

ショベル用油圧回路の変遷と ロードセンシングシステム

Transition of hydraulic circuits on hydraulic-excavators and load sensing system

キーワード

オープンセンタシステム, ポンプ制御, 圧力補償,
ロードセンシングシステム, ハンチング, アンチサチュレーション,
自己負荷圧力依存性

部品事業部
技術二部バルブ
浜本 智

■ 摘要

建設機械, とりわけ多種の作業に用いられ汎用性の高い油圧ショベルは, 誕生以来「操作性の向上」「省エネとスピードアップ」「安全性への配慮」から様々な改良がなされてきた。

不二越ではこのほど, これらの改良点を踏まえて次世代のミニショベル用コントロールシステムとして, 建設機械用ロードセンシングシステムを開発し商品化した。本報では, 油圧ショベルの発展の変遷と, 従来のショベル用油圧システムの問題点を見ながら, 新規に開発したロードセンシングシステムについて解説する。

■ Abstract

Hydraulic-excavators used widely on the construction site have continued to be improved by the necessity of improvement for controllability, energy conservation, speed-up of actuators, and safety.

Nachi-Fujikoshi, corp. developed the new load sensing system for hydraulic-excavators of the next generation based on the above-mentioned improvement points.

This report describes at first a transition of hydraulic systems on hydraulic-excavators. And there, the problems of the conventional systems are clarified. In addition, new load sensing system is explained comparing with these systems.

1. ショベル用油圧回路の変遷

1.1 油圧ショベルの誕生と初期の油圧回路

油圧ショベルの誕生は, 1950年代始めイタリア北部(ヨーロッパアルプスの南)とされている。その後フランスのユンボ社を経て, 1962年に技術提携により日本へと導入された。⁽¹⁾ その当時の油圧回路ブロックを図1に示す。圧力は90bar(9Mpa)のギヤポンプで, オープンセンタのバルブを使用し, 全てのアクチュエータをパラレル(並列)で接続している。⁽²⁾

1つのポンプで6つのアクチュエータを駆動していることから, 同時操作性が極端に悪かったことが予想される。走行に関しては, まともに直進したの

かどうか疑問である。⁽³⁾

さらに, この当時の回路は, モータ系にカウンターバランス弁を装備していなかったとのことであるから, 現在の技術レベルからすると安全性に関して疑問が残るシステムであったことが予想される。

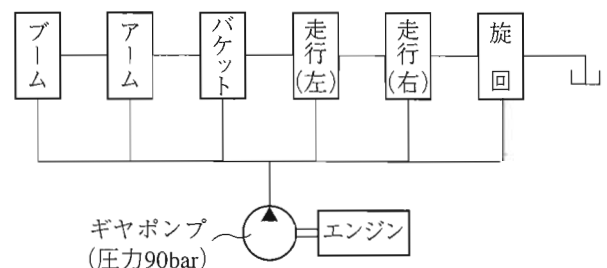


図1 ショベルの初期の油圧回路

1.2 ポンプの多連化

ショベルが複雑な操作を要する機械式から油圧式になっても図1の回路では、はなはだ操作性が悪かったと思われる。従って、かなり初期の段階で図2に示すシステムに改良された。

図2のシステムは2P2V(2ポンプ2バルブ)システムで、頻繁に同時操作を行うアクチュエータについては、ポンプを別にして2ポンプ化されている。

さらに、クレーン作業等での旋回操作の独立性を確保する意味で、欧米では3P3V(3ポンプ3バルブ)システムが採用され、長い間主流となってきた。⁽¹⁾

これらのシステムは、図2, 3に示すような単純なパラレル接続だけではなく実際には、タンデム回路(上流優先)と併用された。

1.3 操作性の追及

2P2Vシステム及び3P3Vシステムの登場で操作性の改善は見られたものの、多様化するショベルの用途にさらに対応する必要性があった。図4に示す回路は1983年に開発されたもので前述の2P2Vシステムを発展させ、パラレル回路とタンデム回路を巧みに組み合わせ、かつ低負荷側のアクチュエータに絞りを適宜配置することで、複合操作性を向上させている。また、走行とその他のアクチュエータの同時操作性を確保するために合流弁を備えている。⁽¹⁾⁽⁴⁾

この頃より旋回モータのカウンタバランス弁を廃止したことで、旋回系の操作性が飛躍的に向上した

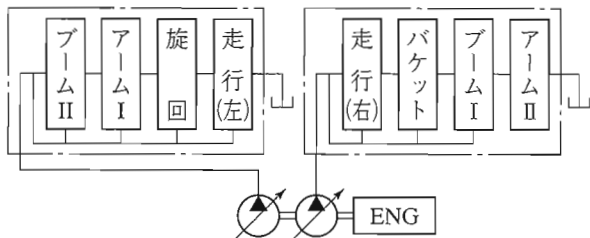


図2 2P2Vシステム

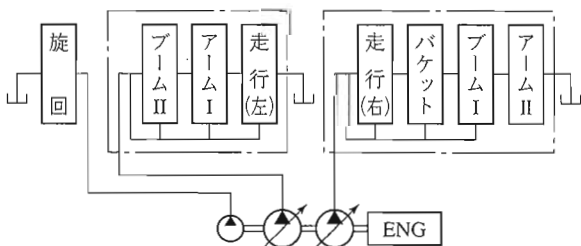


図3 3P3Vシステム

とされている。⁽⁵⁾

1.4 ポンプ制御と省エネ

油圧ショベルのポンプは、当初のギアポンプから可変ピストンポンプへと変遷した。代表的な例を以下に示す。

(1) ネガティブコントロール

通称ネガコンと呼ばれるシステムで、小, 中, 大形ショベルで使用されている。(ミニショベルでは、採用されていない)同システムは図5に示す様に、オープンセンタバルブのセンタパイパスラインの最下流に絞り抵抗を設けて、そこを通過する漏れ流量を絞りの背圧として検出し、可変ポンプにフィードバックすることで、その漏れ流量が一定となるようにポンプを制御している。従ってポンプ吐出流量は、常に(必要流量+漏れ流量)分だけとなり無駄な流量を吐出しなため省エネとなる。システムの構成はシンプルで、かつアクチュエータの起動特性はダンピングが効いて

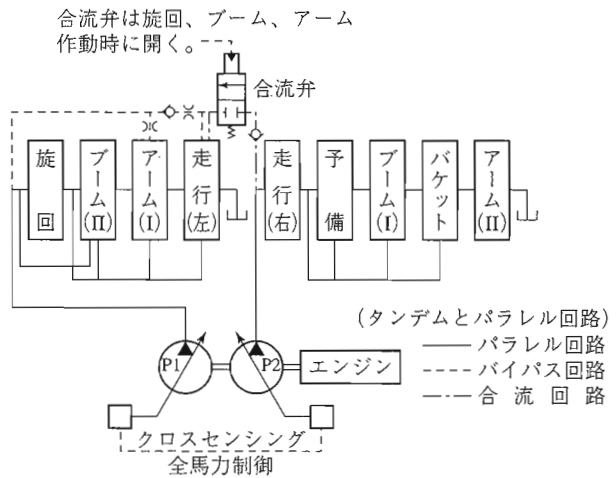


図4 2P2Vシステムの進化

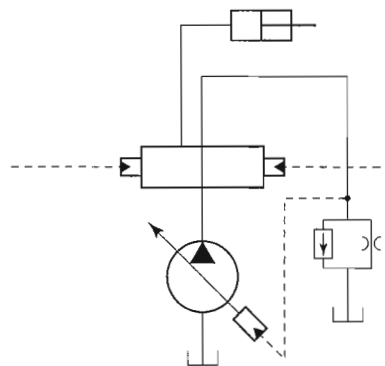


図5 ネガコン

滑らかであるが、負荷圧力の変化に対するメータリング特性への影響は免れない。⁽²⁾

(2) ポジティブコントロール

ポジコンと呼ばれるシステムで、図6に示す。主に大形ショベルで実績がある。バルブを操作するパイロット操作弁のパイロット圧力を検出し、必要消費流量を予測して可変ポンプを制御する方法である。ネガコンと同様に、無駄な吐出流量が無いので省エネとなる。

回路の安定性は良好であるが、ショベルの操作性がポンプの制御特性に依存するので、負荷特性とのマッチングが重要となる。

(3) ミニショベルでの可変ピストンポンプ化

ネガコンやポジコンはミニショベルでは採用されなかったが、ポンプは当初のギアポンプから定馬力制御の可変ピストンポンプが使用されるようになり現在では主流となっている。定馬力制御の

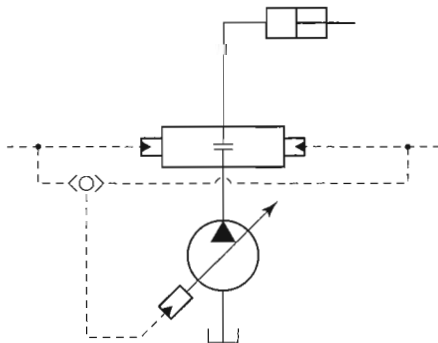


図6 ポジティブコントロール

可変ポンプを使用するメリットを図7に示す。

可変ポンプ化により、同一のエンジン馬力でショベルのスピードアップとパワーアップが可能になった。⁽⁶⁾

1.5 回路上での様々な工夫

上記以外にも、ショベル用の油圧システムでは、様々な工夫が行われて来た。代表的な例を以下に示す。

(1) アーム再生回路

図8にアーム再生回路を示す。アームの自重による負荷圧を利用し、アームシリンダのロッド側からの戻り油の一部を、ヘッド側へ再生(戻す)ことにより、アーム速度を速くしている。⁽⁷⁾

(2) 走行直進回路

3ポンプシステムで、走行モータとその他のアクチュエータとの同時操作性を向上した例を図9に示す。バルブの各セクションに信号通路を設けて、走行モータが使用されると信号通路を遮断し、そのパイロット圧を利用して走行直進弁を切り換えて、第3ポンプの作動油が走行モータ以外のアクチュエータへ供給される仕組みになっている。⁽⁸⁾

(3) アーム優先合流回路

操作性、作業速度を向上するために、さらに工夫を行った例を図10に示す。3つのポンプを作業状態に合わせて、フロントアクチュエータ(ブ

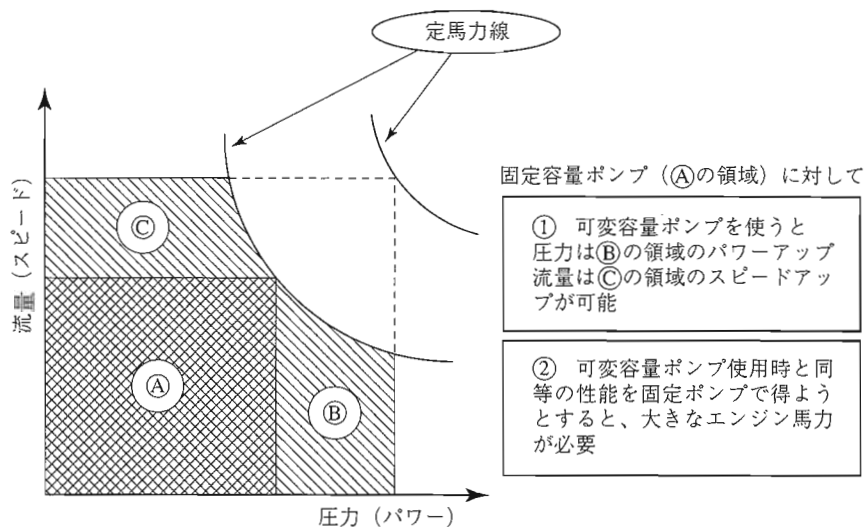


図7 可変ポンプのメリット

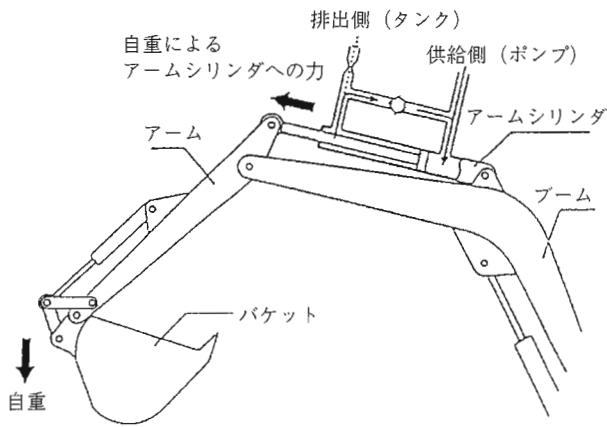


図8 アーム再生回路

ーム、アーム、バケット、旋回)に効率良く配分するシステムである。ブームとアームの同時操作時には、アームに優先して油を供給する「アーム優先合流」となっており、またアームがリリースすると高圧油をバケットに回して、油の有効利用を行っている。(6)

(4) 安全性への配慮

ショベルの油圧回路には、安全上の配慮でも様々な工夫が施されている。走行モータにはカウンタバランス弁(ブレーキバルブ)を内蔵し坂道

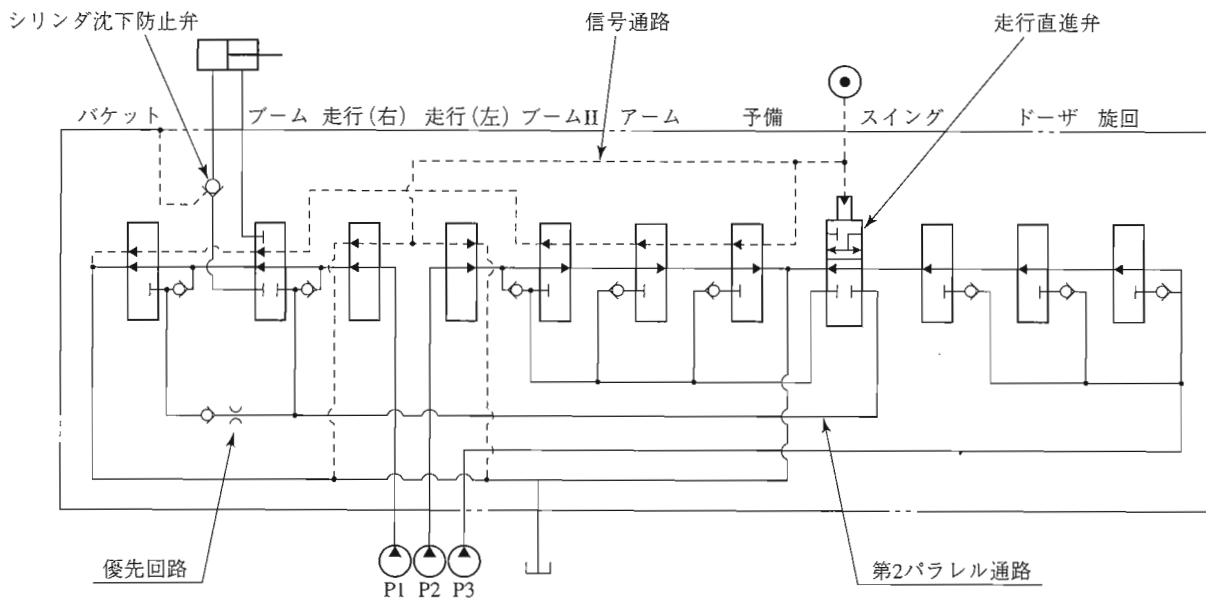


図9 走行直進回路の例

	アーム単独作業	アーム単独作業	アーム・アーム同時作業
従来			
ViPPS			

図10 アーム優先合流回路

での自走を防止している。近年では、PL 問題への対応として旋回モータや走行モータにもパーキングブレーキ付が採用されている。メインバルブを操作する油圧パイロットバルブをゲートロックレバーと連動させたセーフティロック回路や、スプール弁からのリークによるブームの自然落下を防止するためのブームロック弁（アンチドリフト弁）、超小旋回タイプの機種では、バケットとキャブの干渉を防止するキャブ干渉防止システムなど様々である。

1.6 開発過程でのニーズ

以上のように、ショベルの油圧システムの変遷を見てくると、ショベル用の油圧システムは次のニーズより改良されてきたことがわかる。

- (1) 操作性向上
特に複合操作時の各アクチュエータの独立性の確保
- (2) 省エネとスピードアップ
可変ポンプ化、回路の工夫による省エネと、圧油の有効利用によるスピードアップ。
- (3) 安全性への配慮
安全性確保のための様々な配慮

2. 従来システムとその問題点

前章では、油圧ショベルの変遷を見てきたが、ここでは現在主に用いられている油圧システムに関してその問題点について述べる。

2.1 オープンセンタシステム

現在のミニショベルで主流となっているオープンセンタシステムを図 11 に示す。

オープンセンタシステムでは、スプール中立位置でポンプ吐出流量をセンターバイパスラインを経由してタンクへと通じてアンロードしている。ショベルの操作レバーを動かすと、操作レバーの操作角度に応じたパイロット圧力が発生し、スプールがストローク変位する。スプールのストロークが大きくなると、センタバイパスラインの開度を小さく絞ると同時に、ポンプからアクチュエータへの開度を大きくするようにしている。よって、ストロークが大きくなるに従い、ポンプからタンクへと逃げていた流量（ブリードオフ流量）が減少すると同時に、アクチュエータへの供給流量が増加する。従って、操作レバーの操作角度に応じたアクチュエータの速度が得られるようになっている。

2.2 オープンセンタシステムの問題点

しかしながらこのシステムでは、ポンプからタンク

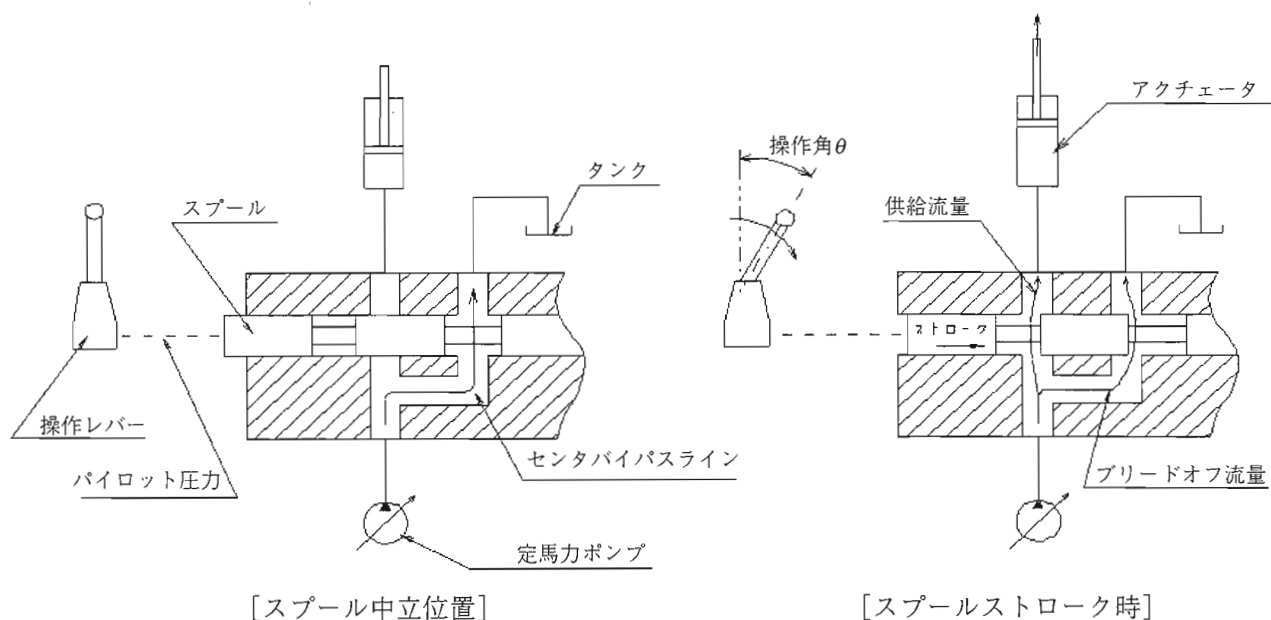


図 11 オープンセンタシステム

クへと逃げているブリードオフ流量が、アクチュエータの負荷（負荷圧力）の変動によって変化してしまうので、アクチュエータへの供給流量も変化することになる。

よって、同一の操作レバー角度であっても、アクチュエータの負荷圧力により、速度が異なってしまうという欠点がある。その特性を図 12 に示す。また、複数のアクチュエータを同時に操作した場合は、作動油は負荷の軽いアクチュエータへと優先的に流れるため、同時操作性が極端に悪くなる。そこで、前述の 2P2V システムや 3P3V システムが採用されてきた。

2.3 従来のロードセンシングシステム

ロードセンシングシステムではこの問題点を解消するために、図 13 に示すように、スプール弁（絞り）前後の圧力差（差圧： $\Delta P = P_{IN} - P_L$ ）を目標値（目標ロードセンシング差圧：以下目標 LS 差圧）に保つための圧力補償弁を備えている。

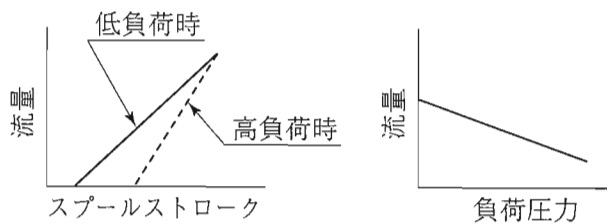


図 12 オープンセンタシステムの特徴

絞りを通過する流量 Q は、理想的には

$$Q = c \cdot a \sqrt{2g \cdot \Delta P / \gamma} \dots \dots \dots (1)$$

但し、 c : 流量係数

a : 絞り開度

g : 重力加速度

ΔP : スプール（絞り）前後の差圧= $P_{IN} - P_L$

γ : 油の比重量

に従うため、差圧を圧力補償弁によって一定値に保つことができれば、通過流量（供給流量）はスプール弁の絞り開度、すなわちストロークによって決まり、負荷圧力には依存しなくなる。よって、操作レバーの操作角度に応じたアクチュエータの速度が得られることになり、操作性が向上することになる。ロードセンシングシステムのこの特性を図 14 に示す。

一方ポンプ吐出圧力は、ロードセンシングポンプで制御される。図 15 に一般的なロードセンシングシステムの全体回路を示す。シャトル弁により最高負荷圧力が検出され、それがポンプレギュレータバルブへと導かれている。ロードセンシングポンプは、ポンプ圧力が常に最高負荷圧力に対し、目標 LS 差圧分だけ高くなるよう制御（吐出流量を増減）する。なお、目標 LS 差圧はポンプレギュレータバルブのスプリング力により与えている。

すなわち、ロードセンシングシステムは、最高負

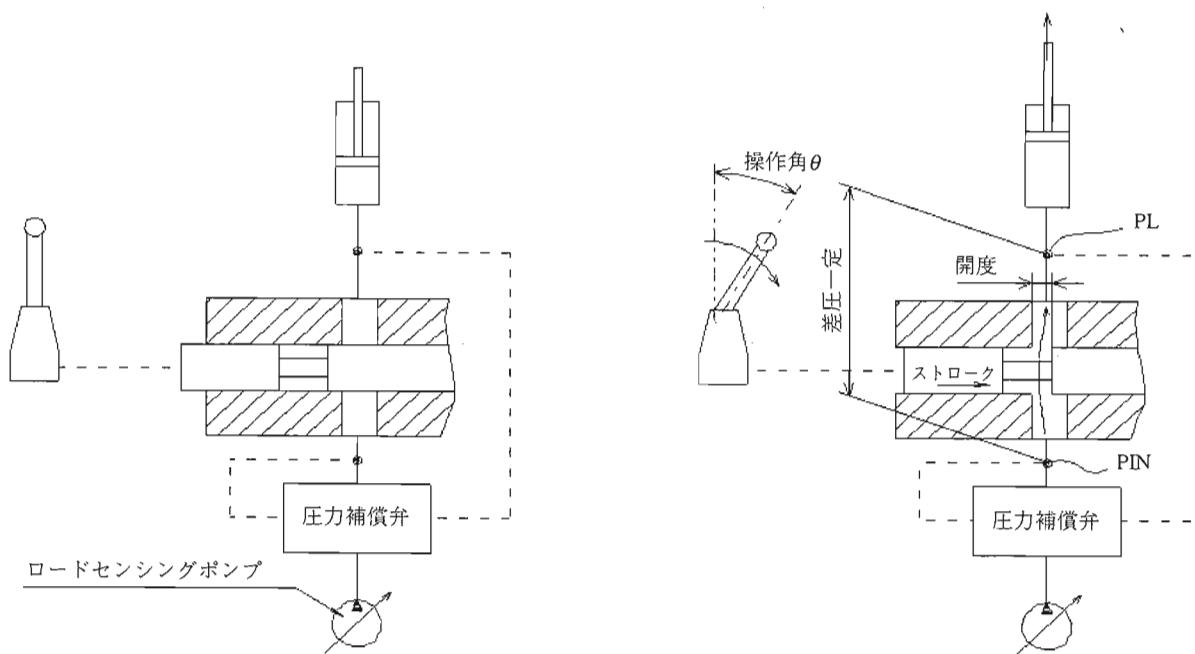


図 13 ロードセンシングシステム

荷圧力に対する圧力補償をポンプ制御で行い、最高負荷圧力より低い負荷圧力の圧力補償を圧力補償弁で行っていることになる。(圧力補償弁は、スプール弁上流側の圧力 PIN が、各アクチュエータの負

荷圧力に見合った圧力となるようポンプ圧力を減圧することになる)

以上のことから、ロードセンシングシステムは、
1 ポンプで各アクチュエータの負荷圧力に依存しない良好な操作性を得ることが可能になる。

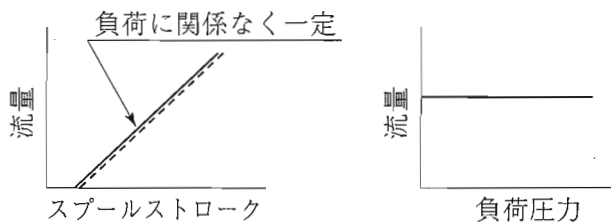


図 14 ロードセンシングシステムの特徴

2.4 従来のロードセンシングシステムの問題点

しかしながら、ショベルのような建設機械では、エンジン馬力が限られているためロードセンシングポンプとしては、図 16 に示す定馬力制御を優先したものが使用される。この場合、複数のアクチュエ

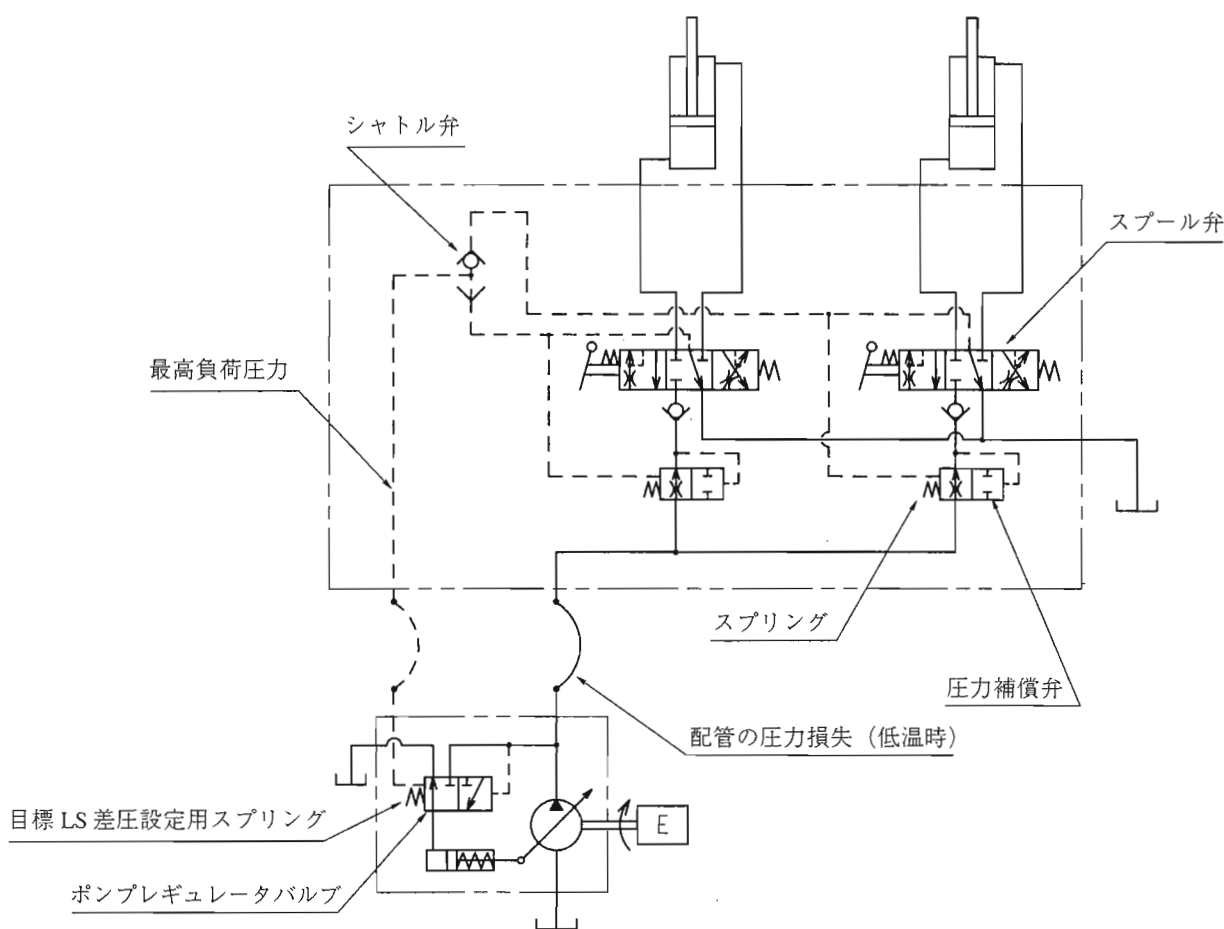


図 15 従来のロードセンシングシステム

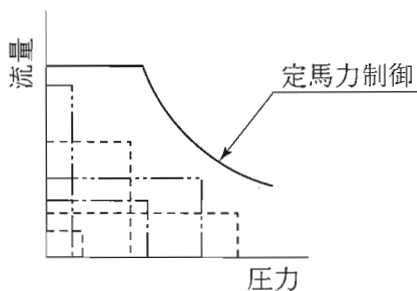


図 16 ロードセンシングポンプ

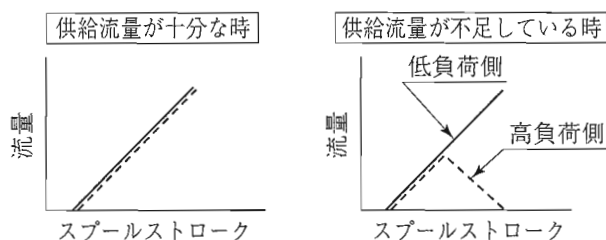


図 17 従来のロードセンシングの問題点

ータを同時に操作すると、供給流量が不足してしまう。(この状態をサチュレーション状態と呼ぶ)

サチュレーション状態では負荷圧力の低いアクチュエータ側へ優先的に作動油が流れてしまうので負荷圧力の高いアクチュエータの速度が極端に遅くなり、結果として操作性が悪くなる。

従って、ポンプ吐出流量に限りがあり、供給流量が不足するシステムでは、ロードセンシング制御であっても良好な操作性を得るのは困難になる。この様子を模擬的に図 17 に示す。

2.5 ロードセンシング制御と旋回モータのハンチング

ロードセンシング制御（圧力補償）は、負荷圧力に対してスプール上流側の圧力 PIN を、目標 LS 差圧分だけ常に高く保つよう制御することであるから、慣性負荷（旋回モータ等）のように、アクチュエータの速度変化よりも、負荷圧力の変化が先行する場合は大きな流量変動が伴い、ハンチングが発生してしまう。

旋回モータを起動させる場合を考える。スプールを操作し旋回モータに作動油を流入させると、旋回モータは慣性負荷のためすぐには回転せず負荷圧力のみが急上昇する。この状態では、旋回モータに流入した作動油は旋回モータのオーバーロードリリーフバルブからタンクへと流出する。負荷圧力が急上昇すると、圧力補償が働きスプール上流側の圧力をさらに上げようとして、圧力補償弁を全開にしてしまう。その結果、目標流量以上の流量が流入することになる。この状態の後、旋回モータが動き始めると、今度は逆に負荷圧力が急に下がってしまう。そうすると、再び圧力補償が働きスプール上流側の圧力 PIN を負荷圧力の下降に伴って下げるために圧力補償弁を閉じてしまう。この状態での流量は目標流量に対してかなり不足した流量となる。

このようにして、旋回モータへ流入する流量は、目標流量に対して常に増減を繰り返して流入する結

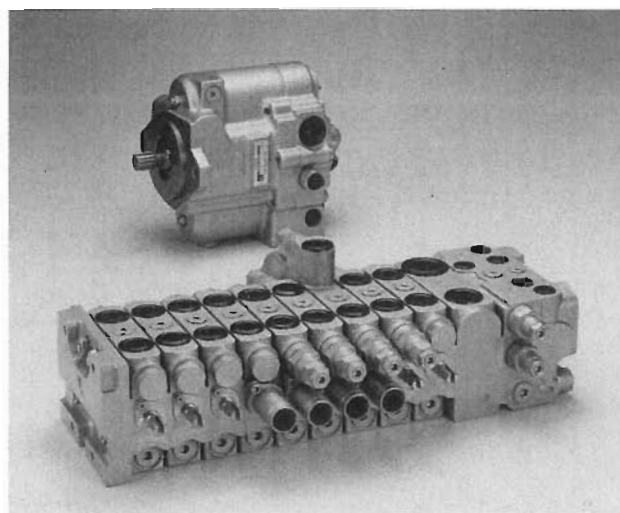


写真 1 ロードセンシングバルブとポンプ
(DPK-T04) (PVK-1B)

果、旋回モータはハンチングを伴って回転することになる。従来のロードセンシングシステムでは、この問題を解決するため旋回モータ用に専用の独立ポンプを設けるなどの対応が必要であった。

3. 不二越のロードセンシングシステム

不二越では、これまでのシステムの問題点を踏まえて、このほど建機用ロードセンシングシステムを開発し実用化した。ここでは、新規に開発したロードセンシングシステムについて従来のシステムと対比しながら紹介する。写真 1 に開発したシステムを示す。

3.1 不二越のロードセンシングシステム

図 18 に全体の油圧回路を示す。図 15 で示した従来のロードセンシング回路との相違点と本ロードセンシングシステムの利点を以下に示す。

3.2 差圧減圧弁による 2 次圧フィードバック方式

従来のロードセンシングシステムでは、ポンプレギュレータバルブに最高負荷圧力を直接フィードバックさせていたが、本システムではポンプ圧力と最高負荷圧力との差圧を 2 次圧力として差圧減圧弁(a)で検出し、その 2 次圧力(b)をポンプ側にフィードバックしている。

ポンプレギュレータバルブ(c)では、2 次圧力と目標 LS 差圧 (d: スプリング力で示す) を比較して、

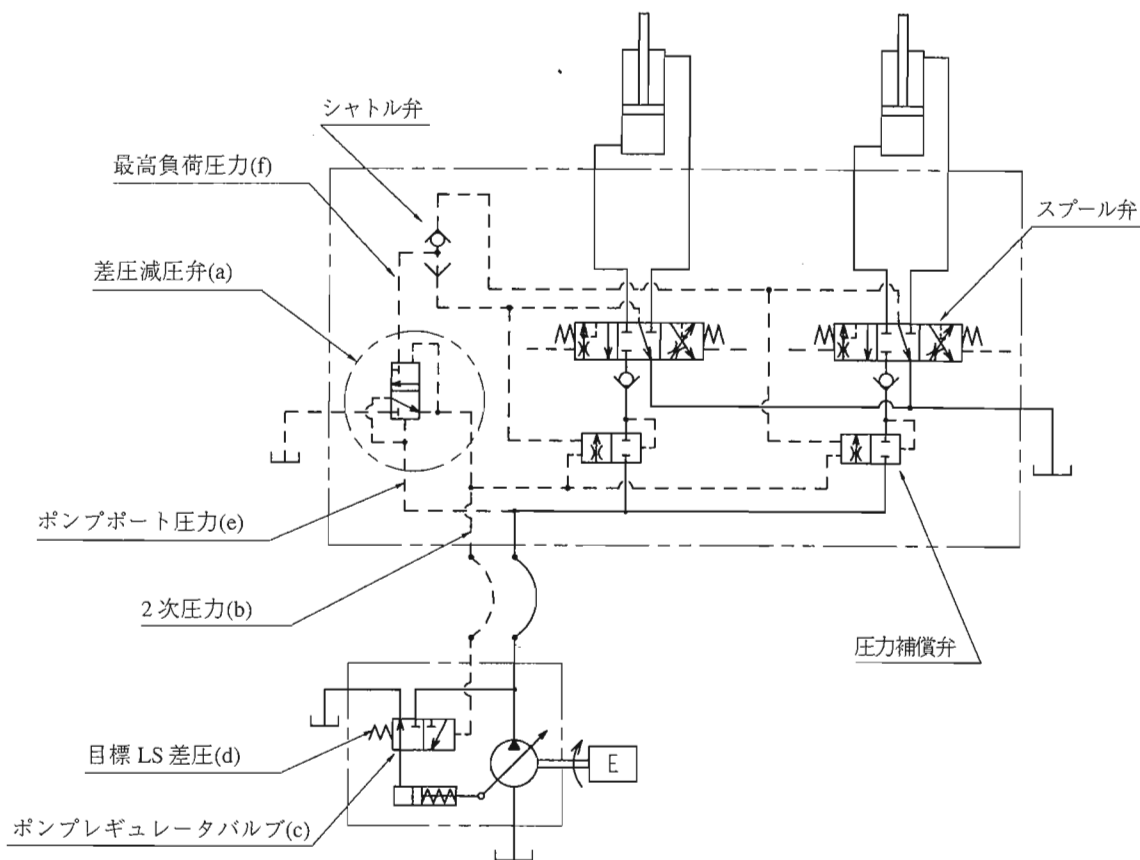


図 18 不二越のロードセンシングシステム

2 次圧力が目標 LS 差圧と一致するようポンプ吐出流量を増減させる。

2 次圧力は、バルブ内部のポンプポート圧力(e)と最高負荷圧力(f)の差圧であることから、2 次圧力が目標 LS 差圧と一致するという事は、ポンプポートの圧力が最高負荷圧力に対して、目標 LS 差圧分だけ上乗せした圧力となるよう制御していることを意味し、従来システムと等価となる。

従来システムでは、ポンプレギュレータバルブで検出しているポンプ圧力は、ポンプの直ぐ出口の圧力であったため、低温時にポンプからバルブ間での配管分の圧力損失が増大すると、その分だけスプール前後の差圧が小さくなりアクチュエータの速度が遅くなる問題があった。

しかしながら本ロードセンシングシステムで制御している 2 次圧力は、バルブ内部の P ポート圧力と最高負荷圧力との差圧であるため、スプール前後の差圧はポンプとバルブ間の圧力損失には依存しないことになる。これによって、低温時の速度低下が防止でき、常温時と同じ操作感覚が得られるようになった。

3.3 圧力補償弁の構成とアンチサチュレーション機能

従来のロードセンシングシステムでは、スプール前後の差圧は、圧力補償弁のスプリング力によって決定されていた。(図 15 参照) すなわちいかなる状態であってもスプール前後の差圧はスプリング力で決まり一定の値であったため、サチュレーション状態では低負荷側が優先されてしまった。

本ロードセンシングシステムでは、圧力補償弁にスプリングを用いず、前述の差圧減圧弁で得た 2 次圧力を導いている。このため、スプール前後の差圧は、常にポンプポート圧力と最高負荷圧力と差圧 (2 次圧力) に等しい圧力となる。

サチュレーション状態では、ポンプ吐出流量が不足するので、2 次圧力は最高負荷圧力に対し目標 LS 差圧分を確保できなくなるが、全ての圧力補償弁には等しい 2 次圧力が作用しているため、全てのスプール前後の差圧も等しくなる。従って、低負荷側が優先されてしまうことが無く、全てのアクチュエータへの供給流量は一定の割合で分流されることになる。この様子を図 19 に示す。これを、アンチサチュレーション機能という。なお、一定の割合という

のは、スプールの開度（開口面積）で決まる割合のことを示す。

3.4 圧力補償弁の構造と作動原理

図 20 には圧力補償弁の構造を模擬的に示したものを示す。

(1) 構造

圧力補償弁は、本体と圧力補償弁用のスプール及びピストンから構成され、図 20 に示すように A1, A2, A3, の 3 つの受圧面積を有している。作動油は P ポートより供給されスプール上流側の PIN ポートへ排出されるが、その間をノッチで絞るようになっている。ノッチは、同図右方向へのストローク量に応じて P→PIN 間の絞り開度を大きくするように構成されている。

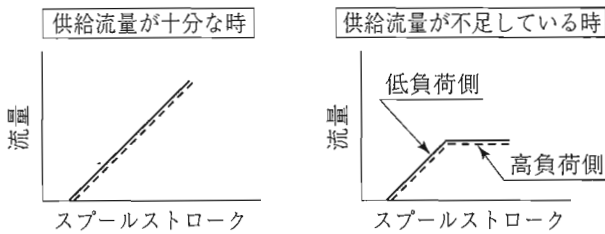


図 19 アンチサチュレーション機能

(2) 作動原理

図 20 において圧力補償弁を、閉じる方向（同図左方向）に作用する力は、 $(PIN \cdot A1)$ であり、開く方向に作用する力は、 $(PLS \cdot A2 + PL \cdot A3)$ である。圧力補償弁の制御時は、両方の力がバランスしているので

$$PIN \cdot A1 = PLS \cdot A2 + PL \cdot A3 \dots\dots\dots (2)$$

となる。ここで、各々の受圧面積 A1, A2, A3 が等しくなるように、圧力補償弁用スプールの外径とピストンの外径を選定しているので、

$$PIN = PLS + PL \dots\dots\dots (3)$$

を得る。従って、スプール前後の差圧 ΔP は

$$\Delta P = PIN - PL = PLS \dots\dots\dots (4)$$

となる。よって、スプール前後の差圧は、前述の 2 次圧力に等しくなり、アンチサチュレーション機能が得られる。

- 但し PIN：スプール上流側の圧力
- PL：負荷圧力
- PLS：差圧減圧弁で得られる 2 次圧力
- PLmax：最高負荷圧力

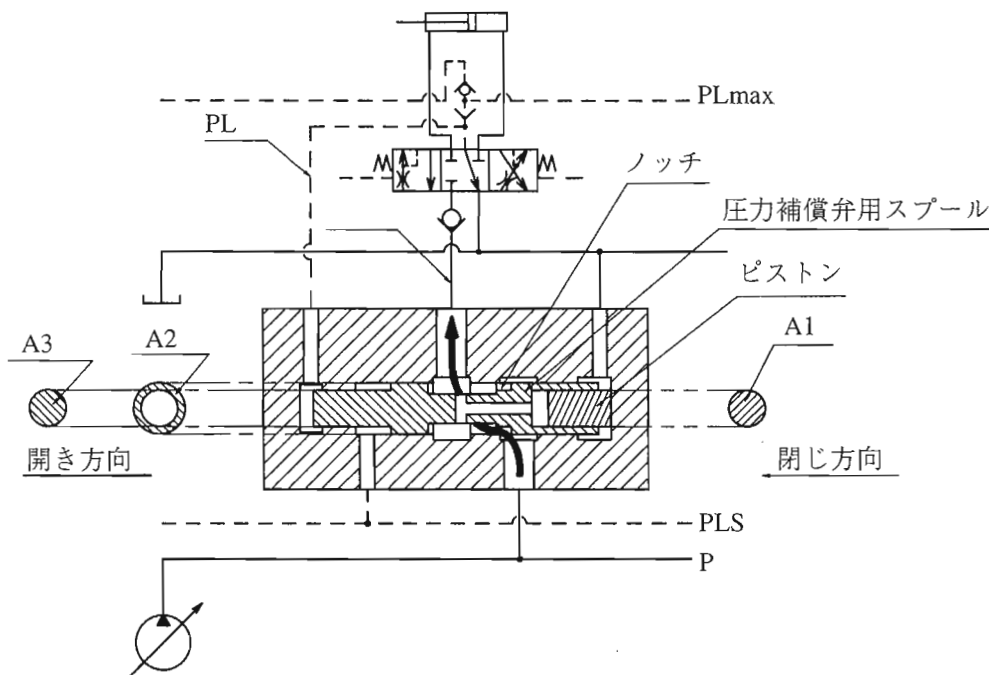


図 20 圧力補償弁の構造

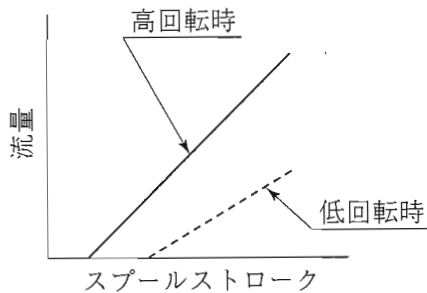


図 21 オープンセンタの場合

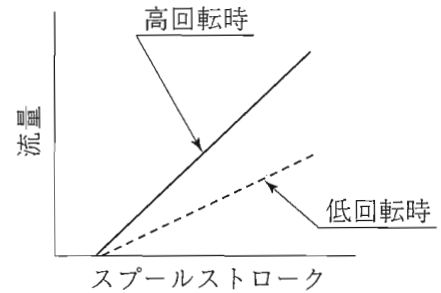


図 23 エンジン回転数連動制御

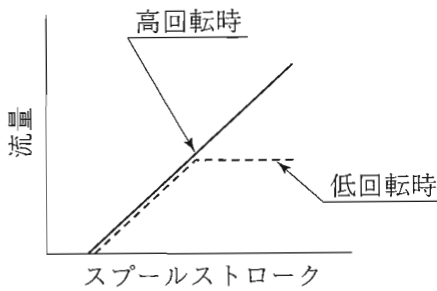


図 22 ロードセンシングの場合

3.5 エンジン回転数連動制御

オープンセンタシステムで、エンジン回転数を変化させ場合の操作性を考えてみる。

負荷圧力を一定として、エンジン回転数が高い場合と低い場合でのスプールストロークに対する流量を示したものを図 21 に示す。エンジン回転数が低い場合、ポンプ吐出流量が小さくなることからブリードオフ圧力が低くなり、アクチュエータの動き始めのストロークが遅くなるが、エンジン回転数が下がるとスプールストロークに対する流量の傾きが小さくなっている。

目標 LS 差圧が一定のロードセンシングシステムの場合は、図 22 に示すようにエンジン回転数を下げても、スプールストロークの途中までは高回転数の時と同じ流量軌跡をたどり、ポンプ吐出流量が最大になった時点以降は一定の流量となってしまう。このため、従来のオープンセンタシステムに対して、操作性に違和感があることになる。

この問題を解決するためには、エンジン回転数に連動させて目標 LS 差圧を変化させる必要が生じる。詳細に関しては省略するが、エンジン回転数に連動させて目標 LS 差圧を変化させた場合の特性を図 23 示す。エンジン回転数が低くなると、スプールストロークに対する流量の傾きが小さくなっている。さらに、流れ始めのストロークが変化することが無いので、良好な操作性を得ることができた。

3.6 自己負荷圧力依存形圧力補償

前述の慣性負荷に対する悩ましいハンチングに対して、本ロードセンシングシステムでは旋回モータ用の圧力補償弁の特性に、負荷圧力が上昇すると供給流量が自動的に減少する自己負荷圧力依存形の圧力補償特性を持たせることで問題解決を行った。

自己負荷圧力依存形圧力補償の場合、負荷圧力が急上昇すると自動的に供給流量を減少するめ、負荷圧力に過剰に反応して目標流量に対して増減を繰り返すことが無く、ハンチングを防止できる。以下にその作動原理を述べる。

前述の図 20 で、 $A_2=A_3=A$ とし、 A_1 の受圧面積を $A(A_2=A_3)$ に対して変化させた場合を考えると、

$$P_{IN} \cdot A_1 = P_{LS} \cdot A + P_L \cdot A \quad \dots \dots \dots (5)$$

$$P_{IN} = k \cdot P_{LS} + (1-k) \cdot P_L \quad \dots \dots \dots (6)$$

となる。

但し、 $k=A/A_1$ とする。ここで、右辺第 2 項の k を $k=(1-(1-k))$ とおくと(6)式は、

$$P_{IN} = k \cdot P_{LS} + (1-(1-k)) \cdot P_L$$

従って、スプール前後の差圧 ΔP は、

$$\Delta P = P_{IN} - P_L = k \cdot P_{LS} - (1-k) \cdot P_L \quad \dots \dots \dots (7)$$

となる。(7)式の意味するところは、 A_2, A_3 の受圧面積に対して、 A_1 の受圧面積を変化させると、スプール前後の差圧 ΔP は自己負荷圧力 P_L に依存し、その割合は k によって変化することを示している。

例えば、 $A_1 > A$ として、 $k < 1$ とした場合では、自己負荷圧力 P_L が高くなると、差圧 ΔP が減少し供給流量が減少することになる。逆に、 $A_1 < A$ とした場合では、 P_L が高くなると供給流量が増加することになる。その様子を図 24 に示す。

この特性により、本システムでは旋回用の独立ポンプを必要としない構成が可能となった。

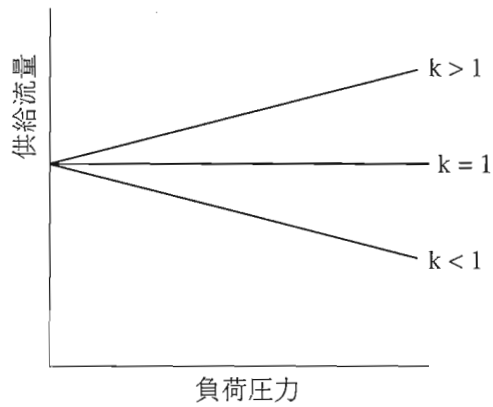


図 24 自己負荷圧力依存性

4. 特長と仕様

不二越のロードセンシングシステムについて紹介したが、誌面の関係で詳しく説明できなかった部分も含めて「特長」と「仕様」を以下にまとめる。

4.1 特長

- (1) ハンチングのない安定したシステム構成
 - ・基本性能を重視したシステムの回路構成により、いかなる作業条件においてもハンチング発生が無く安定した制御が可能
- (2) アンチサチュレーション機能 (PAT.PEND.)
 - ・アンチサチュレーション機能により、ポンプ吐出流量が不足した状態であっても、各アクチュエータに適切な流量配分を行うことが可能となり、負荷条件や操作条件によらない良好な操作性を確保
- (3) 高応答なシステム
 - ・ロードセンシングポンプ (PVK-1B) には、スプリットフロータイプのピストンポンプ (PVD) で実績のある揺動ピン方式を採用高応答を維持したままでロードセンシング制御を付加し、システム全体の応答性を高めてタイムラグの無い操作性を確保
- (4) 良好な走行直進性
 - ・高い分流精度を有する圧力補償弁により、良好な走行直進性を確保
- (5) 旋回独立ポンプが不要 (PAT.PEND.)
 - ・独自の自己負荷圧力依存形圧力補償特性 (旋回用圧力補償弁) により、大慣性負荷 (旋回モータ) であっても滑らかな制御が可能。旋回用の独立ポンプが不要となりシステムが簡素化
- (6) 良好な低温特性 (PAT.PEND.)
 - ・ポンプの傾転角度を決めるレギュレータバルブには、コントロールバルブ内のポンプポート圧力と最高負荷圧力の差圧をフィードバック (2次圧フィードバック方式) 低温時のポンプとコントロールバルブ間の圧力損失を自動的に補正し、低温時であっても速度低下の無いシステムを実現
- (7) エンジン回転数連動制御 (PAT.PEND.)
 - ・ロードセンシング差圧は、エンジン回転数に連動して自動的に変化。あらゆるエンジン回転数で最適な操作フィーリングを確保
- (8) 優れた微操作性 (PAT.PEND.)
 - ・アンロード弁制御もエンジン回転数に連動した可変アンロード弁制御機構により微少流量制御性を向上
- (9) 低圧損設計
 - ・バルブ内部の通路設計を最適化。圧力損失を低減してヒートバランスを改善
- (10) 豊富な付属バルブの構成
 - ・一般的なオーバーロードリリーフ、バキュームチェック弁の他に下記の付属バルブが内蔵可能
 - ①ブームロック弁 (アンチドリフト弁)
 - ・リークによるブームシリンダの下がり防止するためのパイロットチェックバルブ
 - ②セーフティロック弁 (PAT.PEND.)
 - ・パイロット圧力を遮断することで、全てのアクチュエータへの供給流量を遮断する安全回路
 - ③微速モード切換弁 (PAT.PEND.)
 - ・SOLバルブの切換で、アクチュエータを微速モードで操作するための切換弁

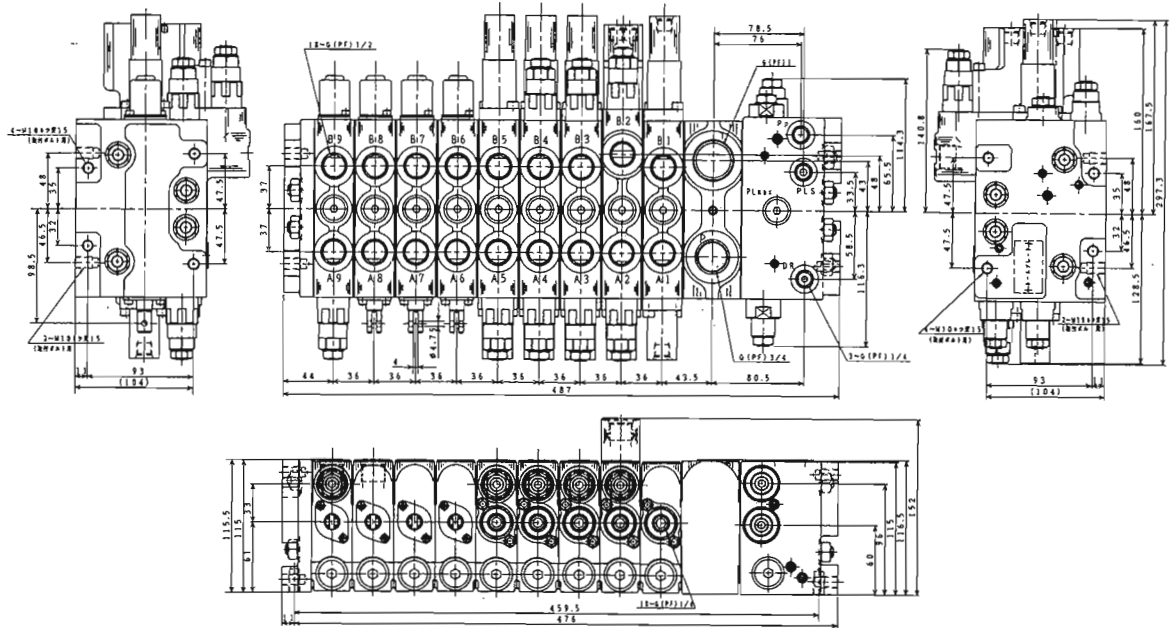


図 25 外観図

4.2 仕様

(1) バルブ仕様 (DPK-T04)

バルブサイズ	T04 (A/Bポート)	
最高使用圧力 (ポンプポート)	25 Mpa	
最高使用圧力 (アクチュエータポート)	28 Mpa	
最大ポンプ流量	120 L/min	
最大制御流量 (1ファクション)	90 L/min	
タンクポート許容背圧	0.3 Mpa (ピーク 1.5 Mpa)	
内部リーク (A/Bポート)	5 cm ³ /min at 5 Mpa	
内部リーク (ブームロック弁)	1 cm ³ /min at 5 Mpa	
操作方式	<ul style="list-style-type: none"> 油圧パイロット マニュアル 電磁比例弁 	
付属バルブの構成 (内蔵可能なもの)	<ul style="list-style-type: none"> オーバーロードリリーフ バキュームチェック弁 ブームロック弁 (アンチドリフト弁) セーフティロック弁 微速モード切換弁 (SOLバルブ) 	
適用ショベル重量 (例)	3~5 ton車	
使用条件	作動油	ISO VG 32~68
	油温 (常用)	-20~100°C (5~80°C)
	粘度	10~1000 mm ² /S
	周囲温度	-20~60°C

(2) ポンプ仕様 (PVK-1B)

ポンプサイズ	1B	
容量 (最大)	38 cm ³ /rev	
最高使用圧力	25 Mpa	
最高回転数	2600 min ⁻¹	
最低回転数	900 min ⁻¹	
パイロットポンプ容量	5 cm ³ /rev	
パイロットポンプ最高使用圧力	7 Mpa	
適用ショベル重量 (例)	~3.5 ton	
使用条件	作動油	ISO VG 32~68
	油温 (常用)	-20~100°C (5~80°C)
	粘度	10~1000 mm ² /S
	周囲温度	-20~60°C

4.3 外観寸法例

ショベル用として構成した場合の外観例を図 25 に示す。

5. 採用例

本ロードセンシングシステムの開発過程において、日立建機(株)より幾多の貴重なご意見並びにデータを頂いた。ここに謝意を含めて採用例として日立建機(株)の「EX40UR-3」を紹介をする。

(http://www2.hitachi-kenki.co.jp/news/news_set000706.htm より抜粋)

— 日常のメンテも安心・現場を選ばないマルチな作業性能 —

日立 EX40UR-3 超小旋回型ミニショベル新発売

このクラスの超小旋回型ミニショベルは、主に住宅建設や上下水道・管工事などの生活環境整備に代表される、都市型土木工事で多く使用されています。EX40UR-3 は、そうした都市型工事において威力を発揮する操作性と基本作業能力、および安全性に一層磨きをかけるとともに、年々レンタル比率が高まる建設機械のマーケットニーズに対応するため、点検・整備性を徹底的に追求した超小旋回型のミニショベルです。

5.1 主な特長

- (1) 優れた安定性と引抜き力
 - ・最適なボディバランスによる優れた安定性と力強いブームシリンダの引抜き力（約 3 割アップ）により、溝掘削作業時の矢板の引抜き力が強く、特にブレードを接地した状態で抜群の威力を発揮します。
- (2) フロントの降下量を低減するアンチドリフトバルブ
 - ・ブームの油圧回路内にアンチドリフトバルブを採用。フロントの降下量は従来比約 1/3 以下に抑えています。
- (3) 快適な複合操作の新油圧システム
 - ・スムーズな複合動作を実現する新油圧システム（HHH システム）を採用。総ての油圧モータやシリンダに最適な流量を確保し、負荷の大小にかかわらずなめらかな複合動作を可能にしました。
- (4) ガタが生じにくく、手間の少ない HN ブッシュを採用
 - ・フロントとブレードの全てのピンジョイント部には、日立オリジナルの HN ブッシュを採用。ブッシュの空孔に蓄えられた高粘度特殊オイルにより摩擦が従来の約 1/4 に低減、ピンジョイント部のガタが生じにくくなっています。
 - ・グリースアップは、ブレード関係は給脂不要（従来 100 時間毎）。フロント関係は 250 時間（または半年間）毎と従来機の 50 時間毎に比べ大幅に給脂間隔を延長。（但し、バケット回りの 4 本のピンは 100 時間毎の給脂）
- (5) バケットホースとアーム角度センサをアームに内装
 - ・溝掘削時に矢板などによる油圧ホースや角度センサの損傷を防止。見た目もスッキリで、良好な視界を確保します。
- (6) その他の特長
 - ① 輸送時に便利な旋回パーキングブレーキ
 - ・湿式多板式旋回パーキングブレーキを標準装備。輸送時の旋回の位置決めが不要で、安全性が向上します。
 - ② 全動作が止まるロックレバー
 - ・ロックレバーをかけると旋回パーキングブレーキに連動し、フロント・旋回だけでなく走行等の全動作がロック。安全性が高まりました。

- ③ 静音設計、クリーンエンジン
 - ・市街地工事でも安心な、建設省の'97 超低騒音型建設機械の基準値をクリアした「静音」ミニシヨベル。
 - ・建設省の排出ガス対策型建設機械の基準値をクリアした地球環境に優しいミニシヨベル。
- ④ 錆にくいラジエータとオイルクーラ
 - ・ラジエータとオイルクーラは錆びにくいアルミ製を採用しています。
- ⑤ エンジンを守るウォータセパレータ
 - ・燃料に混入した水分を分離するウォータセパレータ（水分離器）を標準装備しています。

5.2 主な仕様

EX40UR-3 (ゴムクローラ、キャノピ仕様)	
標準バケット容量 m ³	0.11
機械質量 kg	3,600
エンジンメーカー・型式	クボタ V1505-KA
エンジン定格出力 kW/min ¹	20.6/2,300
最大掘削半径 mm	4,850
最大掘削深さ mm	3,250
最大ダンプ高さ mm	5,650
最大掘削力 kN	31.0
走行速度 高速/低速 km/h	4.0/2.7
旋回速度 min ⁻¹	8.5
輸送時全長 mm	4,480
輸送時全幅 mm	1,740
輸送時全高 mm	2,410
フロント最小旋回半径 mm	845
後端旋回半径 mm	870
価格 万円	950

(注) 標準バケット容量と最大掘削力は新 JIS 表示。単位は国際単位系による SI 単位表示。

5.3 外 観



6. おわりに

建設機械用ロードセンシングシステムについて、油圧機器の側面から解説したが、ロードセンシング化は母機の性能向上だけでなく、設計の自由度も大幅に増大してくれる。

これまでのシステム（オープンセンタ）では、アクチュエータの最高速度はポンプの最大吐出流量で決定されてしまうため、各アクチュエータの速度を理想的にバランスさせるためには、アクチュエータの容量選定を速度重視で行わざるを得なかった。その結果、アクチュエータにより発生する力は、ある程度犠牲になることがあった。すなわち、アクチュエータの速度と力の両方を同時に満足することにかんがりの困難を要した。

しかしながらロードセンシングシステムでは、供給流量を任意に設定できるのでアクチュエータで発生させる力をベースに容量を選定しても、理想的な速度を設定することが可能になる。従って、ロードセンシングシステムは油圧ショベルだけでなく、その他の建設機械に対しても今後主流をなすものと予想される。そのためにも、今回開発したシステムに満足することなくより一層の改良が必要であると考える。

<参考文献>

- (1) 吉田国昭：油圧ショベルにおける日本の油圧技術 油圧と空気圧 Vol.19.No5 1988
- (2) 一柳 健：油圧ショベルの電子-油圧制御技術 パワーデザイン Vol.31.No9 1993
- (3) 畑 正一：建設機械と油圧 油圧技術 Vol.21.No5 1982
- (4) 一柳健他：建設機械と油圧機器 油空圧 Vol.2.No4 1988
- (5) 岡部信也：油圧ショベルの新油圧システム「OHS」 油空圧化設計 Vol.22.No7 1984
- (6) 中西鉄也他：ミニバックホーの進歩と現状 建設機械 Vol.34.No2 1998
- (7) 井奥賢介：ショベル用パイロット作動多連方向切換弁 油空圧技術 Vol.33.No13 1994
- (8) 大貫政夫：車両用油圧機器 油空圧技術 Vol.34.No3 1995



浜本 智

1983年入社
高速応答電磁弁、電磁マルチバルブ等の
建設機械用コントロールバルブの開発・
設計に従事。