

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第3549124号
(P3549124)

(45) 発行日 平成16年8月4日(2004.8.4)

(24) 登録日 平成16年4月30日(2004.4.30)

(51) Int.C1.⁷

F 1

F 15 B 11/00
// E 02 F 9/22
F 16 K 17/04F 15 B 11/00
E 02 F 9/22
F 16 K 17/04S
A
K

請求項の数 2 (全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平6-252126
 (22) 出願日 平成6年10月18日(1994.10.18)
 (65) 公開番号 特開平8-121405
 (43) 公開日 平成8年5月14日(1996.5.14)
 審査請求日 平成13年3月16日(2001.3.16)

(73) 特許権者 000001236
 株式会社小松製作所
 東京都港区赤坂二丁目3番6号
 (74) 代理人 100073818
 弁理士 浜本 忠
 (74) 代理人 100096448
 弁理士 佐藤 嘉明
 (72) 発明者 新井 満
 栃木県小山市横倉新田400 株式会社小
 松製作所 小山工場内
 (72) 発明者 林 盛太
 栃木県小山市横倉新田400 株式会社小
 松製作所 小山工場内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】カウンタバランス弁

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

弁本体50に、第1・第2ポンプ側ポート52, 53と第1、第2モータ側ポート54, 55を連通・遮断するスプール56を左右摺動自在に設け、このスプール56を各ポートを遮断する中立位置に左右のバネ57, 57で保持し、左受圧室58内の圧油で第2ポンプ側ポート53と第2モータ側ポート55を連通する第1の走行位置に移動し、右受圧室59内の圧油で第1ポンプ側ポート52と第1モータ側ポート54を連通する第2の走行位置に移動する構成とし、

前記スプール56に、左受圧室58に連通した第1の軸孔60と右受圧室59に連通した第2の軸孔60及び、その第1・第2の軸孔60を常時第1・第2ポンプ側ポート52, 53にそれぞれ連通する第1・第2の小径孔61並びに、第1・第2の軸孔60をスプール外周面に開口する第1・第2の大径孔64をそれぞれ形成し、前記弁本体50に補助ポート65を形成し、

前記スプール56が中立位置及び中立位置と第1・第2の走行位置の中間位置の時には第1・第2の大径孔64が閉塞され、スプール56が第1の走行位置の時には第1の大径孔64が補助ポート65に連通し、スプール56が第2の走行位置の時には第2の大径孔64が補助ポート65に連通する構成としたことを特徴とするカウンタバランス弁。

【請求項2】

第1ポンプ側ポート52と第2ポンプ側ポート53との中間位置に補助ポート65を形成し、スプール56に第1ポンプ側ポート52と第1モータ側ポート54を連通遮断する左

小径部 6 2 及び第 2 ポンプ側ポート 5 3 と第 2 モータ側ポート 5 5 を連通・遮断する右小径部 6 3 を形成し、この左右小径部 6 2 , 6 3 に第 1 ・ 第 2 の小径孔 6 1 をそれぞれ開口し、第 1 ・ 第 2 の大径孔 6 4 を小径孔 6 1 よりも補助ポート 6 5 寄り位置とし、スプール 5 6 が中立位置の時には第 1 ・ 第 2 の大径孔 6 4 が弁本体 2 0 により閉塞され、スプール 5 6 が中立位置から左右に所定ストローク移動すると第 1 又は第 2 の大径孔 6 4 が補助ポート 6 5 に連通するようにした請求項 1 記載のカウンタバランス弁。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】

本発明は建設機械の走行装置等に使用される油圧モータの駆動油圧回路に設けられるカウンタバランス弁に関する。 10

【0002】

【従来の技術】

油圧モータの駆動油圧回路としては例えば図 1 に示すものが知られている。

すなわち、油圧ポンプ 1 の吐出路 1 a を操作弁 2 で第 1 、第 2 主回路 3 , 4 に接続制御し、その第 1 、第 2 主回路 3 、 4 を油圧モータ 5 の第 1 、第 2 ポート 6 1 、 6 2 に接続し、第 1 、第 2 主回路 3 、 4 間にカウンタバランス弁 7 を設け、操作弁 2 を中立位置 N とすると第 1 、第 2 主回路 3 , 4 の逆止弁 8 より油圧モータ 5 側をカウンタバランス弁 7 の中立位置 N で遮断して油圧モータ 5 が外力で回転しないようにし、操作弁 2 を第 1 、又は第 2 位置 a , b とすると第 1 又は第 2 主回路 3 , 4 の高圧油でカウンタバランス弁 7 が第 1 又は第 2 位置 A , B に切換わり、第 2 又は第 1 主回路 4 , 3 をカウンタバランス弁 7 を経てタンク 9 に接続するようにしてある。 20

【0003】

かかる駆動油圧回路に用いられるカウンタバランス弁 7 は第 1 、第 2 主回路 3 , 4 の高圧油で第 1 ・ 第 2 位置 A , B に切換り、その高圧油がなくなると中立位置 N に復帰するものである。

他方、油圧モータ 5 を停止する時には油圧モータ 5 が外部負荷によって回転されてポンプ作用する。

【0004】

このために、操作弁 2 を中立位置 N として、油圧モータ 5 を停止する際に、カウンタバランス弁 7 が中立位置 N となると逆止弁 8 よりも下流側の第 1 、第 2 主回路 3 , 4 の一方が高圧となって停止時のショックが大となる。 30

この停止時のショックを低減するにはカウンタバランス弁 7 が第 1 ・ 第 2 位置 A , B から中立位置 N に復帰する速度を遅くして、第 1 ・ 第 2 主回路 3 , 4 内の圧油をカウンタバランス弁 7 で絞ってタンク 9 に流出するようにすれば良い。

例えば、カウンタバランス弁 7 と第 1 ・ 第 2 主回路 3 , 4 を接続する回路 1 0 , 1 0 に絞り 1 1 , 1 1 を設け、この絞り 1 1 の絞りを小としてカウンタバランス弁 7 が第 1 ・ 第 2 位置より中立位置 N に復帰する速度を遅くすれば良い。

【0005】

しかしながら、このようにするとカウンタバランス弁 7 が中立位置 N に復帰する時間が遅くなってしまって、キャビテーションを発生したり、油圧モータの停止時間が長くなってしまう。 40

【0006】

このことを解消するカウンタバランス弁としては、例えば実開平 4 - 1 3 8 1 0 3 号公報に示すものが知られている。

つまり図 2 に示すように弁本体 2 0 の弁孔 2 1 に、第 1 ・ 第 2 ポンプ側ポート 2 2 , 2 3 と第 1 、第 2 モータ側ポート 2 4 , 2 5 を連通・遮断するスプール 2 6 を左右摺動自在に設け、このスプール 2 6 を各ポートを遮断する中立位置に左右のバネ 2 7 , 2 7 で保持し、左受圧室 2 8 内の圧油で第 2 ポンプ側ポート 2 3 と第 2 モータ側ポート 2 5 を連通する第 1 の走行位置に移動し、右受圧室 2 9 内の圧油で第 1 ポンプ側ポート 2 2 と第 1 モータ側ポート 2 4 を連通する第 2 の走行位置に移動する構成とする。 50

【0007】

前記スプール26の左右に軸孔30をそれぞれ形成し、この軸孔30を第1小径孔33で前記スプール26における左右小径部34,35にそれぞれ開口し、前記各軸孔30に外向きのフランジ39を有するピストン31をそれぞれ嵌挿して、そのフランジ39とプラグ40との間にバネ27を設けてフランジ39によってスプール26を中立位置に保持し、前記ピストン31に油孔36と、この油孔36を左右受圧室28,29に開口する第2小径孔37と、油孔36を外周面に開口する孔38をそれぞれ形成してある。

【0008】

前記スプール26が図2に示す中立位置の時には孔38が軸孔30で閉塞され、スプール26が中立位置から左右に所定ストローク l_2 摺動した中間位置の時には孔38が軸孔30で閉塞され、スプール26がさらに左右に所定ストローク l_1 摺動した走行位置の時には孔38が左右受圧室28,29に開口し、かつ第1又は第2ポンプ側ポート22,23と第1又は第2モータ側ポート24,25が連通するように構成したカウンタバランス弁。

【0009】

かかるカウンタバランス弁であれば、図1に示す操作弁2を第1位置aとして走行する時にはスプール26が $l_2 + l_1$ だけ右方に摺動して走行位置となり、この状態から操作弁2を中立位置Nとすると第1主回路3内の圧油がタンク9に流出して圧力が低下するので、スプール26はバネ27で左方に向けて摺動する。

【0010】

この時、左受圧室28内の圧油は、第2小径孔37、径方向の孔38を通って油穴36に流れ、第1小径孔33より第1ポンプ側ポート22に流れ、第1主回路3よりタンク9に流出するので、左受圧室28内の圧油は第1小径孔33で絞られるだけであるから左受圧室28内の圧油がスムーズにタンク9に流出し、スプール26は高速で摺動するので、キャビテーションを防止し、追従性良く減速する。

【0011】

そして、スプール26が l_1 だけ左方にストロークして中間位置となると、径方向の孔38が軸孔30で閉塞され、左受圧室28は第2小径孔37と第1小径孔33で第1ポンプ側ポート22に連通し、その連通相当絞り径が小さくなり左受圧室28内の圧油はタンク9に徐々に流出し、スプール26が l_2 だけ左方にストロークすると図2に示す中立位置となるので、スプール26は低速で左方に摺動するから、停止ショックは小さく、ダンピング効果も大きくハンチングを抑制する。

【0012】

このように、カウンタバランス弁7のスプール26は走行位置より中立位置に摺動する際に中間位置までのストローク初期には高速で摺動し、中立位置から中立位置までのストローク終期には低速で摺動するので、カウンタバランス弁7が高速で摺動するストローク初期にキャビテーションを防止でき、低速で摺動するストローク終期にショックなく減速して中立位置に停止できる。

【0013】

したがって、前述のカウンタバランス弁であればキャビテーションを防止しながらショックなく減速して停止できると共に、短時間にスプール26を中立位置として短時間に停止できる。

【0014】

【発明が解決しようとする課題】

かかるカウンタバランス弁は、弁本体20とスプール26と2つのピストン31より成り、部品点数が多くコストが高くなるばかりか、組立作業が面倒となる。

しかも、ピストン31はフランジ39を有すると共に、油孔36、第2小径孔37、孔38を有しており、そのピストン31の製作は大変面倒で製作コストが高いものとなるので、カウンタバランス弁は非常に高価となる。

【0015】

10

20

30

40

50

そこで、本発明は前述の課題を解決できるようにしたカウンタバランス弁を提供することを目的とする。

【0016】

【課題を解決するための手段】

弁本体50に、第1・第2ポンプ側ポート52, 53と第1、第2モータ側ポート54, 55を連通・遮断するスプール56を左右摺動自在に設け、このスプール56を各ポートを遮断する中立位置に左右のバネ57, 57で保持し、左受圧室58内の圧油で第2ポンプ側ポート53と第2モータ側ポート55を連通する第1の走行位置に移動し、右受圧室59内の圧油で第1ポンプ側ポート52と第1モータ側ポート54を連通する第2の走行位置に移動する構成とし、

10

前記スプール56に、左受圧室58に連通した第1の軸孔60と右受圧室59に連通した第2の軸孔60及び、その第1・第2の軸孔60を常時第1・第2ポンプ側ポート52, 53にそれぞれ連通する第1・第2の小径孔61並びに、第1・第2の軸孔60をスプール外周面に開口する第1・第2の大径孔64をそれぞれ形成し、前記弁本体50に補助ポート65を形成し、

前記スプール56が中立位置及び中立位置と第1・第2の走行位置の中間位置の時には第1・第2の大径孔64が閉塞され、スプール56が第1の走行位置の時には第1の大径孔64が補助ポート65に連通し、スプール56が第2の走行位置の時には第2の大径孔64が補助ポート65に連通する構成としたカウンタバランス弁。

【0017】

20

【作用】

スプール56が走行位置より中立位置に向けて移動する時に、中間位置までのストローク初期には左右受圧室58, 59内の圧油が小径孔61と大径孔64よりスマーズに流出し、さらに中立位置までストロークする時には小径孔61のみより流出して流れ難くなるので、スプール56の移動速度はストローク初期には速く、ストローク終期では遅くなり、キャビテーションを防止しながらスプール56を短時間に中立位置に復帰できると共に、第2・第1モータ側ポート55, 54を第2・第1ポンプ側ポート53, 52に徐々に連通できる。

また、弁本体50とスプール56より構成したので、部品点数が少なくなる。

【0018】

30

【実施例】

図3に示すように、弁本体50には弁孔51が形成され、その弁孔51には第1・第2ポンプ側ポート52, 53と第1・第2モータ側ポート54, 55が形成しており、各ポートは弁孔51に摺動自在に嵌挿したスプール56で連通、遮断され、そのスプール56は一对のバネ57, 57で中立位置Nに保持され、かつ左右受圧室58, 59の圧油力で図1に示す第1位置A、第2位置Bに向けて摺動される。

【0019】

前記スプール56の左右には軸孔60が穿孔され、この軸孔60はスプール56に穿孔した小径孔61でスプール56の左右小径部62, 63にそれぞれ開口し、かつ大径孔64でスプール56の外周面に開口し、各軸孔60は左右受圧室58, 59に連通・遮断される。

40

【0020】

前記第1・第2ポンプ側ポート52, 53は図1に示す第1・第2主回路3, 4に接続し、第1・第2モータ側ポート54, 55は図1に示す油圧モータ5の第1・第2ポート6₁, 6₂に接続している。

【0021】

次に各部の詳細を作動とともに説明する。

図1に示す操作弁2が中立位置Nの時にはカウンタバランス弁7は中立位置Nとなって、そのスプール56は図3の中立位置となり、大径孔64は弁孔51で閉塞されている。

この状態から、操作弁2を第1位置aとすると、油圧ポンプ1の吐出圧油が第1主回路3

50

に供給され、第1主回路3の圧油は第1ポンプ側ポート52、小径孔61、軸孔60より左受圧室58に流れてスプール56を右方にL₃だけ押して図4に示す走行位置とし、第2ポンプ側ポート53と第2モータ側ポート55を右小径部63で連通し、左側の大径孔64は弁孔51に形成した補助ポート65に開口する。

【0022】

これにより、油圧モータ5の第1ポート6₁に圧油が供給され、第2ポート6₂より圧油が第2モータ側ポート55、第2ポンプ側ポート53を通ってタンク9に流出する。なお、前記補助ポート65は油圧モータ5を制動するブレーキを解除作動する油圧回路に接続している。

【0023】

前述の状態より操作弁2を中立位置Nとすると第1主回路3内の圧油がタンク9に流出して圧力が低下するので、スプール56はバネ57で左方に向けて摺動する。

【0024】

この時、左受圧室58内の圧油は、図4に示すように軸孔60、小径孔61より第1ポンプ側ポート52に流れ、第1主回路3よりタンク9に流出すると共に、軸孔60、大径孔64より補助ポート65に流出するので、左受圧室58内の圧油の流出経路の絞り用開口面積は第1小径孔61の開口面積と大径孔64の開口面積の和となって大であるから左受圧室58内の圧油がスムーズに流出し、スプール56は高速で摺動するので、キャビテーションを防止し、追従性良く減速する。

【0025】

そして、スプール56がL₄だけ左方にストロークして中間位置となると図5のように、大径孔64が弁孔51で閉塞され、左受圧室58の圧油は軸孔60と小径孔61で第1ポンプ側ポート52に流出し、その流出経路の開口面積は小径孔61の開口面積のみで小となり、左受圧室58内の圧油はタンク9に徐々に流出し、スプール56がL₅だけ左方にストロークすると図3に示す中立位置となるので、スプール56は低速で左方に摺動するから、停止ショックは小さく、ダンピング効果も大きくハンチングを抑制する。

【0026】

このように、カウンタバランス弁7のスプール56は走行位置より中立位置に摺動する際に中間位置までのストローク初期には高速で摺動し、中間位置から中立位置までのストローク終期には低速で摺動するので、カウンタバランス弁7が高速で摺動するストローク初期にキャビテーションを防止でき、低速で摺動するストローク終期にショックなく減速して中立位置に停止できる。

【0027】

したがって、キャビテーションを防止しながらショックなく減速して停止できると共に、短時間にスプール56を中立位置として短時間に停止できる。

【0028】

【発明の効果】

スプール56が走行位置より中立位置に向けて移動する時に、中間位置までのストローク初期には左右受圧室58、59内の圧油が小径孔61と大径孔64よりスムーズに流出し、さらに中立位置までストロークする時には小径孔61のみより流出して流れ難くなるので、スプール56の移動速度はストローク初期には速く、ストローク終期では遅くなり、キャビテーションを防止しながらスプール56を短時間に中立位置に復帰できると共に、第2・第1モータ側ポート55、54を第2・第1ポンプ側ポート53、52に徐々に連通できる。

したがって、油圧モータの駆動油圧回路に設けることでキャビテーションを防止しながらショックなく減速して短時間に油圧モータを停止できる。

また、弁本体50とスプール56より構成したので、部品点数が少なくコストが安くなるし、組立作業が容易となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】従来の駆動油圧回路図である。

10

20

30

40

50

【図2】従来のカウンタバランス弁の断面図である。

【図3】本発明のカウンタバランス弁の中立状態の断面図である。

【図4】本発明のカウンタバランス弁の走行状態の断面図である。

【図5】本発明のカウンタバランス弁の中間状態の断面図である。

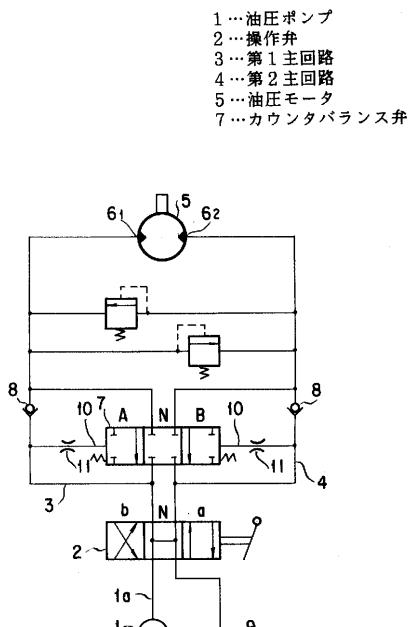
【符号の説明】

- 5 0 ...弁本体
 5 2 ...第1ポンプ側ポート
 5 3 ...第2ポンプ側ポート
 5 4 ...第1モータ側ポート
 5 5 ...第2モータ側ポート
 5 6 ...スプール
 5 7 ...バネ
 5 8 ...左受圧室
 5 9 ...右受圧室
 6 0 ...軸孔
 6 1 ...小径孔
 6 2 ...左小径部
 6 3 ...右小径部
 6 4 ...大径孔
 6 5 ...補助ポート。

10

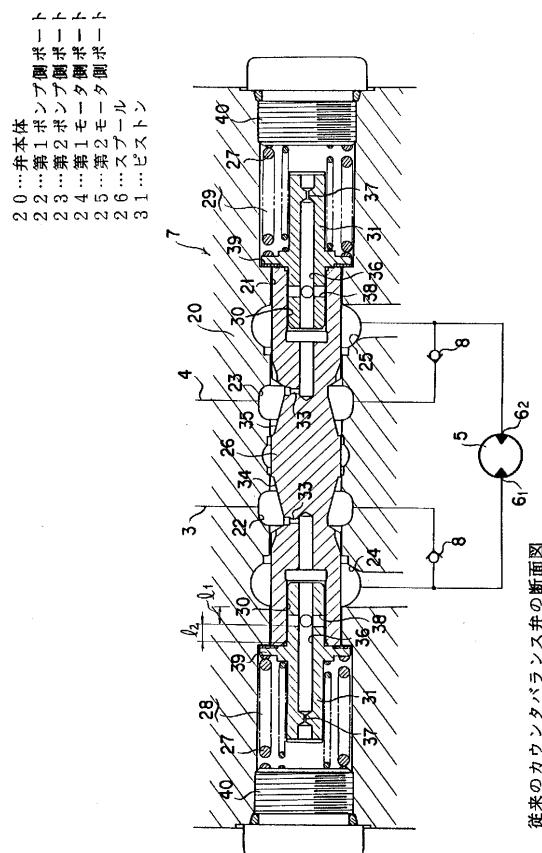
20

【図1】

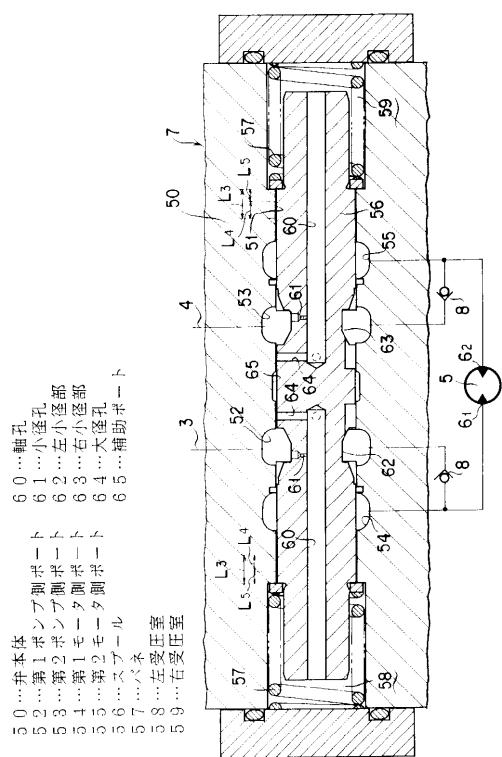


従来の駆動油圧回路図

【図2】

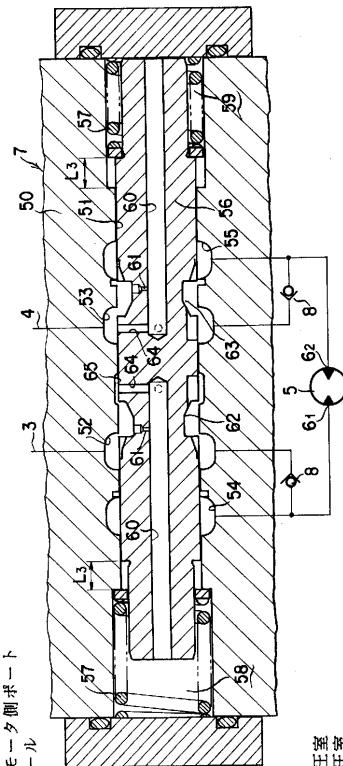


【図3】



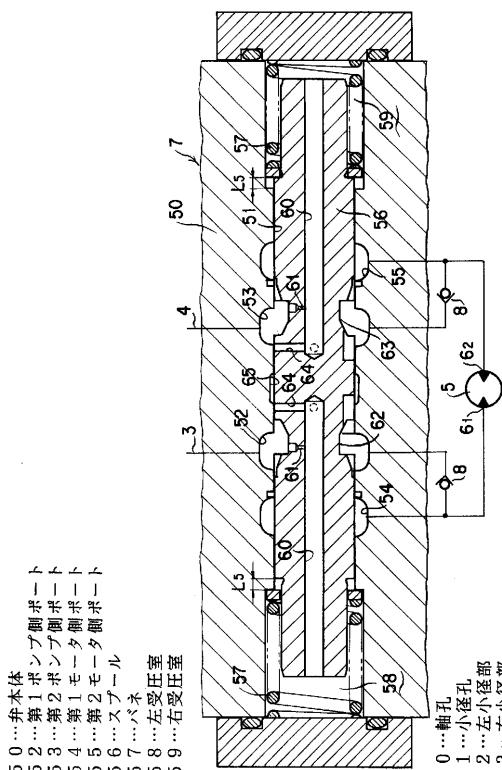
本発明のカウンターバランス弁の中立状態の断面図

【図4】



本発明のカウンターバランス弁の中立状態の断面図

【図5】



本発明のカウンターバランス弁の中間状態の断面図

50...弁本体
52...第1ポンプ側ポート
53...第2ポンプ側ポート
54...第1モータ側ポート
55...第2モータ側ポート
56...スプール

57...バネ
58...左受圧室
59...右受圧室
60...軸孔
61...小溝部
62...左小溝部
63...右小溝部
64...大溝部
65...補助ポート

フロントページの続き

(72)発明者 布谷 貞夫
栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内
(72)発明者 角 英樹
栃木県小山市横倉新田400 株式会社小松製作所 小山工場内

審査官 加藤 友也

(56)参考文献 西獨国特許出願公開第03151027(DE,A)
実開昭58-146167(JP,U)
実公平3-29649(JP,Y2)
実公平2-21659(JP,Y2)
実公平1-7843(JP,Y2)

(58)調査した分野(Int.Cl.⁷, DB名)

F15B 11/00-11/22
E02F 9/22
F16K 17/04