

動力系の電子制御による低燃費形油圧ショベルの開発

Development of Low-Fuel-Consumption Type Hydraulic Shovel by Electronic Control of Power Train

青柳幸雄* Yukio Aoyagi
 一山修一* Shūichi Ichiyama
 中村弘康* Hiroyasu Nakamura
 和泉鋭機** Eiki Izumi

油圧ショベルはディーゼルエンジンで油圧ポンプを駆動することにより、エンジン出力をすべて油圧動力に変換し、油圧アクチュエータへの油圧の流量・圧力を制御して作業を行なう。したがって、その低燃費化を図るには、油圧回路の高効率化及びエンジンの制御による無効動力低減がポイントとなる。

そこで、油圧回路のうちで旋回体駆動系を油圧閉回路構成とし、慣性負荷であるために発生する加速時のリリーフ弁の作動による動力損失の低減、及び減速時の動力回収を図った。更に、電子ガバナを使用してエンジンを制御し、エンジン回転数偏差による馬力制御、及び無作業時の自動低速運転を行ない、エンジン出力の有効利用と無効動力低減を図った。この結果、実稼動時の燃費低減効果12～18%を得た。

1 緒言

油圧ショベルは多様な用途への適応性及び操作性の良さにより建設機械の主流製品となっている。この特徴は、油圧ショベルの動力系がディーゼルエンジン(以下、単にエンジンと略す。)により油圧ポンプを駆動してエンジン出力をすべて油圧動力に変換し、油圧の制御により多数の油圧アクチュエータを自由自在に作動させられる構造となっている点に負うところが大きい。これらの動力の変換及び制御には動力損失を伴う¹⁾ので、油圧ショベルの低燃費化及び作業性向上を図るには、油圧回路の高効率化及びエンジン・油圧ポンプ系の制御がポイントになる。

ところで、近年の半導体技術の進歩により、建設機械の過酷な使用条件にも耐えられる制御用LSIが実用に供されて、車載用コントローラに応用できるようになってきた。これにより、従来電子制御化への動向²⁾がありながら適用が遅れていた建設機械のメカトロニクス化が始まっている。

本稿では、油圧ショベルの動力系に電子制御を適用して、低燃費化及び作業性向上を図ったUH16マイクロコンピュータショベルの特徴・機能について述べる。

2 油圧ショベルの動力系

2.1 油圧ショベルの構造

図1に、代表的な油圧ショベルの構造を示す。油圧ショベルの動力系は、動力源としてのエンジン、これにより駆動される油圧ポンプ、ブーム・アーム・バケットの各部材を駆動する油圧シリンダ、旋回体を駆動する旋回モータ及び走行体の左右のクローラ(無限軌道)を回転させて走行を行なう走行モータから構成される。

図2に、油圧ショベルの油圧回路の一例を示す。エンジンにより駆動される油圧ポンプから発生する圧油は、切換弁に導かれる。オペレータの切換弁操作に応じて、圧油は合流・分流あるいは流入方向の切換及び流量の調整が行なわれて、所要の油圧アクチュエータに送られる。このようにして多数の油圧アクチュエータを随意に作動させ、走行・掘削、その他の作業を行なうことができる。

なおブレーキ弁は、油圧モータが外力により回転されると

きブレーキをかけて逸走を防止するものである。また切換弁ブレーキ弁には、リリーフ弁が設けられており、油圧回路の圧力がリリーフ弁の設定圧力に達したときリリーフ弁が作動して、余剰の圧油をタンクに逃がし異常な高圧の発生を防止する機能を果たす。

2.2 油圧ショベルの動力損失

油圧ショベルの動力系では、エンジンでの熱損失・摩擦損失及び油圧回路での各種動力損失が発生する¹⁾。

油圧回路での動力損失は、

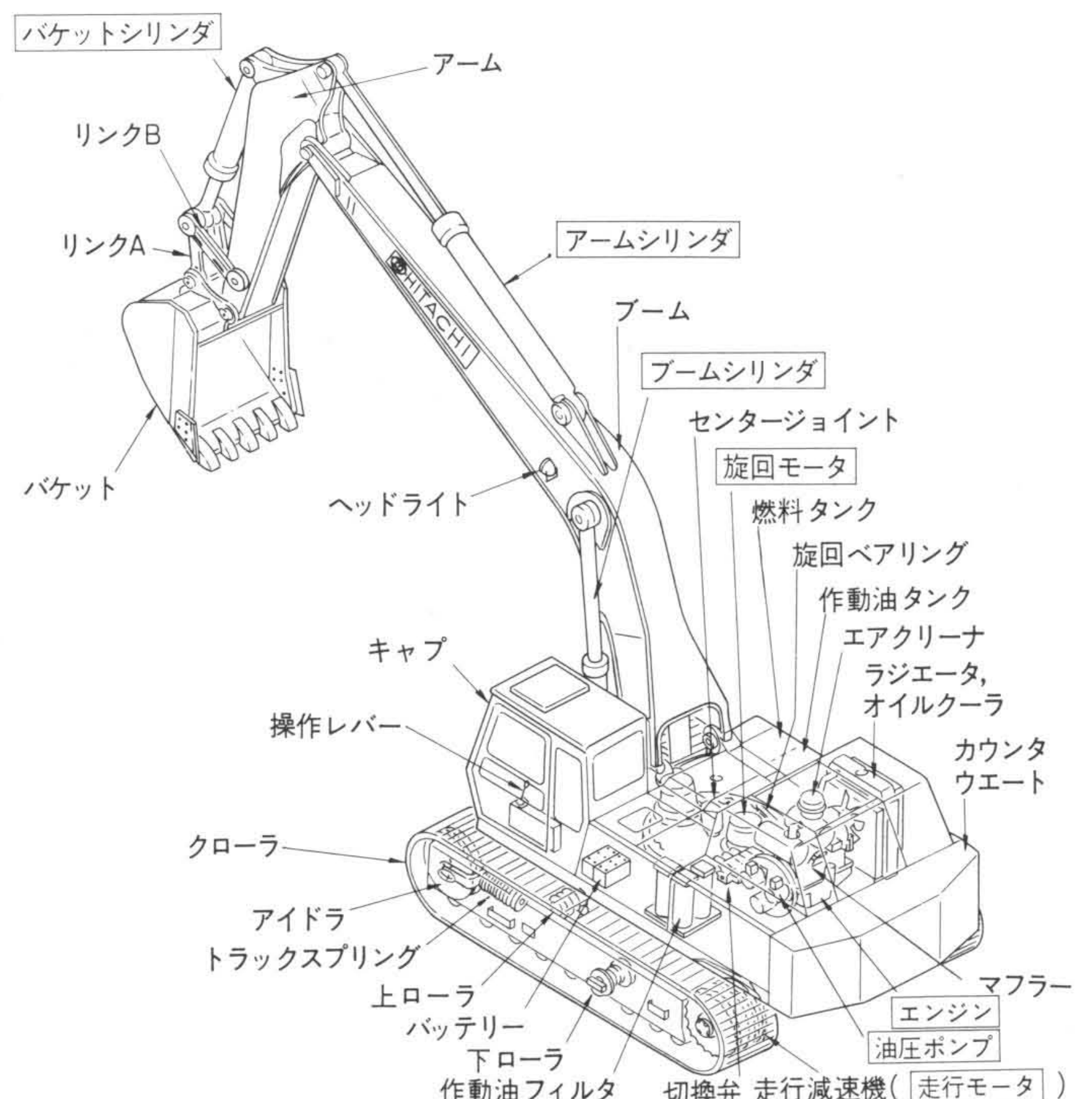


図1 油圧ショベルの構造 動力系は、エンジン、このエンジンによって駆動される油圧ポンプ、ブーム・アーム・バケット各シリンダ、旋回モータ及び左右の走行モータで構成される。

* 日立建機株式会社土浦工場 ** 日立建機株式会社技術研究所

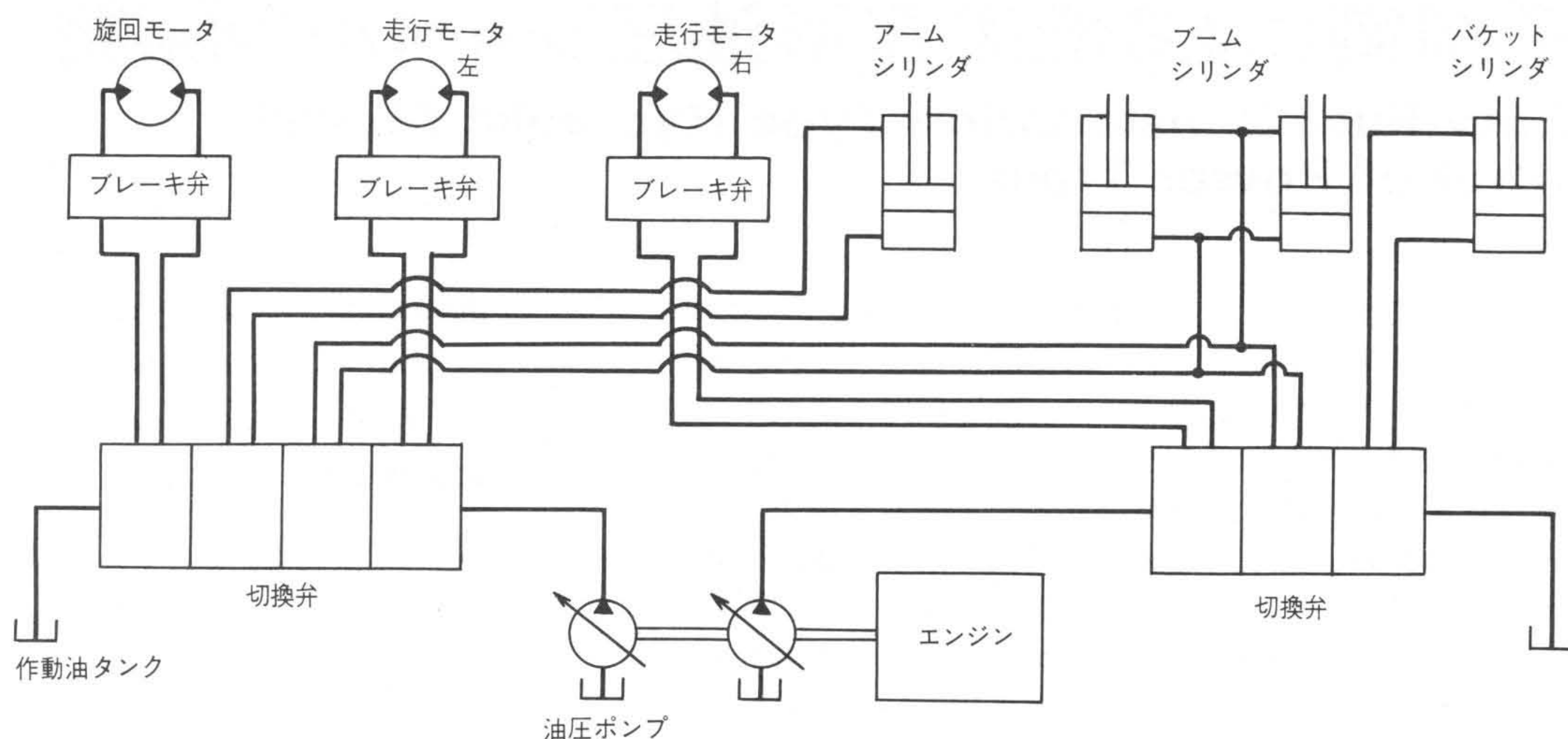


図2 油圧ショベルの油圧回路例 油圧ポンプからの圧油が、オペレータの切換弁操作に応じて、合流・分流あるいは流入方向の切換及び流量の調整が行なわれて、所要の油圧アクチュエータに送られる。

- (1) 油圧ポンプ及び各油圧アクチュエータでの機械エネルギーと油圧エネルギーとの変換に伴う動力損失
 - (2) 弁類及び油圧配管を圧油が通過する際の圧力損失
 - (3) 切換弁で流量調整をするために、余剰な圧油を絞りを経てタンクへ逃がす際の絞り損失
 - (4) 過大な負荷を駆動する場合、油圧回路が異常な高圧となるのを防止するため、リリーフ弁が作動して発生するリリーフ損失
 - (5) 位置エネルギーあるいは慣性エネルギーを吸収するために発生する切換弁の絞り損失あるいはリリーフ弁のリリーフ損失
- のように区分される。

次章に、これらの損失を低減し、高効率化を図る方法について述べる。

3 油圧ショベルの高効率化の方法

油圧ショベルの動力損失を低減し、高効率化を図る一つの方法は、エンジン、油圧ポンプなど機器単体の効率を上げることであり、各方面での研究、適用が行なわれているが、ここではシステムとしての損失低減方法について述べる。

3.1 油圧回路の損失低減

(1) リリーフ損失の低減

過大な負荷を駆動する場合に、リリーフ弁を作動させないで圧力を所定の設定圧力に抑えるため、油圧ポンプの吐出し容量を減少させる、いわゆる圧力カットオフが有効である。

(2) 切換弁の流量調整に伴う絞り損失の低減

切換弁で流量調整をする際に絞りを介して逃げる圧油の量を少なくするため、切換弁を最大操作位置付近で使用し、流量調整は可能な限り油圧ポンプの吐出し流量の操作により行なう。

(3) 位置エネルギー及び慣性エネルギーの回収

図3に示すように、油圧ポンプと油圧モータとで油圧閉回路を構成し、いわゆるHST(Hydrostatic Transmission)とすることにより、エネルギー回収が可能となる。例えば、慣性体を減速するときには、油圧開回路では油圧モータからの圧油をリリーフ弁の作動によりタンクに逃がして、慣性エネルギーを消費している。これに対して油圧閉回路では、油圧モータからの油圧を油圧ポンプの吸込み側に戻し、かつリリーフ弁を作動させないように吐出し流量を制御しているので、油圧ポンプが油圧モータの作動をし、エンジン側に慣性エネルギーが回収される³⁾。

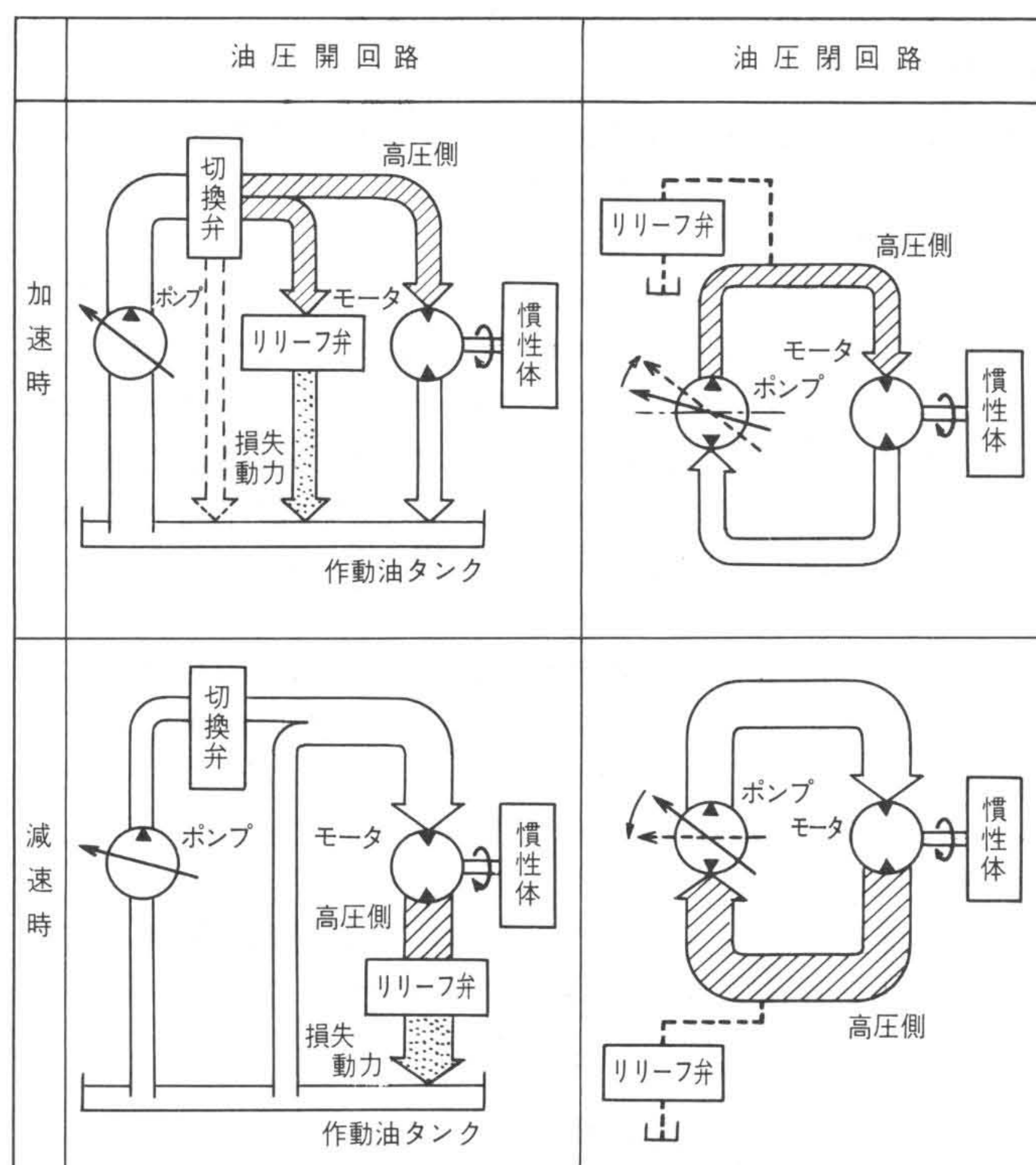


図3 油圧開回路と油圧閉回路の比較 油圧閉回路で油圧ポンプの吐出し流量を制御することにより、リリーフ弁による動力損失を発生せず、かつ慣性エネルギーを回収することができる。

3.2 エンジン無効動力の低減

油圧ポンプが無負荷状態にあっても、エンジン内部の摩擦損失及び油圧ポンプの無負荷損失により、動力損失が発生する。この損失は、エンジン回転数が高ければ高いほど大きくなるので、無作業時にはエンジン回転数を下げることが効果的である。ちなみに、作業時であっても作業速度がさほど速くないときには、エンジン回転数を下げることにより吐出し流量が減り、圧力損失及び絞り損失が低減するので、効率を良くすることができる¹⁾。

3.3 各機器の高効率領域での使用

各機器とも、効率の良い領域で使用すれば効率が良くなるのは当然であるが、特にエンジンは、定格点近傍の全負荷状態で使用すれば、燃料消費率が小さく、効果が大きい。

表1 日立UH16マイクロコンピュータショベルの主な仕様 UH16
マイクロコンピュータショベルは、大形油圧ショベルに属するUH16油圧ショベル標準機の動力系に、電子制御を適用したものであり、その仕様を示す。

項 目	仕 様
全 装 備 重 量	41,000kg
標 準 バ ケ ッ ト 容 量	1.6m ³
エ ン ジ ン 名 称	いすゞ6RBI
エ ン ジ ン 定 格 出 力	250PS・1,800rpm
走行速度（低速・高速）	2.9・4.0km/h
旋 回 速 度	5.7rpm
最 大 掘 削 力	20,500kg
最 大 掘 削 半 径	11,970mm
最 大 掘 削 深 さ	7,730mm



図4 日立UH16マイクロコンピュータショベル 動力系の電子制御により、低燃費化及び作業性向上を図った。

4 日立UH16マイクロコンピュータショベル

以上述べた観点から、低燃費化及び作業性向上を図った日立UH16マイクロコンピュータショベルの主な仕様を表1に、全体写真を図4に示す。日立UH16マイクロコンピュータショベルは、大形機に属する日立UH16油圧ショベル標準機をベースにして、その動力系統に電子制御を適用したものである。

4.1 構 成

図5にエンジン・油圧ポンプ系の構成を示す。その特徴は以下のとおりである。

(1) 旋回体駆動系

油圧閉回路は油圧回路の損失低減には非常に有効であるが、油圧アクチュエータ1個に、油圧ポンプが最低1個必要

となるので、同時に多数の油圧アクチュエータを駆動するためには多数の油圧ポンプが必要となり、コスト上の問題がある。そこで油圧ショベルの各アクチュエータの中でも、駆動対象の慣性が大きく、損失低減効果の顕著な旋回体駆動系に適用した。

また、通常の油圧閉回路では、無操作時に外力に抗して油圧モータを一定位置に保持して置くために、メカニカルブレーキなどの拘束手段をオペレータが手動操作することが必要である。本稿のシステムでは、無操作状態でかつポンプの吐出し流量が零近くになったとき、自動的に拘束手段を作動させる機構を開発して、操作上の便を図った。

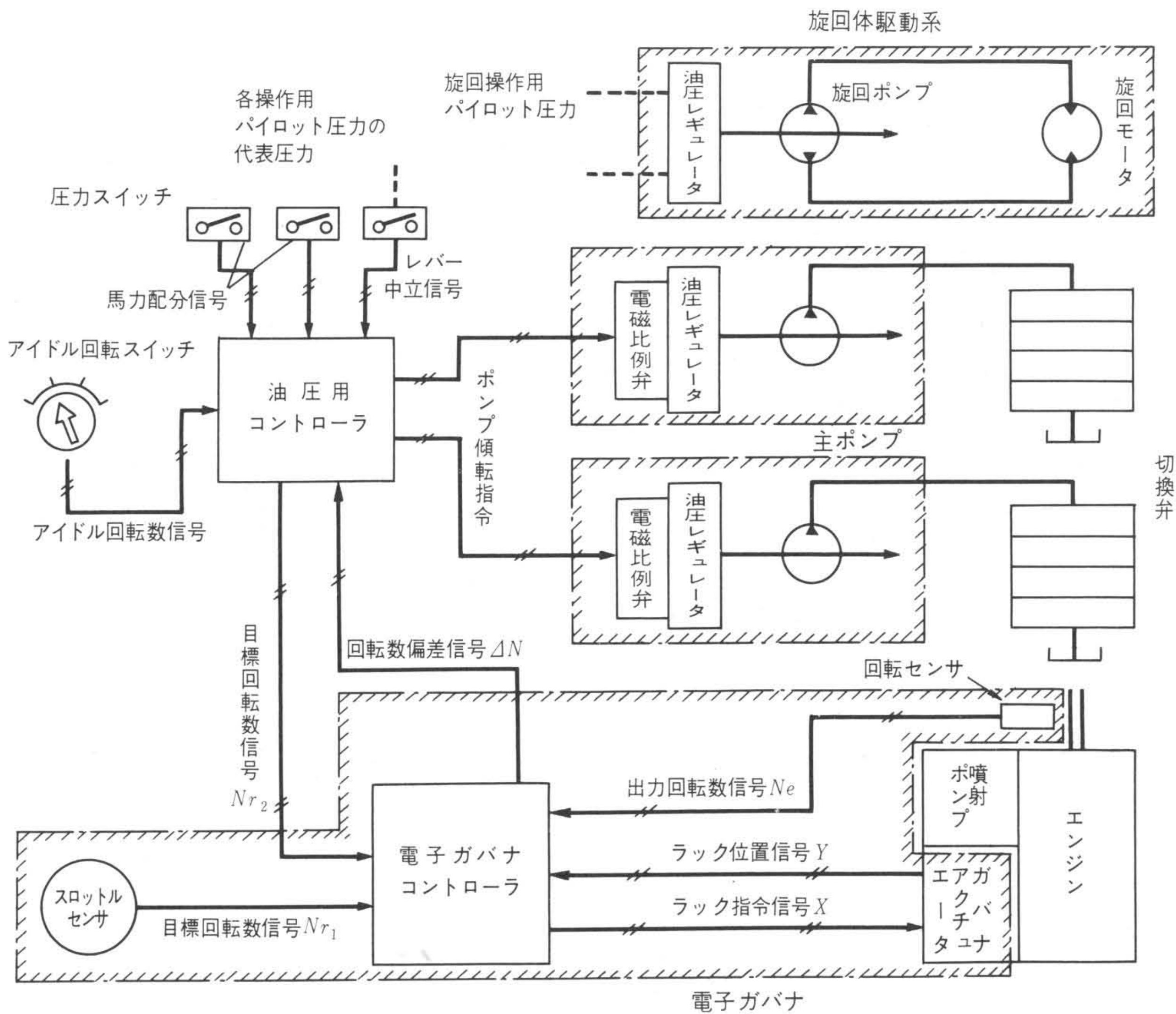


図5 エンジン・油圧ポンプ系の構成 旋回体駆動系は、油圧閉回路構成である。電子ガバナコントローラ及び油圧用コントローラは、相互に信号を送受信し、それぞれエンジンのラック位置（すなわち燃料噴射量）及び主ポンプの入カトルクを制御する。

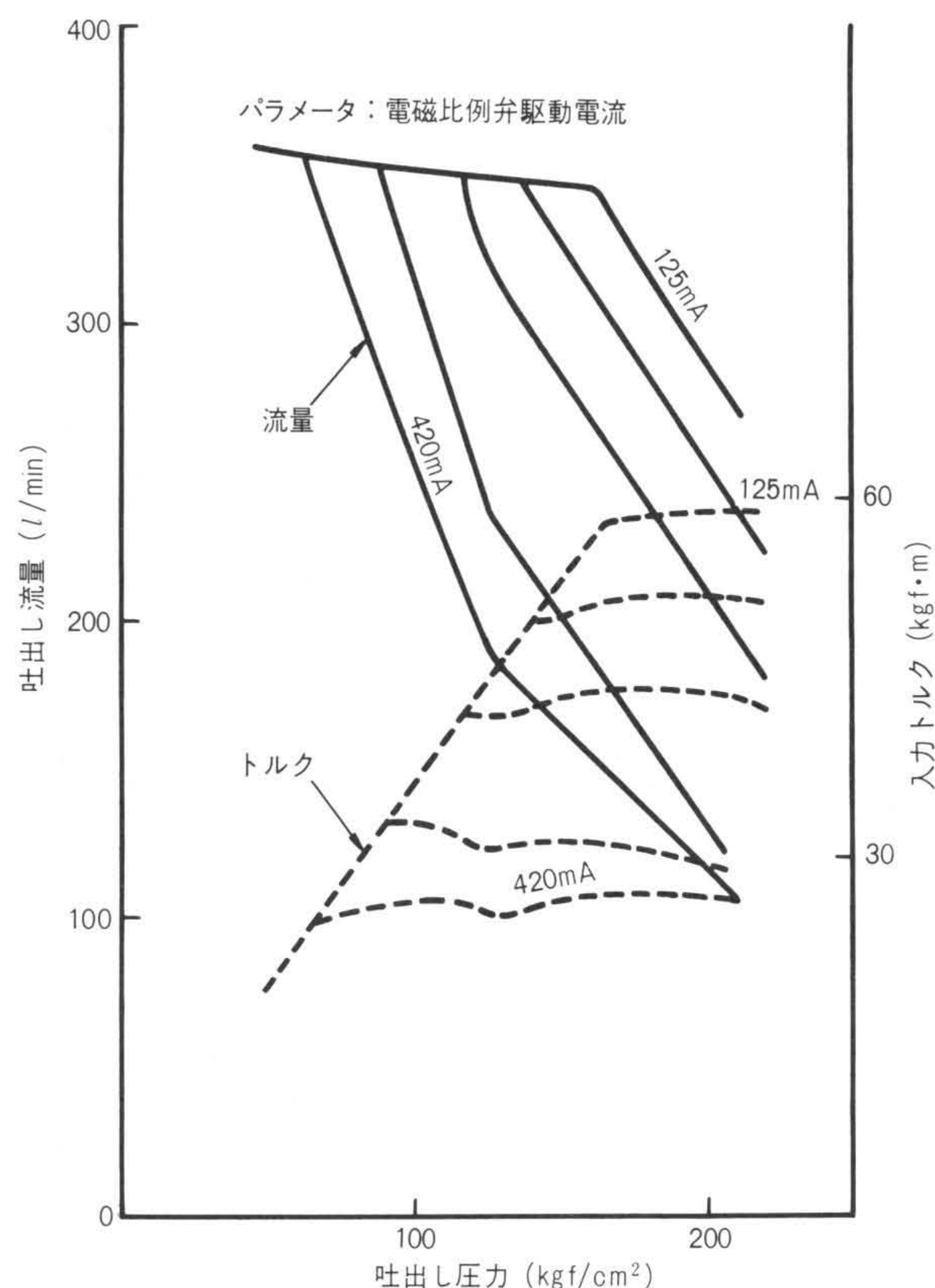


図6 主ポンプの特性 電磁比例弁の平均駆動電流に応じて、主ポンプの入力トルクが制御される。

(2) 電子ガバナ

エンジン制御は電子ガバナ⁴⁾によって行なう。電子ガバナは、目標回転数 N_{r1} を設定するスロットルセンサ、出力回転数 N_e を検出する回転センサ、燃料噴射ポンプのコントロールラ

ック(以下、ラックと略す。)を操作するガバナアクチュエータ及びコントローラで構成される。

(3) 主ポンプ

主ポンプは2個備えられ、旋回モータ以外の各油圧アクチュエータに切換弁を介して圧油を供給する。主ポンプの吐出し流量を制御するレギュレータには、電磁比例弁を使用しており、油圧用コントローラから電磁比例弁への指令により、主ポンプの入力トルクを制御できる。電磁比例弁の平均駆動電流をパラメータとした主ポンプの静特性を図6に示す。

(4) コントローラ

電子ガバナコントローラ及び油圧用コントローラのブロック図を図7に示す。それぞれのコントローラは、マイクロプロセッサを備え、非同期シリアルインタフェースを介して相互に信号を送受信し、それぞれ、ガバナアクチュエータへの電流出力及び電磁比例弁へのPWM(Pulse Width Modulation)出力により制御を行なう。電子ガバナコントローラは、エンジンの出力回転数を検出するためのパルス検出回路、及びラック位置を検出するためのラックセンサ回路を備えている。

4.2 動力系の電子制御

図8にエンジン・油圧ポンプ系の制御ブロック図を示す。これは、エンジン系を制御するための回転数偏差信号 $\Delta N (= N_e - N_r)$ を、エンジンにかかっている負荷を表わす信号として、油圧ポンプの入力トルクの制御に用いるものである。これにより、エンジンストールに至らない範囲で、エンジン出力を最大限に油圧ポンプに入力することができるので、回転数偏差検出方式全馬力制御と称している⁵⁾。

また、エンジンの回転数、出力及び油圧ポンプの入力トルクを自在に制御することができるので、後述する種々の付加機能が可能となった。

(1) エンジンの燃料噴射量制御

電子ガバナコントローラを含む燃料噴射ポンプ制御系は、回転数偏差信号 ΔN に応じて、燃料噴射量 q を制御する⁵⁾ので、

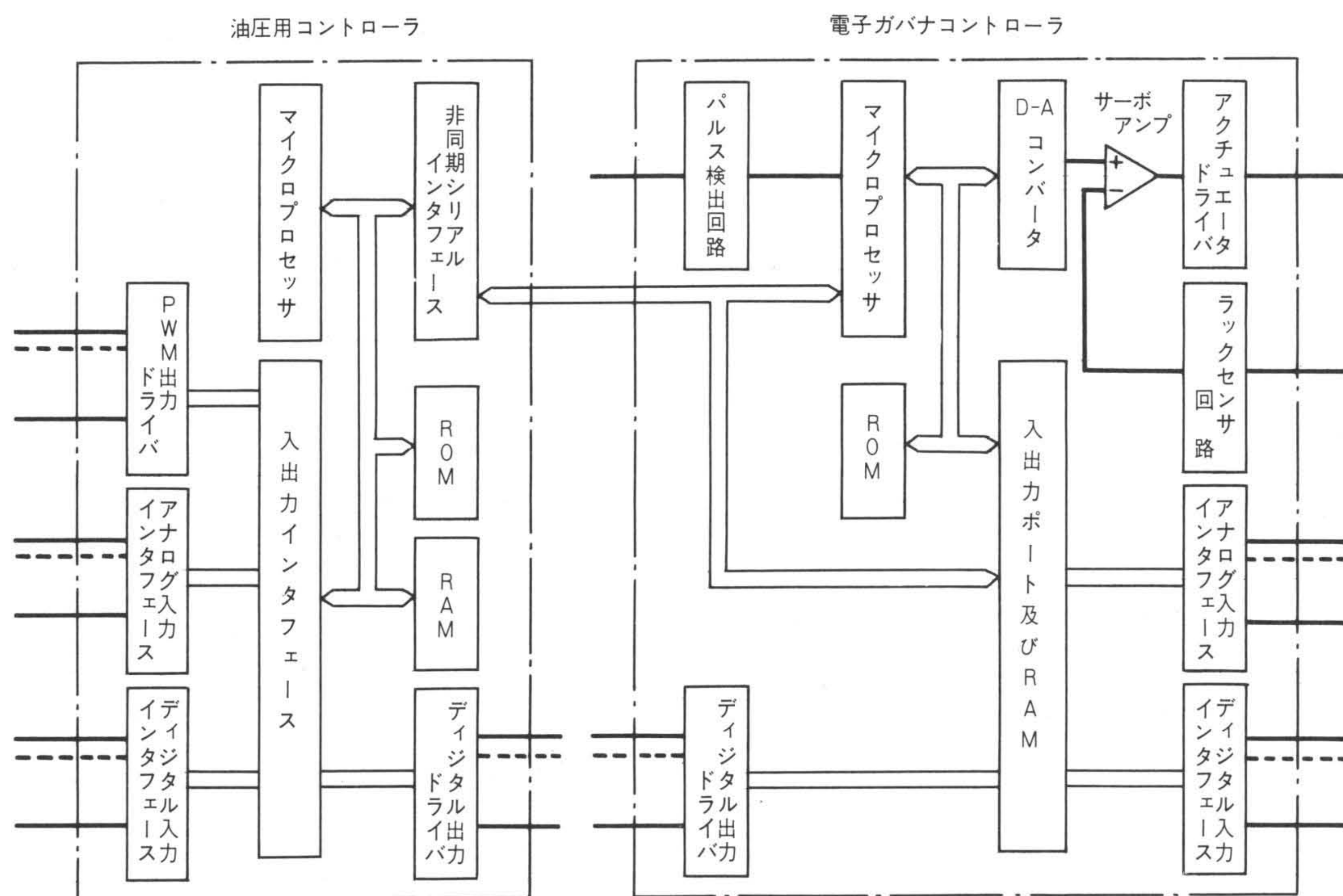


図7 コントローラブロック図 電子ガバナコントローラ及び油圧用コントローラは、相互にシリアル通信により信号を送受信し、それぞれガバナアクチュエータへの電流出力及び電磁比例弁へのPWM出力により制御を行なう。

注：略語説明 PWM(Pulse Width Modulation), D-A(Digital-Analog), ROM(Read Only Memory), RAM(Random Access Memory)

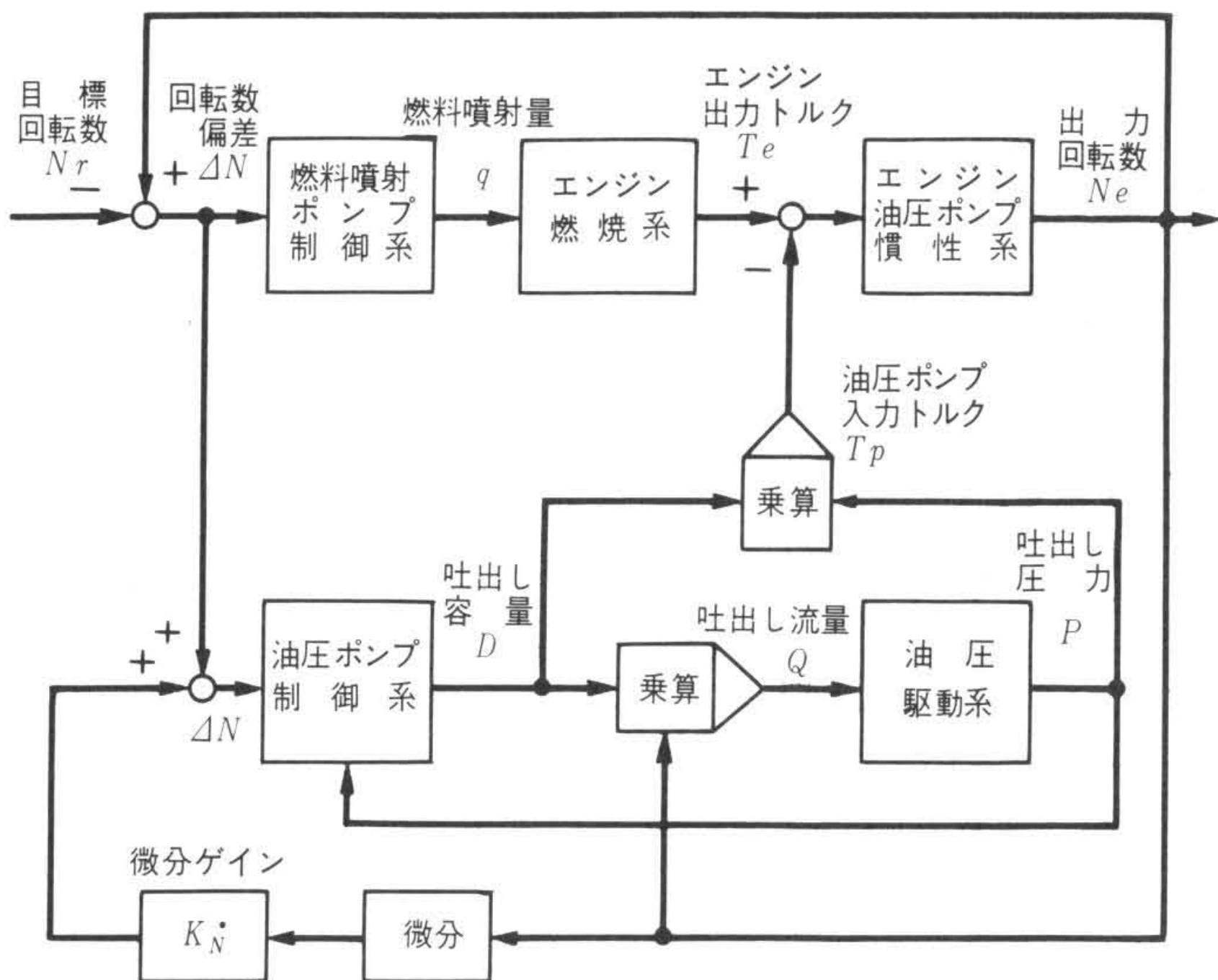


図8 エンジン・油圧ポンプ系の制御ブロック図 共通の回転数偏差 ΔN によって、エンジン及び油圧ポンプの制御を行なう。油圧ポンプ制御系の回転数微分信号は、位相補償のためである。

図9に示すように出力回転数 N_e が低下するとエンジン出力トルク T_e が増大する特性となる。

(2) 回転数偏差検出方式全馬力制御

油圧用コントローラを含む油圧ポンプ制御系は、入力された回転数偏差信号 ΔN に対して、出力回転数 N_e が増加したとき主ポンプそれぞれの入力トルクが増加する図9の©の特性となるように、主ポンプの入力トルクを制御する。したがって、主ポンプ合計入力トルク特性 T_p とエンジン出力トルク特性 T_e との交点が平衡点となり、このとき $\Delta N = 0$ となるように制御諸元を設定すれば、定格トルク点 T_0 で平衡させることができる。これにより、エンジン・油圧ポンプなどの機器のばらつきに関係なく、正確に定格トルク T_0 で平衡させる全

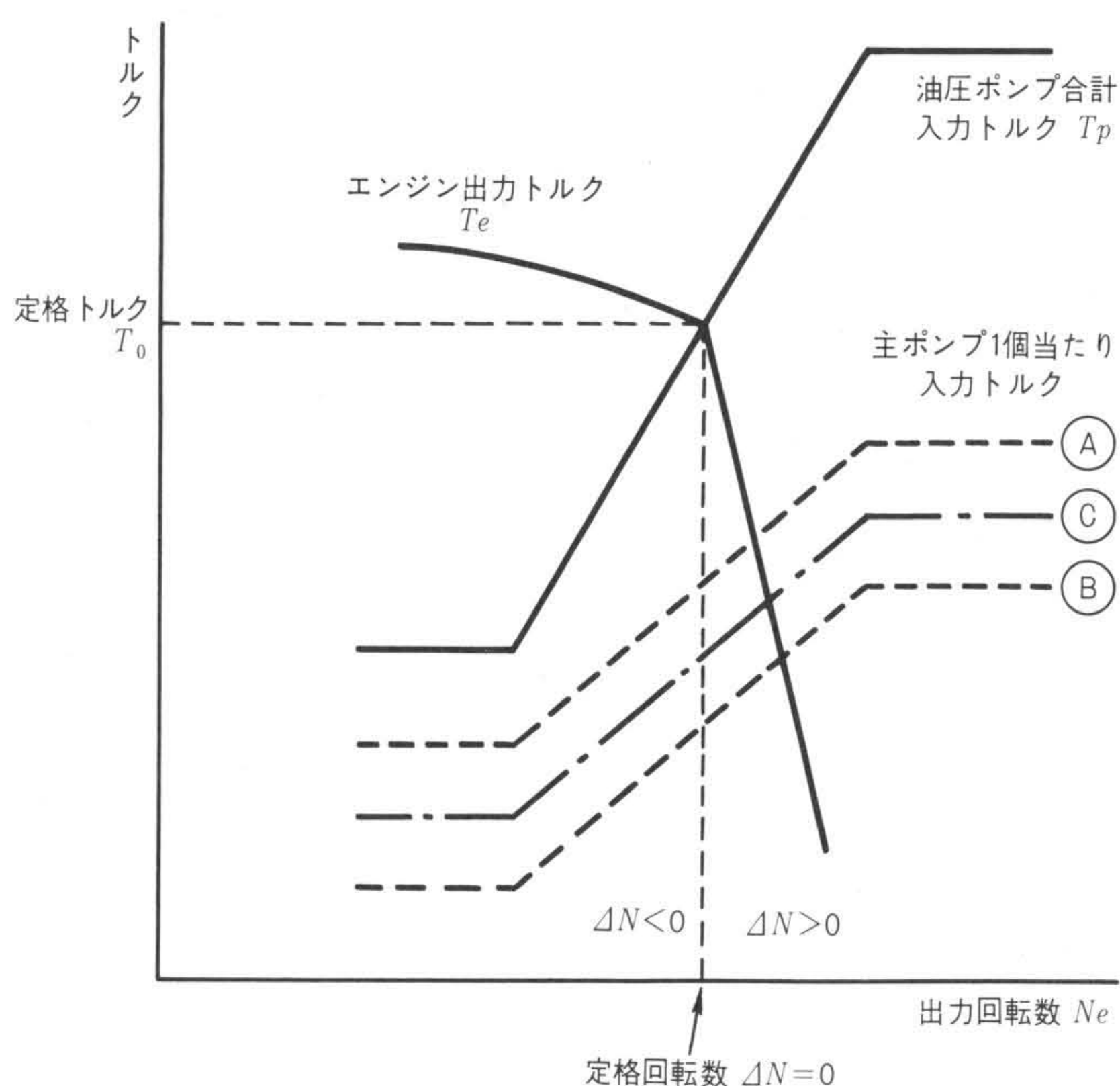


図9 馬力制御静特性 エンジン、油圧ポンプの双方が共通の回転数偏差 ΔN に対して制御されるので、エンジンの定格トルク T_0 に正確に制御することができる。

馬力制御が可能となる⁵⁾。

(3) 馬力配分制御

同時に作動する二つの油圧アクチュエータの容量が甚しく異なる場合には、それぞれの油圧ポンプへの入力トルクを、アクチュエータの容量比に応じて配分するのが有効である。このため図9(A), (B)のように主ポンプそれぞれの入力トルク特性を設定する。

(4) 電子アイドル制御

油圧ショベルに搭載されるエンジンは、無負荷時には定格回転数よりも若干高い回転数で運転される。このときには、エンジン自体及び油圧ポンプの摩擦トルクにより動力損失が発生している。この損失はエンジン回転数が高いほど大きくなる。そこで、操作用パイロット圧力の代表圧力により、操作レバーがすべて中立にある無作業状態を検出し、自動的にエンジンを低速運転として、無効動力を低減している。これは、油圧用コントローラに操作レバー中立信号が入力されたとき、図10に示すように、電子ガバナコントローラへの目標回転数信号 N_{r2} を減少させて、最終的にはアイドル回転スイッチにより選択された低速運転時の回転数(アイドル回転数)にすることにより達成される。ただし、作業中にたまたま全操作レバーが中立になったとき、直ちにエンジン回転数が低下すると操作性を阻害するので、図10の td のように所定の遅延時間を設定し、その間、中立状態が継続した場合だけ、アイドル回転数を指令するようにした。

次にアイドル回転数で運転している状態から、操作レバーを操作すると、従来の馬力制御方式ではポンプの通常の負荷が回転数が低いときからエンジンにかかるので、エンジン回転数の立上り特性が悪く、高速回転数まで復帰するのに3～5秒程度要する。これに対して回転数偏差検出方式馬力制御の場合には、目標回転数 N_r がアイドル回転数 N_{r2} からスロットルセンサの目標回転数 N_{r1} に切り換わったとき、回転数偏差 ΔN はマイナスの方向で最大となり、したがって、主ポンプへの入力トルクは最小に制御される。このため図11に示すよ

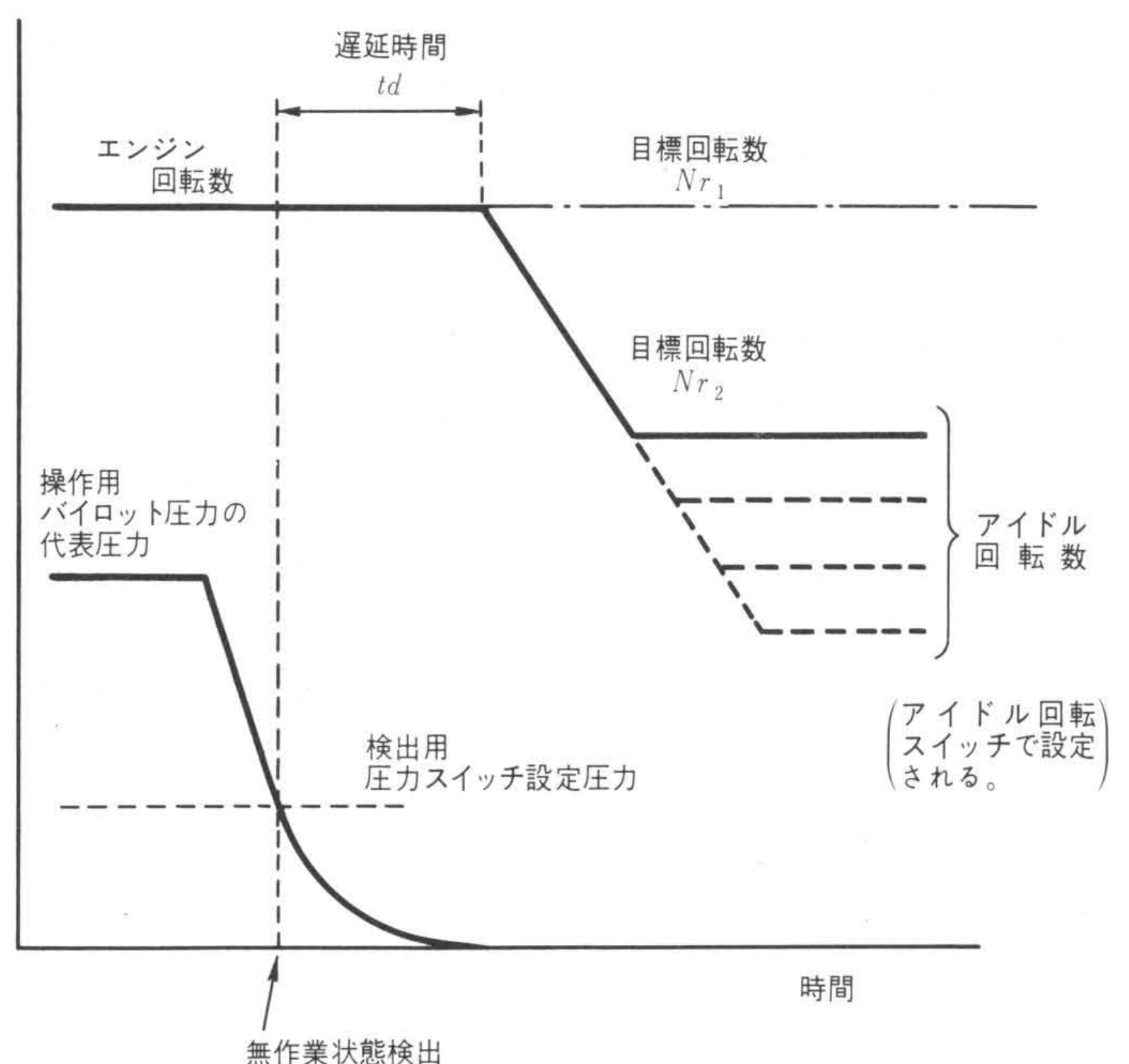


図10 電子アイドル制御の特性 操作用パイロット圧力の最高圧力が、圧力スイッチ設定圧力以下となったことにより、無作業状態を検出し、その状態が td 秒経過したときエンジン回転数を低下させ始め、最終的にはアイドル回転スイッチで設定された回転数とする。

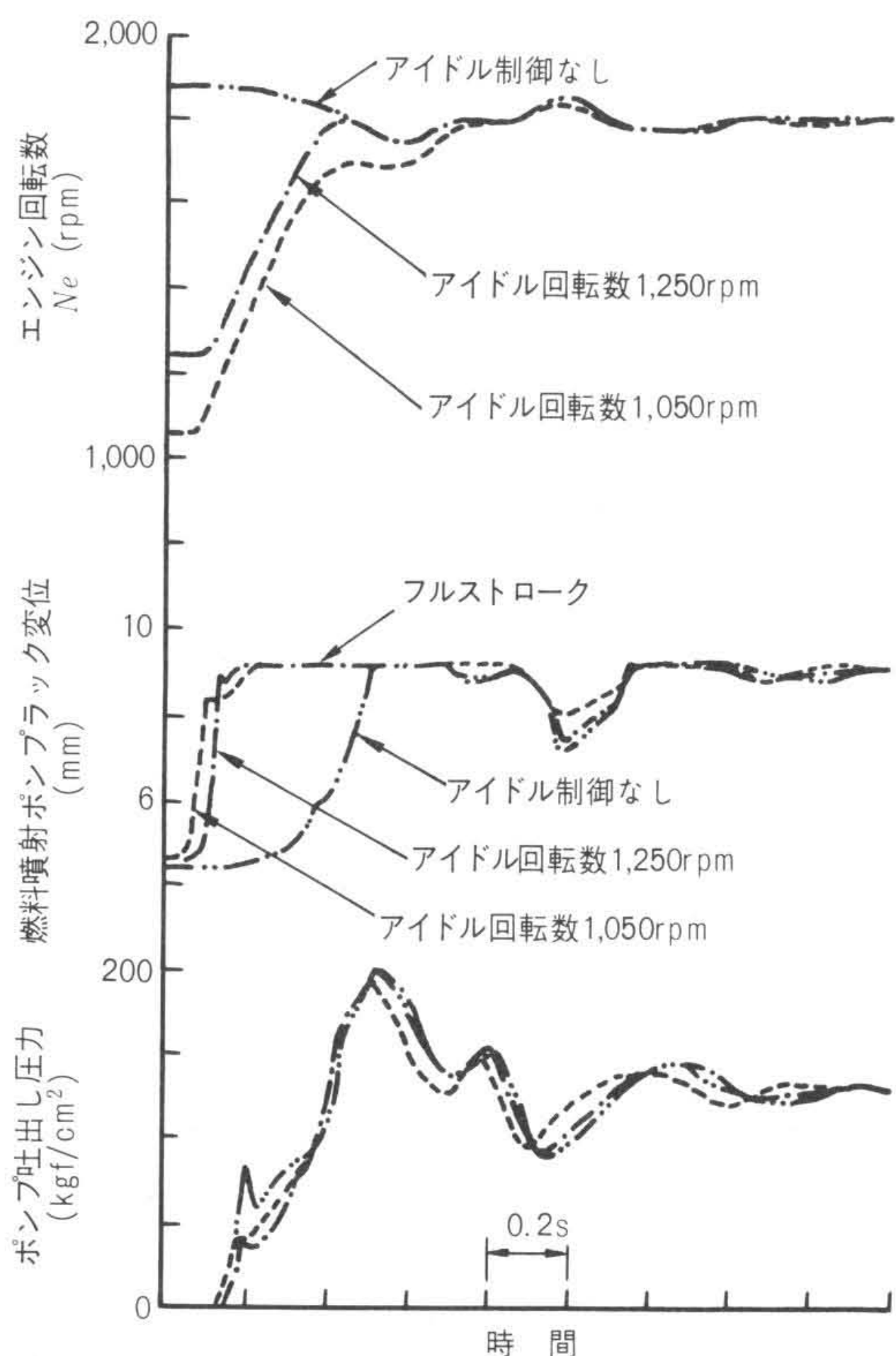


図11 電子アイドル制御の応答波形例 エンジン回転数偏差を検出して馬力制御を行なっているため、エンジン回転数立上り時には、ラック変位が最大となっている間、油圧ポンプ入力トルクが最小となるので、エンジンにかかる負荷が小さく速やかに立ち上がる。

うに、アイドル回転数からアイドル制御なしのときのエンジン回転数に達するまでの所要時間は十分短く、操作性にほとんど影響を与えない。またエンジン排煙濃度の悪化もわずかである。

(5) エンジンの保護機能

電子ガバナコントローラに冷却水温センサ、エンジン油温センサ及びブースト圧力センサからの信号を入力し、マイクロプロセッサにより所与の判定値と比較し、異常を検出することができる⁴⁾。異常の場合、警報信号を出力するとともに、自動的にエンジン回転数を低速にする機能を持ち、エンジンの焼付きなどの重大故障を未然に防止できる。

4.3 エネルギー回収効果

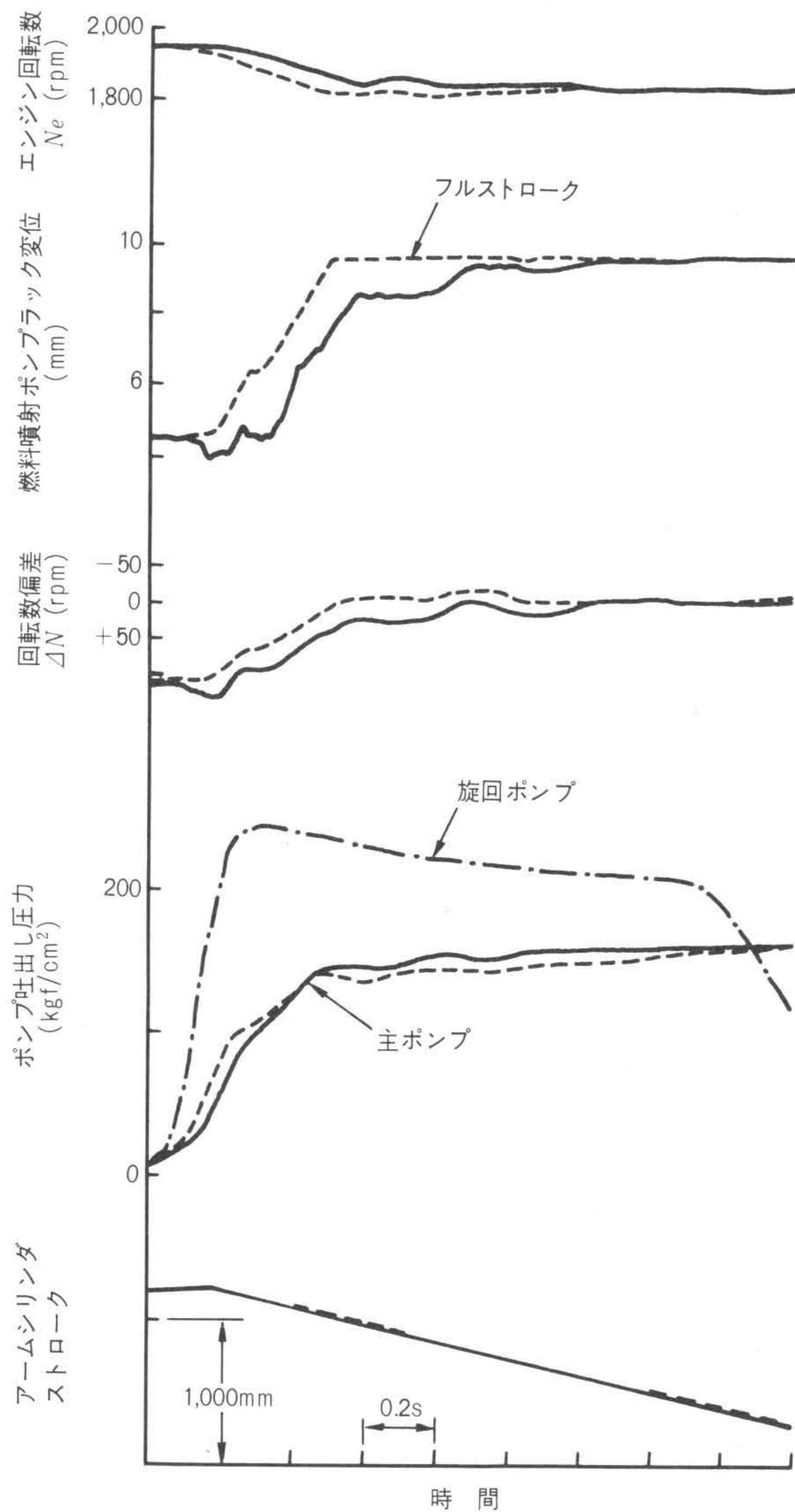
図12は旋回減速時に同時にアームを作動させた場合と、アームだけ単独で作動させた場合とを比較したもので、前者はラック変位が小さい分だけ、したがって燃料噴射量が少ない分だけ、旋回体の慣性エネルギーを回収していることを示している。

4.4 実稼動試験結果

以上の諸制御により、時間当たりの作業量を増し、また燃料消費量を節減できる。実稼動試験結果では、約1箇月の稼動期間の平均燃料消費量として、標準機に対して、12～18%の燃費低減効果を得た。年間の稼動時間を2,000時間と仮定すると、燃料節減量は約1万lとなる。

5 結 言

以上述べたように、油圧回路を高効率化し、動力系に電子制御を適用して、種々の機能を開発した。これらによりエンジン出力を最大限まで使用して作業効率を上げるとともに、燃料消費率の低い、かつ効率の良い領域でエンジンを運転することが可能となった。更に、無作業時の動力損失を低減することも可能となった。一方、旋回体駆動系を油圧閉回路で



注：—— 旋回減速時、アーム作動，----- アームだけ作動

図12 慣性エネルギー回収時の応答波形例 旋回減速時には燃料噴射ポンプラック変位が小さい分、すなわち、燃料噴射量が小さい分だけ燃料消費量低減という形で、慣性エネルギーを回収している。

構成したことにより、旋回体の慣性エネルギーを回収することが可能となり、かつ旋回ポンプの制御によりリリーフ弁を作動させないで済むようになった。以上のようにして、低燃費化と作業性の向上の双方を達成することができた。

建設機械のメカトロニクス化は緒についたばかりであり、本稿のシステムでも適用範囲を動力系に限定したが、今後は作業機の制御あるいは高機能モニタなど、様々な応用面に展開していく考えである。ユーザー各位の御指導をお願いする次第である。

参考文献

- 1) 渡辺：油圧ショベルにおける省エネルギーの問題点，建設機械，16，1，63～67(昭55-1)
- 2) 中村，外：建設機械の自動化，日立評論，57，3，249～254(昭50-3)
- 3) A. Myers：Controlling Variable Displacement Hydraulic Pumps for Energy Conservation, SAE Paper 750807(1975)
- 4) M. Wakabayashi et al.：Isuzu's New 12.0 L Micro-Computer Controlled Turbocharged Diesel Engine, SAE Technical Paper Series 840510(1984)
- 5) 和泉，外：油圧ショベルの動力系の電子制御，日本機械学会・精機学会共催，日立地方講演会講演論文集，91～93(昭59-9)