目標値 $Kappa$ が、

$$Kappa_{alt} = Kappa$$

として記憶される。

【 0 0 2 4 】

次いで、ステップ N 2 において、車輪制動比 RBV が、前車軸 VA の Q 係数 $Q - VA$ と後車軸 HA の Q 係数 $Q - HA$ との比率として算出される。この Q 係数自体は、既知であり、車輪又は車軸に印加される制動力を、単位圧力当たりの力として、すなわち単位 KN / bar で表す。前車軸 VA 及び後車軸 HA の Q 係数である $Q - VA$ 及び $Q - HA$ は、例えば独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書の従来の技術にしたがって計算される。

【 0 0 2 5 】

ステップ N 3 において、車軸荷重比 ALV が、上記車輪制動比とステップ J 3 において算出された静圧比 $K - stat$ との積として算出される。牽引車 2 の複数の車軸荷重センサが存在する場合は、この車軸荷重比 ALV は、このような車軸荷重センサの信号からも算出され得る。牽引車の複数の車軸荷重センサが、専らその後車軸 HA に配置されているだけでも十分である。何故なら、一般に、特にセミトラクターの牽引車 2 では、その前車軸 $AL - ZVA$ とその後車軸 $AL - ZHA$ とが、互いに一定の比にあるので、当該車軸荷重比 ALV は、当該後車軸 HA の車軸荷重センサの信号からも算出され得るからである。

【 0 0 2 6 】

後続するステップ N 4 及び N 5 において、牽引車 2 及び被牽引車 3 のブレーキ圧力レベル（制動エネルギーレベル） $BDN - Z$ 及び $BDN - A$ が、図 2 a 及び 2 b に示された 1 0 0 % の影響係数に対して設けられている特性曲線領域に基づいて、その車軸荷重比 ALV と制動エネルギー基準値 $Kappa$ とに対して算出されたデータから算出される。図 2 a 及び 2 b の特性曲線領域の平行四辺形内には、 ALV に依存する複数の直線の複数の勾配が、影響係数 E の値に応じて制動エネルギーレベル $BDN - Z$ 及び $BDN - A$ を算出するために存在する。つまり、当該 ALV に依存する複数の直線の複数の勾配が、変化する影響係数 E と共に変化することによって、その特性曲線領域を用いて算出された制動エネルギーレベル $BDN - A$ 及び $BDN - A$ の値も変化する。非制動の局面では、ブレーキ圧力目標値（制動エネルギー目標値） $P - Sol1 - Z$ 及び $P - Sol1 - A$ が、ステップ N 6 にしたがって零にセットされる。次いで、開始へのリターンが実行される。すなわち、ステップ S 1 へのリターンが実行される。

【 0 0 2 7 】

したがって、牽引車 2 に対するブレーキ圧力目標値（制動エネルギー目標値） $P - Sol1 - Z$ と被牽引車 3 に対するブレーキ圧力目標値（制動エネルギー目標値） $P - Sol1 - A$ とが、- それ自体公知の - 図 1 によるこの方法から既に算出されている。さらに、上記の独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書にも既に説明されているように、車軸荷重比 ALV が算出される。

【 0 0 2 8 】

さらに、 $CF C$ 係数とも記される影響係数 E が公知である。つまり、この影響係数 E は、上記の独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書に既に記載されている、異なる影響係数を有する特性曲線領域を示す図 2 a ~ 2 j から明らかであり、当該独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書にもこれらの特性曲線領域に関連して記載されている。つまり、当該影響係数 E は、 E に対する 1 0 0 % の最大値と 0 % の最小値との間に存在し得る。当該最大値では、牽引車の制動エネルギーレベル（ブレーキ圧力レベル） $BDN - Z$ は、車軸荷重比 ALV だけに依存し、すなわち異なる車軸荷重比 ALV に対する図 2 a による複数の特性曲線が、 X 軸に対して平行に延在し、被牽引車 3 のブレーキ圧力レベル $BDN - A$ が、車軸荷重比 ALV と制動エネルギー基準値 $Kappa$ とに依存する。当該最

10

20

30

40

50

小値では、牽引車 2 ブレーキ圧力レベル $B D N_Z$ 及び被牽引車 3 のブレーキ圧力レベル $B D N_A$ が、図 2 i , 2 j に示されているように、制動エネルギー基準値（ブレーキ圧力レベル基準値） $K a p p a$ だけに依存する。

【 0 0 2 9 】

本発明のこの実施の形態によれば、トレーラー連結車 1 の两部分車両 2 , 3 の荷重状態が、牽引車 2 のブレーキ圧力レベル $B D N_Z$ と被牽引車 3 のブレーキ圧力レベル $B D N_A$ とから読み取られる。

$B D N_Z = 4 . 7 \text{ bar / g}$ 空の牽引車 2、
 $B D N_Z = 8 . 5 \text{ bar / g}$ 満積載の牽引車 2、
 $B D N_A = 1 . 9 \text{ bar / g}$ 空の被牽引車 3、
 $B D N_A = 8 . 5 \text{ bar / g}$ 満積載の被牽引車 3

10

【 0 0 3 0 】

線形補間が、これらの値の間で、すなわち、 $B D N_Z$ に対しては $4 . 7 \text{ bar / g}$ と $8 . 5 \text{ bar / g}$ との間で、 $B D N_A$ に対しては $1 . 9 \text{ bar / g}$ と $8 . 5 \text{ bar / g}$ との間で実行される。

【 0 0 3 1 】

トレーラー連結車 1 の幾何学的寸法が既知であるならば、幾つかの変数が、これらの荷重状態から算出され得る、すなわち牽引車 2 の車軸荷重と被牽引車 3 の車軸荷重との総和にそれぞれ一致するこの牽引車 2 の実際の重量 $M_Z F Z$ とこの被牽引車 3 の実際の重量 $M_A F Z$ とから算出され得る。

20

【 0 0 3 2 】

各車軸、すなわち牽引車 2 と被牽引車 3 との各車軸の絶対車軸荷重が算出され得る。何故なら、例えば牽引車 2 に対しては、その重量が、複数の車軸荷重の総和

$$M_Z F Z = A L_Z V A + A L_Z H A$$

として既知であり、さらにその車軸荷重比

$$A L V = A L_Z V A : A L_Z H A$$

が既知であるからである。その結果、（比例算で）解かれ得る二元連立方程式が形成される。次いで、これらの絶対車軸荷重は、走行動作制御法で使用され得る。

【 0 0 3 3 】

さらに、各車両 2 , 3 の重心位置が算出され得る。牽引車 2 に対する重心位置は、例えばテコの原理から算出され得る。これにより、その（未知の）重心からその車軸までのテコ比が挿入され、レバー長さと車軸荷重との積が、両車軸に対して等しい。したがって、それらのレバー長さの比は、車軸荷重比 $A L V$ の逆数である。牽引車 2 の前車軸の車軸荷重と後車軸の車軸荷重とが、例えば $A L_Z V A = 6 . 0 \text{ t}$ と $A L_Z H A = 4 . 0 \text{ t}$ である場合は、それらのレバー長さの比は、

$$h_Z V A / h_Z H A = 4 / 6$$

である。この場合、さらに、それらのレバー長さの総和 $h_Z V A + h_Z H A$ が、当該牽引車 2 の車軸距離（ホイールベース）として既知である。その結果、それらのレバー長さ $h_Z V A$ 及び $h_Z H A$ が算出され得る。

30

【 0 0 3 4 】

被牽引車の長手方向の寸法、すなわち牽引車の後車軸 $Z H A$ から被牽引車の車軸 $A A - 1$ 及び $A A - 2$ までの距離が既知であるならば、トレーラー連結車 1 の重心位置も算出され得る。

40

【 0 0 3 5 】

図 4 は、ブレーキ制御装置 4 と E B S 制御装置（電子ブレーキシステム）5 と F D R 制御装置（走行動作制御システム）6 との基本構成を示す。この実施の形態及びその他の実施の形態では、この E B S 制御装置 5 とこの F D R 制御装置 6 とは、別々の装置又は制御機器として構成され且つ互いに交信され得るか又は 1 つの制御装置内で完全にソフトウェアで構成されてもよい。

【 0 0 3 6 】

50

この場合、図４～８において、 M は、既知であるか又は特に運転中に算出されるトレーラー連結車１の総重量であり、 ALV は、車軸荷重比であり、 $TGVW$ ($Total\ Gross\ Vehicle\ Weight$) は、牽引車２の許容重量である。

【００３７】

上記のFDR制御装置６は、例えば総重量 M とヨーレート GR と旋回角度 LW と縦方向加速度 ax と横方向加速度 ay のような入力変数から、さらに補足的に、例えば車両速度 v のようなその他の走行動的な変数から、異なる車軸に対する圧力目標値 $P - Soll$ 、すなわち牽引車２の前車軸 VA に対する圧力目標値としての $FDR - P - Soll - VA$ 、牽引車２の後車軸 HA に対する $FDR - P - Soll - HA$ 、被牽引車３に対する $FDR - P - Soll - A$ を計算し、これらの変数をEBS制御装置５、特にEBS制御装置５の目標圧力用の演算装置７へ送る。

10

【００３８】

しかしながら、被牽引車３が、車軸荷重に依存する制動力制御（ALB機能）を有しない連続車両では、このようなシステムは最適でない。EBS制御装置５によって算出され、FDR制御装置６によって使用される総重量 M は、部分車両２，３の正確な荷重状態を表さない非常に包括的な値である。しかしながら、固有のALB機能を有しない被牽引車３の場合、被牽引車３がどのくらいの車軸を有するのか、どこに重心が存在するのかを知らずして考慮するには非常に有益である。このことは、図１０に示された構成に起因して明らかである。つまり、図１０によれば、３つのトレーラー連結車１が示されている。これらのトレーラー連結車１の場合、被牽引車３が、上方の図にしたがって１つの被牽引車軸 $AA1$ を有し、中央の図にしたがって２つの被牽引車軸 $AA1$ 及び $AA2$ を有し、下方の図にしたがって３つの被牽引車軸 $AA1$ 、 $AA2$ 及び $AA3$ を有する。したがって、 28 t の総重量 M が、非常に異なって分配している。つまり、当該トレーラー連結車は、上方の図によれば満積載にされていて、中央の図によれば半積載にされていて、下方の図によれば当該半積載より少なく積載されている。

20

【００３９】

図１０では、

トレーラー連結車の総重量 $M = 28\text{ t}$

$ALV = 0.65$ ；これは、上記の方法にしたがって算出される。

$Kappa = 8.5\text{ bar} / g$ （中央下の値）

30

$BDN_Z = 8.5\text{ bar} / g$ （左下の値）

$BDN_A = 8.5\text{ bar} / g$ （右下の値）

に設定することができる。

【００４０】

図５は、ブレーキ制御装置１０４を示す。このブレーキ制御装置１０４の場合、圧力目標値が、FDR制御装置１０６によって計算されて求められるのではなくて、車両減速度目標値 z_Soll_FDR が、EBS制御装置１０５に伝送される。次いで、EBS制御装置１０５が、上記の変数を組み込むことによって、このEBS制御装置１０５によって出力される目標圧力 $P - Soll - VA$ 、 $P - Soll - HA$ 、 $P - Soll - A$ を、実際の荷重状態により良好に適合させる。上記の変数が、当該閉じられている制御回路によってこれらのFDRシステム内に組み込まれている。

40

【００４１】

図６は、図５のシステムをさらに改良したブレーキ制御装置２０４とEBS制御装置２０５とFDR制御装置２０６とを有するシステムを示す。この場合、もはや（トレーラー連結車１のための）ただ１つの減速度目標値だけが、FDR制御装置２０６からEBS制御装置２０５に伝送されるのではなくて、車軸に関連する複数の減速度目標値 $z_Soll_VA_FDR$ 、 $z_Soll_HA_FDR$ 、 $z_Soll_A_FDR$ が算出されて伝送される。

【００４２】

図７は、性能を向上させたブレーキ制御装置３０４とEBS制御装置３０５とFDR制

50

御装置 306 とを有する別のシステムを示す。この場合、FDR 制御装置 206 から EBS 制御装置 205 への減速度目標値の伝送が、車輪ごとに、すなわち各車軸と右側の車輪及び左側の車輪用の各車軸とに対して実行される。

【0043】

図 8 は、EBS 制御装置 405 と FDR 制御装置 406 とを有するブレーキ制御装置 404 を示す。この場合、荷重状態に適合されたブレーキ圧力目標値 P_Sol1_Z 及び P_Sol1_A 自体を、個々の車両 2, 3 又はトレーラー結合車 1 の構成に応じて、このときに車軸ごとに又は車輪ごとに予め設定できるために、FDR 制御装置 406 が、入力変数 $Kappa$ 、 BDN_Z 、 BDN_A 、 AVL 及び E を EBS 制御装置 405 から読み取り、それ自体を評価する。

10

【0044】

その後、トレーラー連結車 1 の部分車両 2, 3 の重量 M_ZFZ 、 M_AFZ の代表的な 2 つの計算が実行され、これらの部分車両の荷重状態の確認が実行される。この場合、この代表的な計算は、別の実施の形態に転用することができる。

【0045】

計算例 1:

トレーラー連結車 1 の荷重状態が、上記の独国特許出願公開第 10261513 号明細書の図 3d) のように、すなわち図 5c) に応じて存在すると仮定し、当該独国特許出願公開第 10261513 号明細書の図 5c) に応じて、100% の影響係数 E 及び 18 t の許容重量 $TGVW$ が存在すると仮定する。この場合、1.5 の車軸荷重比 ALV 、6.6 bar/g の実際の制動エネルギー基準値 $Kappa$ 及び 28 t の重量 M が記憶されてあると仮定する。さらに、EBS 制御装置 5, 105, 205, 305, 405 によって計算された牽引車 2 に対する制動エネルギーレベル BDN_Z が、4.7 bar/g と算出されており、被牽引車 3 に対する制動エネルギーレベル BDN_A が、8.5 bar/g と算出されてあると仮定する。

20

【0046】

図 3 では、影響係数 E が、100% に設定されている。

【0047】

牽引車 2 の重量 M_ZFZ 及び車軸荷重 AL_ZVA 、 AL_ZHA の計算:

この計算例では、影響係数が、100% に設定されているので、制動エネルギーレベル BDN_Z と車軸荷重比 ALV との間の直接の関係が、図 1 に示されたグラフにしたがって存在する。すなわち、図 11 に示された特性曲線 $BDN_Z = f(ALV)$ は、車軸荷重 AL_ZVA 、 AL_ZHA の計算のために直接に重要である。

30

【0048】

したがって、牽引車の車軸荷重は、

前車軸の車軸荷重 $AL_ZVA = TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g} * ALV / (ALV + 1)$

後車軸の車軸荷重 $AL_ZHA = TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g} * 1 / (ALV + 1)$

と計算される。

40

【0049】

その結果、

$AL_ZVA = 6.0 \text{ t}$ 及び $AL_ZHA = 4.0 \text{ t}$

である。

【0050】

影響係数 E が、 $TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g}$ に対して 100% に等しいので、牽引車 2 の重量 M_ZFZ は、この牽引車 2 の算出された制動エネルギーレベル BDN_Z から比例計算される。

【0051】

その結果、 $M_ZFZ = 10.0 \text{ t}$

50

である。

【 0 0 5 2 】

被牽引車 3 の重量 M_AFZ 及び車軸荷重の計算 3 :

被牽引車 3 の重量 M_AFZ は、算出された総重量 M と牽引車 2 の計算された重量 $M_Z F Z$ との差である $M_AFZ = M - M_Z F Z$ から計算される。

その結果、

$M_AFZ = 28.0 t - 10.0 t = 18.0 t$ である。

【 0 0 5 3 】

被牽引車 3 の荷重状態が、ブレーキ制御装置の EBS 制御装置 (5 , 1 0 5 , 2 0 5 , 3 0 5 , 4 0 5) によって、この被牽引車 3 の算出された制動エネルギーレベル BDN_A と設定された影響係数 E とから確認される。

10

【 0 0 5 4 】

この計算例 1 では、設定された影響係数 E が、100% であり、したがって部分車両 2 , 3 の算出された (ブレーキ圧力レベルとも記される) 制動エネルギーレベル BDN_Z , BDN_A が、当該部分車両 2 , 3 の重量 M_AFZ 、 $M_Z F Z$ に直接に割り当てられ得る、すなわち各部分車両 2 , 3 の算出されたブレーキ圧力レベルと当該各部分車両 2 , 3 の重量 $M_Z F Z$ 、 M_AFZ とが、ほぼ比例し、この被牽引車の算出された制動エネルギーレベル BDN_A が、 $8.5 bar / g$ であるので、この被牽引車 3 の車軸 $AA1$, $AA2$ が、この被牽引車 3 の満積載の状態に正確に一致する車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 を有することが、当該方法によって確認される。この計算例 1 では、18 t の被牽引車 3 の重量 M_AFZ 及び $8.5 bar / g$ の制動エネルギーレベル BDN_A が計算された。この場合、当該方法は、さらに、2 軸式の被牽引車 (セミトレーラー) 3 が存在することを前提としている。この被牽引車 3 の、1 車軸 $AA1$ 、 $AA2$ 当たりの車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 はそれぞれ、 $9.0 t$ である。

20

【 0 0 5 5 】

好ましくは、上記の車軸の構成、すなわち被牽引車 3 の車軸の数は、データインターフェース (CANバス) を通じて読み取られる。

【 0 0 5 6 】

上記の被牽引車 3 の車軸 $AA1$ 、 $AA2$ の車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 を算出する場合には、(この場合には、 $8.5 bar / g$ と算出される) 算出された制動エネルギーレベル BDN_A が、最も重要である。それ故に、完全に満積載の状態と判定される。すなわち、

30

a) 当該被牽引車 3 が、満積載にされていること、及び

b) それぞれ $9.0 t$ の車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 ($AA1$ 、 $AA2$) を有する 2 軸の被牽引車 3 が存在することが確認される。

【 0 0 5 7 】

結果：上記の両部分車両 2 , 3、すなわちトレーラー連結車 1 の牽引車 2 と被牽引車 3 との、例えば個々の車両車軸に対する目標圧力 ($FDR_P_Sol1_VA$ 、 $FDR_P_Sol1_HA$ 、 $FDR_P_Sol1_AA$) 又は例えば個々の車輪に対する目標圧力 ($FDR_P_Sol1_VA_li$ 、 . . .) を、 FDR システムによって計算する場合には、 $28 t$ の当該トレーラー連結車 1 の算出された比較的軽い総重量 M にもかかわらず、このトレーラー連結車が、その被牽引車 3 の車軸 $AA1$ 、 $AA2$ で満積載にされていて、その牽引車 2 の車軸 VA 、 HA で比較的軽く積載されていることに基づいて、当該 FDR 制御装置は制御することができる。これによって、危険な走行状態が、大幅に回避可能である。この計算例 1 では、当該トレーラー連結車 1 の荷重状態が、非常にバックヘビーな状態にあることが確認される。好ましくは、個々の車軸 VA 、 HA 、 $AA1$ 、 $AA2$ 及び車輪の目標圧力 $FDR_P_Sol1_VA$ 、 $FDR_P_Sol1_HA$ 、 $FDR_P_Sol1_AA$ を当該 FDR 制御装置によって計算する場合には、算出された制動エネルギーレベル BDN_A の影響が、被牽引車 3 の計算された重量 M_AFZ より大きく評価される。

40

50

【 0 0 5 8 】

計算例 2 :

ここでは、上記の独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書の図 5 c) に示されているものと同じであるが、上記の計算例 1 とは違って、0 % の影響係数 E が設定されているトレーラー連結車 1 の荷重状態が想定される。すなわち、この計算例 2 では、当該独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書の図 5 i) が重要である。

【 0 0 5 9 】

上記の計算例 1 と同様に、許容重量 $TGVW = 18 \text{ t}$ 及び記憶された車軸荷重比 $ALV = 1.5$ が設定される(この場合、用語「設定される」は、「パラメータ化される」を意味する)。実際の制動エネルギー基準値 $Kappa$ は、図 5 c) と同様に 6.6 bar/g であり、同様に 28.0 t を有する総重量 M が記憶されている。しかし、図 5 c) とは違って、上記の独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書の図 5 i) に示されているように、牽引車 2 の制動エネルギーレベル BDN_Z は、 7.1 bar/g であり、被牽引車 3 の制動エネルギーレベル BDN_A は、 6.1 bar/g である。

【 0 0 6 0 】

牽引車 2 の重量 M_ZFZ の計算 :

当該計算例 2 では、影響係数 E が、0 % に設定されているので、(当該計算例では 7.1 bar/g と算出されている)実際に算出された制動エネルギーレベル BDN_Z と車軸荷重比 ALV との間の直接の関係が、図 1 1 の関数 $BDN_Z = f(ALV)$ にしたがって成り立たないが、牽引車 2 の車軸荷重比 ALV は、1.5 によって既知である。

【 0 0 6 1 】

上記の方法は、例えば図 2 a 又は図 2 b に示されているように、設定された可能な影響係数 E ごとに記憶された複数の特性曲線領域 ($BDN_Z = f(ALV, Kappa, E)$) を有する、すなわち 100 % の影響係数 E に対しても当該特性曲線領域を有する。図 2 a) の特性曲線領域は、設定された 100 % の影響係数 E のときに制動エネルギーレベル BDN_Z を算出するための特性曲線領域である。100 % に設定された影響係数 E は、部分車両 2, 3 間でもたすべき制動作用を合計制動力モードに故意にシフトすべきでなく、トレーラー連結車 1 の各部分車両 2, 3 ごとに制動すべきことを意味する。1.5 の算出された車軸荷重比 ALV 及び設定された 100 % の影響係数 E の場合、当該牽引車 2 の BDN_Z が、 4.7 bar/g になるであろうことが、図 2 a) の特性曲線領域から分かる。すなわち、当該牽引車 2 の重量 M_ZFZ をこの牽引車 2 だけのブレーキによって制動できるようにするためには、設定された 100 % の影響係数 E の場合に、 4.7 bar/g の制動エネルギーレベル BDN_Z が、当該牽引車 2 に対して必要になるであろう。

【 0 0 6 2 】

このとき、当該牽引車 2 の重量 M_ZFZ が計算され得る。つまり、

$$M_ZFZ = TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g} = 18 \text{ t} * 4.7 \text{ bar/g} / 8.5 \text{ bar/g} = 10.0 \text{ t}$$

この場合、当該計算中に入力される制動エネルギーレベル BDN_Z は、影響係数 E = 100 % の制動エネルギーレベル BDN_Z である。

【 0 0 6 3 】

$M_ZFZ = 10.0 \text{ t}$ である。

【 0 0 6 4 】

したがって、当該牽引車 2 の車軸荷重 AL_ZVA 、 AL_ZHA は、

$$\text{前車軸の車軸荷重 } AL_ZVA = TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g} * ALV / (ALV + 1)$$

$$\text{後車軸の車軸荷重 } AL_ZHA = TGVW * BDN_Z / 8.5 \text{ bar/g} * 1 / (ALV + 1)$$

と計算される。

【 0 0 6 5 】

10

20

30

40

50

その結果、

$AL_ZVA = 6.0 \text{ t}$ 及び $AL_ZHA = 4.0 \text{ t}$
である。

【0066】

この場合、ここでも同様に、1.5の車軸荷重比 ALV 及び100%の影響係数 E のときの制動エネルギーレベル BDN_Z が入力される。

【0067】

被牽引車2の重量 M_AFZ の計算：

被牽引車2の重量 M_AFZ は、

$M_AFZ = M - M_ZFZ = 28 \text{ t} - 10 \text{ t} = 18 \text{ t}$

10

から計算される。

【0068】

その結果、

$M_AFZ = 18.0 \text{ t}$

である。

【0069】

被牽引車3の車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 及び荷重状態の計算：

当該荷重状態の計算：この計算例では、18 tを有する被牽引車3の算出された重量 M_AFZ と 6.1 bar/g を有するこの被牽引車3の算出された制動エネルギーレベル BDN_A とが、満積載でない被牽引車3を直接的に示唆するものの、当該方法は、この被牽引車3の実際の荷重状態、すなわちより重い荷重状態を一義的に確認することができる。このため、牽引車2の車軸荷重 AL_ZHA 、 AL_ZVA の算出のときと同様に、記憶された複数の特性曲線領域が、当該部分車両2, 3の制動エネルギーレベル BDN_A 、 BDN_Z を算出するために使用される。

20

【0070】

牽引車2の車軸荷重比 ALV の値、制動エネルギー基準値 $Kappa$ 及び実際の制動エネルギー基準値 BDN_Zt は既知である。ブレーキ圧力を制御する方法では、当該実際の制動エネルギー基準値 BDN_Zt が、牽引車2と被牽引車3とから構成されるトレーラー連結車1の当該ブレーキ圧力制御に関与する。すなわち、当該実際の制動エネルギー基準値 BDN_Zt は、两部分車両2, 3にとって重要な基準係数である。

30

【0071】

また、これらの両変数である車軸荷重比 ALV と制動エネルギー基準値 $Kappa$ とから、すなわち100%の影響係数 E に対して被牽引車3(図3)の制動エネルギーレベル BDN_A を算出するために記憶された特性曲線領域 $BDN_A = f(Kappa, ALV, E)$ から、当該被牽引車3の実際の荷重状態が確認され得る(図2b)参照)。1.5の車軸荷重比 ALV 及び 6.6 bar/g の制動エネルギー基準値 $Kappa$ の場合には、被牽引車3の制動エネルギーレベルが、 8.5 bar/g の BDN_A として算出される。すなわち、当該被牽引車3だけをその固有のブレーキによって制動するためには、すなわち影響計数 E を0%に設定されている場合のように、トレーラー連結車1の部分車両2と部分車両3との間でもたらすべき制動作用にシフトすることなしでは、 8.5 bar/g の制動エネルギーレベル BDN_A が必要になる。つまり、当該 8.5 bar/g の制動エネルギーレベル BDN_A は、正確な満荷重状態に対する規定の値(bar/g)に一致するので、被牽引車軸 $AA1$ 、 $AA2$ が正確に満積載にされている。

40

【0072】

被牽引車3の車軸荷重 AL_AA1 、 AL_AA2 の計算：

18 tの被牽引車3の重量 M_AFZ が、関係式 $M_AFZ = M - M_ZFZ$ から計算されてある。さらに、被牽引車3だけを制動する必要があるときに、この被牽引車3は、 8.5 bar/g の制動エネルギーレベル BDN_A を必要とすることは既知である。このとき、これらの両値の組み合わせから、当該被牽引車3は2軸の被牽引車3であり、この被牽引車3の車軸 $AA1$ 、 $AA2$ が9 tの車軸荷重を有することが推論される。

50

【 0 0 7 3 】

計算：

$$A L _ A A 1 = A L _ A A 2 = 1 / 2 + M _ A F Z = 1 / 2 * 18 t = 9 t .$$

したがって、F D Rシステムが、例えば、9 tの車軸荷重及び／又は被牽引車軸若しくは被牽引車の正確な満荷重状態を考慮する、被牽引車軸 A A 1、A A 2、A A 3 に対する車軸に依存する目標圧力 F D R _ P _ S o l l _ A A を計算できる。

【 0 0 7 4 】

上記の独国特許出願公開第 1 0 2 6 1 5 1 3 号明細書の図 5 i) に示されているトレーラー連結車に基づく計算例では、部分車両 2 , 3 の全ての車軸荷重 A L _ Z V A、A L _ Z H A、A L _ A A 1、A L _ A A 2 及び重量 M _ A F Z、M _ A F Z が算定されている。特に、トレーラー連結車 1 の两部分車両 2 , 3 の荷重状態及びトレーラー連結車 1 自体の荷重状態が算定されている。

10

【 0 0 7 5 】

このとき、部分車両 2 , 3 の水平方向の重心位置及びトレーラー連結車 1 の重心位置が、少なくとも近似的に簡単に算定可能である。この場合、一般には、被牽引車 3 の複数の車軸距離、少なくとも 1 つの車軸距離を評価することができる。

【 0 0 7 6 】

結果：部分車両 2 , 3 及びトレーラー連結車 1 の、荷重状態、重量 M _ Z F Z、M _ A F Z、車軸荷重 A L _ Z V A、A L _ Z H A、A L _ A A 1、A L _ A A 2 及び水平方向の重心位置を知ることによって、個々の車軸及び／又は車輪に適合された車軸及び／又は車輪に対するブレーキ目標圧力が算定可能である。これによって、改良された F D R 制御が可能になる。積載時のバックヘビー性（後部過大負荷可能性）が知られている。危険な走行状態にあっては、これに応じて迅速に且つこの状況に適應されるように反応され得る。

20

【 0 0 7 7 】

図 2 a) 及び 2 b) には、制動エネルギー基準値 K a p p a が、x 軸の値としてプロットされていて、車両の図、例えば図 3 には、一番下の行のそれぞれ中央の値として示されている。

【 0 0 7 8 】

この方法では、制動エネルギー基準値 K a p p a が、トレーラー連結車 1 の重量 M _ Z F Z、M _ A F Z の比、すなわちトレーラー連結車 1 の荷重状態を表す。トレーラー連結車 1 が、満積載にされている場合、制動エネルギー基準値 K a p p a の数値は、8 . 5 b a r / g である。どのような構成、構造等であるかに関係なく、満荷重状態の走行に対する 8 . 5 b a r / g の制動エネルギー基準値 K a p p a が、各部分車両 2 , 3 に対して成立する。つまり、この K a p p a は、当該牽引車 2 の E B S 制御装置の設定値に適合された変動によって得られる。したがって、当該空又は無積載の車両状態の K a p p a は、トレーラー連結車 1 のいわゆる積載／無積載比、すなわち満荷重状態の総重量に対する空又は無積載の状態の総重量に相当する。図 3 の車両の構成の場合、例えば、満積載の牽引車に対する 18 t の重量と満積載の 2 軸の被牽引車に対する 18 t の重量とから成る満積載のトレーラー連結車の 36 t の総重量は、図 3 の上のトレーラー連結車の構成から分かるように、8 . 5 b a r / g の K a p p a に相当する。図 3 の一番下の行に示されている無積載のトレーラー連結車 1 は、14 t の総重量を有する。したがって、3 . 3 b a r / g (8 . 5 b a r / g / 36 t * 14 t = 3 . 3 b a r / g) の制動エネルギー基準値 K a p p a が計算される。当該双方の制動エネルギー基準値 K a p p a 間の全ての値が、重量に応じて補間可能である。

30

40

【 0 0 7 9 】

図 2 b) には、被牽引車 2 の（ブレーキ圧力レベルとも記される）制動エネルギーレベル B D N _ A が、（グラフとも記される）特性曲線領域の y 座標の値として示されていて、それ故に、100 % に設定された影響係数 E n に対して成立するこの図 2 b) の特性曲線領域内では被牽引車 3 の荷重状態を直接に表す。当該被牽引車 3 が、満積載にされている

50

ならば、その数値は、 8.5 bar/g である。空の状態では、 $18 \text{ t} / 4 \text{ t}$ の被牽引車軸 A A 1、A A 2の積載／無積載比にしたがって、この値は、 1.9 bar/g である。当該双方の制動エネルギーレベル B D N __ A間の全ての値が、重量に応じて補間可能である。制動エネルギーレベル B D N __ Aを算出するための特性曲線領域内の影響係数 E が、 100% 未満であるならば、当該制動エネルギーレベル B D N __ Aは、被牽引車の荷重状態を間接的に表す。つまり、当該影響係数 E は、部分車両 2 と部分車両 3 との間に及ぼすべき制動作用をシフトさせるために使用され、これによって、直接に重量に応じた比例関係がもはや存在しないように間接的に仕向ける。

【0080】

例えば、被牽引車 3 の車軸荷重 A L __ A A 1、A L __ A A 2 を、 100% 未満に設定された影響係数 E のときに算出された B D N __ A から計算できるようにするため、当該牽引車 2 の制動エネルギー基準値 K a p p a と車軸荷重比 A L V とを利用しつつ、 100% に設定された影響係数 E に対して成立する特性曲線図が、制動エネルギーレベル B D N __ A を算出するために有益に使用される。

【0081】

図 2 a) には、制動エネルギーレベル B D N __ Z が、特性曲線領域の y 軸の値として示されていて、x 軸の値は、制動エネルギー基準値 K a p p a である。 100% の影響係数 E を有するこのグラフでは、A L V が変化しないときは、牽引車 2 の制動エネルギーレベル B D N __ Z が変化せず、一定の A L V では、K a p p a が変化するとき、B D N __ Z だけが変化する。この特性曲線領域は、各部分車両 2、3 自体が制動されなければならないという規則に従う。トレーラー連結車 1 の部分車両 2 と部分車両 3 との間で及ぼすべき制動作用はシフトされない。

【0082】

したがって、部分車両 2、3 の無積載の車両状態のブレーキ圧力レベル B D N __ Z、B D N __ A の異なる値、すなわち当該牽引車 2 の 4.7 bar/g 及び当該被牽引車 3 の 1.9 bar/g が、当該两部分車両 2、3 の互いに異なる積載／無積載比を示す。被牽引車 3 の例としての無積載のセミトレーラーが、その車軸 A A 1、A A 2 に、連結された無積載のセミトレーラー 3 を有する牽引車 2 の例としてのセミトラクター 2 よりも軽い合計車軸荷重、すなわちより軽い重量 M __ A F Z を有する。

【0083】

図 9 は、複数のトレーラー連結車 1 の全ての荷重状態を示す。これらのトレーラー連結車 1 は、牽引車として 2 つの車軸と 4 つの車輪とを有するそれぞれ 1 つのセミトラクターと、それぞれ 1 つの被牽引車 3 とから構成されている。当該被牽引車 3 は、異なる図ごとに 1 つの被牽引車軸 A A 1、2 つの被牽引車軸 A A 1 及び A A 2 又は 3 つの被牽引車軸 A A 1、A A 2、A A 3 を有し、トレーラーとして構成されている。

【0084】

極端な状態を含む全ての状態が、変数である総重量 M、制動エネルギー基準値 K a p p a、影響係数 E、車軸荷重比 A L V 及び被牽引車 3 の制動エネルギーレベル B D N __ A によって識別される。すなわち、走行動作制御が、荷重状態を介して最適に通知され、危険な状態において遥かにより良好に且つ最初から、例えば、トレーラー連結車 1 の横転又は横滑りを回避するブレーキ圧力を制御するような措置を講じ得る。

【0085】

別の構成によれば、実際には外乱変数（外乱量）が常に存在することが考慮され得る。当該外乱変数は、値である総重量 M、制動エネルギー基準値 K a p p a、車軸荷重比 A L V、牽引車 2 の制動エネルギーレベル B D N __ Z 及び被牽引車 3 の制動エネルギーレベル B D N __ A の正確な算定を困難にする。したがって、クラス分けを走行動的な目的のために実行することが考えられる。

【0086】

例えば、
第 1 クラス：満積載、

第2クラス：半積載、
第3クラス：無積載。
にクラス分けされる。

【0087】

さらに、クラス分けを、
第4クラス：フロントヘビーな積載、
第5クラス：均衡したノ中央の積載、
第6クラス：バックヘビーな積載。
の少なくとも1つのクラスを追加して実行することが考えられる。

【0088】

車軸荷重比ALVは、基本的には各車種ごとに、すなわちセミトレーラー用トラクター、バス、トラック、乗用車等ごとに算出可能である。

【0089】

上記の方法は、車軸荷重センサなしで実行できる。つまり、基本的には、トレーラー連結車1内の車軸荷重センサは全く不要である。

【0090】

上記の被牽引車3又はセミトレーラーは、従来のブレーキ式のセミトレーラーでもよく又はEBS制御又は調整されるセミトレーラーでもよい。

【符号の説明】

【0091】

1 トレーラー連結車
2 牽引車
3 被牽引車
4, 104, 204, 304, 404 ブレーキ制御装置
5, 105, 205, 305, 405 EBS制御装置
6, 106, 206, 306, 406 FDR制御装置
7 演算装置
AA1, AA2, AA3 被牽引車3の第1、第2、第3被牽引車軸
ALV 牽引車2の車軸荷重比
AL__ZVA 牽引車2の前車軸の車軸荷重
AL__ZHA 牽引車2の後車軸の車軸荷重
AL__AA1 第1被牽引車軸の車軸荷重
AL__AA2 第2被牽引車軸の車軸荷重
E 影響係数(連結係数)
M 総重量
M__AFZ 牽引車2の重量
M__ZFZ 被牽引車3の重量
z__Sol1__FDR 車両減速度目標値
P-Sol1-VA,
P-Sol1-HA,
P-Sol1__A 目標圧力
z__Sol1__VA__FDR,
z__Sol1__HA__FDR,
z__Sol1__A__FDR 車軸減速度目標値
P-Sol1__Z,
P-Sol1-A ブレーキ圧力目標値
BDN__A 制動エネルギーレベル
SDN__Z 制動エネルギーレベル

10

20

30

40

【図 1】

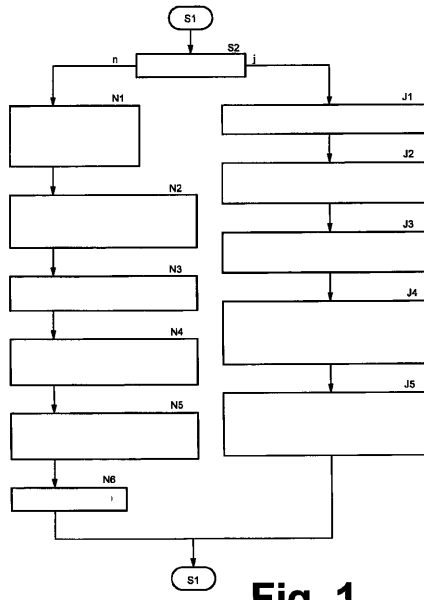
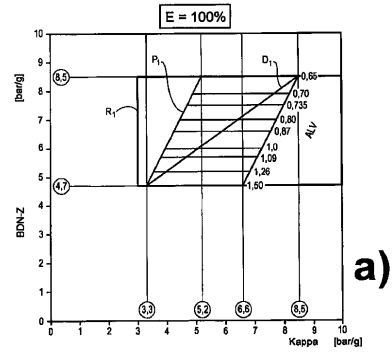


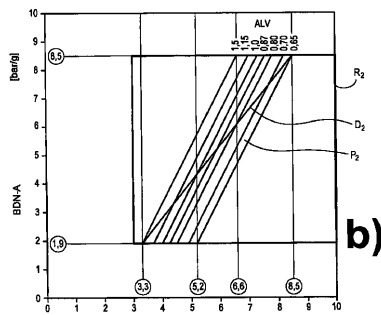
Fig. 1

【図 2 a】



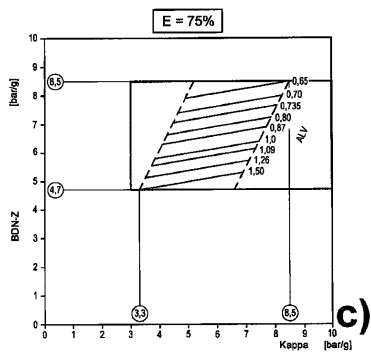
a)

【図 2 b】



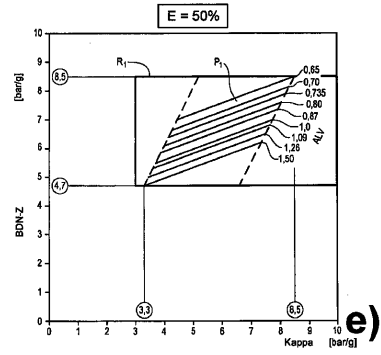
b)

【図 2 c】



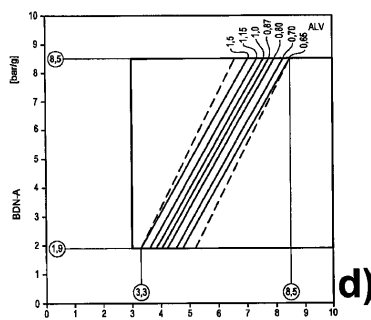
c)

【図 2 e】



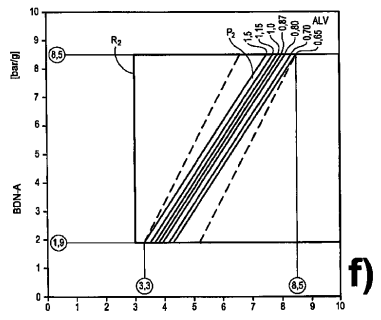
e)

【図 2 d】



d)

【図 2 f】



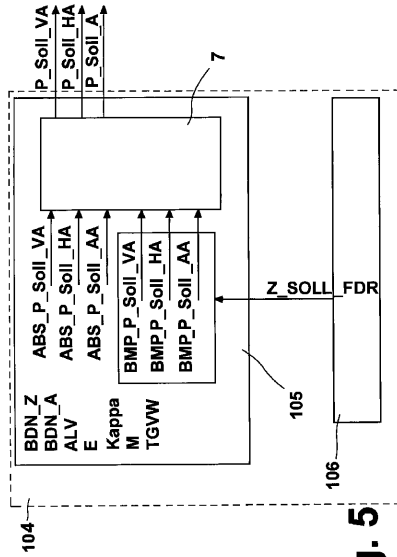
f)

[illegible]

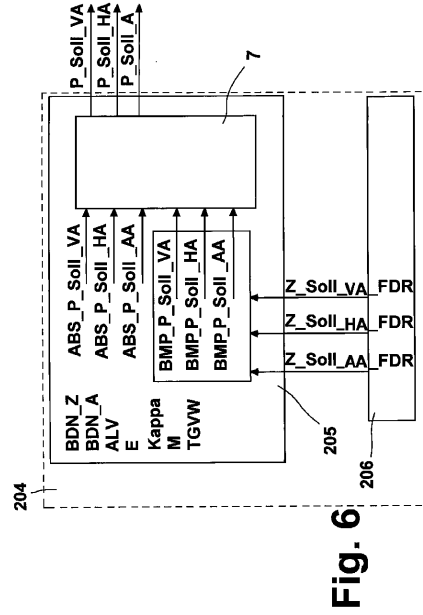
Figure 4 is a block diagram of a vehicle control system. A dashed box labeled 4 contains two main functional blocks, 5 and 6. Block 5 is a large rectangular block that receives multiple inputs from the left. These inputs are labeled from top to bottom as: ABS_P_Soll_VA, ABS_P_Soll_HA, ABS_P_Soll_AA, BMP_P_Soll_VA, BMP_P_Soll_HA, BMP_P_Soll_AA, and Z_SOLL. Block 5 outputs three signals to block 6, which is a smaller rectangular block located to its right. These output signals are labeled: FDR_P_Soll_VA, FDR_P_Soll_HA, and FDR_P_Soll_AA. Block 6 then outputs three signals to the top of the dashed box 4, labeled: P_Soll_VA, P_Soll_HA, and P_Soll_AA. The label 'g. 4' is positioned at the bottom right of the diagram.

Fig. 4

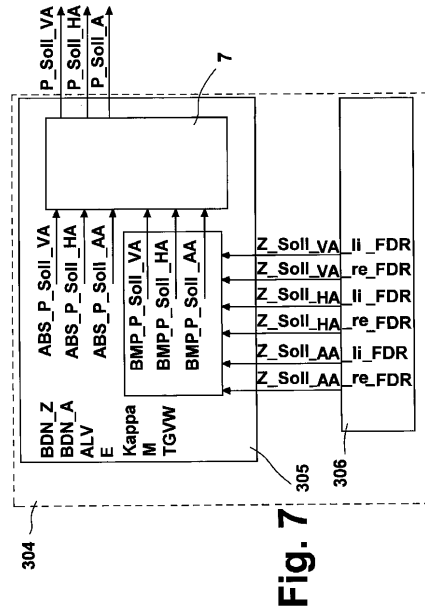
【 図 5 】



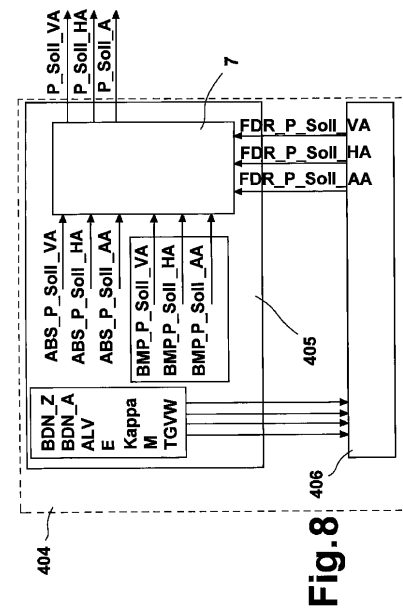
【 図 6 】



【 図 7 】



【 図 8 】



【 図 9 】

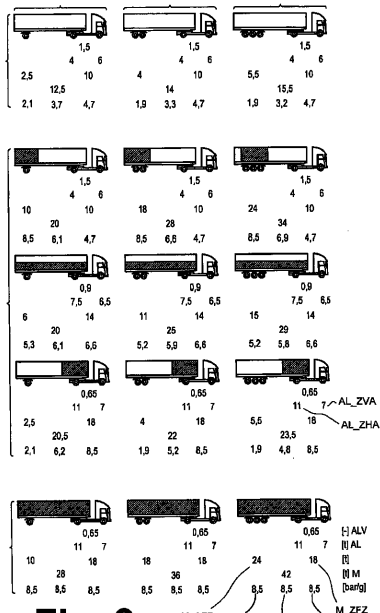


Fig. 9

【 図 10 】

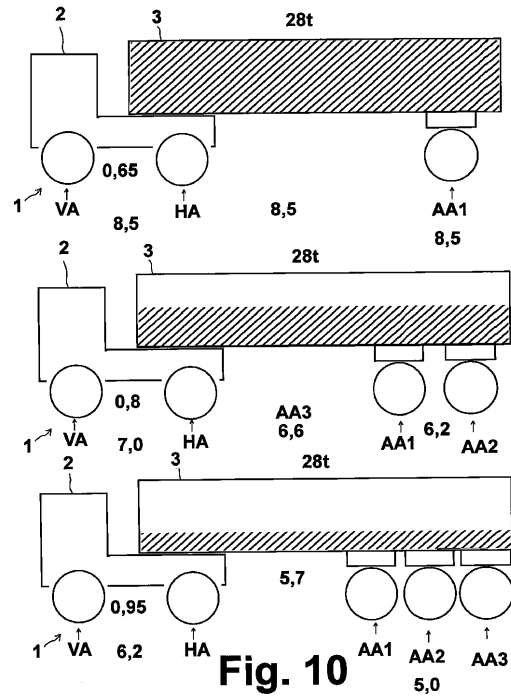


Fig. 10

【 図 11 】

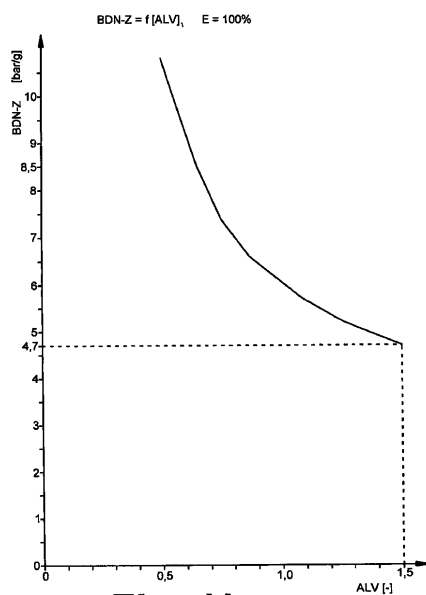


Fig. 11

フロントページの続き

(74)代理人 100153419

弁理士 清田 栄章

(72)発明者 エッカート・ホルスト

ドイツ連邦共和国、3 1 5 4 7 レーブルク - ロックム、ククスハーゲン、4

(72)発明者 ガーウルケ・アルント

ドイツ連邦共和国、3 0 9 7 4 ヴェニツヒゼン、フリードリヒ - クローネ - ストラーセ、2 3

審査官 山田 康孝

(56)参考文献 特開2 0 0 4 - 2 0 3 3 8 3 (J P , A)

特開2 0 0 4 - 2 1 0 2 7 4 (J P , A)

特開平1 0 - 1 2 9 4 6 1 (J P , A)

特表2 0 0 2 - 5 3 3 2 6 2 (J P , A)

(58)調査した分野(Int.Cl. , D B名)

B 6 0 T 8 / 1 7 6 6

B 6 0 T 8 / 1 7 6