



燃料ポンプは一般的にギヤポンプをエンジンの回転軸と直結して使用しており、回転数に比例した吐出流量を供給する。そのため、燃料制御部では余分な燃料を燃料ギヤポンプ入口に戻して常に内部循環させている。内部循環はほとんどすべて損失となるため燃料温度上昇の原因となっている。

潤滑システムは、オイルポンプ、オイルタンク、スカベンジポンプおよび2種類のオイルクーラによって構成されていて、潤滑オイルでボールベアリングやギヤなどのエンジン要素を潤滑するとともに冷却している。

ボールベアリングやギヤなどのエンジン要素の発熱は、高度、機速、気温といった飛行条件の影響も受けるが、主にエンジンの回転数に依存して増加するので、高回転でオイルを十分に冷却できるオイルクーラが望ましい。

一般的に、オイルの冷却は主として燃料冷却オイルクーラで行っているが、燃料冷却だけでは冷却能力が不足した場合は空冷オイルクーラを併用する。空冷オイルクーラでは、低温の空気をファンから抽気してオイルを冷却する。

## 2.2 燃料システムと潤滑システムの熱収支の課題

ジェットエンジンの燃料消費率は飛行条件によって大きく変化する。離陸時の高度は低く空気の密度が高いため、エンジンは大きな推力を発生すると同時に多量の燃料を消費する。高空の巡航状態では必要な推力が小さく空気の密度が低いため消費する燃料も少なくなるが、その反面、エンジンの回転数は高く、ポンプの吐出流量は多くなり内部循環が多くなる傾向にある。

従来の燃料システムと潤滑システムを、最新鋭の高推力かつ低燃費のジェットエンジンで使用した場合、以下に示す二つの熱収支の問題が生じることが考えられる。

- (1) 熱収支問題の原因となる燃料温度上昇は、始動時および離陸時に対応した大容量の燃料ポンプが高空の巡航時では吐出流量が過大となり、内部循環によって燃料温度が大きく上昇することで発生する。オイルを冷却する燃料が少ないことに加えて燃料温度も高く、燃料冷却オイルクーラの冷却能力が大きく低下する。このため、空冷オイルクーラに必要な熱交換量が増えて、冷却用のファン抽気空気流量が増加する。その結果、推力の低下や燃費の悪化または空冷オイルクーラの重量増大を招き、ジェットエンジンの性能に対して悪影響が生じる。これが燃料システムと潤滑システム間の熱収支の問題である。

- (2) 内部循環による燃料温度上昇が大きいと、燃料シ

ステム単独でも熱収支の問題が生じる。この場合、燃料温度は燃料システムの部品を構成するアルミ合金もしくはパッキン・シール類の温度制限値を超えてしまうため、燃料システム単独での成立が難しくなる。その結果、燃料システムの熱収支問題によって、エンジンシステム全体の成立性すら左右しかねない重大な問題となる。

以上の熱収支の問題に対して、可変容量型ポンプをジェットエンジンに採用することで内部循環を減少させて燃料温度上昇を抑制する方法<sup>(1)~(5)</sup>が提案されている。

その一つは可変容量型ベーンポンプでポンプの駆動回転数と独立に吐出流量を制御する方法であり、他方はポンプ自身を電動駆動にしてエンジンの回転数と独立にポンプの回転数自体を制御する方法である。いずれの方法も熱収支の課題を解決するために有力な方法であるが、従来の燃料ポンプに比べ規模が大きく構造が複雑になるため、質量および信頼性の要求を満足することが難しく、採用されるに至っていない。

このような状況のもと、実績のあるギヤポンプ方式で小型軽量化が可能であり吐出流量を2段階に変えることができる可変容量機構をもつ3連ギヤポンプシステムを開発した。

## 3. 低発熱燃料ギヤポンプシステムの特長

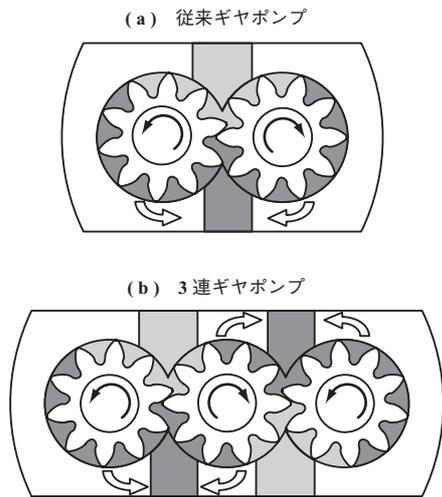
### 3.1 低発熱燃料ギヤポンプシステムの概要

今回開発した可変容量機構をもつ3連ギヤポンプでは、二つのギヤポンプを並列運転から直列運転と切り替えて吐出流量を半分にするすることで、内部循環流量を半減して燃料温度上昇を低減する。従来のギヤポンプと3連ギヤポンプの断面構造の比較を第2図に示す。

従来のギヤポンプは二つの歯車で構成(第2図-(a))されているのに対し、3連ギヤポンプは、三つの歯車により構成(第2図-(b))されている。従来のギヤポンプの二つの歯車が第2図-(a)に示される二つの矢印(⇒)それぞれに沿って吐出流量を吐き出すと同様に、第2図-(b)の四つの矢印(⇒)に沿って吐出流量を吐き出すため、同じ歯車を使用して回転数が同じ条件では、従来のギヤポンプの2倍の吐出流量を吐き出すことができる。

### 3.2 3連ギヤポンプの特長

3連ギヤポンプの特長は、吐出流量と吐出圧力が同じ従来のギヤポンプに比べ、ギヤポンプの耐久性の指標となるジャーナルベアリング(以下、ベアリングと呼ぶ)の負



(注) : 燃料低圧部      : 燃料高圧部  
 : 駆動軸回転方向      : 歯車ごとの燃料の流れ

第 2 図 3 連ギヤポンプの断面構造  
 Fig. 2 Structure of double gear pump

荷を小さくできる点にある。この特長により駆動回転数の高速化，ベアリングの小型化さらにポンプ自体の小型軽量化がポンプの耐久性に影響せず可能となる。

ベアリング負荷を示す PV 値を一定の条件として，回転数および歯数を変化させて通常のギヤポンプと 3 連ギヤポンプの質量比較を行った。PV 値は歯車に掛かる油圧力をベアリング面積で除した面圧 (P) と軸受の周速 (V) の積であり，ベアリングの耐久性の指標として使用した。また，重量の算出は，「ベアリング径と高さの比を一定」，「ベアリング径は歯車の歯数およびモジュールの線形の関数」といった仮定に基づきベアリング径と高さを算出し，その他の歯車，ハウジングなどの部品は軸受径と高さを元に定率で寸法を推定し質量を求めた。ギヤポンプ回転数と質量の関係を第 3 図に示す。

第 3 図に示すように，同じ PV 値のベアリングを使用して回転数と歯数が同じ場合，3 連ギヤポンプでは，従来のギヤポンプに比べ質量を 50% 近く減少させることが可能である。

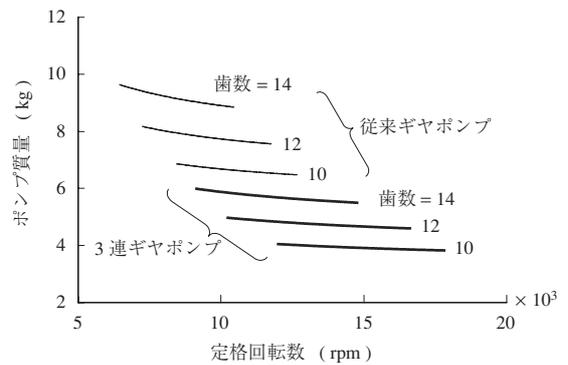
### 3.3 切替機構の構成

#### (1) 基本油圧回路

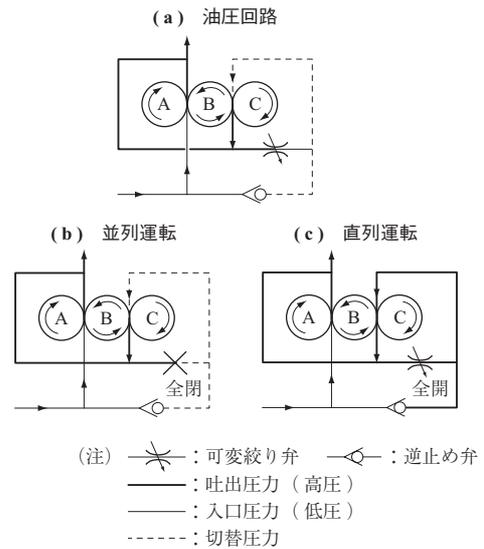
新規に開発した切替油圧回路とその運転切替を第 4 図 - (a) に示す。考案した油圧回路は，逆止め弁および可変絞り弁から構成された単純な構造であることを特長とする。

#### (2) 並列運転

第 4 図 - (b) に並列運転時の油圧回路を示す。



第 3 図 ギヤポンプ回転数と質量  
 Fig. 3 Pump weight vs. pump speed



第 4 図 3 連ギヤポンプ切替油圧回路  
 Fig. 4 Hydraulic circuit and operation modes

油圧回路の可変絞り弁は全閉に設定する。逆止め弁は順方向に燃料が流れる。この状態では，歯車 A-B 間のギヤポンプも歯車 B-C 間のギヤポンプも同じ流量を吐出する。3 連ポンプからは，従来ギヤポンプの 2 台分の燃料を吐出していることになる。

#### (3) 直列運転

第 4 図 - (c) に直列運転時の油圧回路を示す。可変絞り弁を全開に設定する。この状態では歯車 A-B 間のギヤポンプだけから燃料を吐出し吐出側が昇圧する。このため，逆止め弁からは燃料は流れなくなる。

歯車 B-C 間のギヤポンプから吐出された高压燃料は可変絞り弁を経て歯車 B-C 間のギヤポンプ入口に供給される。歯車 A-B 間のギヤポンプからは，可変絞り弁を経て，切替圧力が吐出圧

力と同じになるよう高圧燃料が供給される。その結果、歯車 B-C 間のギヤポンプでは昇圧が無く仕事をする事なく 3 連ギヤポンプ全体では流量を半減にすることができる。

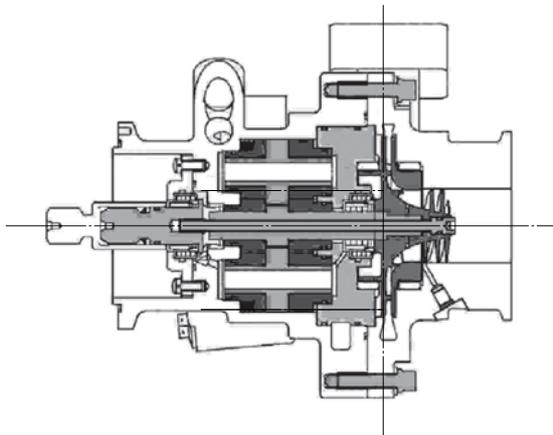
3 連ポンプの直列運転によって、ギヤポンプの容量は 1 台分と同じ状態を実現することが可能となり、燃料温度上昇の原因である内部循環を半分にすることができる。

#### 4. 試作および評価試験

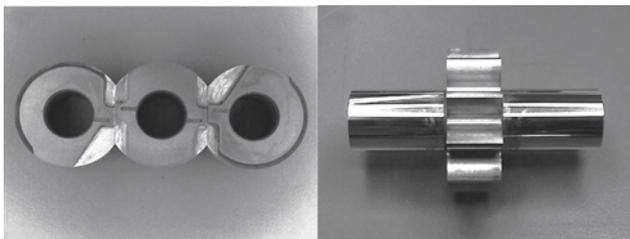
試作した供試体の断面および部品を第 5 図に、試作した供試体の諸元を次に示す。

定格回転数	15 000 rpm
理論吐出流量	
並列時	0.125 m <sup>3</sup> /min
直列時	0.063 m <sup>3</sup> /min

(a) 3 連ギヤポンプの断面



(b) ベアリングおよび歯車



(c) ハウジングおよび歯車



第 5 図 3 連ギヤポンプ供試体  
Fig. 5 Double gear pump for testing

歯数	10
歯幅	10.3 mm
圧力角	28°
モジュール	2.5 mm
ピッチ円直径	25 mm
ベアリング直径	13 mm
PV 値	37.27 MPa·m/s
設計質量	4.5 kg

#### 4.1 定常性能試験

試験セットアップを第 6 図に、取得したポンプ定常性能試験結果を第 7 図に示す。

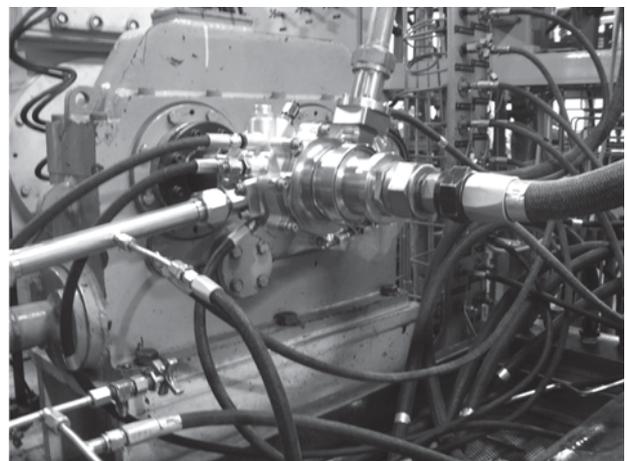
一般的に燃料ギヤポンプの容積効率率は 90 ~ 95% 程度といわれており、今回試作したギヤポンプの容積効率率が 89% 程度であることから、3 連ギヤポンプを従来型ポンプとほぼ同等の容積効率で試作することができた。

#### 4.2 過渡性能試験

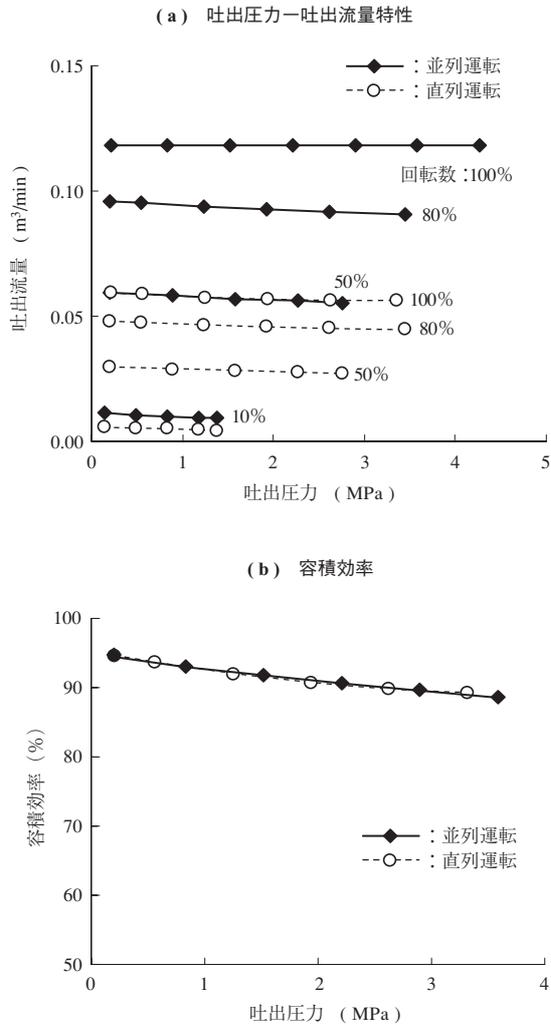
ジェットエンジン搭載時に内部循環を減らして燃料温度上昇を抑える必要があるのはエンジンの巡航時である。このため、巡航時を模擬したギヤポンプ運転状態で並列運転から直列運転に切替が可能であることを試験によって実証した。第 8 図に切替試験結果を示す。

切替は第 1 図のギヤポンプと燃料制御部を組み合わせた状態を模擬して、回転数一定の状態ですべて並列から直列、直列から並列と運転を切り替えた際にギヤポンプの吐出流量が変化したときもエンジンに供給される燃料流量（計量燃料流量）が一定に保つことができ、同じ巡航状態を保てるか評価した。

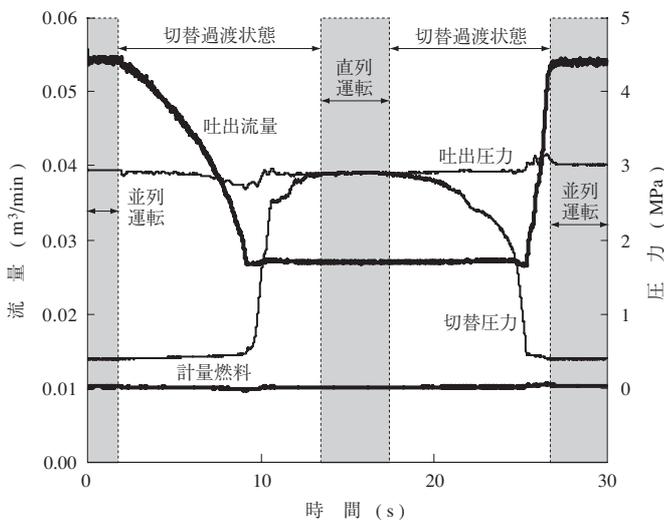
切り替えの過渡状態でも、計量燃料流量は一定に保たれており、3 連ギヤポンプおよび切替油圧回路によって、エ



第 6 図 試験セットアップ  
Fig. 6 Test set up



第7図 3連ギヤポンプ定常性能  
Fig. 7 Steady-state performance of the prototype pump



第8図 切替確認試験  
Fig. 8 Mode switching test results

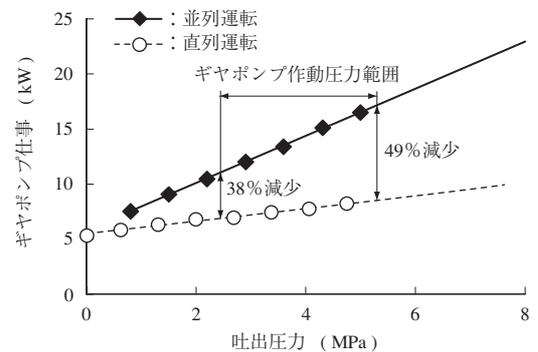
エンジンへ影響を与えることなく切替が可能であることを確認できた。

### 4.3 燃料温度低減の推定

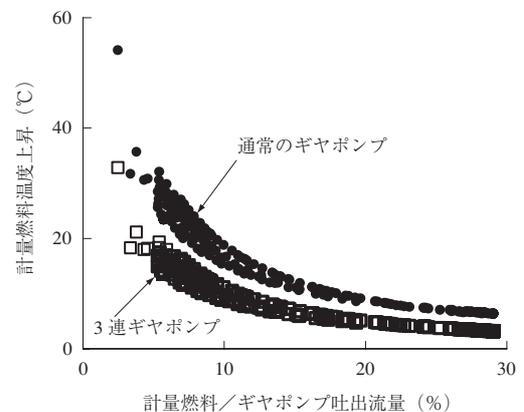
並列運転と直列運転の切替による内部循環の低減をギヤポンプの仕事により評価した結果を第9図に示す。試作した3連ポンプおよび切替機構で並列運転から直列運転に切り替えることで、仕事を約38～49%の範囲で減少させることができた。これは内部循環による燃料温度上昇を38～49%減少できたのと等しい。

さらに、通常使用し得るすべての飛行条件で、燃料ポンプの定常性能とジェットエンジンの定常性能を基に燃料温度上昇を推定した結果を第10図に示す。ギヤポンプ吐出流量に対する計量燃料（燃料制御部からエンジンに供給され、オイル冷却に使用される燃料）の割合が最も小さい条件で、温度上昇が約60度から約30度に減少していることが分かる。

燃料温度の低減によって燃料冷却オイルクーラの冷却性能が大幅に向上するため、空冷オイルクーラで使用するファン抽気空気量の減少による推力の向上や燃費の向上、もしくは空冷オイルクーラの軽量化といったジェットエンジ



第9図 切替によるギヤポンプ仕事の減少  
Fig. 9 Pump work reduction by switching operation



第10図 切替による計量燃料温度低減  
Fig. 10 Temperature rise reduction by double gear pump

ン全体性能の改善に寄与することが期待できる。

## 5. 結 言

最新鋭の高推力かつ低燃費のジェットエンジンで生じる燃料システムと潤滑システムの熱収支の問題を改善する、吐出流量を2段階に切り替える可変容量機構をもつ3連ギヤポンプシステムを開発した。その結果、以下の知見が得られた。

- (1) 3連ギヤポンプシステムを並列運転から直列運転と切り替えることによって、ジェットエンジンの燃料システムで発生する内部循環を半減して、燃料温度上昇を半減することが可能である。
- (2) 3連ギヤポンプシステムの切替機構は、離陸時での大流量供給とエンジン巡航時での燃料温度低減を想定したギヤポンプ運転中の切り替えが可能である。
- (3) 3連ギヤポンプシステムを燃料システムに適用することにより、従来ギヤポンプに比べ大幅に小型軽量化することが可能である。
- (4) 試作品によって従来ギヤポンプと同等の容積効率が達成できることを実証した。

現在ジェットエンジンで広く使用されている燃料システムのギヤポンプに極めて近い構造の小型軽量かつ内部循環による発熱を低減することができる3連ギヤポンプシステムを開発した。

ほかで報告されている電動モータ駆動式や可変容量式の低発熱ポンプを新規に導入するのに比べ、現状の燃料システムの構成と信頼性を維持しながら新しい小型軽量化と低発熱化が実現できる見通しが得られた。

今後、耐久性および信頼性の実証を行い、ほかの低発熱ポ

ンプに先駆けて実用化できるようさらに開発を進めていく。

## — 謝 辞 —

本研究は、日本航空宇宙工業会（SJAC）の委託研究「超低発熱革新燃料供給システムの研究」として実施されたものである。本研究の遂行に当たって、評価委員の皆様から貴重なコメントをいただきました。ここに記し、深く感謝の意を表します。

## 参 考 文 献

- (1) L. D. Hansen, G. D. Kucera, J. S. Clemons and J. Lee : Aircraft Gas Turbine Engine Fuel Pumping Systems in the 21st Century ASME paper ASME 96-GT-148 (1998)
- (2) T. J. Gaudet : Hydromechanical Control for a Variable Delivery, Positive Displacement Fuel Pump ASME paper ASME 99-GT-63 (1999)
- (3) W. D. Jones and A. R. Fletctcher Jr : Electric Drives on the LV100 Gas Turbine Engine ASME paper ASME 93-GT-7 (1993)
- (4) M. S. Jarvis, W. J. Ostergren and B. Smith : The Applicability of Electrically Driven Accessories for Turboshift Engines ASME paper ASME 93-GT-313 (1993)
- (5) 黒崎正大ほか：先進制御・計測技術の研究 日本ガスタービン学会誌 Vol.30 No.3 2002年5月 pp.192 - 200
- (6) 市川常雄：歯車ポンプ 日刊工業新聞社 1962年8月 pp.158