

博士課程学位論文

トルクコンバータのシステムモデルと  
動特性に関する研究

山口 健

2013年9月

# 目次

目次.....	2
使用記号.....	5
第 1 章 序論.....	6
1.1 自動変速機の現状と研究の歴史.....	6
1.2 トルクコンバータに関する研究.....	15
1.2.1 初期の研究動向.....	15
1.2.2 近年の研究動向.....	15
1.3 トルクコンバータの理論解析.....	19
1.4 一次元理論解析の問題点.....	20
1.5 本研究の目的について.....	24
第 2 章 数値解析手法.....	25
2.1 企業における汎用コードとその役割.....	25
2.2 本研究に使用した流体解析コード.....	25
2.3 理論.....	26
2.3.1 支配方程式.....	26
2.3.2 乱流モデル.....	26
2.3.2.1 SST モデルについて.....	27
2.3.2.2 LES モデルについて.....	30
2.3.2.3 SAS モデルについて.....	32
2.3.3 有限体積法.....	33
第 3 章 トルクコンバータ解析手法.....	34
3.1 歴史的背景.....	34
3.2 定常計算.....	35
3.2.1 One-Pitch 解析モデル.....	35
3.2.2 Full 解析モデル.....	35
3.3 数値解析手法.....	36
3.4 計算結果及び考察.....	37
3.4.1 速度比 0.0 における比較.....	37

3.4.2	速度比 0.8 における比較.....	41
3.5	実験値との比較.....	41
3.6	可視化実験との比較.....	45
3.6.1	可視化実験装置概略.....	45
3.6.2	可視化実験と CFD の比較.....	47
3.7	まとめ.....	50
第 4 章 一次元定常トルクコンバータモデルの改良.....		51
4.1	モデル改良手法について.....	51
4.1.1	石原理論との比較.....	51
4.1.2	各要素のドメインを利用した流量、出入角の算出.....	55
4.1.3	各要素の翼端を利用した流量、出入角の算出.....	60
4.1.4	自由流路の扱いについて.....	62
4.2	自由流路を考慮した損失項の追加.....	67
4.3	まとめ.....	68
第 5 章 動特性を考慮したトルクコンバータ三次元流れ解析.....		69
5.1	はじめに.....	69
5.2	解析対象および解析条件.....	70
5.3	剛体運動の運動方程式について.....	71
5.4	計算結果.....	71
5.4.1	静的な条件下における実験値と計算値との比較.....	71
5.4.2	イナーシャの違いによる計算結果.....	72
5.4.3	連成計算の検証.....	73
5.4.4	実験データとの比較.....	74
5.4.5	流量の比較.....	75
5.4.6	トルク・圧力の比較.....	76
5.5	まとめ.....	78
第 6 章 ロックアップクラッチへの拡張.....		79
6.1	はじめに.....	79
6.2	解析方法および解析条件.....	79
6.3	解析結果.....	82

6.3.1	モデルの評価	82
6.3.2	速度比の影響	83
6.3.3	ポンプ回転数の影響	87
6.4	実験との比較	88
6.5	定常計算との比較	89
6.5.1	圧力の比較	89
6.5.2	速度ベクトルの比較	89
6.6	まとめ	91
第7章 設計システムへの組込み		92
7.1	一次元解析汎用ソフトについて	92
7.2	ボンドグラフ法	92
7.2.1	ボンドグラフ法概要	92
7.2.2	ボンドグラフ法の構成要素	94
7.2.3	AMESimについて	95
7.3	トルクコンバータのボンドグラフ表現について	95
7.4	ロックアップクラッチ部を含めたボンドグラフ表現について	96
7.5	まとめ	97
第8章 結論		98
8.1	トルクコンバータ解析手法について	98
8.2	一次元定常トルクコンバータ予測式の改良について	98
8.3	一次元非定常トルクコンバータ予測式の構築	99
8.4	ロックアップクラッチへの拡張	99
8.5	設計システムへの組み込み	100
参考文献		101
謝辞		106

## 使用記号

$A_{ijk}$	: 任意断面の流路断面積 [ $\text{m}^2$ ]
$c_{ijk}$	: 絶対流速の子午面成分 [ $\text{m/s}$ ] ( $= Q_{ijk} / A_{ijk}$ )
$d$	: ステータにおける要素間とステータ翼弦の全長 [ $\text{m}$ ]
$e$	: 速度比 (=タービン回転数/ポンプ回転数) [-]
$I_i$	: 慣性モーメント [ $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ ]
$C_i$	: トルク容量係数 [ $\text{Nm/rpm}^2$ ]
$n_i$	: 回転数 [ $\text{rpm}$ ]
$t$	: トルク比 (=タービントルク/ポンプトルク) [-]
$Q_{ijk}$	: 循環流量 [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$r_{ijk}$	: 要素入口半径 [ $\text{m}^2/\text{s}^2$ ]
$w_{ijk}$	: 平均相対流速 [ $\text{m/s}$ ]
$v_{ijk}$	: 平均絶対流速 [ $\text{m/s}$ ]
$S_i$	: 羽根形状によって定まる定数 [ $\text{m}^2$ ]
$T_{ik}$	: トルク [ $\text{Nm}$ ]
$\alpha_{ij}$	: 羽根設計角度 [degree]
$\beta_{ijk}$	: 流れ角 [degree] ( $= c_{ijk} / w_{ijk}$ )
$\gamma_{ijk}$	: 自由流路内の流れ角 [degree] ( $= c_{ij} / v_{ijk}$ )
$\omega_i$	: 角速度 [ $\text{rad/s}$ ]

添字  $i$

- 1 : ポンプ
- 2 : タービン
- 3 : ステータ

添字  $j$

- 1 : 要素入口
- 2 : 要素出口

添字  $k$

- c : 三層構造コア部付近
- m : 三層構造中央部
- s : 三層構造シェル部付近

# 第1章 序論

## 1.1 自動変速機の現状と研究の歴史

本章では、アイシン・エイ・ダブリュ株式会社の創立40周年史<sup>(1)</sup>を基に、自動車用自動変速機の変遷について振り返る。

1939年にGMが「ハイドラマチック」を発表して以来、米国ではAutomatic Transmission（以下AT）が急速に普及した。1969年には90%以上の車両に装着され、すでに米国メーカーはATに関する巨大な特許網を全世界に張り巡らせていた。欧州では、小型大衆車に適したセミATが盛んに開発され、発売されたが、1970年代末までにはほとんど姿を消してしまう。

他方、日本では1949年、いすゞが東京大学生産技術研究所の石原智男先生と共にトルクコンバータの開発を始め、次いで1951年、東京大学生産技術研究所とトヨタ、日産、いすゞの4社で初めて本格的な乗用車用ATの開発が始められた。これを契機に、国内各社のAT開発が急ピッチで進められたが、結局米国の巨大な特許網の中で一層のAT開発を進めるためには、米国メーカーとの合弁会社の設立が必要であった。1970年代は二度にわたる石油危機により、自動車の小型化、低燃費に対する社会の気運が高まる。米国ではクライスラーを筆頭に、GM、フォードが相次いでFront Engine Front Drive（以下FF）化を実現した。日本でも米国の先端技術を取り入れながら、低燃費技術の先端をいくオーバードライブ（以下OD）機構付4速ATが開発されるなど、本格的なAT時代へ突入した。1980年代になると、世界でATの4速化が急速に進展する。また、電子制御技術の発展の時代を迎え、高度経済成長期の日本において本格的な電子制御式ATが数多く開発された。中でも、電子制御式FF用4速ATの開発は日本が先行し、欧州がそれに続く形となった。米国ではさらに小型化、FF化が進むと、1990年代、全モデルに電子制御を取り入れ、高品質、高機能な日欧製品に対抗し、1990年代後半には5速ATを製品化した。これに対し日欧では、1989年にFront Engine Rear Drive（以下FR）用5速ATが出現すると、FF用ATの5速化も進められ、さまざまなギヤトレインのATが開発された。また、車両の販売が停滞する中、さらに魅力ある製品をめざし、AT・エンジン一体制御やクラッチ圧直接制御、ロックアップ（以下L-up）スリップ制御、ニュートラル制御など、さまざまな制御技術を確立し、ATにおけるシフトフィールの向上、燃費改善、動力性能の向上が図られた。

次に、各社のAT開発状況について説明する。

## 米国

### ・ GM

AT開発の主導的な役割を果たしてきたGMのAT開発の方向性として、技術的には主に以下の3つのシリーズに分類することができる。

- ① ハイドラマチックシリーズ  
(フルードカップリング+4速変速装置)
- ② ダイナフロー、パワーグライドシリーズ  
(多要素多相トルクコンバータ+2速変速装置)
- ③ ターボハイドラマチックシリーズ  
(3要素2相トルクコンバータ+3速変速装置)

この中でもターボハイドラマチックシリーズの出現で今日のAT技術の原型がほぼ完成したと言える。OD化の手法としてFR用では、従来からのシンプソン型3速ギヤトレインに前置式ODを追加したタイプ「THM200-R4」(1980年)と、CR-CR型2プラネタリ4速ギヤトレインのタイプ「THM700-R4」(1981年)があり、それぞれその電子制御タイプATは1990年に「4L80E」、1992年に「4L60E」として開発された。

一方、FF用の特徴としては、横置きエンジンの横にトルクコンバータを、またエンジン後方にギヤトレインを配置し、エンジン出力はトルクコンバータを通過後、チェーンを介して後方に伝達する方式を採用しており、代表作として1979年の「THM125」や1983年の「THM440-T4」などがあげられる。電子制御ATはCR-CR型で1990年に「4T80E」、1991年に「4T60E」、1995年に「4T40E」が開発された。そのほか、Saturn用に2軸常時噛合い式4速AT(1990年)もある。GMはAT開発当初から、各変速用にワンウェイクラッチ(以下OWC)を用い、複雑な電子制御に頼ることなく良好なシフトフィールを得ている。

### ・ フォード

フォードは、ボグ・ワーナーと共同でATの開発に着手し、FR用として1950年に「フォードマチック(Ford-O-Matic)」を製品化して以来、ラビニヨ型の「Fo-Mo-Co」シリーズ(のちに世界的ヒット製品となったボグ・ワーナーの「M35」はこのATをベースに設計されたもの)とシンプソン型の「Cruise-O-Matic」シリーズ(1964年、フォードが独自で開発したもの)の3速ATを発表している。いずれも設計思想は、トルクコンバータの性能向上よりも構造の簡素化に努力が払われ、変速機部分の性能向上に重点が置かれている。

1979年にリンカーンに搭載され、米国初のOD付FR用4速ATとなった「AOD」は、Fo-Mo-Coシリーズのラビニヨ型3速にスプリットドライブを採用することで、4速化に

成功し、1985年には、FR用4速AT「A4LD」を開発した。その後、1997年に登場した「5R55E」は「A4LD」と同じギヤトレインを有し、制御による1速追加を可能にしたFR用5速ATである。

FF用としては、1980年ラビニヨ型3速AT「ATX」をEscortに搭載、その後1985年のOD付4速AT「AXOD」からは、CR-CR型4速ギヤトレインを採用し、1991年に「AXOD-E（AX4S）」、1993年「CD4E」、1994年「AX4N」とATの電子制御化がされた。

#### ・ クライスラー

クライスラーのトルクコンバータ（以下TC）式ATの開発はやや遅れ、1953年の「パワーフライト（Powerflite）」となるが、1956年には、TCとシンプソン型ギヤトレインを初めて組み合わせた「トルクフライト（Torqueflite）」を開発する。石油危機の後、自動車の低燃費化への社会的要請にいち早く対応したのがクライスラーである。1977年、L-upクラッチにフローティングタイプの摩擦材を採用し、高速走行時のTCのスリップロスをなくすことで燃費改善を図るL-up付FR用3速AT「A904LA」を世界で初めて開発、製品化した。さらに1988年には電子制御4速AT「A500」を開発、1998年には5速可能なAT「45RFE」を開発した。

一方、FF用としては1977年、米国で初めて3速AT「A404」を開発、エンジン横置き Omniなどに搭載し、乗用車の小型化へのニーズに応えた。また1988年に発表したFF用4速AT「A604」は、適応制御、エンジン一体制御を採用し、変速時にOWCを使用せず、高度な電子制御によりシフトフィールを確保する仕組みが特徴である。当時としては挑戦的とも言える構造で、極めてコンパクトなATである。1992年にはその縦置FF用AT「42LE」も製品化している。

#### ・ ボーグ・ワーナー

ボーグ・ワーナーは、変速機専門メーカーとしてフォードやステュードベーカーにATを供給し、両社のAT開発、製品化を成功させた。クライスラーも同様の関係にあったが、米国のAT普及率の急激な進展により、各自動車メーカーが内製化に転じ、これを機にボーグ・ワーナーの受注事情は一変した。その後、AT内製化が進んでいない欧州、豪州、そして日本への進出を図り、AT専門メーカーとして各国の自動車メーカーへ供給することになる。その数は最高23社に及び、1961年に開発された「M35」は、AT技術史の中で最も広く普及したATである。

## 欧州

### ・ **ダイムラーベンツ（現ダイムラーAG）**

ダイムラーベンツ（当時）は、戦後しばらくはAT生産を行っていなかったが、欧州、米国市場で勝ち抜くために優れたATが必要であった。しかし、内製化の壁となったのは、もともと欧州ではATのニーズが少ないこと、加えて米国各社が張り巡らせた特許網であった。そのため、ボグ・ワーナーのATを装着し販売していたが、評判は芳しくなかった。これは、米国と欧州のドライバー気質の相違が要因と考えられ、イーゼードライブ志向の前者に対し、後者は自ら変速段を設定、保持したい要求が強い。このため、ダイムラーベンツはマニュアルトランスミッション（以下MT）に近いギヤ比を設定するなど、独自の特徴を持つATの開発に着手する。

6年の開発期間を経た1961年、2個のシンプルプラネタリギヤセットによる4速ギヤトレインを有した、ダイムラーベンツ最初のAT、FR用4速「K4C025」が誕生した。1970年には発進装置をフルードカップリングからトルクコンバータに変更したことで発進性能を一段と向上させた「W3B050」を開発し、ダイムラーベンツのATの原形が完成した。1989年には欧州で初めてFR用5速AT「W5A030」を開発した。その後も1995年に開発したFR用5速AT「W5A580」は、最新制御系を導入すると同時に、質量あたりのトルク容量において他を凌駕するATとなっている。

1998年のECU内蔵の横置きFF用5速AT「W5A180」は、さまざまな電子制御を盛り込んだ常時噛み合い平行歯車式のATで、車両内配線と衝突安全性を考慮した特異な外観と形状となっている。

### ・ **ZF**

ZFは、1961年にBMWとプジョーと共同で、ラビニヨ型3速ギヤトレインFR用AT「3HP12」を初めて開発した。当時は小排気量車が主体であったため、「3HP12」のトルク容量は180Nmとかなり小さいものだった。その後、1965年に米国市場を狙いエンジンがパワーアップされるのに対し、トルク容量を上げた「3HP20」を開発した。この2機種において特筆すべきことは、すべての変速に2つのOWCを使い、シフトクオリティの向上を図ったことである。この設計思想は、当時としては世界水準を抜く画期的な技術であった。一方、この時点での制御機構は、米国製ATにはまだまだ及ばない単純なものだったが、1975年にはギヤトレインを3速シンプソン型に改め、さらにボグ・ワーナー式アキュムレータを採用するなど、次第に信頼性を高めた「3HP22」を開発した。その後、1981年に4速AT「4HP22」、1990年に5速AT「5HP18」と1996年までにFR用ATのラインナップを完成させている。また、シフトフィールの向上とギヤトレインの簡素化を目的とした油圧の直接制御化やアダプティブシフトなどの先進制御の開発を中心に進められ、1996年に開発したFF用4速AT「4HP20」は、OWCを一切使用せず、変速はすべて直接圧

制御によるATであった。また、180Nmからスタートしたトルク容量も、1996年までには560Nmをカバーするまでに至った。

#### ・ フォルクスワーゲン

フォルクスワーゲンが最初に開発したAT「VW-Automatik」は1967年のRR車専用であった。このATの特徴としては、トルクコンバータのストールトルク比が2.5と高設定で、発進性能の向上が図られていること、そしてトルクコンバータ外周部に空冷用フィンが多く溶接されていることが挙げられる。しかし、トルク容量は120Nm程度とかなり小さかったため、1974年に開発された「VW010」に替わった。このATは、トルク容量200Nmのシンプソン型3速ATで、エンジン横置きと縦置きの2機種があった。1989年になると、ルノーと共同開発のデューティソレノイドによる係合圧制御を採用したOD付4速AT「AG4」を導入した。これも横置きと縦置きの2タイプがあり、1997年にアウディA3に搭載された横置きAT「AG4」は改良され、ニュートラル制御が採用された。

#### ・ ルノー

小型FF車を主体とした欧州メーカーのAT開発における特徴は、すべて他の車両メーカーとの共同開発という点にある。ルノーが最初に取り組んだのは、プジョーと共同でエンジン縦置きFF用3速AT「ルノーEAT」の開発であった。これは、世界で初めての電子制御式ATで、独特なセンサーの働きやスプールバルブの使い方など数多くの特徴を持っている。1988年にはフォルクスワーゲンと「AR4」（エンジン縦置き）、「AD4」（同横置き）を開発、そして1997年に再びプジョーとFF用4速AT「DP0（プジョー:「AL4）」を開発している。これは、10種類にのぼる変速マップを運転や道路状況によって自動的に切り替え、また運転操作によって最適な変速段を選択するアダプティブシフト制御を特徴とするATである。

#### ・ GM（欧州ストラスブルグ）

GMは、欧州向けの中容量FR用ATの開発、生産の拠点であるフランス・ストラスブルグに変速機事業部を持っている。1971年にFR用3速AT「THM180」を開発し、グループ会社のオペルに供給を開始した。このATには、1981年にL-up機構が追加され「THM180C」として発表されている。1998年のFR用5速AT「5L40E」は、アダプティブシフト制御をはじめ、手動ギヤチェンジ機能のティプトロ制御も備えている。ストラスブルグでつくられるATは系列外のBMWにも納入されている。

日本

#### ・ トヨタ

トヨタは、1954年、他メーカーに先駆け小型トルクコンバータ「T10型」の試作に成功すると、1959年に全自動トランスミッションの前身となる遊星ギヤとトルクコンバータを組み合わせた日本初の2速セミAT「トヨグライド」をマスターラインに装着した。4年後にはこれを自動化した日本初の2速AT「トヨグライド（アイシン精機製）」をクラウンに装着する。1967年には日本初の独自ギヤセットの3速AT「トヨグライドA30」を開発した。1972年の「A40」以降、トヨタFR用ATはすべてAWが生産している。

また、FF用4速ATの開発も国内メーカーの中でいち早く着手し、OD付4速、L-up、電子制御のすべてを盛り込んだ「A140E」を1982年にカムリ、ビスタ用に開発し、1988年には容量アップ版「A540E」が登場した。また、1983年の1600cc以下の小型大衆車用AT「A541E」はAWと共に開発された。このATは、1993年からはトヨタ北海道にて生産を開始し、リニアソレノイドを使ったL-up油圧制御に、応答性を犠牲にすることのない最先端の現代制御理論「H $\infty$ （インフィニティ）」を導入したL-upスリップ制御付ATで、燃費改善に大きな効果をもたらした。1997年以降展開しているFF用ATでハリアーに搭載の「U140E」、ビスタに搭載の「U240E」は、「A140E」のシンプソン3速+ODのギヤトレインからCR-CR型ギヤトレイン+UDのギヤトレインに変更したことで、従来よりも全長が39mmも短くなり、軽量化にも成功した。1999年にはAWと共に世界戦略車ヤリス（日本名ヴィッツ）用として、4速AT「U440E」を開発。軽量、コンパクト化はもちろん、低コスト化、シフトフィール向上、高効率化と静粛性、すべてに優れた新技術が盛り込まれた。

#### ・ 日産/ジャトコ

日産は、1959年東京モーターショーで2速AT「フリードライブ」を発表したが、生産には至らず、1964年にプリンス自動車（1966年日産により吸収合併）から2速セミAT「スペースフロー」が発表され、グロリアとスカイラインに装着された。日産は当初、ボーグ・ワーナーの「M35」を輸入していたが、1967年にはシンプソン型ギヤセットを用いた3速ATニッサンフルオートマチック「3N71」を独自開発した。

1970年に日本自動変速機（ジャトコ）が設立されると、生産機種が検討され、日産の「3N71A」とフォードの「C4」が候補となったが、最終的に「3N71A」をベースとした3速AT「3N71B」が生産されることになった。1980年にはL-upを追加した「L3N71B」、1982年にはプラネタリを追加し4速ATにした「4N71B」を開発した。1986年に新たにフル電子制御4速AT「RE4R01A（JR402E）」を開発後、1989年には、乗用車用ATとしては世界初となるFR用5速AT「RE5R01A」を開発し、セドリックに搭載した。これは、4速AT「RE4R01A」の後端部にUDを追加し5速化したものであった。このATは「JR502E」

として1991年、BMWにも搭載された。一方、FF用ATとしては1981年に3速AT「RN3F01A」、1983年にバルブボデーを上方に配置した4速AT「RN4F02A」を開発した。その後、この2つのATに替わる1ℓ車から3ℓ車までカバーする新FF用ATが開発され、1989年「RE4F03A」、1991年「RE4F04A」として市場へ送り出された。この間ジャトコではFF用ATの独自開発がはじまり、いすゞ向けに1989年FF用4速AT「JF403E」、スズキ向けに1988年3速AT「JF302E」、1998年4速AT「JF405E」が開発された。「JF405E」は軽自動車用ATながら、ニュートラル制御、L-upスリップ制御も可能であった。海外向けとしては1995年にフォルクスワーゲン用に4速AT「JF404E」が開発され、1999年にはジャトコ初のFF用5速AT「JF506E」がRover 75に搭載された。なお、日産は1992年の「RE0F05A (N・CVT)」の発表後は、ATよりもCVTに重点を移している。また、日産のAT設計部門は1999年分社化後、すぐにJTT（現ジャトコ）と合併した。

### ・ 三菱

三菱がFR用に開発した初のATは、1975年の3速AT「KM150」で、ランサーセレステに搭載された。5速ATとしては1997年「V5A51」が開発され、パジェロに搭載された。そしてこの間、同時に他社製のATも採用されている。これに対しFF車は、エンジン配置が他社と異なり左側のため、独自設計となり、三菱のFF用ATの開発は自社で行ってきた。その中で特に注目したいのは、1982年ミラージュに搭載されたFF用3速AT「KM171」で、世界で初めてL-upスリップ制御が施された電子制御式ATであった。三菱製ATは制御に特色があり、「ファジー制御」、「ニューラル ネットワーク」、「学習機能」などを採用し、きめの細かい変速制御を実現している。また、INVECS-IIでは全段OWCを廃止し、演算速度の速いコンピュータを使い、変速時には2つのクラッチ圧をデュレティソレノイドで直接制御しているのも特徴的である。OWCレスATは1994年に「F4A42」で実現し、それをベースとして1995年には、FF乗用車用では世界初となる5速AT「F5A51」を発表した。これは、CR-CR型4速ギヤトレインにUDを追加して5速化したものである。

### ・ マツダ

マツダは、1960年に2速セミATトルクドライブ「KRBC」を開発したが、広く普及するには至らず、ラビニヨ型ギヤトレインを用いた「スーパードライブ」へと移行していった。AT開発については早い時期から進めていたが、他の国内メーカーと同様に米国のAT特許網を避けながら、本格的なAT需要に応えなければならなかった。1966年のルーチェ用にボグ・ワーナーの「M35」を輸入し、1971年はジャトコから「JR300H」を、1984年からはAWの「03-55」を主要車両に搭載するなど、以降FR用ATはすべて外部から購入している。FF用ATにおいても、1980年よりジャトコ製3速AT「F3A（ジャトコ：

JF301H)」、1993年に4速AT「LA4 (ジャトコ: JF403E)」を採用しているが、1985年からは4速AT「G4A-EL」を自社開発し、以後ATの開発、生産の内製化も始めた。1998年にファミリアに搭載されたFF用4速AT「FN4A-EL」は、従来のラビニヨ型4速からCR-CR型4速ギヤトレインに変更し、1-2変速のみOWCを残し、他は高度な電子制御を採用している。また、2部品を一体化したクラッチハブを採用するなど、部品点数を従来型より約30%削減したATでもある。

#### ・ ホンダ

ホンダは、1968年に日本初のエンジン横置きFF用3速AT「ホンダオートマチック」を開発した。これはトルクコンバータと常時噛合式変速機とを組み合わせしており、TCとプラネタリギヤを組み合わせる他社のATとは一線を画している。このやり方は1973年の「ホンダマチック」から現在まで受け継がれている方式で、国内他社メーカーが米国メーカーとの合弁によりプラネタリギヤ式ATを進化させていったのに対し、設計思想として独自の流れをつくったと言える。

1990年代後半から始まるこの10年は各社が「21世紀のクルマ」を追求し、「ユーザーにとって真に魅力あるクルマとは」の複数解を提示した10年であると言えよう。ハイブリッド車の投入、CVTの小型車への展開、MTをも凌ぐDCTの実用化など製品群は多岐にわたってきた。車は単に高性能、低燃費を達成するだけでなく、高級車で言えば究極の性能、究極のフィーリングおよび究極の燃費というプレミアムを追求し、軽自動車、小型車と言えどもさらに上をいく燃費、高品質な乗り心地のモデルを世に送り出した。そのためトルクコンバータを使った有段ATの分野でも6速、7速、8速化と一層多段化が加速し、それを支える電子制御ではエンジン協調制御、L-upスリップ制御は当たり前となり、さらに高精度できめ細かな変速制御技術が進展した。また、ミニマム投資で多様な製品のラインアップに対する低コスト化を図るため、ATのシリーズ化や共同開発が進んだのもこの時代である。これは強まる燃費・環境規制への一つの回答でもあり同時に、21世紀に生き残るATを追求した結果でもある。世界の動向を見ると、1997年京都議定書の採択に端を発して地球温暖化問題に積極的に取り組んだ欧州や日本と、2001年に途中撤退をすることになった米国との間には新ATの開発と投入の時期に大きな差が生じた。欧州ではZFがFR用AT多段化の開発を優先して6速化を先行すると、続いてベンツが7速ATを送り出した。同時に日本ではAWがFF、FR用ATの6速化を進め、ジャトコはまず次世代CVTのシリーズ化に力を入れ、その後6速化を進めた。それに対し米国では6速の自社開発は遅れ、GMとフォードは共同開発により2006年になってATの6速化を達成した。また、アジアでは韓国の現代自が中国市場の拡大と共にATの内製化、6速化を始めた。このように21世紀のATの進化はHEV、DCTの出現と共に新たな局面を

迎えた。1990年代後半、欧州で提示された3.0ℓ車（3ℓ/100kmのガソリン消費）構想もハイブリッド車の出現で現実のものとなりつつある今、さらに高い目標のリッターカー（1ℓ/100km）をめざした次世代車に貢献できるよう、新たなAT技術への挑戦は既に始まっている。

## 1.2 トルクコンバータに関する研究

### 1.2.1 初期の研究動向

ポンプ、タービン、ステータを組み合わせ、内部を循環する油の運動量の授受によって動力を伝達するトルクコンバータは、Foettinger によって発明され、最初は船用蒸気タービンの減速装置として用いられた。その後自動車の進歩につれて自動車用変速機の搭載が期待され、Spannhake(アメリカ)<sup>(2)</sup>、Voith(ドイツ)、Sinclair(イギリス)、Lysholm(スウェーデン)等の努力によってトルクコンバータの性能も改善され、実用化されるようになった<sup>(3)</sup>。

トルクコンバータの特性を理論的に解析し、それを基にして設計を行うことは、当時としては非常に困難なことであった。そのためアメリカではもっぱら試作を繰り返すことによって実験データを集め、それを基礎として性能改善を重ねた。その原因はターボ機械であるトルクコンバータの複雑さにある。ポンプ、タービン、ステータの組み合わせや、それらの羽根の角度の取り方、羽根の枚数の違いによって各種各様の特性を持ったものが得られ、それらの性能を系統的に整理することがきわめて困難であると考えられたからである<sup>(4)</sup>。

石原<sup>(4)</sup>は、トルクコンバータの必要性がわが国でも増してくると考え、できうれば試作を繰り返すという無駄を省く意味からその特性を理論解析によって求め、有効な設計指針を作ることが望ましいとの考え方から研究を開始した。そしてトルクコンバータ特性を系統的にまとめ、その結果を利用して自動車用のトルクコンバータを試作実験し、良好な結果を得ることが出来た。これらの研究結果は「流体変速機の研究」<sup>(5)-(7)</sup>の中で報告され、また動的性能については非定常特性の研究<sup>(8),(9)</sup>として報告された。これらの研究成果によりトルクコンバータの理論的な体系がある程度確立されたと言ってよい。また、これらの研究結果は今日においても設計における性能計算の基準として用いられ、その後ドイツにおいて E.Martyer<sup>(10)</sup>、W.Henning<sup>(11)</sup>、E.Ziebart<sup>(12)</sup>等による更なる理論的な研究が行われた。

### 1.2.2 近年の研究動向

1973 年の石油危機以来、省資源・省エネルギーの社会的要請とユーザー側の要求の多様化・高度化に対応していくことが自動車技術の大きな課題であったが、特に省燃費化は現在においても大きな課題となっている。トルクコンバータの燃費改善<sup>(13)</sup>への対応として、ロックアップクラッチの採用や横置きエンジン FF 車の採用が検討された。その結果、変速機の軸方向寸法を更に短縮する必要から、トルクコンバータのトーラス形状は従来の円形断面から、より扁平にすることや伝達効率の向上、特性の改良が図られた。この時代から内部流れの状態を可視化する実験的手法やシミュレーションの研究が行われ始めた。これらの研究を一次元的な内部流れ研究、単要素の性能向上を目的とし

た研究、三次元的な内部流れの研究、発進性能に関わる研究に分けて概観すると以下のようになる。

#### 1) 一次元的な内部流れ研究

トーラス内における流れは、流れの法線方向に対して偏りがあると考えられ、この偏りを考慮した研究が行われた。星野ら<sup>(14)</sup>は、流れの状態を代表する特性として内部圧力分布に着目し、オイラー式から得られる流れの法線方向の圧力と、従来法(エネルギー法)から得られる圧力を一致させ、圧力均衡を図ると共に、それによって定められる羽根形状を導出した。その結果羽根角度分布などのトルクコンバータ諸元と、内部流れの関係を明らかにし、また圧力均衡を図ることで性能向上が実現できることを実験的に検証した。この圧力均衡法は坂本ら<sup>(15)</sup>によっても行われた。

#### 2) 単要素の性能向上を目的とした研究

トルクコンバータは、ポンプ、タービン、ステータの三要素で構成されているが、ポンプ、タービンが常時回転しているのに対し、ステータは、低速度比領域では静止しているため、実験的にも、数値計算的にも研究対象としては、初期の段階から研究が進んでいた。阿部ら<sup>(16)</sup>は、定常状態における一次元角運動量理論によって求められる予測性能のうち、容量係数の計算値と実験値との差が非常に大きいことに着目し、簡便な手法として流路内損失やステータ損失を考慮した実用的な計算手法を開発した。久保ら<sup>(17)</sup>は、ステータを翼列とし、有限体積法を用いてステータ回りの流れを二次元で解析し、ステータの流出角のみならず、容量特性に最も影響すると考えられるステータ損失を、1次元角運動量理論に組み込み性能予測精度を向上させた。湊ら<sup>(18)</sup>は、同じくステータを翼列とし、ステータ周りの二次元流れを差分法を用いて解析し、得られた結果のうち流出角を一次元角運動量理論に組み込み、性能予測を行っている。

江尻<sup>(19)</sup>は、ステータ翼負荷の大きい高トルク比型のトルクコンバータを例にとり、翼面に望ましい流速分布を与え、それを実現する翼形状を解として求める、いわゆる逆問題解法を提案した。この設計法を用いるとストール点性能を劣化させることなく高速度比域での効率、性能向上に効果的であるとしている。森口ら<sup>(20)</sup>、近藤ら<sup>(21)</sup>も、効率的な設計手法として応用されている逆問題解法をステータ翼に適用し、境界要素法を用いてステータ翼の設計を行い、中高速度比で容量係数を8~13%向上させている。境界要素法を用いたステータ翼の設計は、山田ら<sup>(22)</sup>も行っている。辻田<sup>(23)</sup>らは、ポンプにのみ注目し、解析結果と実験結果を比較している。Zangenehら<sup>(24)</sup>は、ポンプに逆解法を適用し、トルクコンバータ性能の改善を試みた。

### 3) 三次元的な内部流れの研究

トーラス形状はこれまで円形断面が最も性能が良いとされており、扁平化することによる性能低下の恐れから、内部流れの研究が本格的に行われた。従来トルクコンバータは、一次元流れとして取り扱われてきており、内部流れについての詳細は殆ど研究されていなかった。トルクコンバータの性能を左右する流路や翼列を最適に設計するためには、二次流れ、渦、剥離、偏りなどの内部流れに関係する詳細な情報が非常に重要である。沼沢ら<sup>(25)</sup>は、新しい可視化手法である油点法によって、自動変速機油を用いた実機での実験を行った。この手法によって初めて流路や羽根表面の流れの方向が明瞭に観察でき、これから内部流れの状況を推定した。この可視化手法はその後多く用いられるようになる。

トルクコンバータは流路や羽根形状が複雑であるため、離散的なアプローチで計算した例は、ほとんど見られなかった。しかしながら、トルクコンバータも本質的にはターボ形流体機械の組合せであることから、設計点や最高効率の近傍では流体機械における計算法の適用がある程度可能と考え、正司ら<sup>(26)</sup>は、トルクコンバータ羽根車内の三次元流れを有限要素法で計算することを試みた。絶対流れを非粘性、渦なしと仮定しているため、効率の高低を推定することは出来ないが、流路内の速度分布から合理的な流路形状や羽根形状に対する知見が得られた。藤谷ら<sup>(27)</sup>は、粘性項を考慮したトルクコンバータの各要素(ポンプ、タービン、ステータ)の流れを求めるため、ナビエ・ストークス方程式を用い、三次精度の風上差分を用いて計算をし、流れの構造が可視化と良く一致する結果を得た。なお各要素間はオーバーラップして接続されている。安倍ら<sup>(28),(29)</sup>は、同じく数値流体力学を用いて、三次元流れ場の計算を行い、二次流れの様子や、シェルーコア間の速度の分布などを得た。この結果により各羽根車のトルクを算出し、トルク比や容量係数などの性能予測を行い、さらに計算精度の検討も行っている。なお羽根車間の接続は、定常干渉法が用いられている。田坂ら<sup>(30)</sup>は、有限体積法に基づく定常非圧縮性流れ解析コードを用いて解析を行っている。循環流量の収束に大きな計算時間を要することから、実機における設計流速を用い、流路を循環する総流量と仮定した。解析結果の一例が油点法による実験結果と比較されたが、誤差が生じている。その原因は設定した流量が必ずしも正しいとはいえず、その誤差による各要素の流入角への影響などによると考えられた。結果として、この手法を実用化するには、循環流量のより正確な評価が必要であるとしている。渡辺ら<sup>(31)</sup>は、ステータ翼流れを直接可視化する装置を作り、翼近傍の剥離域や翼周りの流れパターンを明らかにした。Liuら<sup>(32)</sup>、山田ら<sup>(33)</sup>は、5穴ピトー管を用いて、タービン周りの圧力を詳細に測定した。また、Maratheら<sup>(34),(35)</sup>、Whiteheadら<sup>(36)</sup>、Flackら<sup>(37)</sup>、Byら<sup>(38)</sup>などの研究グループは、LDVを用い、ポンプ出入口、タービン出入口の詳細な速度場データを計測した。また、久保<sup>(39)</sup>ら、和田<sup>(40)</sup>ら、Kunisaki<sup>(41)</sup>らは、トルクコンバータ全体をアクリルで作成し、ステータ周りの流れ場を

PIV 計測している。また、久保田<sup>(42)</sup>らは、そのモデルを用いてロックアップクラッチ周りの可視化に成功している。2000年代に入ると汎用コードによる三次元流体解析手法も確立し、精度的にもある程度信頼性が増していく。この結果、三次元流体解析を使ってトルクコンバータ性能を改善する手法が一般化していった。Cigarini<sup>(43)</sup>らによる汎用流体解析コード STAR-CD を使ったトルクコンバータの性能計算は、その後の研究に大きな影響を与えた。Ejiri<sup>(44)</sup>は、タービンのバイアス角を変える事でトルクコンバータ内の損失の見積もりを行った。Shin<sup>(45),(46)</sup>らは、ポンプ、タービンのねじれ角についての研究やステータ形状がトルクコンバータ性能に与える影響について計算している。Dong<sup>(47),(48)</sup>らは、三次元流体解析を用いて、トルクコンバータ内の隙間からの流れを計算し、その損失を見積もった。Kim<sup>(49)</sup>らは、偏平トーラスにおけるステータの最適形状を求め、性能向上を図っている。江尻<sup>(50)</sup>らは、偏平率がどのように流体性能に影響するかを実験と計算から求めている。更に江尻<sup>(51)</sup>は、偏平トルクコンバータの流量を確保するため、コア側を小さく設計したトルクコンバータについても研究している。Yoshikawa<sup>(52)</sup>らは、設計値通りに実物が出来ていないと考え、三次元スキャナーを用いたリバースエンジニアリングにより計測されたデータで三次元解析を行い、実験値により近い結果を得ている。Schweitzer<sup>(53)</sup>ら、Shieh<sup>(54)</sup>らは、三次元流体解析をどのように設計ツールとして利用するかに関して述べており、三次元流体解析が既に設計ツールとして使われる機会が増加していることを実感する。

#### 4) 発進性能に関わる研究

藤田ら<sup>(55)</sup>は、発進時の特性を求めめるために、トルクコンバータの一次元非定常方程式を用いて計算を行った。その結果トルクコンバータの定常状態における特性を用いた場合と異なる計算結果を得たが、これは流体の慣性の効果によるとしている。また熊田ら<sup>(56)</sup>、鈴木ら<sup>(57)</sup>も同様に自動車の発進性能を、トルクコンバータの非定常特性を考慮して実験的に解析を行っているが、理論との対応が不明確である。これについてはさらに研究すべき課題であると考えられる。一方、海外に目を向けると、Pohl<sup>(58)</sup>が現物をリバースエンジニアリングして汎用一次元解析ソフト EASY5 を用いて動特性の計算を行っており、Granang<sup>(59)</sup>らも汎用一次元ソフト Matlab と Simlink を用いて同様な計算を行って、実験値との比較を行っている。また、Robinette<sup>(60)</sup>らは、トルクコンバータ内の動的なねじれ系の問題に取り組んだ。

以上、トルクコンバータの開発と共に、様々な研究や解析が行われてきた。しかしながら、これらの研究は、定常性能特性が未だに主流となっており、非定常特性を含めた動的な研究は非常に少ない。時間的制限の大きい現在の設計サイクルに非定常計算結果を適用するには、精度向上を差し引いても計算コストの面からまだまだ先の話になりそうである。

### 1.3 トルクコンバータの理論解析

トルクコンバータの理論的な性能解析は、石原らによって形作られ、50年以上経過した今でもトルクコンバータの基礎理論として、世界中の自動車メーカーやトルクコンバータの研究者の設計指針または研究指針として広く用いられている。

石原らは、トルクコンバータの非定常特性の基礎理論も確立し、狭義の過渡特性およびねじり振動に対する減衰特性を解明し、その定性的傾向を明らかにしている。

以下に、一次元トルクコンバータ性能予測式(以下、一次元運動量理論と称する)で用いられる基礎式について簡単に説明する。

一次元運動量理論と角運動量保存則からポンプ、タービンおよびステータに対して以下の式(1-1)～(1-5)の運動方程式が得られる。

ポンプに対して

$$T_1 = I_1 \dot{\omega}_1 - \rho S_1 \dot{Q} + \rho Q \{ (r_2 \omega_1 - c_2 \tan \alpha_{12}) r_2 - (r_1 \omega_3 - c_1 \tan \alpha_{32}) r_1 \} \quad (1-1)$$

タービンに対して

$$T_2 = I_2 \dot{\omega}_2 - \rho S_2 \dot{Q} + \rho Q \{ (r_3 \omega_2 - c_3 \tan \alpha_{22}) r_3 - (r_2 \omega_1 - c_2 \tan \alpha_{12}) r_2 \} \quad (1-2)$$

ステータに対して

$$T_3 = I_3 \dot{\omega}_3 - \rho S_3 \dot{Q} + \rho Q \{ (r_1 \omega_3 - c_1 \tan \alpha_{32}) r_1 - (r_3 \omega_2 - c_3 \tan \alpha_{22}) r_3 \} \quad (1-3)$$

それぞれの要素の運動方程式右辺、第1項は羽根車の慣性力、第2項は羽根車流路内に存在する流体の角運動量の変化、第3項は羽根車が流体に与える角運動量の変化である。

一方、一次元運動量理論ではトルクコンバータ内部を循環する作動油の損失として以下に示す衝突損失と摩擦損失が挙げられる。

$$P_s = \frac{\rho}{2} \left[ \varphi_1 \{ (r_1 \omega_1 - c_1 \tan \alpha_{11}) - (r_1 \omega_3 - c_1 \tan \alpha_{32}) \}^2 + \varphi_2 \{ (r_2 \omega_2 - c_2 \tan \alpha_{21}) - (r_2 \omega_1 - c_2 \tan \alpha_{12}) \}^2 + \varphi_3 \{ (r_3 \omega_3 - c_3 \tan \alpha_{31}) - (r_3 \omega_2 - c_3 \tan \alpha_{22}) \}^2 \right] \quad (1-4)$$

(注) 石原らは、衝突損失係数を1として用いており、本論文においても衝突損失係数を1として衝突損失を取り扱う。

$$P_f = \frac{\rho}{2} (\lambda_1 w_1^2 + \lambda_2 w_2^2 + \lambda_3 w_3^2) \quad (1-5)$$

三次元的な流れを一次元的に理論化するために様々な条件が仮定されている。主な仮定条件は以下の通りである。

1. トルクコンバータの相隣る羽根車出入口間の自由流路は極めて小さい。
2. 流路断面積は変化しないものとする。
3. 流れは平均流線上に集中し、その流れを代表速度とする。
4. 流れはブレードに沿って流れる。
5. 羽根の厚さの影響は無視する。
6. 摩擦、衝突損失の影響を考慮する。
7. 流体は非圧縮性と考える。

以上のことを踏まえた上で、トルクコンバータの理論性能予測が可能となる。しかしながら、三次元数値流体解析の発展、あるいは実験技術の発達によりトルクコンバータ内部の様子が、ある程度可視化されてきた。次節からの三次元解析結果を基にして再度、石原理論の妥当性について考察していく。

#### 1.4 一次元理論解析の問題点

まず、前節で挙げた仮定条件についての検証を行う。

1. トルクコンバータの相隣る羽根車出入口間の自由流路は極めて小さい。

図 1-1 は図面データから三次元化したトルクコンバータの全体図及び断面図である。この図が示すようにポンプ、タービン間の流路については、この仮定が成立するが、タービンスタータ間、スタータポンプ間の流路についてはスタータ長の半分近くも占めており無視できない長さがあると考えられる。

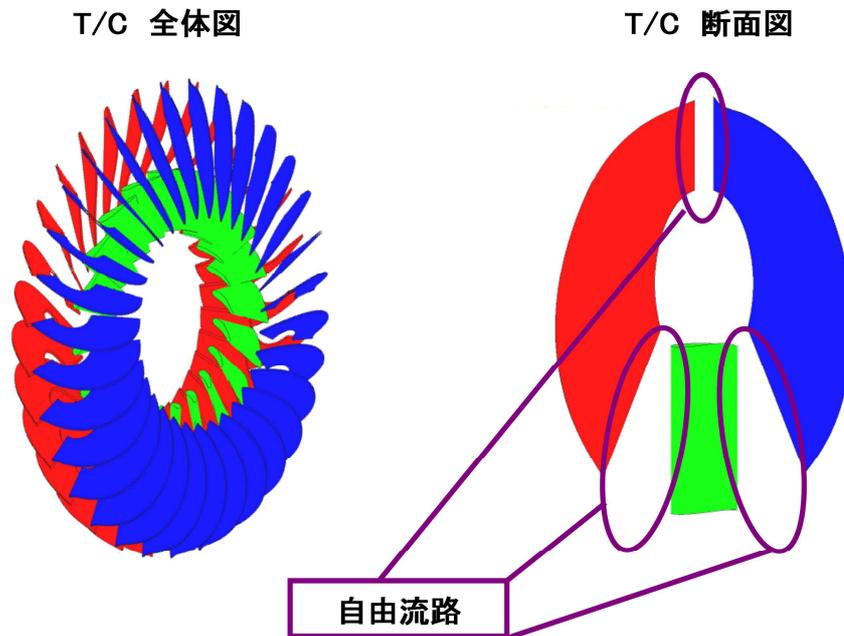


図 1-1 トルクコンバータの全体図、断面図

2. 流路断面積は変化しないものとする。

図 1-2 は、トルクコンバータのタービン流れ方向の流路変化を示したものである。横軸はタービン入口から出口までの流れ方向の無次元距離、縦軸は無次元化された流路断面積である。一次元理論の仮定では流路断面積が変化しないため、この図中では一直線になる。しかしながら、CAD データから算出されたタービン A の流路断面変化は、入口から出口に向かうにつれて、入口部より徐々に広がり、出口部付近になると入口断面積より小さくなる。一方、タービン B は、入口断面積より常に小さくなっており、実際の設計においては流路断面積が一定であるという仮定は成立しない。

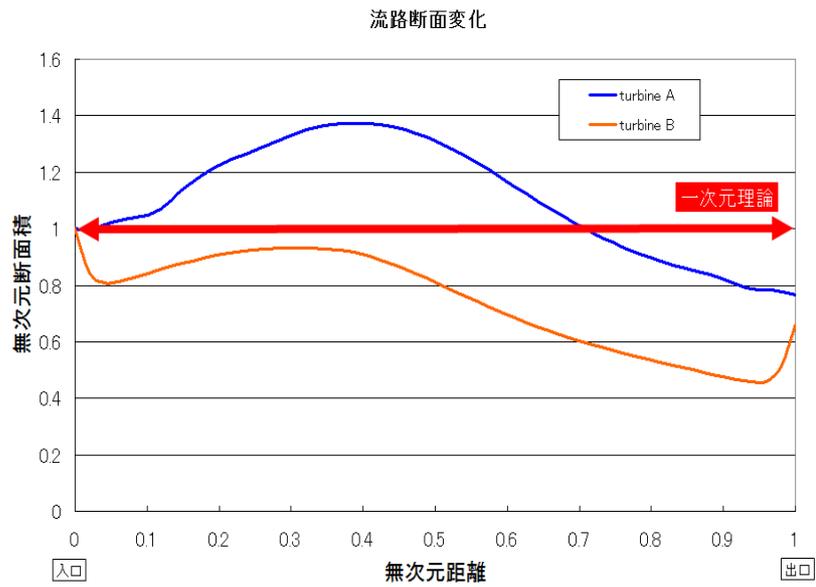


図 1-2 タービンの流路断面積変化

3. 流れは平均流線上に集中し、その流れを代表速度とする。

図 1-3 にタービンプレード間の流れの速度ベクトルとブレード上の限界流線を示した。タービン流路中央部には逆流領域、またブレード表面上には、はく離領域が存在し、流れが平均流線上に集中していると仮定するのは困難である。

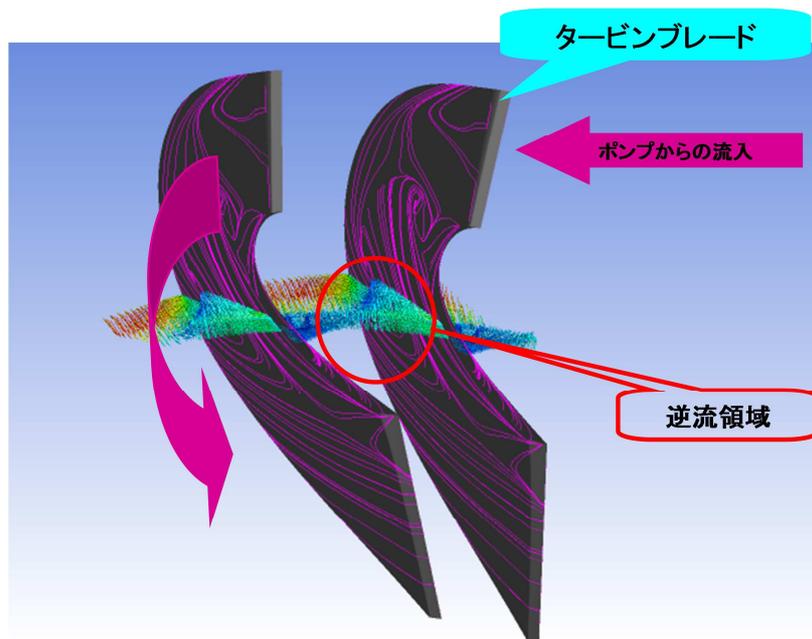


図 1-3 タービンプレード間の速度ベクトルと限界流線

4. 流れはブレードに沿って流れる。
5. 羽根の厚さの影響は無視する。

図 1-4 に速度比 0.0 におけるステータブレード周りの速度ベクトルを示した。一次元理論ではいずれの速度比においてもステータ入口設計角はステータ翼弦と回転中心軸から定義され、図中青色矢印のように示される。しかしながら、タービンが無回転状態である速度比 0.0 では、図中赤色矢印が現実の流れであり、仮定すべき設計角となる。このように現実の流入角と設計角では大きな開きがある。また、ステータブレードの厚みはブレード間流路の三分の一以上を占めており、この影響を無視することは不可能である。

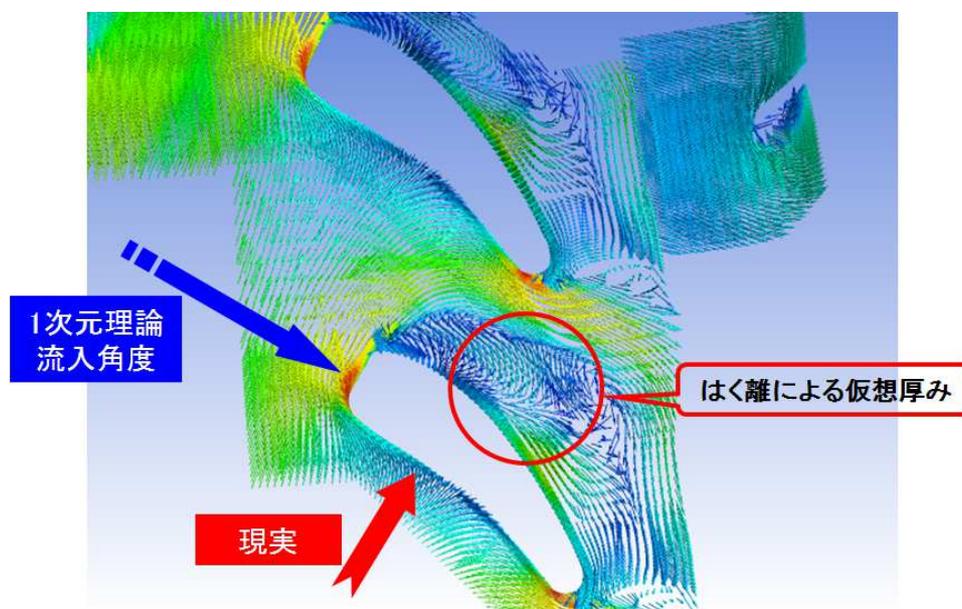


図 1-4 速度比 0.0 におけるステータブレード周りの速度ベクトル

6. 摩擦、衝突損失の影響を考慮する。

石原らは、論文中で「自由流路がある場合には衝突損失係数は 1 以下になりうるのであるから、厳密に考えると多少疑問が残ることになる。しかし衝突損失に関する実験的資料が乏しい現在では、このような考え方を採用せざるを得ないであろう」と述べている。つまり、衝突損失においては、科学的検証が欠けていると考えざるを得ない。また摩擦損失についても単純な円管内流れの実験を基礎にして作られており、トルクコンバータ内の複雑な流れを表現するには、あまりにも単純化されているように思われる。

## 1.5 本研究の目的について

石原らが提案した一次元トルクコンバータ性能予測式についての問題点を前節で解説した。トルクコンバータ性能予測という観点からは、現在の三次元流体解析の精度向上を考えると設計検討には使い難い。しかしながら、角運動量理論による内部流れの解析という考えは現在でも十分に利用できる技術である。

本研究では、三次元流体解析の結果を踏まえて、石原らによる角運動量理論式を改良し、更に一次元非定常トルクコンバータ性能予測式を新たに構築することにある。高精度化された一次元トルクコンバータ性能予測式を使うことで、トルクコンバータを取巻く物理現象、例えばロックアップ油圧制御やトルクコンバータ性能に依存する燃費、発進シミュレーションなどと高精度な連成解析が可能となり、設計構想レベルでの性能予測が可能となる。今後、更に三次元解析の計算処理能力は向上していくが、一次元解析での計算処理速度や単純さを比較するとまだまだ、大きな隔たりがあるように思われる。トルクコンバータ内部の流れを理解し、物理的に正確な一次元モデルを構築することが本研究の最大の目的である。

## 第 2 章 数値解析手法

### 2.1 企業における汎用コードとその役割

近年の数値流体力学(Computational Fluid Dynamics、以下 CFD)の発展はめざましく、今や製品開発に関わる企業のみならず、大学のような研究機関においても設計ツール、あるいは、流体现象を解明するためのツールとして使われ始めている。元来、基礎研究によって生み出された数値流体解析コードは、汎用的ではなく特定の問題を解くためのもの、あるいは計算手法を確立するためのものであった。しかしながら、現在では、製品化された数値流体解析コードの出現と共にその汎用化も革新的に進み、最新の手法も多く盛り込まれたものとなっている。特に製品開発のサイクルが早い企業にとっては、この進歩が設計に CFD を活用するという手法確立の起爆剤となった。また、汎用の数値流体解析コードの高精度化を可能にしたものは、アルゴリズムの改善によるものも大きな要素であるが、コンピュータの進歩、つまり、CPU 速度、メモリの増加、低コスト化などが非常に大きな役割を果たした。筆者の経験からアイシン・エイ・ダブリュ(株)における CFD の歴史を紐解くと、初めて汎用コードでトルクコンバータの解析を行ったのが 1996 年のことであった。当時は 5 万格子のモデルを 1CPU で 1 日かけて計算しており、格子に対して非常に計算が敏感であった。つまり、品質の悪い格子があるとすぐに計算が発散するという苦い経験を何度も味わった。17 年後の現在、計算コードのロバスト性も向上し、5000 万格子のトルクコンバータモデルが 200CPU を使い数時間で計算できる環境になっている。ソフト、ハードの進歩には全く驚かされるばかりである。

### 2.2 本研究に使用した流体解析コード

現在、世界で使用されている代表的な汎用数値流体解析コードとしては、ANSYS CFX (以下 CFX)、ANSYS FLUENT および STAR-CD などがある。CFX はターボ機械の解析を目的とした TASCflow をベースに開発されており、回転を有する現象に強く、信頼性かつ安定性にも優れた汎用数値流体解析コードである。また、離散化手法として有限体積法を用いている。更に、もう一つのすぐれた特徴としては、他の解析コードでは見られないノードベースの有限体積法を採用していることである。本研究では、CFX を用いて三次元流体解析を行う。

## 2.3 理論

### 2.3.1 支配方程式

CFX の支配方程式<sup>(61)</sup>を式(2-1)~(2-3)に示す。式(2.1)は流体の質量保存則である連続の式、式(2-2)、(2-3)は流体の運動量保存則である Navier-Stokes 方程式を示す。

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U) = 0 \quad (2-1)$$

$$\frac{\partial (\rho U)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \otimes U) = -\nabla p + \nabla \cdot \tau \quad (2-2)$$

$$\tau = \mu \left( \nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (2-3)$$

(2-1)式と(2-2)、(2-3)式を有限体積法により離散化し数値解析を行う。

### 2.3.2 乱流モデル

工学への利用を目的とした数値流体解析の解析対象は、ほぼ乱流領域であることが一般的である。乱流領域では流れは複雑な挙動をし、2.3.1 節で示した方程式だけではこの乱流現象を数値解析上で表現することが困難である。このような場合、乱流によって生じる応力を速度勾配に比例すると仮定する乱流モデルを導入した解析手法が普及している。図 2.1<sup>(62)</sup>に代表的な乱流モデルの種類を示す。これらを大別すると、レイノルズ平均法(RANS)、格子平均法(LES)、及び直接法(DNS)に分けられる。このうち、計算負荷の関係から工学の分野で広く用いられている手法がレイノルズ平均法である。レイノルズ平均法は数値流体解析の支配方程式における変数を時間平均値と変動値に分け、支配方程式をアンサンブル平均して解く手法である。このレイノルズ平均法の中で最も広く用いられている手法の一つが  $k-\epsilon$  モデルである。 $k-\epsilon$  モデルは計算が安定しやすいこと、計算負荷が小さいことが利点として挙げられる。しかし、 $k-\epsilon$  モデルは均質等方性乱流をベースに確立されたモデルである為、はく離を伴う逆圧力勾配流れや低レイノルズ数流れにおいては精度が低下する事が知られている。これに対して、はく離流れや低レイノルズ数流れに対して精度の良い解析結果が得られているのが Wilcox の  $k-\omega$  モデル<sup>(63)</sup>である。乱流の長さスケールを局所スケールの渦度である  $\omega$  から求める手法で、一般に逆圧力勾配乱流境界層や平板からのはく離現象の予測に定評がある<sup>(64),(65)</sup>。

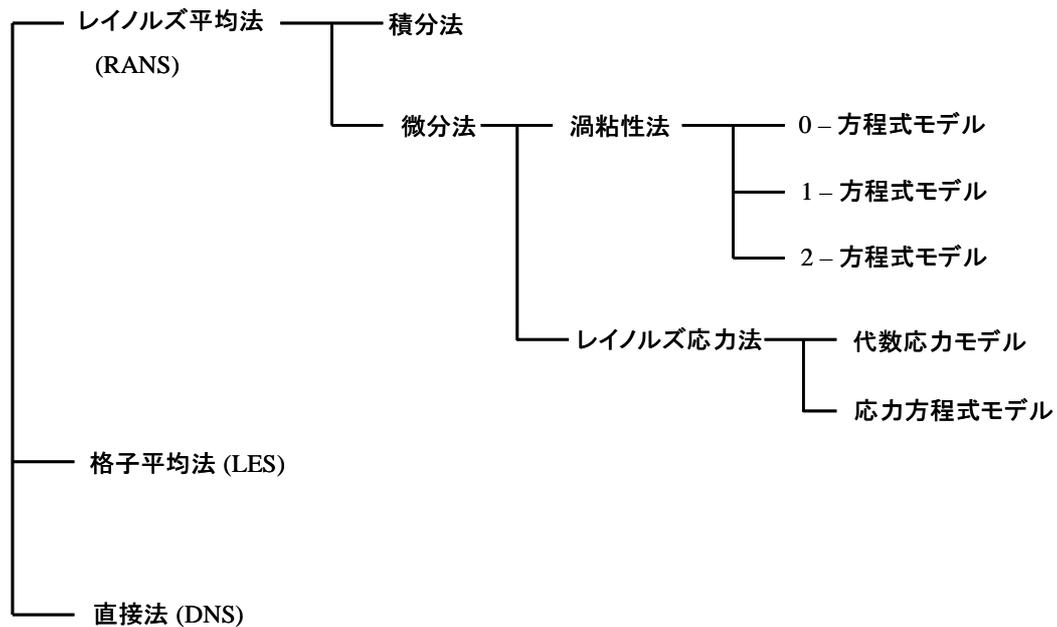


図 2-1 乱流モデルの種類

### 2.3.2.1 SST モデルについて

本論文で述べる CFX14.0 で使用される乱流モデルには、この  $k-\omega$  モデルを基に更に改良を加えた Menter の  $k-\omega$  SST (Shear Stress Transport) モデル<sup>(66)</sup> (以下 SST モデル) を定常計算には使用した。SST モデルは壁近くでは Wilcox の  $k-\omega$  モデルを、境界層外層の後流領域では標準的な  $k-\varepsilon$  モデルを組合せて使用し乱流せん断応力の輸送効果を有効に考慮するハイブリッド型の乱流モデルであり、 $k-\varepsilon$  や  $k-\omega$  モデルを独自に使用する方法より優れた予測精度を有すると言われている<sup>(67), (68)</sup>。

SST モデルの支配方程式<sup>(40)</sup>を式(2-4)～(2-15)として以下に示す。

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U k) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \nabla k \right] + P_k - \beta' \rho k \omega \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U \omega) = \nabla \cdot \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \nabla \omega \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (2-5)$$

式中の各値は以下の式で表される。

$$\alpha_3 = F_1 \alpha_1 + (1 - F_1) \alpha_2 \quad (2-6)$$

$$\beta_3 = F_1 \beta_1 + (1 - F_1) \beta_2 \quad (2-7)$$

$$\sigma_{k3} = F_1 \sigma_{k1} + (1 - F_1) \sigma_{k2} \quad (2-8)$$

$$\sigma_{\omega 3} = F_1 \sigma_{\omega 1} + (1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \quad (2-9)$$

各係数の値は

$$\alpha_1 = 5/9$$

$$\alpha_2 = 0.44$$

$$\beta_1 = 0.075$$

$$\beta_2 = 0.0828$$

$$\sigma_{k1} = 2$$

$$\sigma_{k2} = 1$$

$$\sigma_{\omega 1} = 2$$

$$\sigma_{\omega 2} = 1/0.856$$

$$\beta' = 0.09$$

となる。

$$\mu_t = \rho \frac{\alpha_1 k}{\max(\alpha_1 k, s F_2)} \quad (2-10)$$

$$F_1 = \tanh(\arg_1^4) \quad (2-11)$$

$$\arg_1 = \min \left( \max \left( \frac{\sqrt{k}}{\beta' \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right) \quad (2-12)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \nabla k \nabla \omega, 1.0 \times 10^{-10} \right) \quad (2-13)$$

$$F_2 = \tanh(\arg_2^2) \quad (2-14)$$

$$\arg_2 = \max\left(\frac{2\sqrt{k}}{\beta'\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega}\right) \quad (2-15)$$

$F_1$ はブレンド関数を表し、 $F_1=1$ のときに $k-\omega$ モデル、 $F_1=0$ のときに $k-\varepsilon$ モデルに帰着している。  $F_2$ は1のとき境界層流、0のとき自由せん断層となる関数を表す。

### 2.3.2.2 LES モデルについて

LES モデルは、グリッド・スケールとサブグリッド・スケールに分けて乱流を解く解法である。大きな渦はグリッド・スケールで解き、格子サイズ以下の小さな渦はサブグリッド・スケールで解く。つまり、LES の支配方程式は、物理空間で時間依存の Navier-Stokes 方程式をフィルタリングして得られる。フィルタリングの過程では、フィルタの幅（計算で使用される格子間隔）より小さいスケールの渦が、効果的に除外される。その結果、得られる式は、大規模な渦の力学の支配方程式となる。また、サブグリッド・スケールは小さな渦の粘性効果を考慮することでモデル化される。RNAS モデルよりも乱流渦のモデル化の影響が少ない為に LES は非定常性の強い流れに有効である。しかしながら、グリッド・スケールで大きな渦を格子によって直接説く為に格子を細かくする必要があり、その分計算コストが大きくなる。以下、LES モデルの定義式を式(2-16)～(2-22)に示す。また、フィルタリングされた変数は、以下で、上付きの線により示され、次式で定義される。

$$\overline{\Phi}(x) = \int_D \Phi(x') G(x, x') dx' \quad (2-16)$$

ここで、 $D$  は流体のドメイン、 $G$  は解像される渦のスケールを決定するフィルタ関数であり、物理量  $\Phi$  の解像されない部分は、次式で定義される。

$$\Phi' = \Phi - \overline{\Phi} \quad (2-17)$$

さらに空間ドメインを有限のコントロール ボリュームに離散化することにより、陰的なフィルタリング操作が行われる。

$$\overline{\Phi}(x) = \frac{1}{V} \int_V \Phi(x') dx' \quad , \quad x' \in V \quad (2-18)$$

ここで、 $V$  はコントロール ボリュームを表し、陰的に使用されるフィルタ関数  $G(x, x')$  は、以下のようなになる。

$$G(x, x') = \begin{cases} 1/V, & x' \in V \\ 0 & \text{上以外で} \end{cases} \quad (2-19)$$

ナビエ・ストークス方程式をフィルタリングすると、未知の量が追加され、以下のように、非圧縮性流体の運動方程式は書ける。

$$\frac{\partial \overline{U}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{U_i U_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \nu \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \right] - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (2-20)$$

ここで、 $\tau_{ij}$  はサブグリッド スケール応力を示している。これは、小さなスケールの効果を考慮しており、次式で定義される。

$$\tau_{ij} = \overline{U_i U_j} - \overline{U}_i \overline{U}_j \quad (2-21)$$

大きなスケールの乱流は直接解かれ、小さなスケールの影響は、適切なサブグリッド スケール (SGS) モデルにより考慮される。CFX では、以下のように、大きなスケールのひずみ速度テンソル  $\overline{S}_{ij}$  にサブグリッド スケール応力  $\tau_{ij}$  を関係付ける渦粘性アプローチが使用される。

$$-\left( \tau_{ij} - \frac{\delta_{ij}}{3} \tau_{kk} \right) = 2\nu_{sgs} \overline{S}_{ij} \quad , \quad \overline{S}_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial \overline{U}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{U}_j}{\partial x_i} \right) \quad (2-22)$$

RANS モデルでは、粘性  $\nu_{sgs}$  がすべての乱流スケールを表しますが、サブグリッド スケール粘性は、小さいスケールのみを表す。

### 2.3.2.3 SAS モデルについて

Scale Adaptive Simulation (SAS) は、URANS を改良した手法で、非定常の流れ条件で乱流スペクトルの解像を可能とする。SAS は、乱流スケールの式にカルマンの長さスケールを導入するという考えが基本となり、SAS モデルは、カルマンの長さスケールから得られる情報を使用して、URANS シミュレーションの解像された構造に動的に適合できるため、流れ場の非定常領域では、LES と同じように振る舞い、同時に、安定した流れ領域では、標準の RANS モデルとして機能するという特徴を持っている。以下に、SAS モデルの定義式を式(2-23)～(2-25)に示す。

SST-SAS モデルの支配方程式は、乱流渦の周波数 (比散逸率)  $\omega$  の輸送方程式に SAS ソース項  $Q_{SAS}$  を追加しているという点が、SST RANS モデルの支配方程式と異なる。

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = P_k - \rho c_\mu k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2-23)$$

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \alpha \frac{\omega}{k} P_k - \rho \beta \omega^2 + Q_{SAS} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) \frac{2\rho}{\sigma_{\omega 2}} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2-24)$$

ここで、 $\sigma_{\omega 2}$  は、SST モデルで  $\kappa - \varepsilon$  が適用されるレジームでの  $\sigma_\omega$  の値である。追加のソース項  $Q_{SAS}$  は、以下に表される。

$$Q_{SAS} = \max \left[ \rho \zeta_2 \kappa S^2 \left( \frac{L}{L_{vk}} \right)^2 - C \frac{2\rho k}{\sigma_\phi} \max \left( \frac{1}{\omega^2} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \frac{1}{k^2} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right), 0 \right] \quad (2-25)$$

DES モデルと同様に、SAS モデルも、定常領域と非定常領域の間で数値計算の手法を切り替えることにより、精度を高めているが、DES では、Strelets が提案したように、混合関数を用いて、これを実現している。

### 2.3.3 有限体積法

有限体積法は運動量や質量保存則を満たしやすいよう、積分形で基礎方程式を離散化する方法である。有限体積法では積分してから離散化を行うため、常にその微小領域内の運動量などの出入りのバランスを考えており、保存則を確実に満たす離散式を得ることができる。

流体の質量保存則である連続の式、運動量保存則である Navier-Stokes 方程式は式(2-1)と式(2-2)、(2-3)で表すことができるが、これを積分し次のように変形したものが有限体積法である。以下にその積分形で書かれた Navier-Stokes 方程式を式(2-26)、(2-27)に示す。

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho dV + \int_S \rho U_j dn_j = 0 \quad (2-26)$$

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho U_i dV + \int_S \rho U_j U_i dn_j = - \int_S p dn_j + \int_S \mu_{eff} \left( \frac{\partial U_i}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) dn_j \quad (2-27)$$

## 第3章 三次元トルクコンバータ解析手法

数値流体力学を使ったトルクコンバータ流体性能解析手法には、様々な方法が使われる。本章では、その歴史を振り返りながら、特徴、欠点などを解説し、最後に実験との比較を行う。

### 3.1 歴史的背景

計算手法の解説の前に、筆者がアイシン・エイ・ダブリュ（株）においてトルクコンバータの性能予測を行ってきた歴史を振り返る。筆者がトルクコンバータ性能予測についての三次元流体解析を始めたのが1996年。その当時、トルクコンバータの設計法と言えば石原の式を用いて流体性能の目処を付け、過去の経験から試作品をいくつか準備し、試験を繰り返しながら目標の性能を目指していた頃である。また、計算リソースについても何十万円もするワークステーションの1CPUを使って数万格子の計算を1日ばかりで行っていた。当時の汎用数値解析コードは、今ほどロバスト性もなく、格子の生成法、計算スキームの選定などかなり苦労しながら数値計算を進めていった。そして、1997年に三次元流体解析で使って設計した初めてのトルクコンバータを試作した。結果は計算で予測した通りの性能が達成され、アイシン・エイ・ダブリュ（株）における新たな時代の幕開け、つまり、三次元流体解析を設計で利用すること、試作における試行錯誤を無くすことになった。その成果が認められて1998年には、当時最新鋭であったベクトル型スーパーコンピュータが導入され、その計算スピードに驚くと共に計算規模も徐々に大きくなっていった。2000年には8CPUを備えた並列処理が可能となるスーパーコンピュータが導入され、パラレルコンピューティングの時代に入った。その頃になると、いよいよOne-Pitch解析モデルから脱却し、Full解析モデルでの計算も可能となった。その後、コンピュータも進化を遂げ、2004年頃には、現在のクラスターサーバー型の原型となる計算機が入り、Full解析モデルから更にロックアップクラッチまで含めて計算が可能となる数百万格子の計算規模まで拡大した。また、CPU時間のかかる非定常計算についても実施可能となったことで、ステータ、ポンプ間の静動翼干渉のような非定常性の強い問題についても理解が進み、ブレード破損の原因究明にも非常に役に立った。現在は、LESなど高度な計算スキームも汎用的に使われるようになり、数千万格子の規模の計算が100CPU以上の並列化により日常的に行われるようになっている。

## 3.2 定常計算

### 3.2.1 One-Pitch 解析モデル

トルクコンバータの複雑な流れを比較的簡単に早く解くために使われる手法である。90年代初頭に実用化され、現在でもトルクコンバータ設計には欠かせない計算手法である。各要素のブレード枚数が違い、また回転数が違うという特殊なターボ機械の解析はこの One-Pitch 解析モデルの開発を待たなければならなかった。この解法の特徴として各要素、ポンプ、タービン、ステータのブレード 1 枚のみをモデル化する。インターフェースには、定常干渉の理論を使い、計算は流れ方向に向かって 3 要素が解かれる。それぞれのインターフェースに入口と出口条件として圧力、流速境界が与えられ、各イタレーションで計算された圧力、流速は周方向に平均化され、次の要素の入口へ次のイタレーションの境界条件として与えられる。このステップを循環流量が収束するまで繰り返す。

ここで、One-Pitch 解析モデルでの課題を整理すると次のようになる。

- 1) 境界面でデータを平均化して受け渡すため、その面での精度の低下は免れない。
- 2) One-Pitch 解析モデルでは、計算は流れ方向にしか進行しないため、境界付近での逆流は許されない。物理的にそのような流れがあるモデルであると計算が不安定になってしまう。
- 3) 各要素ブレードの相対位置は変わらないため、ブレードによる流れの干渉は考慮されない。

以上を考慮して結果の考察を行う。

### 3.2.2 Full 解析モデル

このモデルは、文字通りすべてのブレードをモデル化する方法で、計算には少なくとも数百万格子が必要なため、数値計算コードの平行化、ハードウェアの高速化、低価格化を待たねばならなかった。この手法は、各要素のインターフェース部において特別な処理が必要なく、ブレードの相対位置における流れの変化も評価が可能となる。

### 3.3 数値解析手法

図 3-1 に One-Pitch 解析モデル、図 3-2 に Full 解析モデルを示す。どちらの解析モデルも乱流モデルには SST モデルを用い、また壁近傍の速度分布については壁関数を用いている。本研究では、格子密度による影響を無くすため、One-Pitch 解析モデルを各要素のブレード枚数だけコピーし Full 解析モデルとした。格子数は約 2000 万ですべてヘキサ要素である。モデル化されるトルクコンバータの直径は 272mm であり、扁平率は 71% である。計算時間は、One-Pitch 解析モデルで 4 コアを用いて約 10 分程度、Full 解析モデルに関しては、36 コアを用いて約 2 時間で終了する。

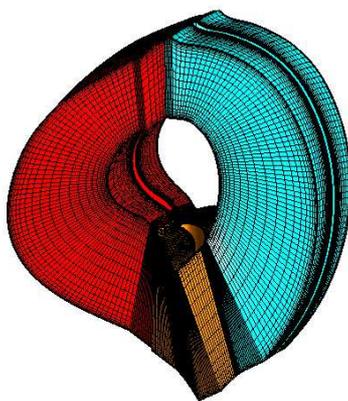


図 3-1 One-Pitch 解析モデル



図 3-2 Full 解析モデル

## 3.4 計算結果及び考察

### 3.4.1 速度比 0.0 における比較

図 3-3 にステータ周りの One-Pitch 解析モデルを用いた速度ベクトルを図 3-4 に Full 解析モデルによる速度ベクトルを示した。いずれの解法も、ステータブレード圧力面にぶつかった流れが前縁に向かう流れと後縁に向かう流れに分かれ、前縁に向かった流れは、前縁付近からステータブレード負圧面上で大きくはく離し、後縁付近で最付着している事がわかる。図 3-3 の One-Pitch 解析モデルでは、ステータとポンプ境界面に沿うようにステータからの流れが移動し、最後にステータ負圧面からの流れとポンプに流れ込む流れに分流する。これは、One-pitch 解析モデルで使われる境界面での定常干渉手法による影響であると考えられる。一方、Full 解析モデルは One-pitch 解析モデルと比較すると、前縁からのはく離の位置、はく離の角度自体が変わっていることがわかる。ステータ負圧面上ではく離した流れはそのままポンプ領域に向かい、One-pitch 解析モデルで見られるような流れのジャンプは見られない。ステータ前縁からのはく離位置、はく離の角度の違いは、タービンとステータとの相対位置の関係とタービンとステータ境界面でのデータ補間手法の影響が考えられ、その結果速度、流量における差異がはく離の大きさに影響していると思われる。

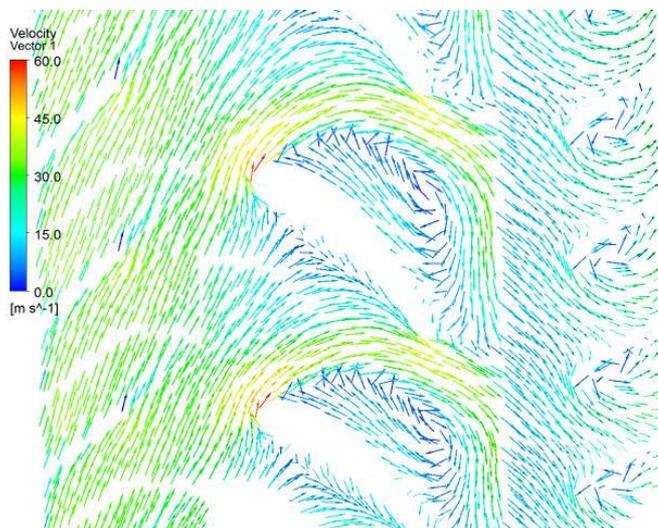


図 3-3 One-Pitch 解析モデルによるステータ周りの速度ベクトル

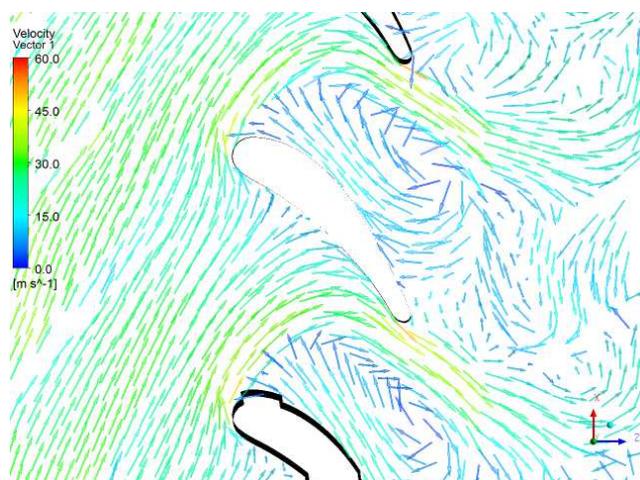
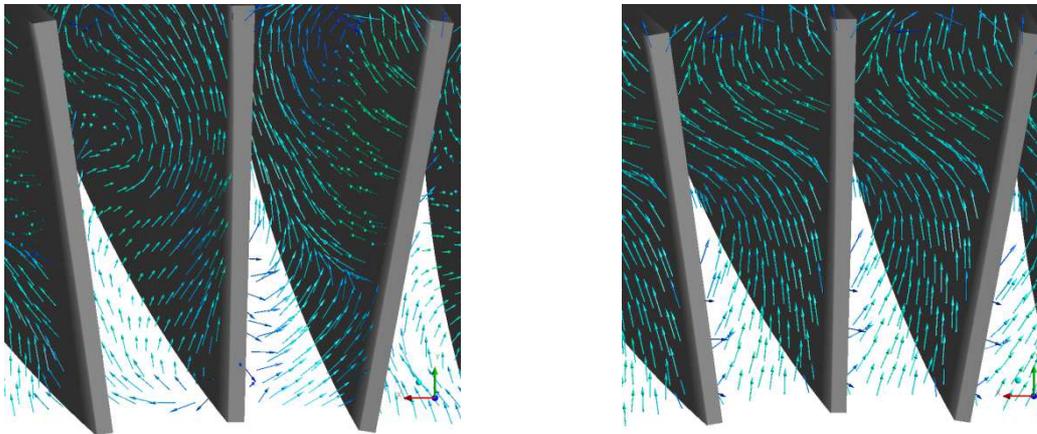


図 3-4 Full 解析モデルによるステータ周りの速度ベクトル

a) ポンプ入口付近

図 3-5(a)は Full 解析モデル、(b)は One-Pitch 解析モデルによる速度ベクトルを示している。Full 解析モデルはステータブレードとの相対位置の違いによりブレード間の流れの構造がかなり異なる。ポンプブレード圧力面から一旦、負圧面に向かい、更に圧力面を蛇行しながらコア部に向かう流れやシェル側負圧面からコア側に真直ぐ向かう流れなど、複雑な流れ場を形成している。One-Pitch 解析モデルでは、シェル側から出た流れは一度中間部においてブレード圧力面に向かい、更に蛇行しながらコア側に向かう流れパターンを形成している。いずれのモデルもポンプ入口ではかなり強い二次流れが観察される。



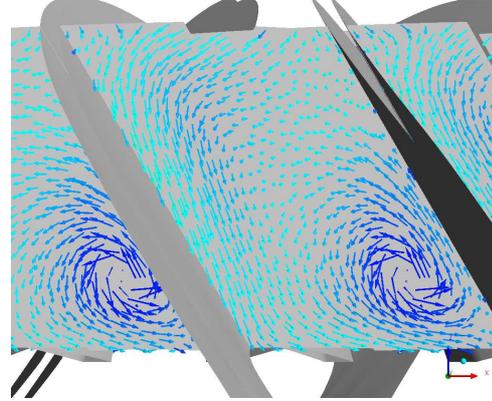
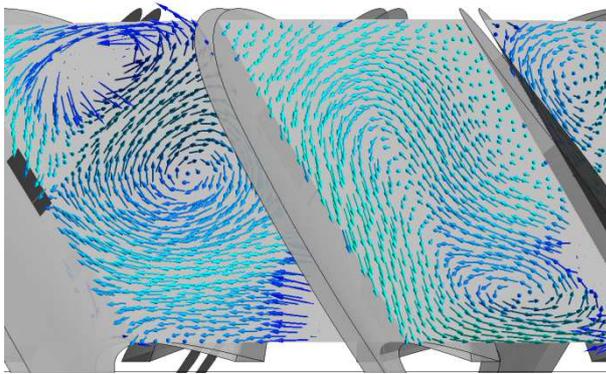
(a) Full 解析モデル

(b) One-Pitch 解析モデル

図 3-5 ポンプ入口部での速度ベクトル ( $e=0.0$ )

b) ポンプ中間部付近

図 3-6(a)に Full 解析モデル、(b)に One-Pitch 解析モデルでの速度ベクトルを示す。いずれのモデルにおいても大きな二次流れが観察できるが、注目すべきは Full 解析モデルと One-Pitch 解析モデルでの渦の回転の向きと生成場所である。Full 解析モデルでは、コア部及びシェル側付近にも渦が生成されているのに対し、One-Pitch 解析モデルでは、コア側付近にのみ渦が生成されている。また、渦の回転方向を比較しても Full 解析モデルは、ブレード間違いにより回転の方向も大きさも、あるいは生成位置でさえもすべて変化しているが、One-Pitch 解析モデルでは、常に同じ位置にあり、大きさも変化しない。このため入口部で定常干渉法により平均化された流れの影響は中間部まで及んでいると考えてよい。



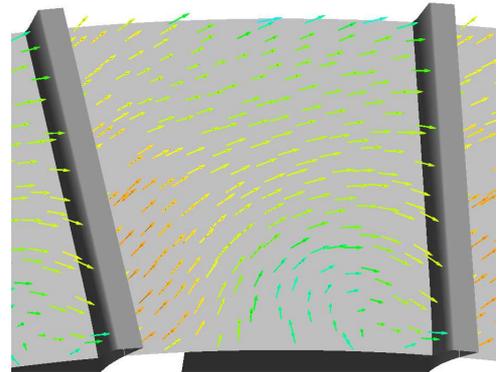
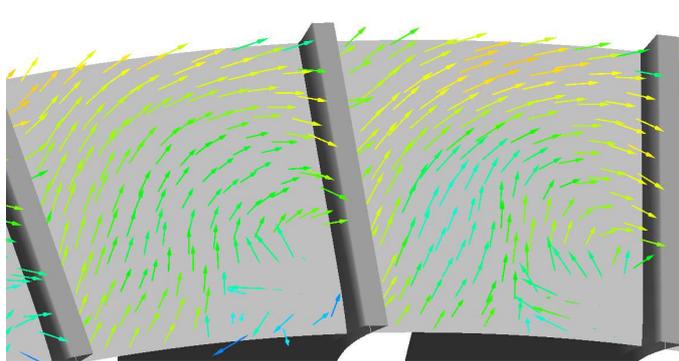
(a) Full 解析モデル

(b) One-Pitch 解析モデル

図 3-6 ポンプ中間部での速度ベクトル ( $e=0.0$ )

c) ポンプ出口付近

図 3-7(a)に Full 解析モデル、(b)に One-Pitch 解析モデルでの速度ベクトルを示す。どちらのモデル共ブレード負圧面コア側に弱い渦が形成されていることが確認できる。また、Full 解析モデルでは、ブレード間の相対位置によらず同じ流れ構造になっており、これは、One-Pitch 解析モデルとほぼ同様の流れのパターンであることから、定常干渉法による流れの平均化は、出口までは影響されてはいないと考えられる。



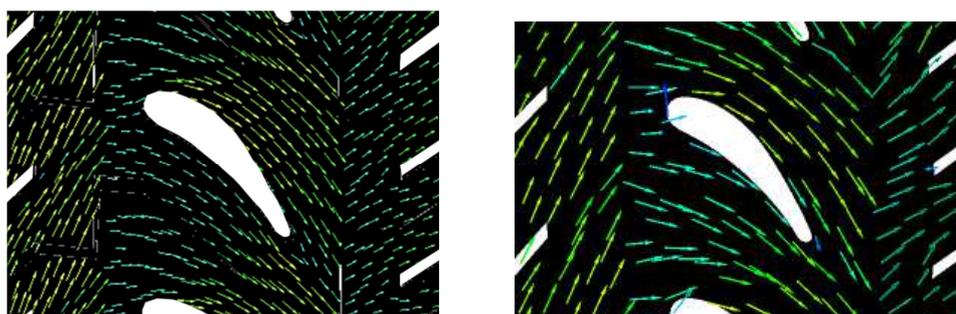
(a) Full 解析モデル

(b) One-Pitch 解析モデル

図 3-7 ポンプ出口部での速度ベクトル ( $e=0.0$ )

### 3.4.2 速度比 0.8 における比較

図 3-8 にステータ部における流れのベクトルを示す。ステータブレードよどみ点への流入速度が Full 解析モデルでは遅くなっている以外は両計算とも同じような流れの向き、大きさとなっている。



(a) Full 解析モデル

(b) One-Pitch 解析モデル

図 3-8 ステータ周りの速度ベクトル ( $e=0.8$ )

## 3.5 実験値との比較

図 3-9 は各速度比（ポンプ回転数に対するタービン回転数の比）におけるトルクコンバータ流体性能曲線である。トルク比とは、タービントルク（出力トルク）とポンプトルク（入力トルク）との比であり、トルク容量係数は、ポンプトルクをポンプの回転数の二乗で割ったものである。黒い実線が実機試験での値を表している。青点線は、前節で述べた SST 乱流モデルを用いた Full 解析モデルによる結果、赤点線は LES 乱流モデル、緑点線は SAS 乱流モデルを使った Full 解析モデルでの計算結果である。また、紫点線は One-Pitch 解析モデルでの計算値を示している。乱流モデルによらず、すべての Full 解析モデルがトルク容量係数の傾向を良く捕らえているのに対して、One-Pitch 解析モデルの計算は大きく外れていることがわかる。しかしながら、トルク比に関しては Full 解析モデルよりも実験結果に近い。トルク容量係数が実験値により近いことから、数値計算でのポンプトルクは精度良く評価できていると考える。従ってタービントルクの計算に問題があると考えますが、理論的には Full 解析モデルがすべての評価ポイントで実験値に近いはずであり、この考察については今後の課題としたい。

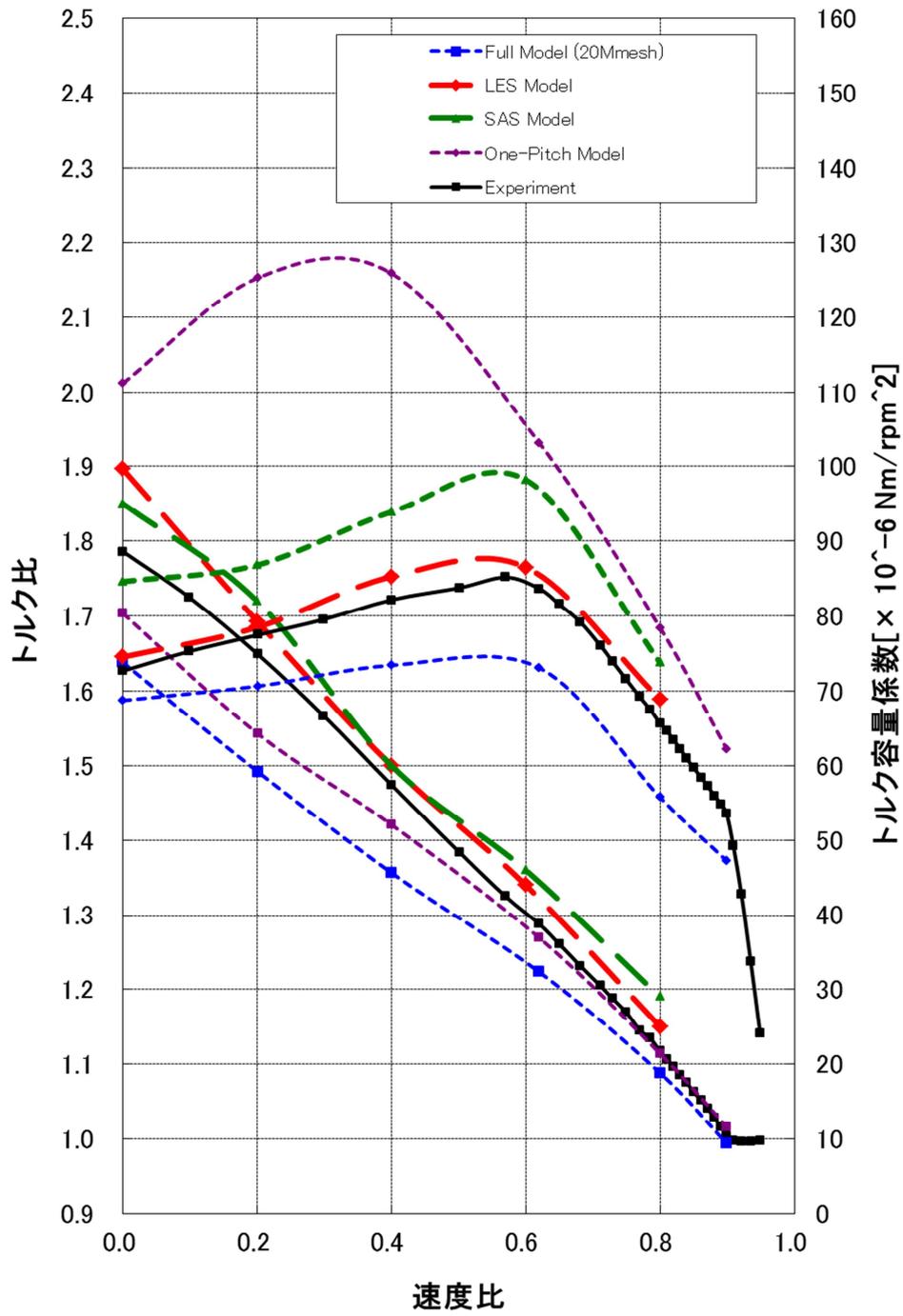


図 3-9 トルクコンバータ性能曲線

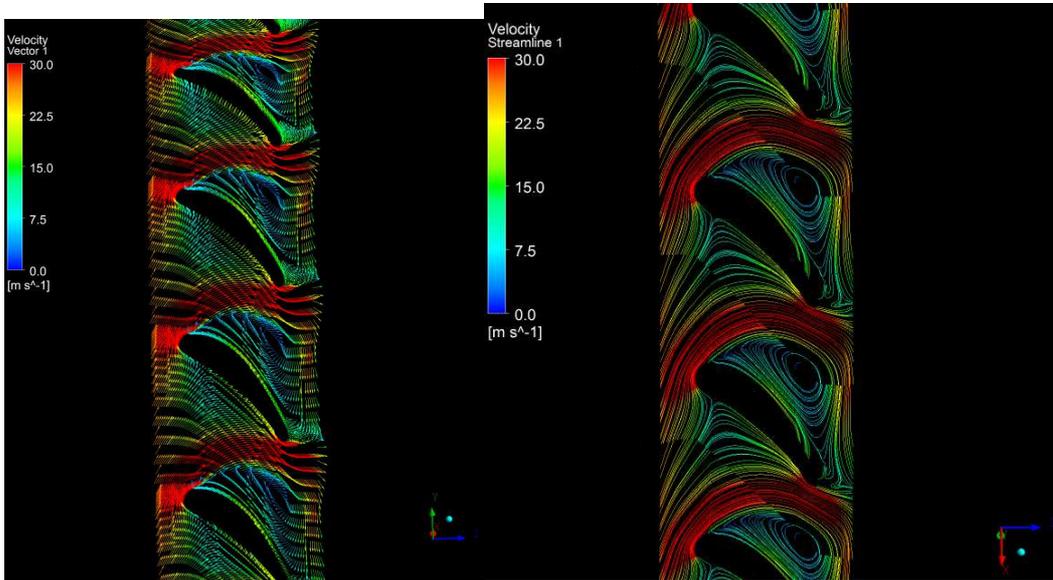


図 3-10 One-Pitch 解析モデル (SST 乱流モデル)

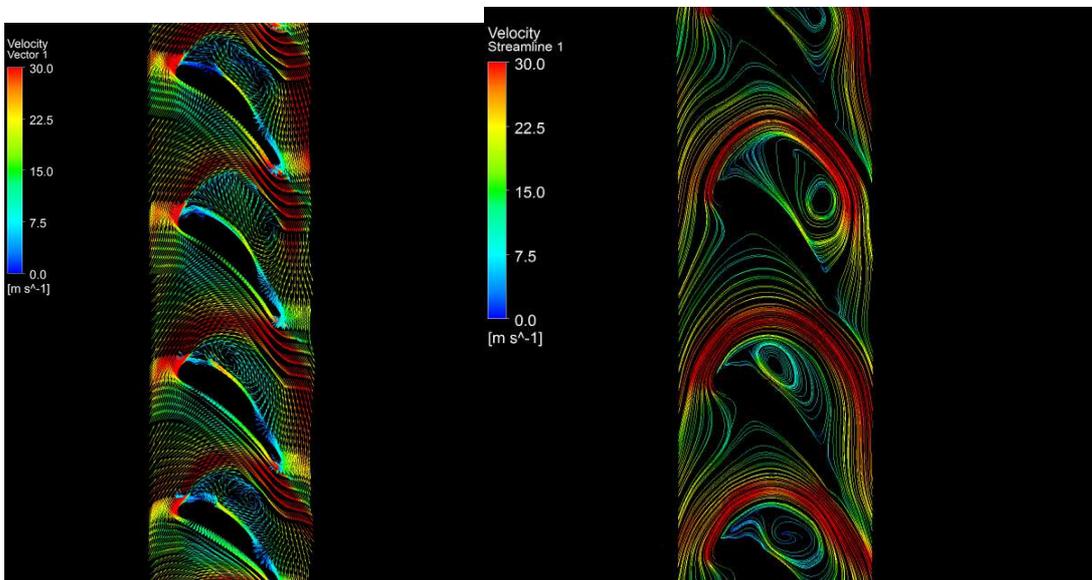


図 3-11 Full 解析モデル (LES 乱流モデル)

また、図 3-9 中の LES 乱流モデルでは、より直接的に乱流を解いていくため、トルクコンバータ流体性能解析において、一番精度の誤差が生まれる要因のステータではく離を上手く捕らえることが可能となる。この結果、ポンプ、タービントルクも精度よく求まり、実験値に一番近い。SAS 乱流モデルは DES 乱流モデルのようなハイブリッドの乱流モデルである。壁面から離れた非定常領域については、LES 乱流モデル的な振る舞いをするため、SST モデルよりは、はく離領域の大きさが比較的良好に再現されていると考える。

図 3-10 は、One-pitch 解析モデルでのステータスパン中央での速度ベクトルと流線、図 3-11 は LES 乱流モデルを使った Full 解析モデルでの速度ベクトルと流線である。いずれも速度比 0.0 における結果である。One-pitch モデルにおいて、はく離領域は、LES 乱流モデルと比較してかなり小さく見積もられていることがわかる。この結果、ステータ翼間の断面有効面積は現実よりも大きく評価され、循環流量の増加によるトルク容量係数の過大評価に繋がったと考えられる。一方、一番現実の流れに近いと考えられる LES 乱流モデルは、はく離領域はかなり大きく、また、タービンプレードとの相対位置の変化による流れの変化もうまく捉えている。

## 3.6 可視化実験との比較

### 3.6.1 可視化実験装置の概略

前節では、乱流モデル違いによるトルクコンバータ流体性能への影響を調査した。本節では、はく離の影響が一番大きいと考えられるステータ周りの流れの可視化を行い、数値流体解析との比較を行った。図 3-12 に可視化実験装置の全体図、図 3-13 に可視化部の拡大図、図 3-14 に可視部断面図を示す。ポンプ、タービンの回転軸が可視化を妨げるため、図 3-14 に示すようにポンプ軸をタービン軸と同方向にまとめ、ステータ周りの流れをプリズムを利用して可視化できるように工夫している。また、設備の強度的な制約から最高回転数を 300rpm に設定したが、実機状態とのレイノルズ数を合わせるため、密度  $812\text{kg/m}^3$ 、粘度  $0.0019\text{Pa}\cdot\text{s}$  の低粘度のペロシティオイルを用いて、実機相当回転数 1500rpm を実現させた。流れの可視化の方法は、ステータシェル側壁面から気泡を混入させて行った。



図 3-12 可視化実験装置



图 3-13 可視化部拡大図

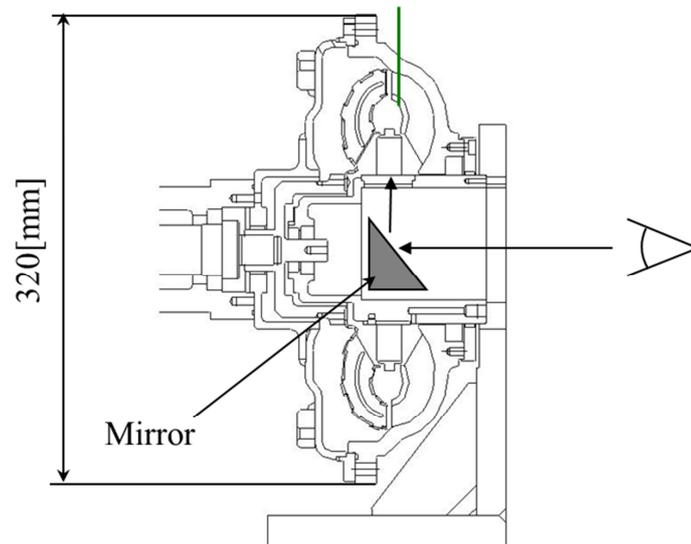


图 3-14 可視化部断面図



図 3-15 ステータ周りの可視化

### 3.6.2 可視化実験と CFD の比較

図 3-15 に速度比 0.2 におけるステータ周りの流れの可視化を示した。負圧面のはく離部と外部循環流との速度差により、はく離循環部ではより白濁し、はく離領域の大きさを推定できる。この結果から前縁からのはく離領域は、大きく後縁を超えてステータとポンプの自由流路付近まで伸びていることがわかる。

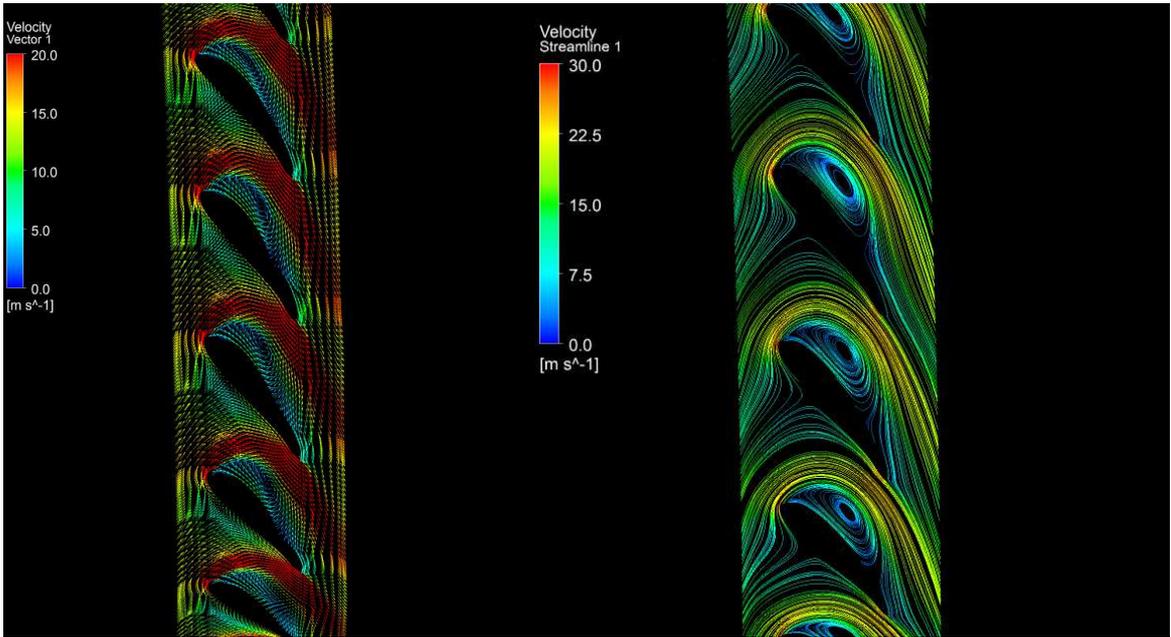


図 3-16 Full 解析モデル (非定常 SST モデル)

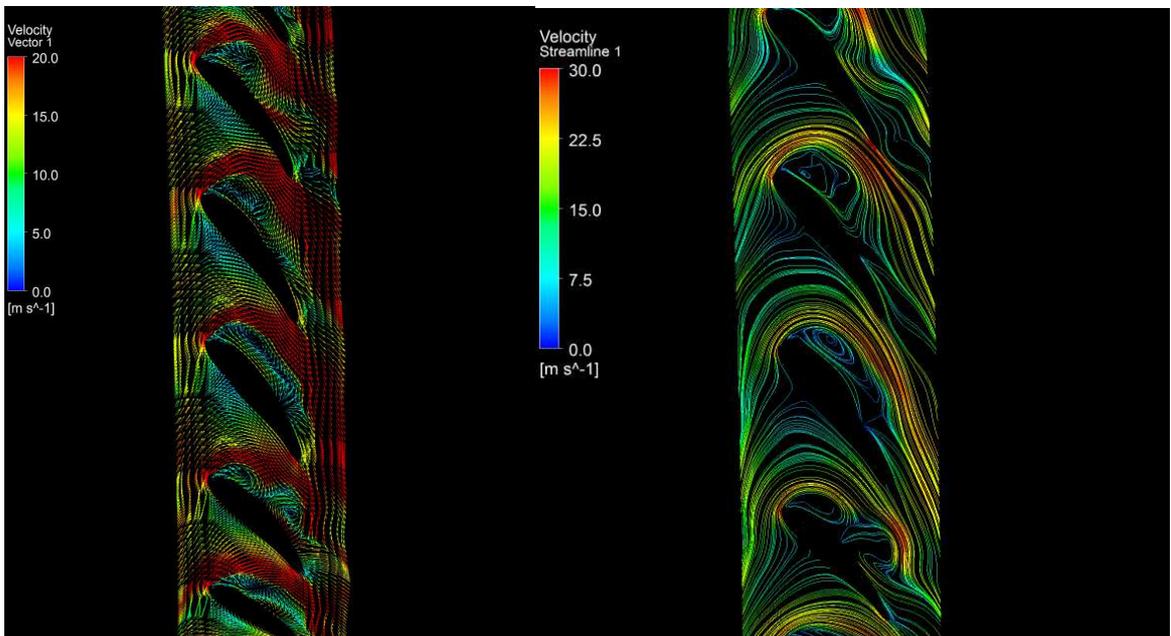


図 3-17 Full 解析モデル (SAS 乱流モデル)

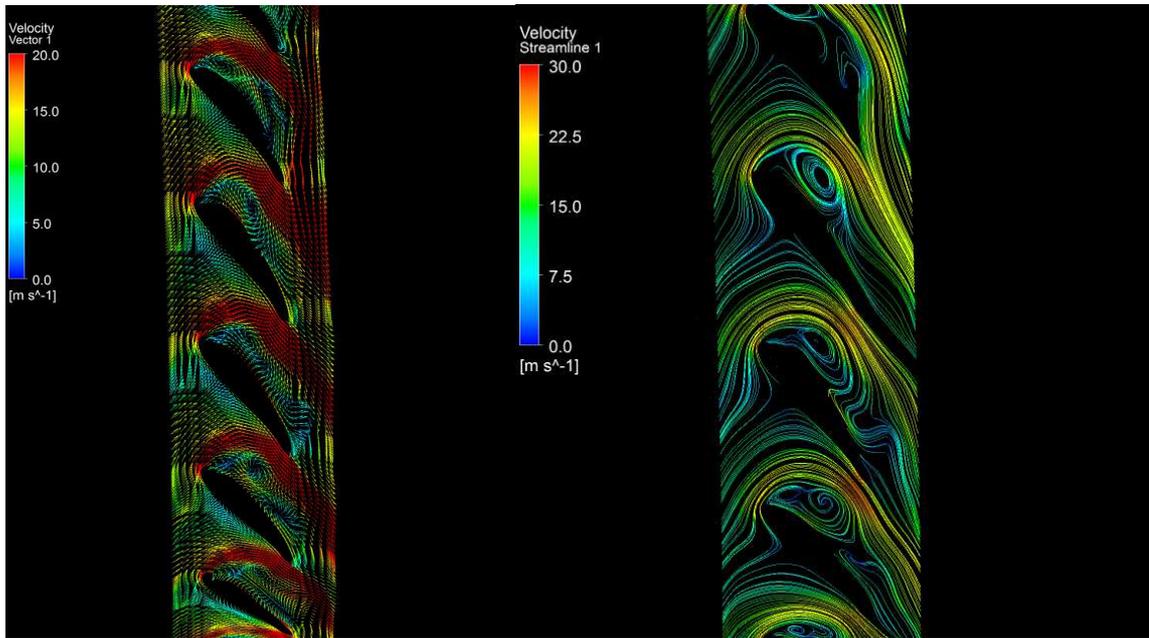


図 3-18 Full 解析モデル (LES 乱流モデル)

図 3-16 に非定常計算による SST 乱流モデルと図 3-17、図 3-18 では乱流モデルのみを変えた SAS、LES 乱流モデルの速度ベクトルを流線を示した。この 3 つのモデルを比較すると大きな違いがわかる。SST 乱流モデルにおいては、非定常計算にも関わらずタービンブレードとの流れの干渉が見られない。一方、SAS、LES モデルでは、タービンブレードの相対位置違いにより、ステータ負圧面でのはく離領域の大きさが大きく変化している。また、SST モデルでは、はく離が負圧面に再付着し、はく離領域が実機と比較してかなり小さく見積もられていることがわかる。SAS 乱流モデル、LES 乱流モデルにおいては、図 3-15 の実機での可視化画像と比較しても定性的にはく離領域を上手く捉えている。SAS と LES 乱流モデルの比較では、あまり大きな差は見られず、900 万要素程度の解析では、解像度の不足のより渦の捉え方が十分でなく、その差が見られなかったと考えられる。2000 万要素付近まで更に解像度を上げていくと、その差が顕著に表れると思われる。

### 3.7 まとめ

三次元流体解析によるトルクコンバータ計算手法がどのように流れ場、性能に影響するかを検証、また可視化試験装置と流体解析を比較し以下のことが明らかになった。

1. いわゆる定常干渉の仮定を使った **One-Pitch** 解析モデルでは、偏平率の小さいトルクコンバータにおいて、高速度域ではあまり差が見られなかったが、低速度比域では流れ場、性能ともに差が顕著に表れた。
2. 速度比 0.8 においては計算手法による流れ場の差はほとんど見られなかった。
3. **LES** 乱流モデルは、ステータ部での渦離れの大きさを良く捕らえていることから、トルクの評価も実験値に一番近いと考えられる。
4. 非定常計算の **SST** 乱流モデルは、静動翼干渉などの非定常性をほとんど捉えていないことがわかった。
5. **SAS** 乱流モデル、**LES** 乱流モデルでのステータ負圧面付近での渦離れ領域の大きさは実験との結果によく一致した。

## 第4章 一次元定常トルクコンバータモデルの改良

### 4.1 モデル改良手法について

#### 4.1.1 石原理論との比較

本章では、新たに提案する一次元定常トルクコンバータモデルの改良手法について解説していく。式(4-1)、(4-2)、(4-3)はポンプトルク、タービントルク、ステータトルクを求める石原らによる一次元定常トルクコンバータ性能予測式である。この研究で対象とするトルクコンバータはFR向け大型自家用車に使われる直径272mmのトルクコンバータであり、その偏平率は71%である。図4-1にこのトルクコンバータ性能曲線の実験値と格子数10万で乱流モデルにSSTを使ったOne-Pitch解析モデルの計算値をプロットした。実験値との最大誤差は10%程度であり、十分にモデル化検討に利用できる精度と考えられる。また、図4-2にはトルクコンバータ偏平率の定義を示した。

このトルクコンバータ設計値を下記に示した一次元の性能予測式に代入し三次元流体解析との比較を行う。なお、ポンプ回転数は2000rpmで固定し、タービン回転数を変化させて速度比を評価した。

$$T_1 = \rho Q \{ (r_2 \omega_1 - c_2 \tan \alpha_{12}) r_2 - (r_1 \omega_3 - c_1 \tan \alpha_{32}) r_1 \} \quad (4-1)$$

$$T_2 = \rho Q \{ (r_3 \omega_2 - c_3 \tan \alpha_{22}) r_3 - (r_2 \omega_1 - c_2 \tan \alpha_{12}) r_2 \} \quad (4-2)$$

$$T_3 = \rho Q \{ (r_1 \omega_3 - c_1 \tan \alpha_{32}) r_1 - (r_3 \omega_2 - c_3 \tan \alpha_{22}) r_3 \} \quad (4-3)$$

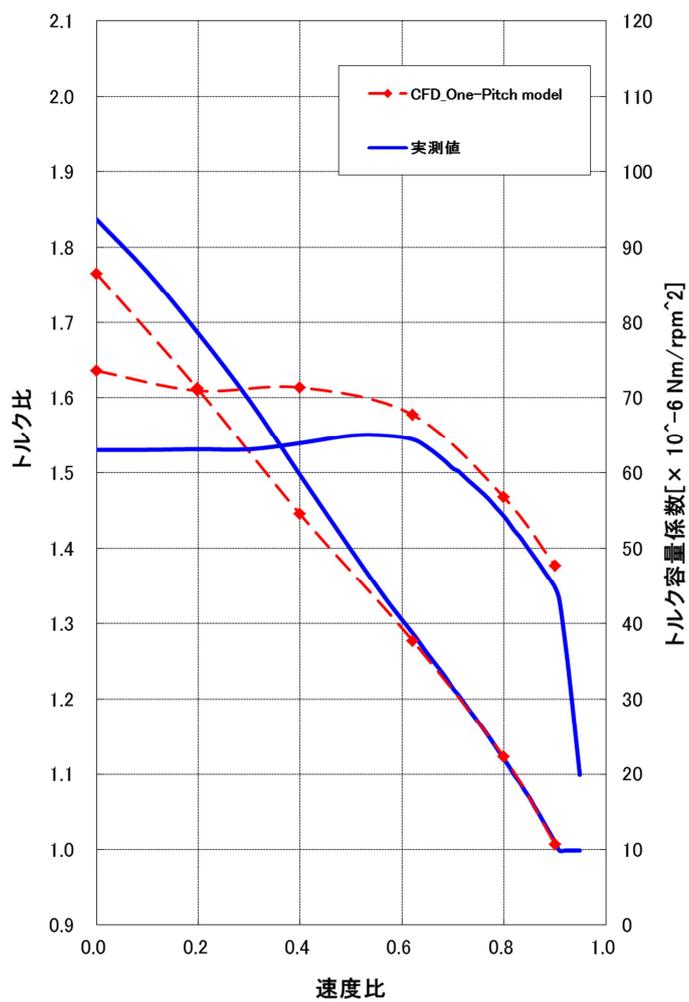


図 4-1 トルクコンバータ性能曲線と CFD 計算結果

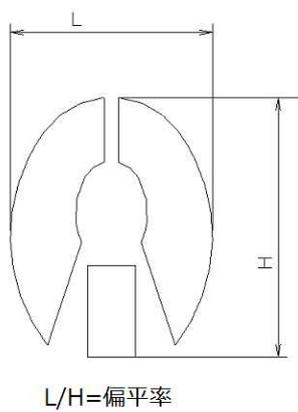


図 4-2 偏平率の定義

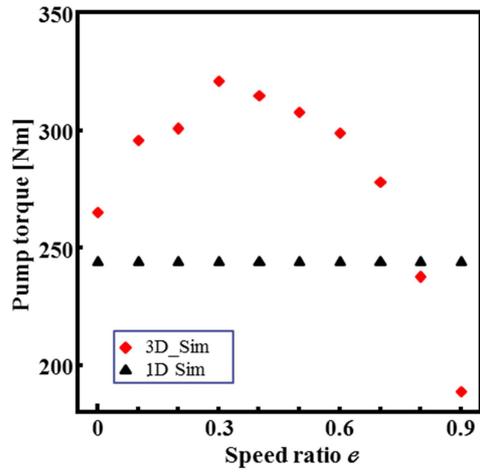


図 4-3 三次元流体解析と一次元解析との比較（ポンプ）

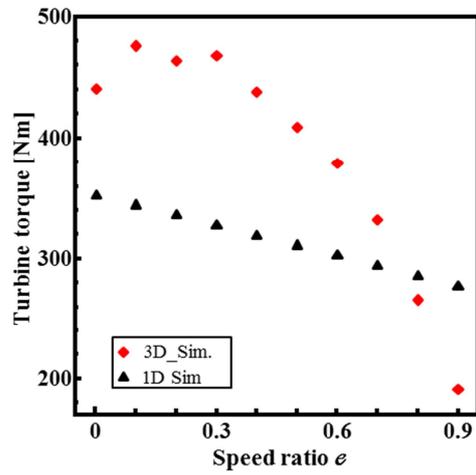


図 4-4 三次元流体解析と一次元解析との比較（タービン）

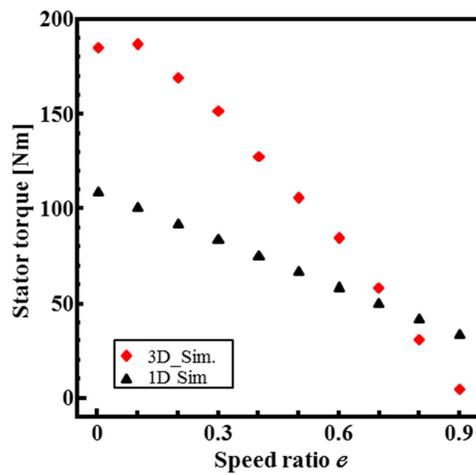


図 4-5 三次元流体解析と一次元解析との比較（ステータ）

図 4-3、図 4-4、図 4-5 はそれぞれポンプトルク、タービントルク、ステータトルクの三次元解析と一次元解析との比較である。縦軸にはトルク、横軸には速度比を定義した。ポンプトルクの値を比較すると、一次元解析から得られたトルクは、速度比に関係なく一定値となっている。これは、式(4-1)で定義された出入口設計角度、流量、子午面流速はすべて定数で与えられており、ポンプ回転数も一定値(2000rpm)で与えられた式では、出力されるトルクも一定値となる。一方、三次元解析から得られたポンプトルクは、速度比が 0.3 付近までは徐々に上昇し、そこからなだらかに下降していく。

図 4-4 の一次元解析のタービントルクについては、トルクの向きがポンプトルクとは反対のため、正負を逆にして表示させた。一次元解析の結果については、ポンプトルク同様、出入口設計角度、流量、子午面流速については、定数を与え、式(4-2)の右辺第 1 項にはタービン回転数、右辺第 2 項にはポンプの回転数を定義する。このため、タービントルクは、速度比が小さいところではポンプの回転数に支配され、速度比が大きくなるにつれてタービンの回転数が大きくなり、その影響で徐々にタービントルクは減少する。三次元解析のタービントルクは、ポンプトルクよりも低速度比領域 0.1-0.2 付近でピークを持ち、徐々に減少していく。また、トルクコンバータのトルク増幅作用によりポンプトルクの 2 倍近いトルクが出力されている。

図 4-5 の一次元解析のステータトルクについてもタービントルクと同様なことが言える。式(4-3)の右辺第 2 項のタービン回転数が上昇することで、徐々にステータトルクも減少していく。三次元解析の結果を評価すると、ポンプトルクとタービントルクの傾向とは少し異なり、速度比 0.1 付近でトルクのピークを迎える。これは、ステータの形状的な理由、つまり、タービンからの流入角度、流入速度が影響していると考えられる。

ここで注目すべきは、あらゆる仮定の下、理想流れを計算している一次元解析が速度比 0.8 付近で三次元流体解析のいずれの要素のトルクにも近い値が計算されていることである。これは、速度比 0.8 付近がいわゆる設計点、流れが損失することも無く理想的に流れている状態であり、角運動量理論だけで強い流れの三次元性をもつトルクコンバータ内のトルクを予想出来ていることは注目に値する。

#### 4.1.2 各要素のドメインを利用した流量、出入角の算出

##### 三次元から一次元へのアプローチ

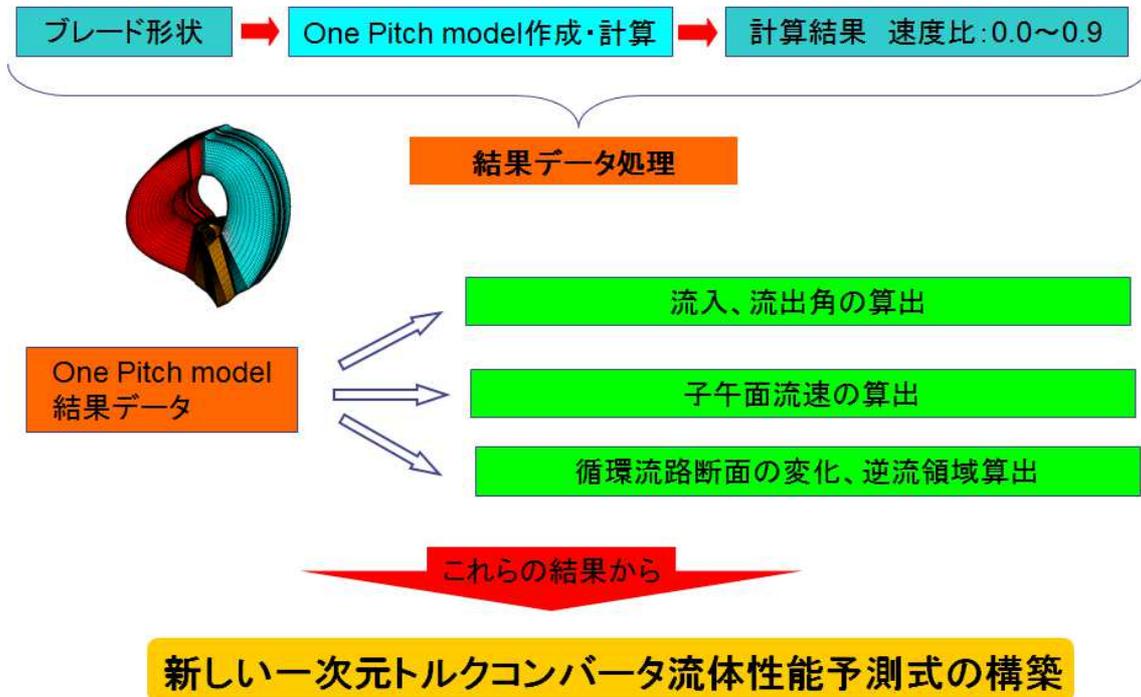


図 4-6 三次元解析データから一次元解析へのデータ変換フロー

図4-6に三次元流体解析の結果を利用して一次元解析用データを作成する流れについて示した。三次元解析を速度比 0.0 から 0.9 まで行い、その結果得られた半径  $r$ 、流量  $Q$ 、子午面方向の速度  $c$  を用いて速度三角形を求め、各要素の出入口角度を計算する。速度三角形による出入口角度の算出については、図 4-7 に詳細を示した。これらのデータを式 (4-1)、(4-2)、(4-3) に代入し、ポンプ、タービン、ステータのトルクを求める。

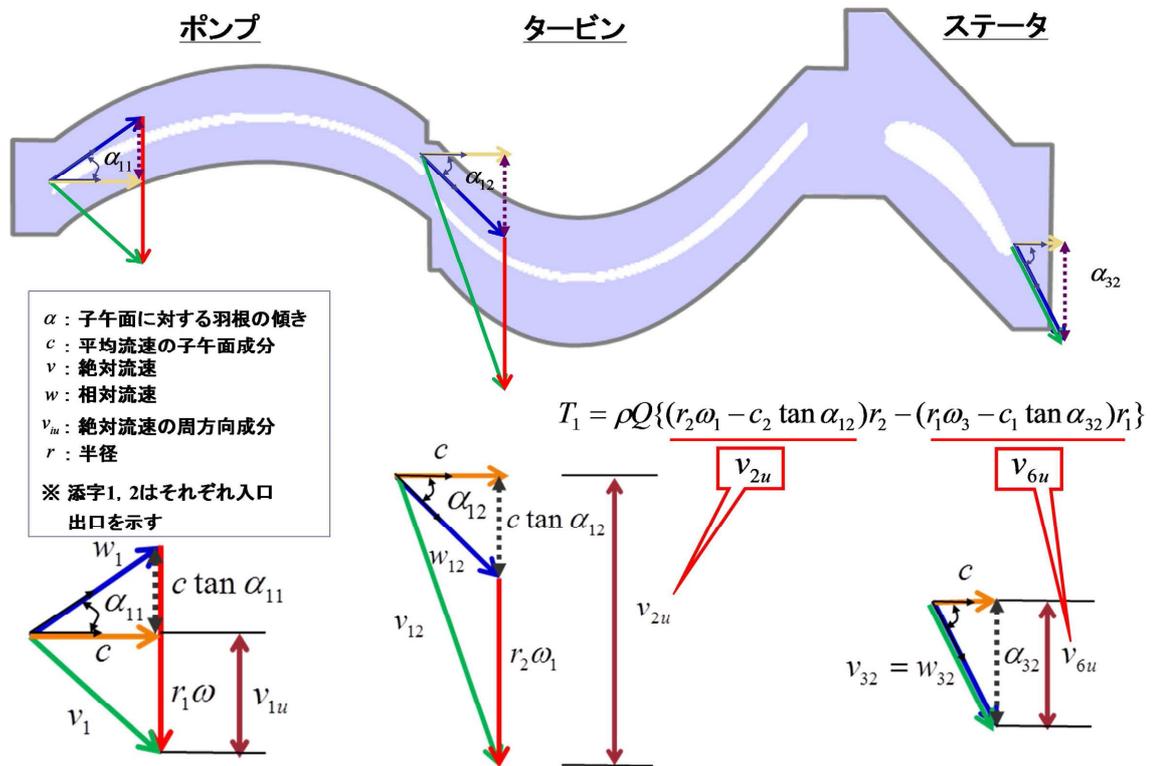


図 4-7 速度三角形による各要素の出入口角度算出方法

三次元流体解析で一般的に使われる One-pitch 解析モデルは、各要素間に挟まれる自由流路はブレードからの流れの影響が大きいと考えて、各要素の計算ドメインの一部として計算される。このような手法を採用する事で、自由流路自体のモデル化を省略でき、計算モデルの生成時間の短縮にもつながる。ポンプを例にとると、図4-8で示すように、それぞれの要素からの中地点を各ドメインの端面にとる事が多い。

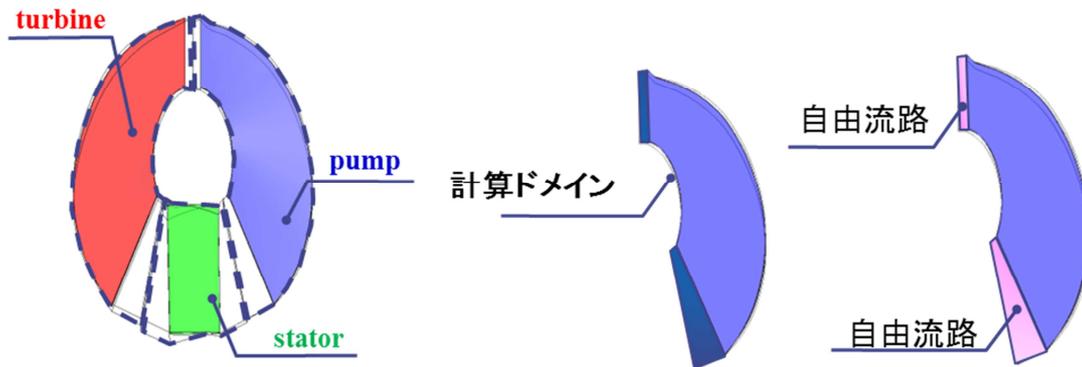


図 4-8 計算領域の設定方法 (ポンプ)

このドメイン端面部分から計算された流量、速度のデータを使い、一次元解析で再計算させたポンプトルク、タービントルク、ステータトルクの結果と三次元解析で得られたトルクをそれぞれ図 4-9、図 4-10、図 4-11 に示した。

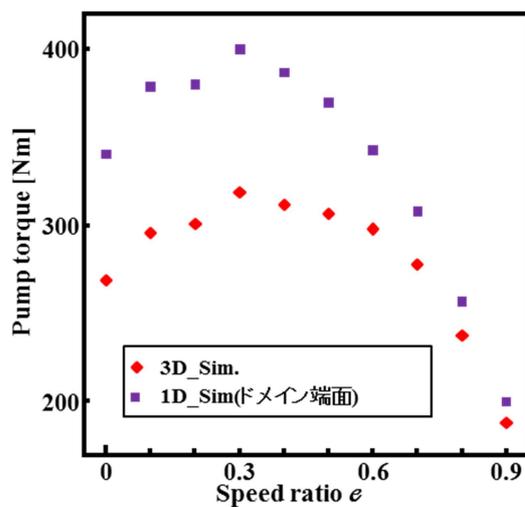


図 4-9 ドメイン端面データを利用した一次元解析結果 (ポンプ)

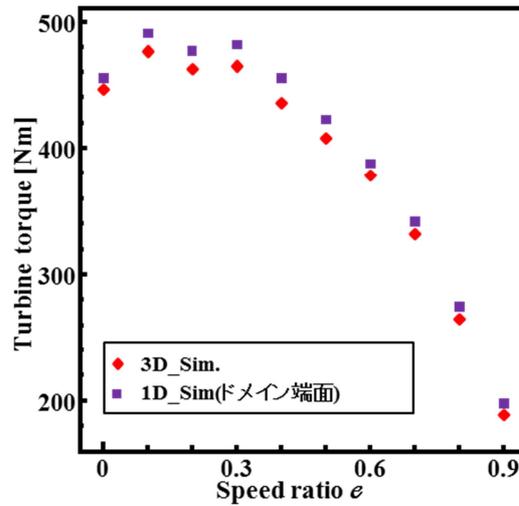


図 4-10 ドメイン端面データを利用した一次元解析結果（タービン）

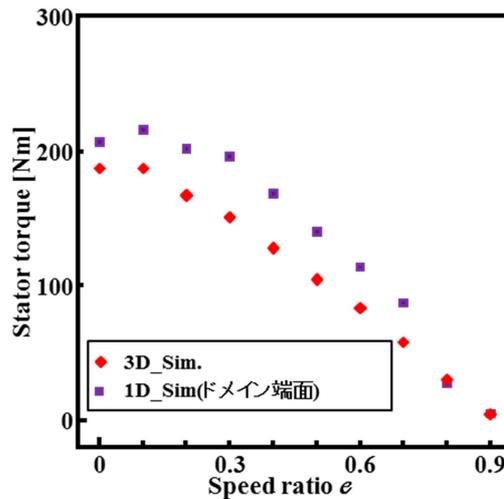


図 4-11 ドメイン端面データを利用した一次元解析結果（ステータ）

図 4-9 で示した一次元解析のポンプトルクは、速度比 0.3 付近で一度トルクがピークに達し、その後、なだらかに下降していく。三次元解析と比較して、トルク変化の様子は良く捉えられている。しかしながら、定量的にはまだ 1.5 倍ほどの誤差が生じているが、トルクが速度比に依存せず一定であった図 4-3 での一次元解析の結果と比較すると大きな精度向上となっている。

次に図 4-10 に示すタービントルクであるが、三次元解析の結果と驚くほど一致した。図 4-12 に速度比 0.0 でのタービンブレード流路間の流線を示したが、流線の結果が示す

ようにタービンのコア領域付近には大きなはく離領域、逆流領域が存在し、一次元解析が三次元解析の結果に近づく理由にはならない。しかしながら、速度比 0.0 と 0.8 におけるタービンドメイン端面部出入口の速度ベクトルを示した図 4-13 に注目すると、

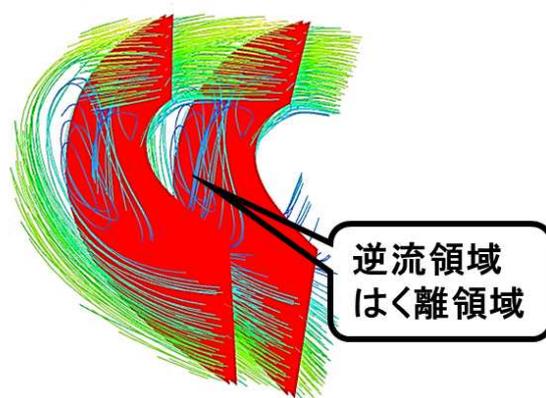


図 4-12 速度比 0.0 におけるタービンブレード間の流れ

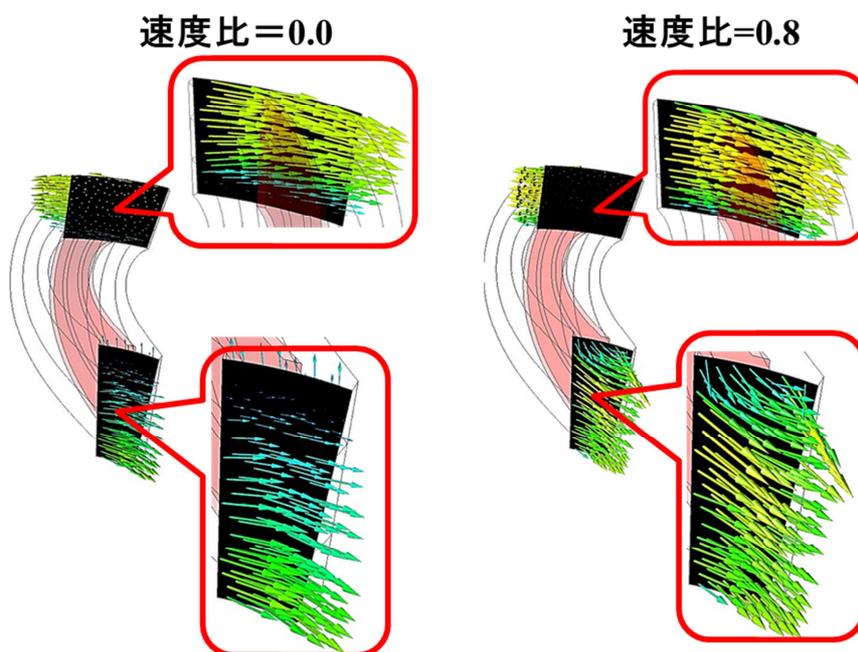


図 4-13 速度比 0.0、0.8 におけるタービンドメイン端面での速度ベクトル

速度比 0.0 において、タービンドメインの入口では速度ベクトルの長さがほぼ一定で、一方向に向いていることがわかる。また、タービンドメイン出口においてもコア側に若干の乱れがあるものの、速度ベクトルは同じ方向を向いていることがわかった。更に速度比 0.8 においても速度比 0.0 と同様の傾向が見られ、これらの結果から、タービンド

メインの出入口においては、いずれの速度比においても、流れがほぼ一様、つまり一次元性を保っていると考えられる。タービン流路内の質量は保存されることから、一次元の角運動量理論でもトルクの算出を精度良く行うことが可能であると考えられる。

図 4-11 のステータトルクについても、ポンプトルク同様に定性的にトルク変化の傾向は良く再現できているが、定量的にはまだ改善が必要とされる。

#### 4.1.3 各要素の翼端を利用した流量、出入角の算出

次に各要素の計算ドメインと自由流路の影響を評価するために、図 4-14 に示すように三次元解析のデータを計算ドメイン端面で抽出せず、ブレード端面で抽出し、そのデータを利用して一次元解析を行った。ポンプトルク、タービントルク、ステータトルクの結果をそれぞれ図 4-15、図 4-16、図 4-17 に示す。

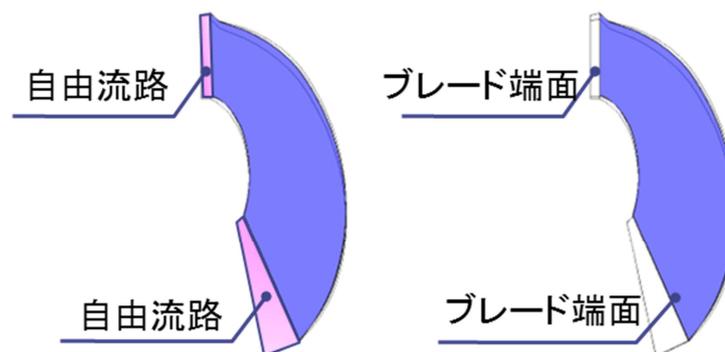


図 4-14 三次元データ抽出位置 (ポンプ)

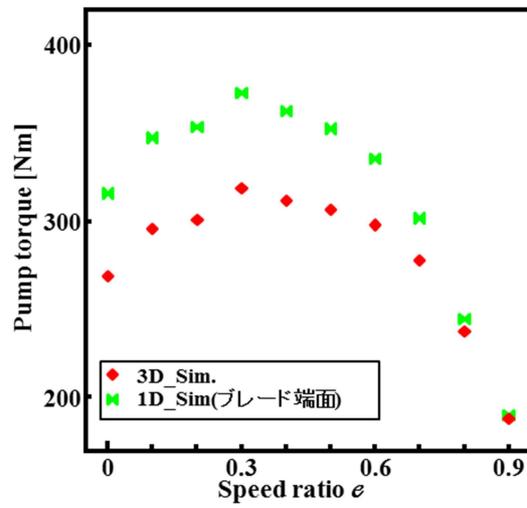


図 4-15 ブレード端面データを利用した一次元解析結果 (ポンプ)

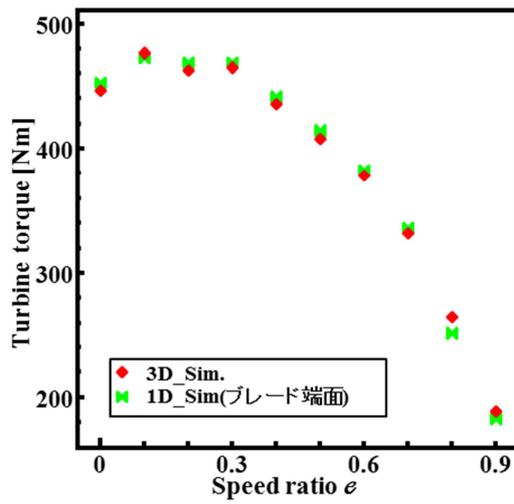


図 4-16 ブレード端面データを利用した一次元解析結果 (タービン)

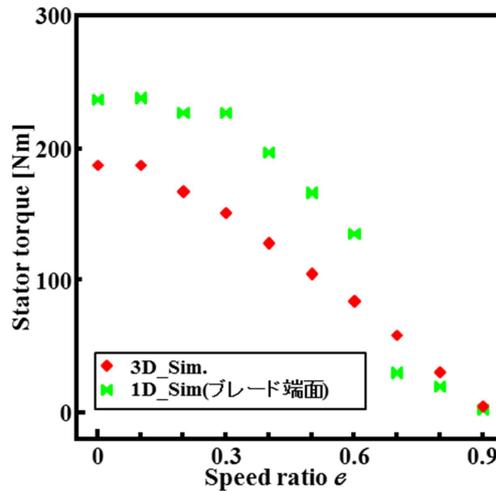


図 4-17 ブレード端面データを利用した一次元解析結果（ステータ）

図 4-15 に示したポンプトルクは、ドメイン端面でデータを取得した図 4-9 の結果と比較して絶対値が改善されていることがわかる。また、図 4-16 のタービントルクの結果は図 4-10 と同様、三次元解析値と非常に良く一致している。図 4-17 のステータについては、ドメイン端面でデータ取得をした結果とほとんど差は無かった。

#### 4.1.4 自由流路の扱いについて

前節において、図 4-15 で示したポンプトルクが改善された要因を探るため、図 4-18 のように自由流路が独立した形で計算モデルを作成した。図中の黄色の自由流路部分が各要素のドメインと切り離され、独立したドメインとして計算される。本来、自由流路部は、ブレード要素とは物理的に独立しており、同じドメインという形で速度を与えるものではない。しかしながら、計算モデル作成時間、定常計算であるという点、ブレード回転が自由流路に影響すると考えると自由流路を含めたドメインで解析を実行しても結果に与える影響は少ないと考えられている。

この自由流路独立モデルが従来のモデルと比較して、トルク比に関し精度の差が無いことを図 4-19 に示した。

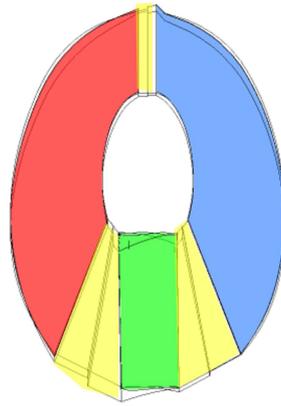


図 4-18 自由流路を独立させた三次元解析モデル

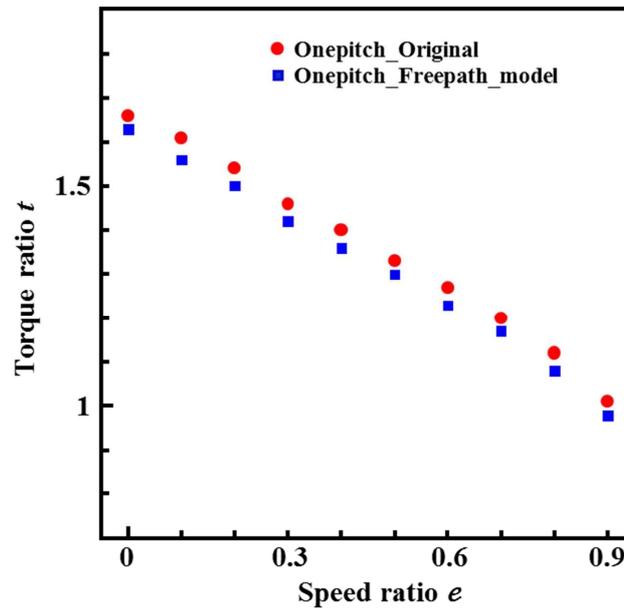


図 4-19 従来モデルと自由流路独立モデルのトルク比の比較

この自由流路独立モデルを使い、自由流路部での角運動量の変化を考慮して、一次元解析を行った。このモデルと従来モデルとの差を明確にすることで、自由流路部での影響を調査した。図 4-20、図 4-21、図 4-22 にブレード端面での運動量の変化に加えて自由流路の角運動量の変化を加えたポンプ、タービン、ステータトルクをそれぞれ示した。

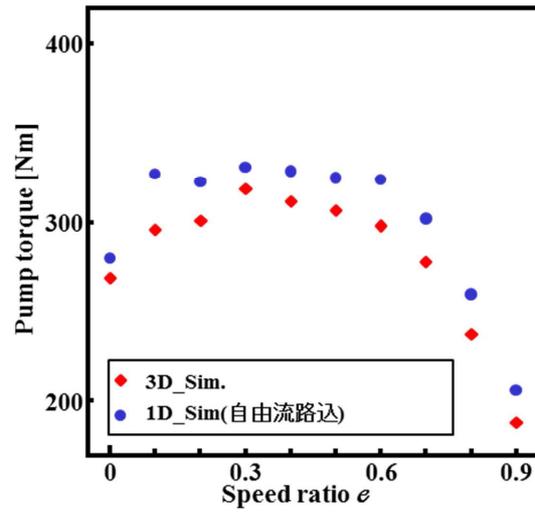


図 4-20 自由流路独立モデルを利用した一次元解析結果 (ポンプ)

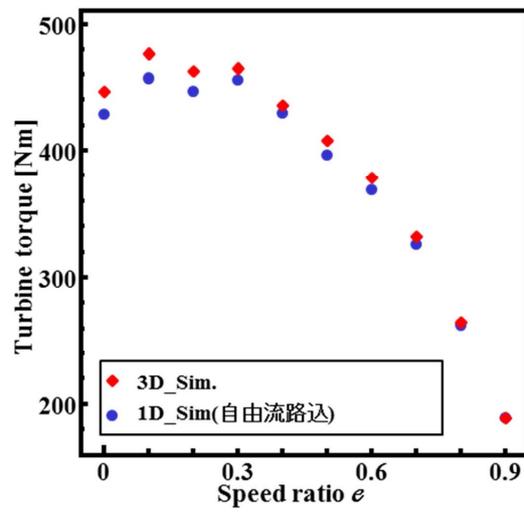


図 4-21 自由流路独立モデルを利用した一次元解析結果 (タービン)

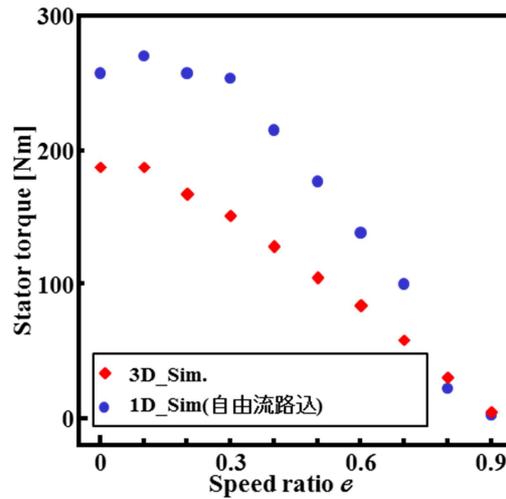


図 4-22 自由流路独立モデルを利用した一次元解析結果（ステータ）

図4-20の結果からポンプトルクが飛躍的に精度向上していることがわかる。これは、ステータ出口部とポンプ入口部、あるいは、ポンプ出口部とタービン入口部の自由流路で大きな角運動量の変化が起こっていることを示唆している。ポンプ出口部とタービン入口部までの自由流路は、隙間が小さく、タービントルクにも変化が無いことから、運動量の大きな変化はステータとポンプ間で起こっていると考えられる。ここで、図 4-23 に速度比 0.0 におけるステータブレード周りの速度ベクトル、図 4-24 に速度比 0.8 における速度ベクトルを示した。

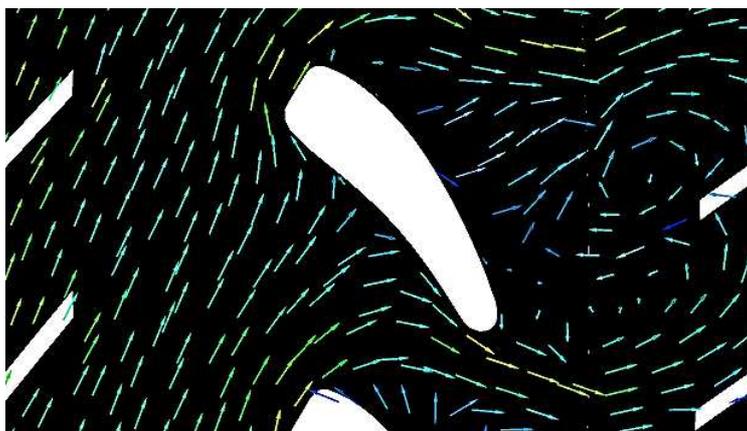


図 4-23 速度比 0.0 におけるステータ周りの速度ベクトル



図 4-24 速度比 0.8 におけるステータ周りの速度ベクトル

図 4-23 が示すようにタービン出口から流出した流れは、ステータの圧力面に衝突し、そこからステータ前縁に向かう流れと後縁に行く流れに分岐する。前縁を回った流れは大きくはく離し、後縁に再付着する流れもあれば、そのままポンプ側に向かう流れも存在する。この大きなはく離の部分がステータとポンプ間の自由流路付近にも到達し、大きな流れの変化、つまり角運動量の起こしていることがわかる。この角運動量の変化を正確に計算することで、ポンプのトルクは飛躍的に三次元解析の結果に近づいたと考えられる。また、図 4-24 が示すように速度比 0.8 においては、どの領域においても一様に流れていることがわかり、自由流路での運動量変化はほとんど起こらないと言える。

図 4-21 に示したタービントルクについては、自由流路を考慮してもトルク値に変化はなく、タービン入口におけるポンプとの自由流路、タービン出口におけるステータとの自由流路の影響は見られない。図 4-22 に示したステータトルクに関しても、自由流路を考慮してもトルク値に変化が見られないことから、自由流路の影響は無いと考える。

## 4.2 自由流路を考慮した損失項の追加

前節の結果を踏まえ、一次元解析のトルク算出式、式(4-1)、(4-2)、(4-3)は次のように書き換えることが可能となる。式(4-4)はポンプトルクについての式、式(4-5)はタービントルクについての式、式(4-6)はステータトルクについての式である。それぞれの式には自由流路での運動量変化も考慮した損失項が加えられている角運動量方程式となっている。

$$T_1 = \rho Q \{ (r_{12} \omega_1 - c_{12} \tan \beta_{12}) r_{12} - (r_{11} \omega_1 - c_{11} \tan \beta_{11}) r_{11} \} \\ + \rho \{ Q_{11} r_{11} (c_{11} / \cos \gamma_{11}) - Q_{32} r_{32} (c_{32} / \cos \gamma_{32}) \} \quad (4-4)$$

$$T_2 = \rho Q \{ (r_{22} \omega_2 - c_{22} \tan \beta_{22}) r_{22} - (r_{21} \omega_2 - c_{21} \tan \beta_{21}) r_{21} \} \\ + \rho \{ Q_{21} r_{21} (c_{21} / \cos \gamma_{21}) - Q_{12} r_{12} (c_{12} / \cos \gamma_{12}) \} \quad (4-5)$$

$$T_3 = \rho Q \{ (r_{32} \omega_3 - c_{32} \tan \beta_{32}) r_{32} - (r_{31} \omega_3 - c_{31} \tan \beta_{31}) r_{31} \} \\ + \rho \{ Q_{31} r_{31} (c_{31} / \cos \gamma_{31}) - Q_{22} r_{22} (c_{22} / \cos \gamma_{22}) \} \quad (4-6)$$

### 4.3 まとめ

1. 石原らが考案した一次元定常トルクコンバータ性能予測式と三次元流体解析から得られた各要素のトルクを比較し、大きな差が確認できた。しかしながら、速度比 0.8 付近では一次元解析と三次元解析で差異は見られなかった。
2. 三次元流体解析結果から求められた流量、トーラス半径、流体のブレードに対する出入口角度を一次元解析に入力することで、三次元解析の結果に近づくことがわかった。また、三次元流体解析の結果を使うことで、一次元理論では定義が不明確であった衝突、摩擦損失についても物理的に組込むことが可能となった。
3. 自由流路部の角運動量の変化も各要素のトルク評価に重要な役割を果たしていることがわかった。
4. 一次元解析において、タービントルクの精度が良い理由は、すべての速度比において要素出入口流れの均一性に起因するものと思われる。
5. ポンプトルクの精度の低下は、ステータ出口からの流れの擾乱が影響していると考えられ、自由流路を考慮した式により精度が飛躍的に向上した。
6. 自由流路を考慮した新たな一次元角運動量方程式を提案した。

## 第5章 動特性を考慮したトルクコンバータ三次元流れ解析

### 5.1 はじめに

前節までは、主に一次元解析での理論を述べてきた。本節では、すべて三次元解析を利用し、タービンの剛体運動と三次元 CFD (Computational Fluid Dynamics)を連成させる事で、より精密に動的なトルクコンバータ性能を予測し、実験値との比較、静的な性能との比較を行い、その妥当性を考察した。

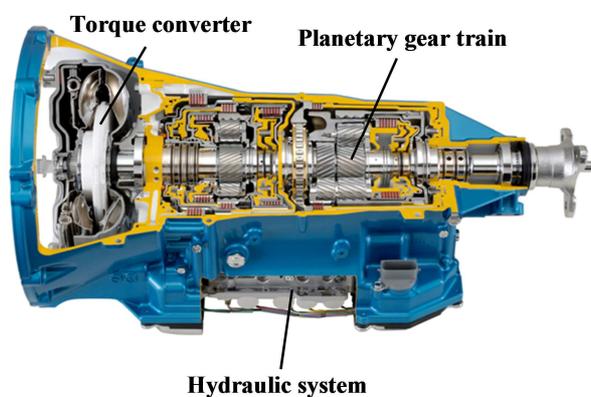


図 5-1 自動変速機全体図

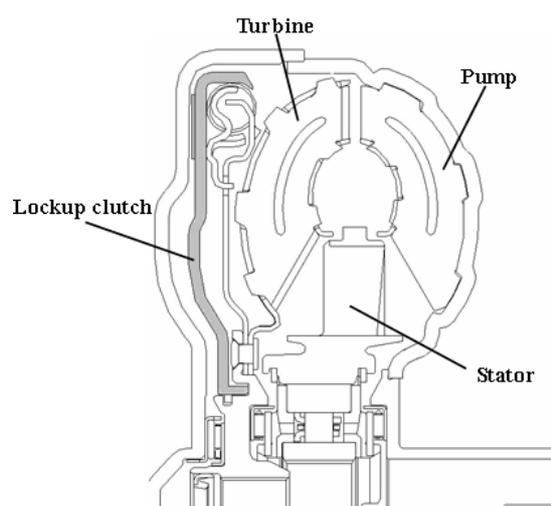


図 5-2 トルクコンバータ断面図

## 5.2 解析対象および解析条件

図 5-1 にトランスミッションの全体図、図 5-2 にトルクコンバータの断面図、図 5-3 に計算モデルを示す。トルクコンバータの性能は、ポンプ、タービン、ステータで構成されるトーラス部分でほぼ決定されるため、ロックアップクラッチのモデル化は省略した。ポンプ、タービン、ステータのブレード枚数は、それぞれ 37 枚、31 枚、30 枚である。すべての計算格子は、六面体で構成され、全体の格子数は 900 万要素である。数値計算には、ANSYS CFX14.0 を用い、乱流モデルには SAS を使用した。ポンプの回転数は、車両の停止時からの発進を模擬し、図 5-22 で示すように 600rpm から 2200rpm まで 0.6 秒で立ち上げる設定とした。また、タービンの入力条件については、後述する剛体運動の運動方程式から得られた回転軸周りのイナーシャの値のみを与えた。

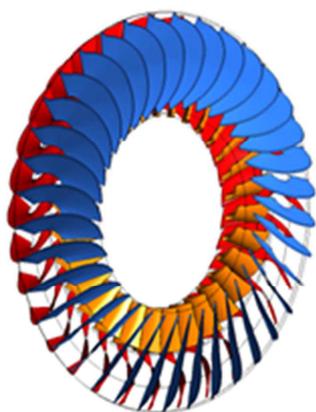


図 5-3 トルクコンバータ CFD モデル

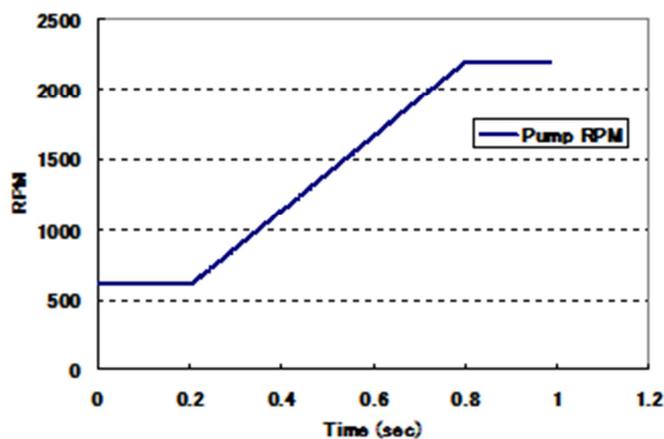


図 5-4 ポンプ回転速度

### 5.3 剛体運動の運動方程式について

タービンの剛体運動を表現するにあたり、以下のような全角運動量に対する運動方程式(5-1)を導入した。

$$\frac{dL}{dt} = \sum_i (r_i \times F_i) = \sum_i N_i = N \quad (5-1)$$

ここで  $N_i$  は  $i$  番目の質点に働くトルク、 $N$  はそのトルクの総和を表している。この方程式の回転軸の 1 成分がタービン剛体運動の方程式として定義され、流体の方程式とカップリングされる。

### 5.4 計算結果

#### 5.4.1 静的な条件下における実験値と計算値との比較

図 5-25 は、今回モデル化したトルクコンバータの性能曲線を示す。速度比  $e$ 、トルク比  $t$  およびトルク容量係数  $C$  は、各々式(5-2)、(5-3)、(5-4)で定義される。また、3次元 CFD で得られた静的な計算結果も併記した。

$$e = \frac{\omega_T}{\omega_P} \quad (5-2)$$

$$t = \frac{T_T}{T_P} \quad (5-3)$$

$$C = \frac{T_P}{\omega_P^2} \times 10^6 \quad (5-4)$$

ここで  $\omega_P$  及び  $\omega_T$  はポンプ及びタービンの回転数、 $T_P$  及び  $T_T$  はポンプ及びタービントルクを表している。

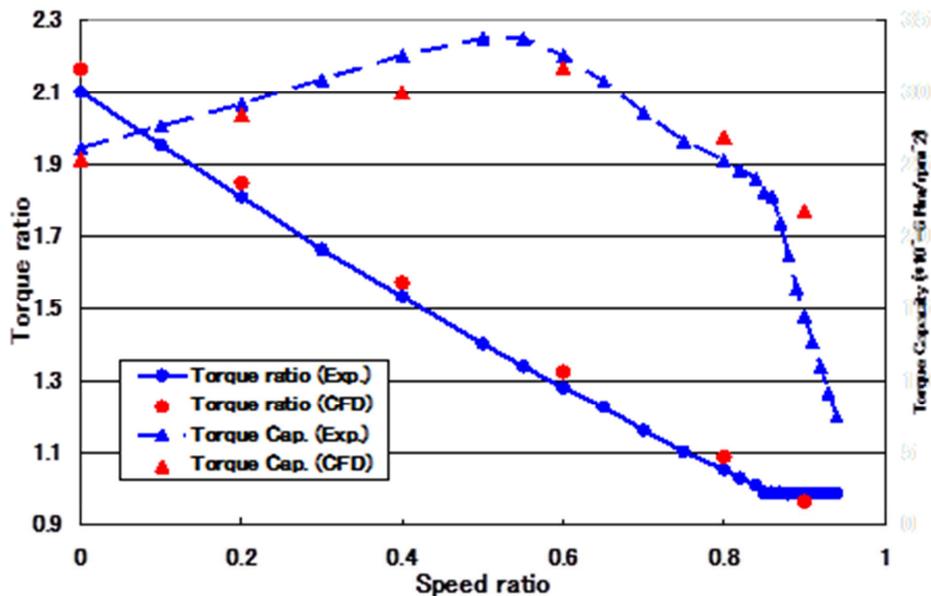


図 5-5 トルクコンバータ性能曲線

実験値と計算値とを比較すると、トルク比  $t$  およびトルク容量係数  $C$  の誤差は、共に 5% 程度である。筆者の経験から実験値との誤差が 10% 以内であれば、設計に活用できると考えており、CFD のモデル化、格子数とも動的計算で用いられるモデルとしては十分な精度を有すると考えた。次章以下、車両の発進性能に最も影響するトルク比について実験値との比較を行う。

#### 5.4.2 インナーシャの違いによる計算結果

図 5-6 は、タービン軸回転方向のインナーシャを  $0.1$ 、 $0.2$ 、 $0.3\text{kgm}^2$  と設定し、図 5-4 で示したポンプ回転数を入力条件として計算したタービン回転数を示している。タービンの回転数は、速度比が  $0.9$  になった時点で計算が止まるように設定している。タービン回転数は、インナーシャが大きい場合 ( $0.3\text{kgm}^2$ ) ではポンプ回転数の上昇に伴って反応が遅れて二次曲線的に上昇するが、小さい場合 ( $0.1\text{kgm}^2$ ) では急速に上昇しており、インナーシャの影響が定性的に正しく計算されていることがわかる。また、インナーシャが小さいほど、最終目的回転数である速度比  $0.9$  に到達する時間が短くなっている。

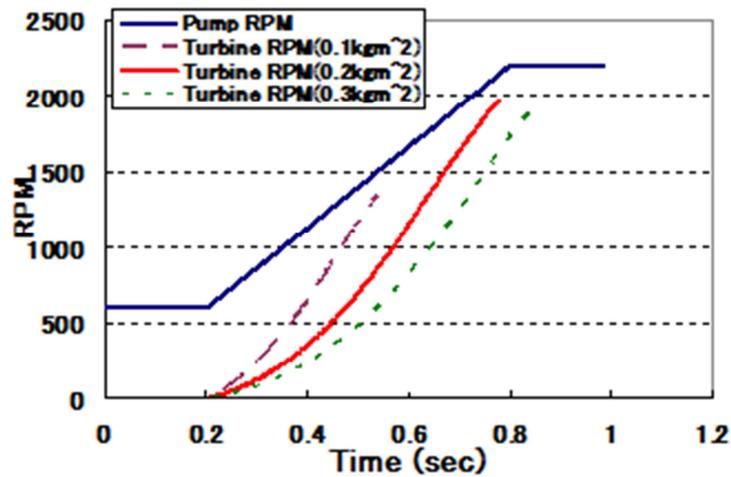


図 5-6 インターシャ違いによるタービン回転数

### 5.4.3 連成計算の検証

この新手法におけるトルク計算の妥当性を更に検証するため、図 5-4 で示されたタービン回転数を入力条件として従来行われてきた三次元 CFD 手法、つまりポンプとタービンの回転数を入力する手法で再計算し、トルクコンバータの性能解析を行った。その結果得られたポンプ、タービンのトルクと新手法である連成計算で得られたトルクとの比較を図 5-7(a)、(b)に示す。

ポンプトルク、タービントルク共に連成計算で得られた値と従来の三次元計算手法で得られた値は一致しており、新手法におけるトルク計算が従来手法での計算精度を保っていることが明らかになった。

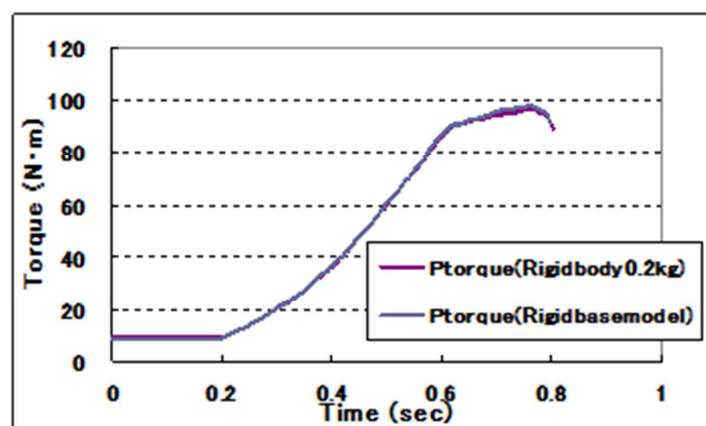


図 5-7 (a) ポンプトルクの比較

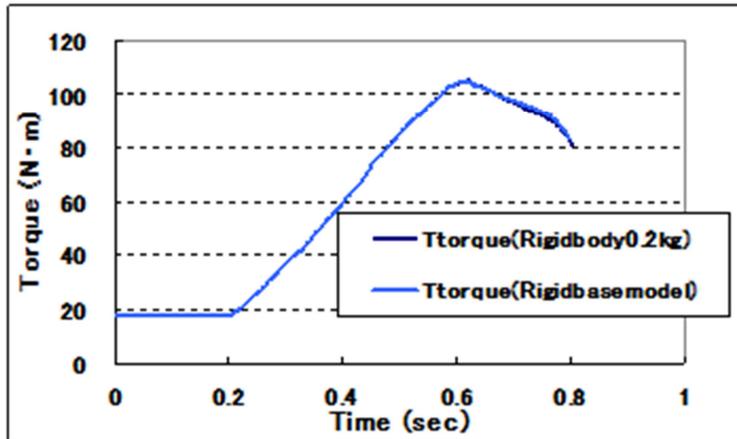


図 5-7 (b) タービントルクの比較

#### 5.4.4 実験データとの比較

図 5-8 に動的及び静的計算から得られたトルク比を示した。黒色実線が実験から得られた静的なトルク比で、黒色■の4つの点は、実験的に求められた動的なトルク比である。また、それぞれの赤色点線、青色点線は、動的計算結果、静的計算結果となっている。本計算では、実機のタービンイナーシャ値を考慮して、 $0.2\text{kgm}^2$ の値を使用した。静的な条件下で実験と計算との誤差は若干あるが、動的な条件下においては計算が実験の2つの大きな傾向を良く捉えている。1つ目は、静的な条件下よりもトルク比が低いこと。2つ目は、低速度比側で一旦トルクが落込み、速度比が上がるにつれて、静的なトルク比に漸近していくことである。これらの結果から、本計算手法が定性的には妥当であることが示された。

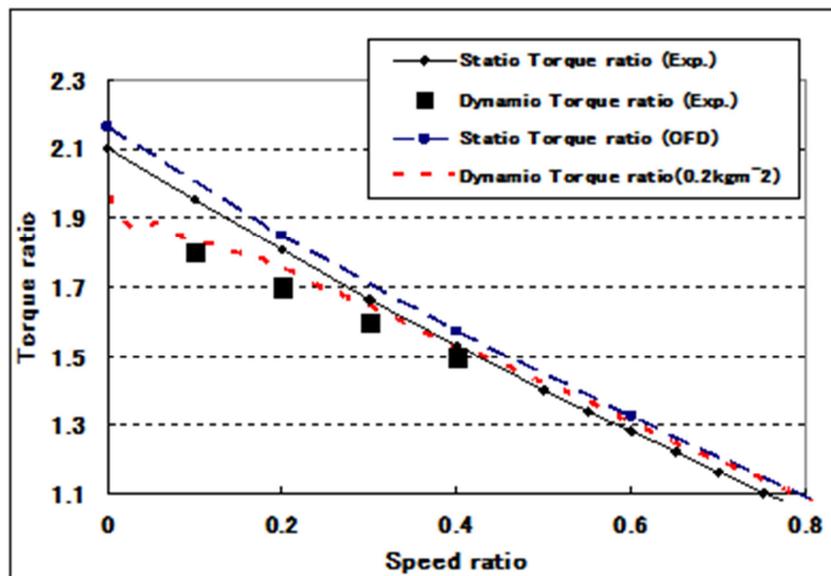


図 5-8 実験と CFD によるトルク比の比較

しかしながら、実験設備や治具のイナーシャを排除することは難しく、より高精度の実験を行い、計算の検証をすることが今後の課題である。

#### 5.4.5 流量の比較

図5-9に静的及び動的計算により求められたトルクコンバータ内部の循環流量を示す。速度比0.1での比較において、動的計算時の流量は、静的計算の3分の1になっており、速度比が上がるにつれて静的計算で求められた流量に近づいていく。急激なポンプ回転による角運動量の変化に流体の慣性による遅れが出ることで循環流量の低下が起こると考えられ、高速度比側に行くほど、つまり時間が経つにつれて、その遅れが回復するものと思われる。

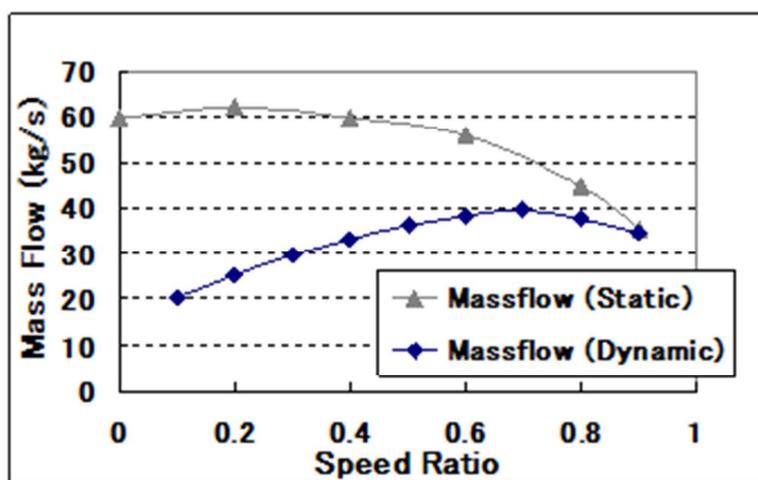
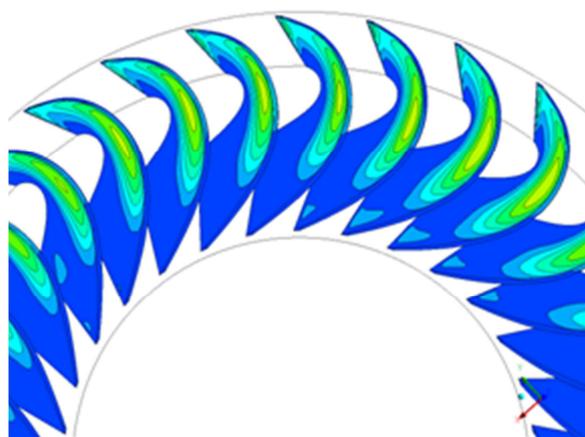


図5-9 トルクコンバータ内循環流量変化

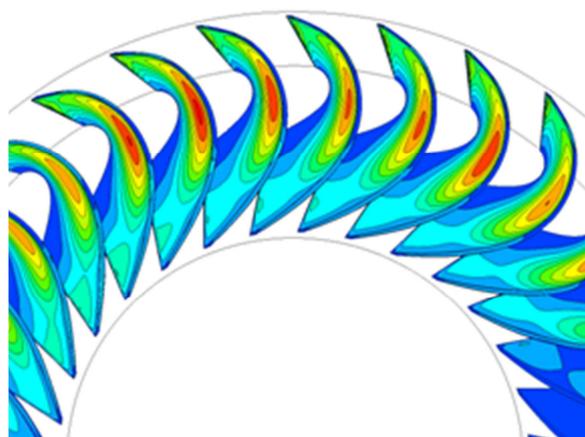
トルクコンバータは、トランスミッションオイルを介してエンジンと同じ回転で回るポンプの回転エネルギーをタービンに伝えることで力を伝えるターボ機械である。循環流量が低下する事でポンプからのエネルギー伝達効率が低下し、結果としてタービントルクの低下を引起し、図5-8で見られるトルク比の低下が起こると考えられる。

#### 5.4.6 トルク・圧力の比較

図 5-10 に、速度比 0.1 における動的、及び静的に計算されたタービブレード上のトルクのコンター図を示す。



(a) 動的解析結果

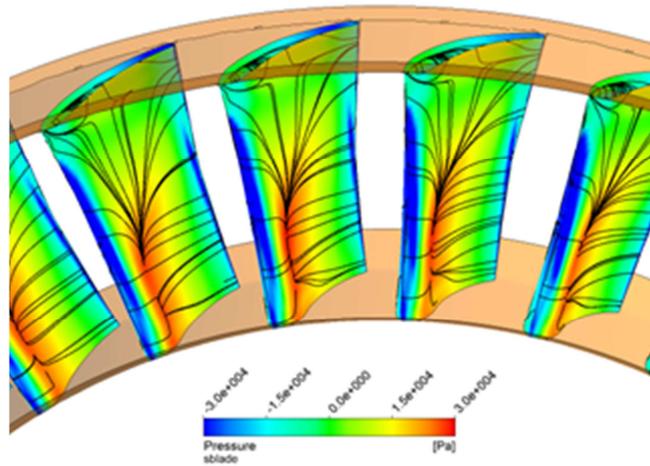


(b) 静的解析結果

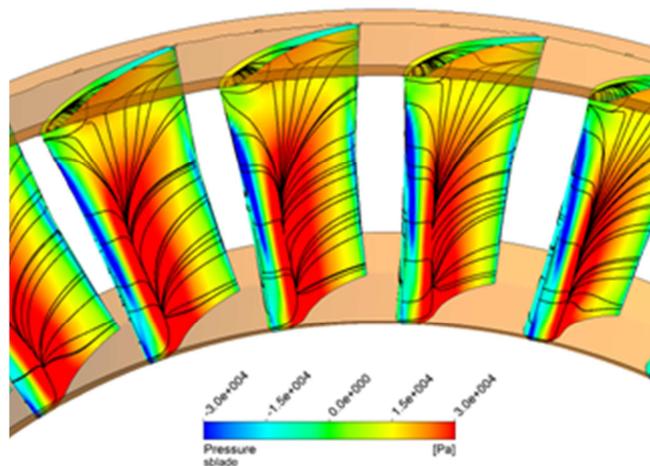
図 5-10 速度比 0.1 におけるタービブレード上トルクのコンター図

コンター図のトルクは、タービン翼面の圧力分布から算出される翼面に作用する力と回転軸 Z からの距離で算出した。

色が赤くなるほど、トルクが高く、色が青くなるほど、トルクが低く表示されている。どちらの計算結果もブレード中央部シェル側部分がトルク伝達に大きな役割を果たしている事がわかる。しかしながら、動的な計算においては、静的計算と比較して明らかなトルクの低下が見られる。



(a) 動的解析結果



(b) 静的解析結果

図 5-11 速度比 0.1 におけるステータブレード限界流線と圧力コンター図

図 5-11 に同じく速度比 0.1 におけるステータブレード表面の限界流線と圧力のコンター図を示す。それぞれの限界流線に注目すると、タービン出口からの流れがステータブレード中央付近によどみ線を形成し、そこからステータコア側にカーブを描くような流れとブレード後縁側に向かう流れに分岐していく。定性的には、どちらの計算もその傾向は一致している。しかしながら、静的計算ではよどみ線がより明確で、前縁とほぼ平行にステータシェル側からコア側に伸びているのに対し、動的計算のよどみ線は全体的に短く、また途中で切れたような部分もある。これは図 5-9 で示した流量不足によるブレード表面近傍の速度の低下が影響していると考えられる。つまり、動的計算では、循

環流量の低下により、トルクコンバータの主流に対して、よどみ線付近からステータコア側に流入する運動エネルギーが相対的に弱まり、結果としてコア側に向かう流れが、主流により後縁側に流され、コア側に向かうよどみ線が短くなると考えられる。

圧力に関しては、明らかに動特性での計算の方が小さい。トルク増幅機能を持つステータの圧力の低下は、循環流量の低下と共に図 5-8 で示した動的計算のトルク比低下の原因の 1 つである。

## 5.5 まとめ

従来、一次元解析でのみ行われてきたトルクコンバータの動特性計算を剛体の運動方程式と流体解析ソフトウェア CFX とを連成して解析することにより、三次元解析で実現させた。計算結果は実験結果と傾向が一致しており、この手法の有用性が示された。今後は、動特性時の内部流れ構造の変化を詳しく調査し、一次元解析の精度向上、動特性性能の向上に役立てていく。

## 第6章 ロックアップクラッチへの拡張

### 6.1 はじめに

前章までは、トルクコンバータ基本流体性能の静特性、動特性について議論してきた。本章では、更にトルクコンバータ内にあるロックアップクラッチまで動特性の検討を拡張し、その特性について考察した。

トルクコンバータ内ロックアップクラッチの数値解析については、未だ定常解析が主流となっており、その研究も数少ない。本章では、移動格子法を用いた三次元非定常解析を実施することにより、トルクコンバータ内ロックアップクラッチの作動応答性（動特性）について議論する。

### 6.2 解析方法および解析条件

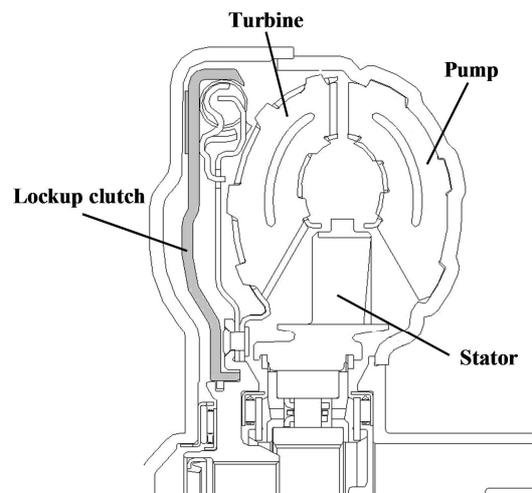


図 6-1 トルクコンバータ断面図

図 6-1 はトルクコンバータの断面図を示している。トルクコンバータは一般的に、ポンプ、ステータ、タービンの3要素から構成されており、ATFと呼ばれる作動油を介して動力伝達を行っている。しかしながら、流体駆動では動力伝達を行う際に流体損失が含まれるため、ロックアップクラッチ(以下 L/C)というポンプとタービンを機械的に直結させることにより、高効率な動力伝達へと切り替える機構が備えられている。

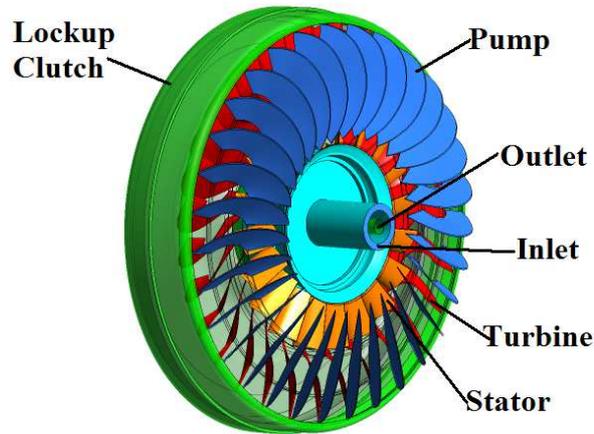


図 6-2 トルクコンバータ CFD モデル

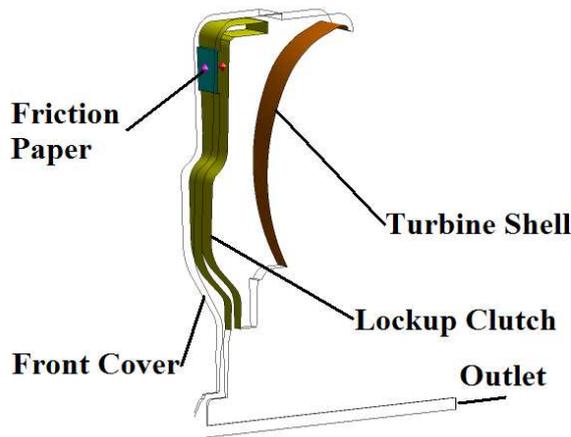


図 6-3 ロックアップクラッチと各境界条件

図 6-2 に流体解析で用いられるモデルを示す。計算は、汎用解析コードである ANSYS CFX Ver14 を使用し、三次元非圧縮非定常解析を行った。本研究で用いられた計算格子はすべてヘキサ要素であり、総数は 360 万要素である。図 6-3 には、L/C 部の詳細図と各境界条件を示した。入口、出口条件は、圧力境界として与えられ、図 6-4 で示されるように、それぞれ 0.3 秒の間に 0kPa から 300kPa、200kPa から 0kPa まで変化するように設定した。初期状態においては、出口圧力が入口圧力よりも高く、L/C がフロントカバーから離れるような力が作用する条件になっているが、時間が経過するにつれて入口圧力が出口圧力よりも高くなり L/C に徐々に繋合するような力が働いてくる。ポンプの回転数は 1000rpm から 3000rpm、タービンの回転数は 600rpm から 2700rpm まで変化さ

せて、ポンプとタービンの回転数の比、つまり速度比による違いを評価した。

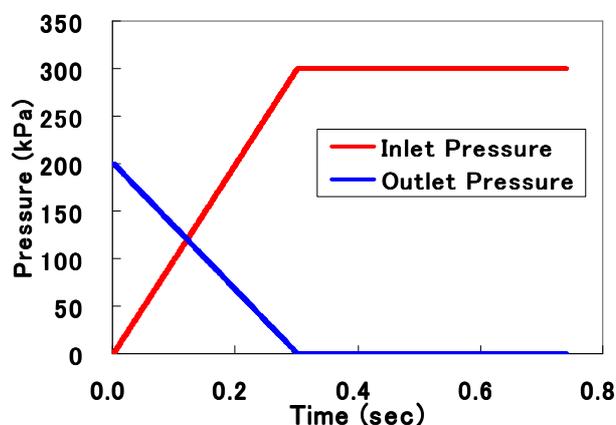


図 6-4 ロックアップクラッチと各境界条件

L/C 部の動きは、計算格子を変形させて次のような方法で計算した。ニュートンの第 2 法則より、回転軸方向に作動変位する L/C の運動量の変化は、L/C に働く力の総和に比例する。従って、L/C の回転軸方向の運動条件として、L/C の質量、L/C に働く力( $F_l$  : 圧力および粘性力の面積積分値、摩擦力)および L/C の速度を用いて、式(6-1)に示す運動方程式を定義できる。ただし、摩擦力については、圧力に比べて十分小さいと考えて、右辺第二項は省略して計算を解く。 $M_L$ 、 $V_L$ 、 $V_{L-new}$ 、 $V_{L-old}$  および  $TS$  はそれぞれ、L/C の質量、L/C の速度、L/C の前時刻の速度、L/C の後時刻の速度および時間刻みを表している。

$$M_L \times \frac{d}{dt}(V_L) = F_f - \mu M_L g \quad (6-1)$$

Where:

- $M_L$  : Mass of lockup clutch (kg)
- $V_L$  : Velocity of lockup clutch (m/s)
- $F_f$  : Flow (viscous and drag) force acting on clutch (N)
- $\mu$  : Coefficient of friction
- $g$  : Gravity (m/s<sup>2</sup>)

L/C の速度の時間微分は式(6-2)で示すように離散化される。

$$\frac{d}{dt}(V_l) = \frac{V_{l-new} - V_{l-old}}{TS} \quad (6-2)$$

式(6-1)および(6-2)を用いて、L/C の移動速度およびその時間積分である変位を計算し、ANSYS CFX の内部プログラムによって、計算格子の変形を取り扱った。

更に、移動中の格子のつぶれ、あるいは極度の変形を防ぐために次のような方法を採用した。図 6-5 で示すように格子は、右から左へ移動、変形していく。しかしながら初期状態でのメッシュ作成を行うと変形途中でメッシュ品質の保証ができなくなる恐れがある。そこで左図のような隙間最少時における CAD モデルを作成し、そこに格子を作成し、CFX のプログラム上で格子を右図のように拡張した。このように処理することで、メッシュ品質の悪化を防ぎ、計算の発散を防ぐことが可能となった。

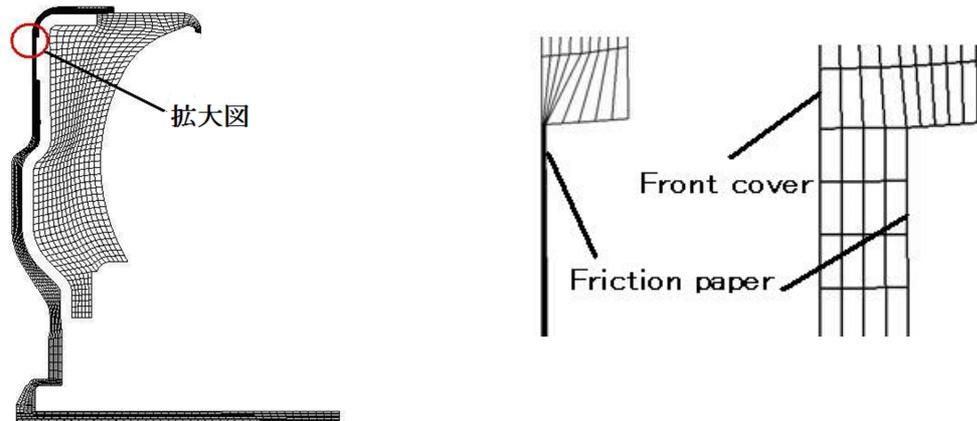


図 6-5 メッシュ作成方法

## 6.3 解析結果

### 6.3.1 モデルの評価

図 6-6 に格子移動プログラム評価用の出入口圧力の条件を示した。初期状態では、図 6-4 で示される圧力の変化と変わらないが、計算開始から 0.2 秒後に増加させていた入口圧力を線形に減少させていく。出口圧力も同様に、減少させた後 0.2 秒後に線形に増加させる。

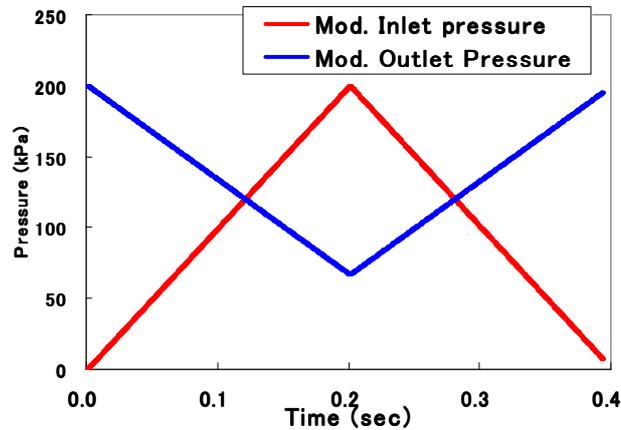


図 6-6 評価用出入口圧力の変化

図 6-7 に図 6-6 で示した圧力変化に対応した L/C の動きを示した。縦軸は初期状態からの移動距離、横軸は時間である。静止していた L/C は入口圧力が出口圧力と交差する、つまり入口圧力が高くなる時間に動き出し、入口圧が減少し始める頃に少し遅れて初期状態の場所に戻り始め、最終的にまたゼロになる。この遅れについては、L/C の慣性によるものであると考えられる。

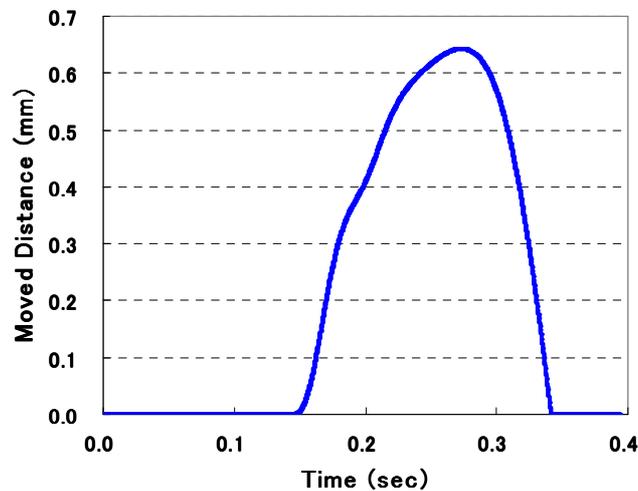


図 6-7 ロックアップクラッチの移動距離

### 6.3.2 速度比の影響

図 6-8 にポンプ回転数を 1000rpm に固定した場合の速度比違いによる L/C の作動応答性を示した。横軸は時間、縦軸は、L/C の移動距離を表しており、L/C の最大移動距離である 1.25mm に達した時に L/C がフロントカバーに繫合したとみなし、計算が終了するように設定した。速度比が大きい、つまりポンプとタービンの差回転が少ないほど応

答性が悪くなっていることがわかる。図 6-9(a)に速度比 0.9、(b)に速度比 0.6 におけるトルクコンバータ断面の圧力コンター図を示す。速度比 0.9 の結果に注目すると、全体的に回転軸からの距離に応じて圧力が高くなっていることがわかる。これは、ポンプとタービンの回転数が近く、内部の流体が剛体運動に近い動きをすることで回転による遠心力が支配的になるためであると考えられる。一方、速度比が 0.6 の結果は、L/C 部の圧力分布とトルクコンバータの 3 要素部分（トーラス部）での圧力分布には大きな差があることがわかる。このように、トルクコンバータ内の流れ場は、入口、出口からの圧力と回転による遠心力、内部の循環流量のバランスで決定される。L/C を繋合するためには、トーラス部からの ATF の流入が不可欠であるが、図 6-9(a)速度比 0.9 のコンター図が示すように L/C 部とトーラス部の圧力がほぼ等しくバランスされるため差圧が生まれず、L/C を動かす流量不足のため作動応答性が悪くなるものと考えられる。

図 6-10 に速度比が 0.9 と 0.6 での L/C に作用するスラスト力の時間変化を示した。横軸は時間、縦軸はトーラス方向に掛かる力、つまり L/C がフロントカバーから離れていく方向をプラスとして示してある。この図からわかるように、初期状態において速度比 0.9 でのスラスト力は、速度比 0.6 に比べて 2 倍程度あり、非繋合状態では L/C をフロントカバーから引き離す、より大きなスラスト力がかかっていることがわかる。その結果、スラスト力がマイナス側に変わる時間、L/C を繋合する方向のスラスト力が働くまでの時間が長くなっている。この結果からも速度比 0.9 における作動応答性の悪化を説明することができる。

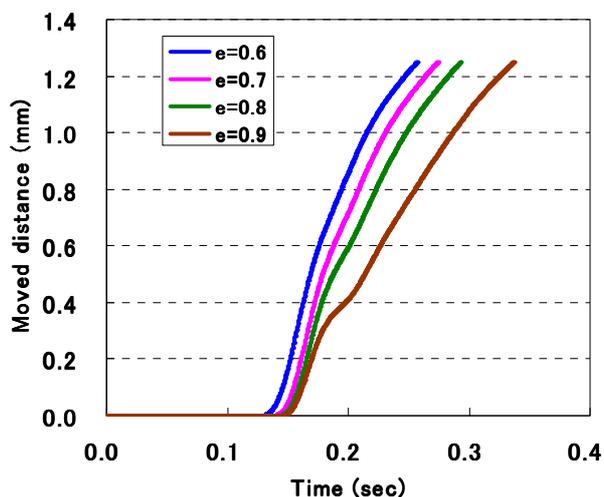
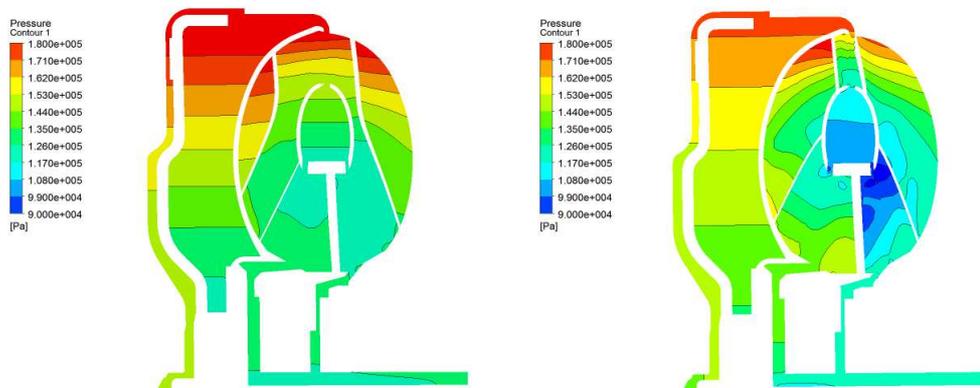


図 6-8 速度比違いによる作動応答性



(a)  $e=0.9$

(b)  $e=0.6$

図 6-9 トルクコンバータ断面圧力コンター図

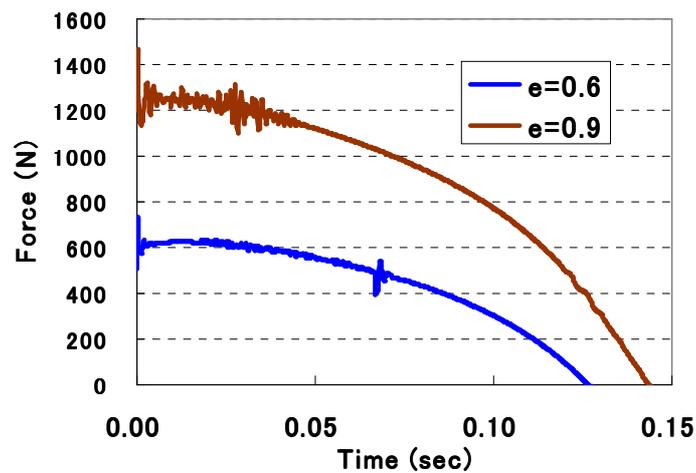


図 6-10 ロックアップクラッチに作用する力

図 6-11 に示す桃色円環部は、トーラス部とロックアップ部を繋げる油路、トーラス部からロックアップ部に流体が流入、流出する位置を示している。図 6-12 は、その位置で測定された速度比 0.6 と 0.9 での流量の変化を示している。縦軸は流量、また負の符号は、トーラス側からロックアップクラッチ側への流れを示しており、正の符号は逆にロックアップクラッチ側からトーラス側への流れを示す。L/C が非整合状態時には、前節でも述べたように差回転が大きい速度比 0.6 時においては差回転が小さい速度比 0.9 と比較して多くの流量が L/C 側に流れていく。しかしながらクラッチオン圧が入ると同

時に速度比0.6においても0.9においても同じ程度の流量が入っていくが、最終的には、速度比0.9での流量は0.6を下回り、結果として、繋合の遅れの要因となっている。

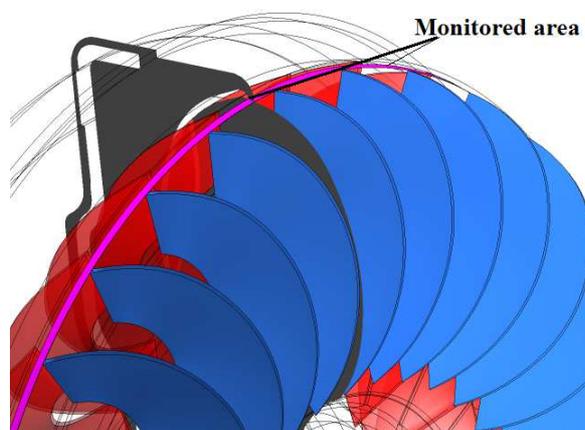


図 6-11 ロックアップクラッチの接続部

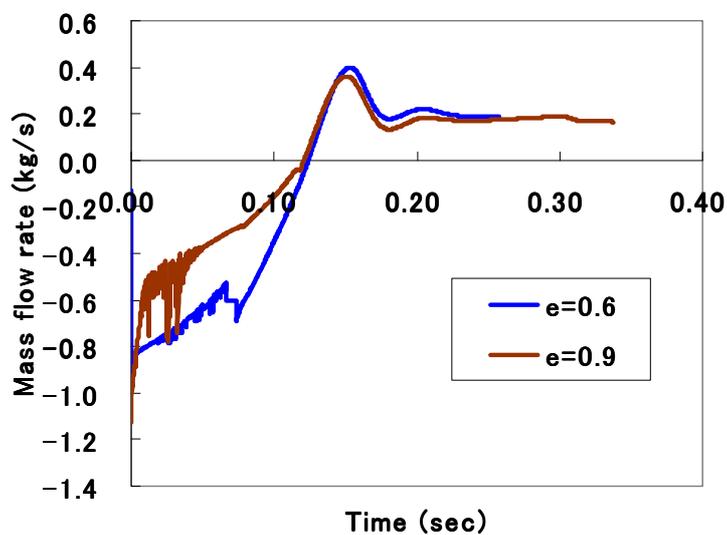


図 6-12 接続部での流量

### 6.3.3 ポンプ回転数の影響

図6-13に速度比を0.9に固定し、ポンプ回転数を変化させてL/Cの繋合速度を示した。ポンプ回転数が高ければ高いほどL/Cの繋合時間が長くなっていることがわかる。これは、ポンプ回転数が高いほど、より高い遠心油圧が内部に発生し、ロックアップクラッチを繋合するための入力圧と遠心油圧の差が小さくなる為だと考えられる。図6-14に図6-11で示した接合部での流量の時間的変化をプロットした。ポンプの回転が高いほど、トーラス側からロックアップクラッチ側への流れ、あるいはその逆の流れ、つまり絶対流量が少なくなっていることがわかる。

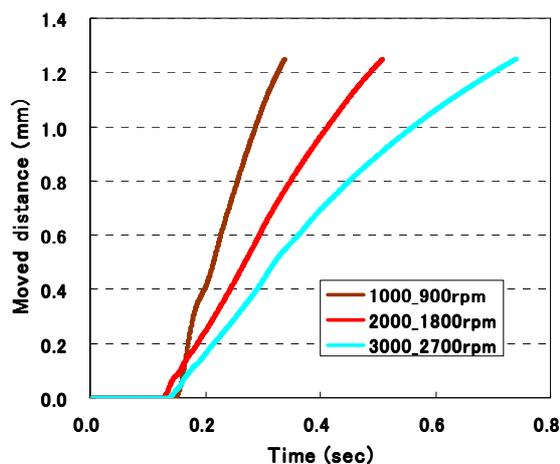


図 6-13 ポンプ回転数違いによるクラッチの繋合速度

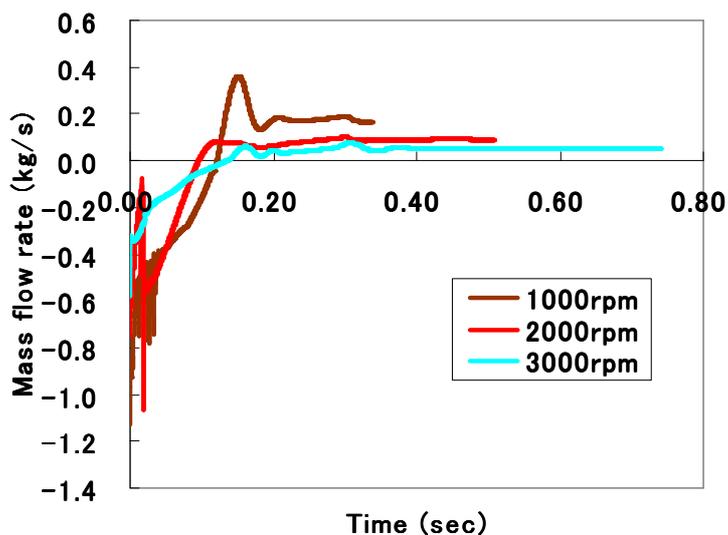


図 6-14 ポンプ回転数違いにおける流量変化

## 6.4 実験との比較

図 6-15 に実験で求められた L/C の応答時間結果と CFD による解析結果を示した。● はポンプ回転数が 1600rpm で速度比が 0.7、▲ はポンプ回転数が 1600rpm で速度比が 0.9、■ はポンプ回転数が 2300rpm で速度比が 0.9 における実験値である。ポンプ回転数 1600rpm、速度比 0.7 に対する CFD の解析値は○、ポンプ回転数 1600rpm、速度比 0.9 に対する解析値は△、ポンプ回転数 2300rpm、速度比 0.9 に対する解析値は□で表した。また、トルクコンバータの出口部と入口部での圧力差を縦軸にとり、L/C の移動速度と時間を掛けたものを移動距離で除することにより無次元化された時間を横軸とした。実験は、ポンプの回転数が高いほど、速度比が大きいほど、差圧が小さいほど L/C の応答時間が長くなっている。CFD の解析値も定量的には実験値と差があるものの、定性的にはこれらの傾向を良く捕らえている。

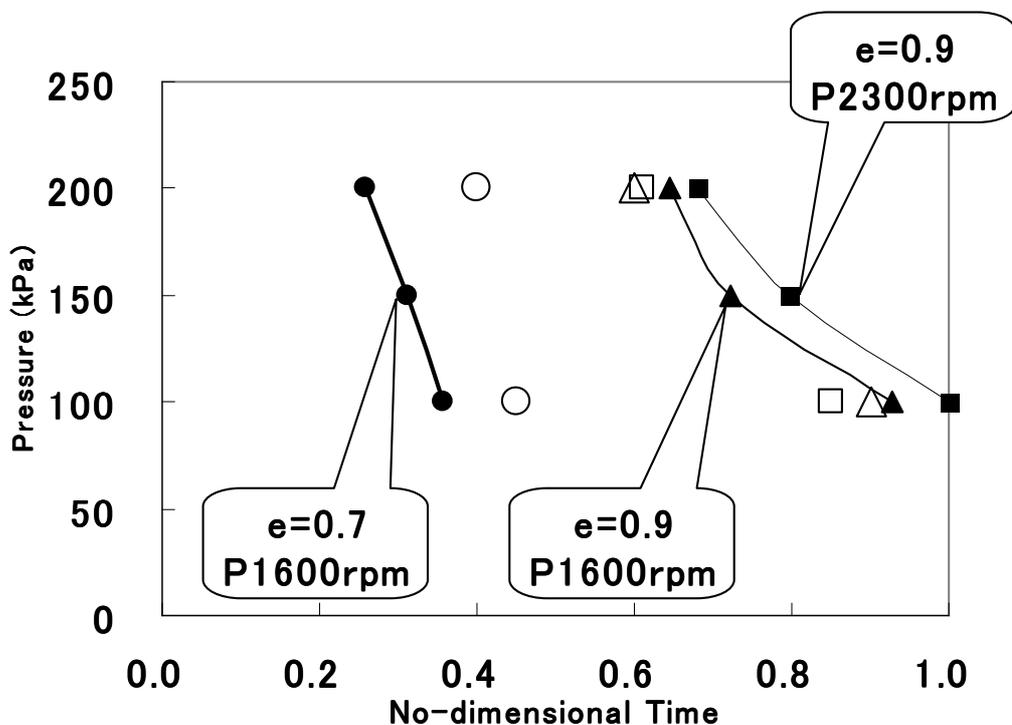


図 6-15 実験と解析値の比較

## 6.5 定常計算との比較

### 6.5.1 圧力の比較

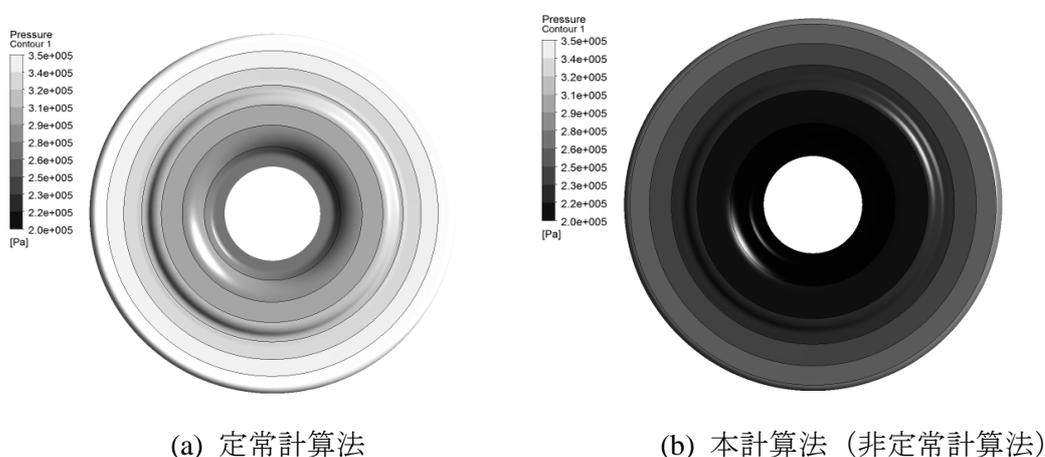
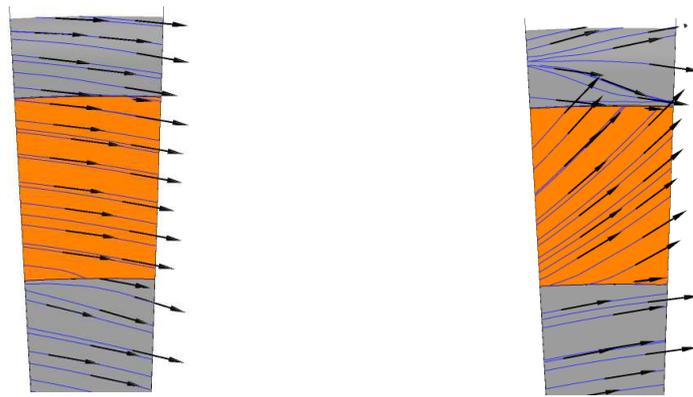


図 6-16 ロックアップクラッチ上の圧力コンター図

図 6-16 に速度比 0.9 における L/C 上の圧力コンター図を示した。(a)は従来の定常計算手法、(b)は本計算手法の結果である。計算は L/C が初期状態より 0.4mm フロントカバー側に移動した条件で比較した。色が薄くなるほど圧力が高いことを示しており、定常計算の結果は本計算と比較して、圧力がかかなり高いことがわかる。また、L/C 自体にかかるスラスト力を計算すると定常計算での値は 1000N であるのに対し、本計算は 12N と実に 100 倍近い差が見られた。本計算では、入力圧の上昇に伴い L/C が移動する。つまり式(6-2)で表されるように、入力圧から L/C が受けるスラスト力に対して L/C の移動速度分の力が差分されるためにスラスト力が低く見積もられている。よって、従来の定常計算においては、L/C に作用するスラスト力を正しく評価できておらず、その影響を考慮した考察が必要とされる。

### 6.5.2 速度ベクトルの比較

図 6-17 にロックアップ摩擦材付近の表面近くの流れベクトルを示す。0.9mm 初期状態から移動した距離、つまりフロントカバーから 0.4mm 離れた位置に L/C が移動している時のベクトル図である。左は定常計算で求めたベクトル図、右は、非定常計算で求めたベクトル図である。この二つには明確な違いが見られる。定常計算のベクトルは、そのどれもが同じ方向、つまり右下に向かっているのに対して、非定常計算では、摩擦材から離れた上部にその傾向が見られるが、摩擦材付近あるいはその下（径の小さな場所）では、右上がりになっている。これは、図 6-18、図 6-19 で示される容積変化の結果から説明すると、



(a) 定常計算

(b) 非定常計算

図 6-17 ロックアップクラッチ上の速度ベクトル図

定常計算の場合、図 6-19 のようにトーラス部からロックアップ部に入る流体は、そのままロックアップクラッチ部を通過し、フロントカバーとロックアップクラッチ部の隙間を通り出口境界に抜けていく。しかしながら、非定常計算では、トーラス部からの流入により図 6-18 に示したロックアップクラッチ部とタービンとの空間が圧力により拡張し、それに伴い流体が流入してくる。その結果フロントカバーとロックアップクラッチに囲まれたエリア、青色の部分の容積が減少し摩擦材付近の流体は赤色の空間に向かう。このメカニズムにより、非定常計算では、摩擦材上の速度ベクトルは上向きつまり、タービン部に向かう方向を示す。

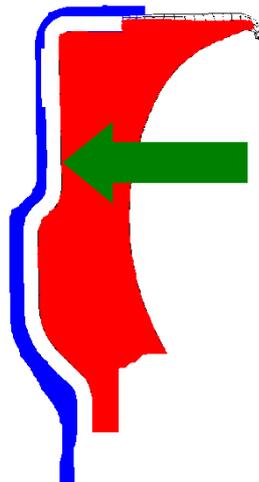


図 6-18 ロックアップクラッチ部の容積変化

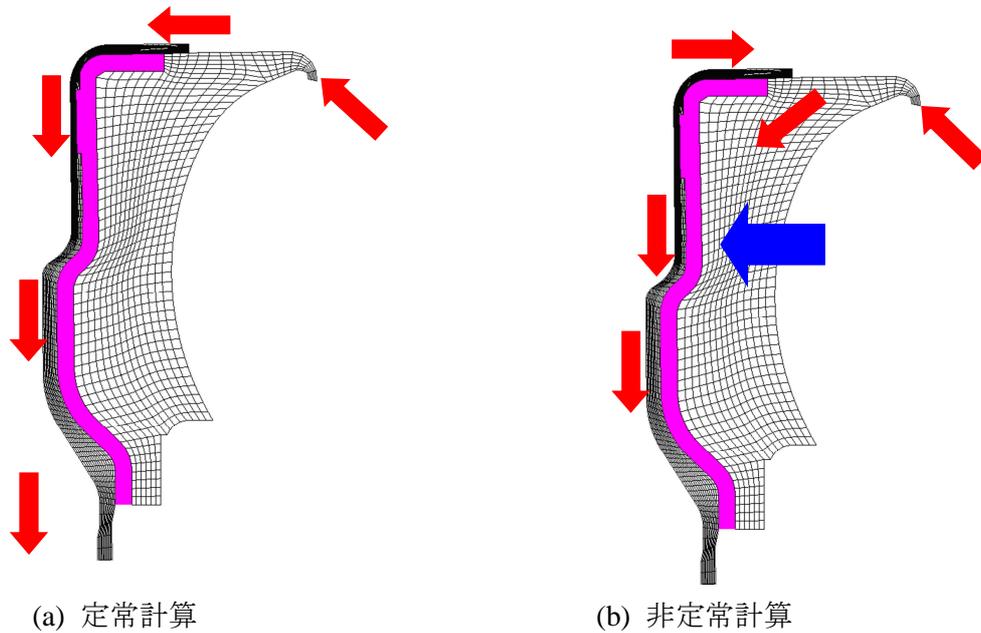


図 6-19 ロックアップクラッチ部の流れの模式図

## 6.6 まとめ

1. ロックアップクラッチ部をクラッチ前後の圧力と質量とのバランスを考慮した格子移動法による連成流体解析を行うことで、クラッチ周りの流れ場が作動応答性に及ぼす影響を検討した。
2. ロックアップクラッチ周りの流れ場だけでなく、トーラス部の流れ場がクラッチの作動応答性に大きな影響を与えることがわかった。
3. 解析結果は、実験結果の傾向を良く捕らえており、本計算の有用性が示された。
4. 従来の定常計算では、ロックアップクラッチまわりのスラスト力を過大評価する傾向が見られた。

## 第7章 設計システムへの組み込み

### 7.1 一次元解析汎用ソフトについて

一次元のデータを実際に設計に組み込むためには、共通の一次元の言語が必要である。本章では、その言語の一つであるボンドグラフについて解説していく。

### 7.2 ボンドグラフ法

#### 7.2.1 ボンドグラフ法概要

ボンドグラフ法において、一般に物理システムは電気系、力学系、流体系などで構成される。ボンドグラフ法では、これらの物理システム構成要素がパワーの流れによって結合されている事に着目し、システムのグラフ（線図）表現を行う。すなわち、物理システムにおいてエネルギー保存則が成立しているので、ボンドグラフ法は、あらゆる物理システムに適用可能である。一般に複雑なシステムの挙動は、個々の構成要素における特性と結合要素間の相互作用によって表現できる。ボンドグラフ法は、システムの物理的特徴に基づいているので、複雑なシステムにおいても容易にグラフ表現できるという特徴がある。つまり、ボンドグラフ法は、シミュレーションモデルの開発者にとって、非常にモデル化しやすい手法であるといえる。ボンドグラフ法を熟知しておけば、シミュレーションモデルから解析対象の物理的特徴を掴むことは容易な事となる。また、支援ソフトウェアが充実しており、容易にシミュレーションを行うことが可能である。ボンドグラフ法では、システムの構成要素間を図 7-1 で示すようなボンドと呼ばれる線分で結ぶ。つまり、ボンドはパワーの伝達経路を表現している。このボンドは、エフォート、フローと呼ばれる 2 つの変数を持ち、エフォートとフローの積はパワーとなる。各物理システムにおけるエフォートとフローの物理量を表 7-1 に示す。更に、図 7-2 のようにボンドの左右どちらかにストロークを付けることによって、エフォートとフローの因果関係を決定することができる。

ボンドグラフ法における主な構成要素が、物理システムにおいて何に相当するのかを表 7-2 に示した。また、システムの構成要素間においては、パワーの分岐点や合流点が存在する。ボンドグラフ法では、その点を 0 接点や 1 接点で表す。ここで、0 接点はエフォートの等しい点、1 接点はフローの等しい点を意味する。

ボンドグラフ法によるモデル化において、重要な事は解析対象の構成要素及びその要素間の物理的関係を正確に把握することである。故に、パワーの流れの向きや因果関係、0 接点や 1 接点を決定する際には、十分注意が必要である。また、解析対象の挙動に関わる要素を解明することも重要となる。それらの要素を全てモデルとして与えることは、ボンドグラフ法において必要不可欠である。

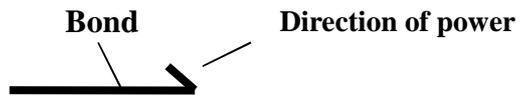


図 7-1 ボンドの表記

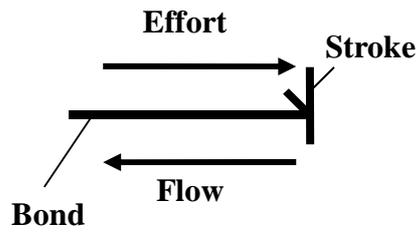


図 7-2 ストロークの表記

表 7-1 エフォートとフロー

General variable	Mechanical system		Fluid system	Electrical system
	Rectilinear	Rotary		
effort	Force	Torque	Pressure	Voltage
flow	Velocity	Angular velocity	Volume of flow	Current

表 7-2 ボンドグラフ要素

Element	Mechanical system	Fluid system	Electrical system
SE	Force	Pressure	Voltage
SF	Velocity	Volume of flow	Current
R	Friction	Fixed restriction	Resistor
I	Mass inertia	Mass inertia	Inductance
C	Spring	Accumulator	Condenser

### 7.2.2 ボンドグラフ法の構成要素

ボンドグラフ法の構成要素は、表 7-3 に示すような関係式を持っている。ボンドグラフ法は、これら構成要素の組み立てによって成立する計算手法であるが、組み立てを行う際、関係式の意味を十分理解しておく必要がある。この関係式と図 7-2 で述べたストロークによる因果関係が密接に関わり、計算結果に影響を及ぼし合う。また、それぞれの関係式が持つパラメータも正確に把握しておく必要がある。このパラメータは関係式における係数であるので、この係数値も計算結果に影響を及ぼす。

表 7-3 ボンドグラフのまとめ

Symbol	Meaning	Relation
SE	Source of effort	$e_i = E(t)$
SF	Source of flow	$f_i = F(t)$
TF	Transformer	$e_{i2} = 1/n * e_{i1}, f_{i1} = 1/n * f_{i2}$
GY	Gyrator	$f_{i2} = 1/m * e_{i1}, f_{i1} = 1/m * e_{i2}$ $e_{i1} = m * f_{i2}, e_{i2} = m * f_{i1}$
R	Resistive effect	$e_{i1} = R(f_{i1}), f_{i1} = R^{-1}(e_{i1})$
C	Capacitive effect	$e_{i1} = 1/C * \int f_{i1} dt$
I	Inertial effect	$f_{i1} = 1/I * \int e_{i1} dt$
0	Common effort variables	$e_{ij} = e_{ik}, \sum f_{ij} = 0$
1	Common flow variables	$f_{ij} = f_{ik}, \sum e_{ij} = 0$

### 7.2.3 AMESimについて

AMESimとは、ボンドグラフをベースによりインターフェースを洗練させた1DCAEである。このAMESimは、知的マルチドメインシステムのモデリングと解析を行い、多領域の性能を予測する総合1Dシミュレーションスイートである。モデルコンポーネントは、システムの実際の油圧、空気圧、電気、機械の挙動を表現する検証済み解析モデルを使用して定義され、各種専用ツールを使用して、さまざまな物理分野に対応した検証済みライブラリから、必要な定義済みコンポーネントにアクセスするだけで、システムのシミュレーションモデルを作成できる。

### 7.3 トルクコンバータのボンドグラフ表現について

Hrovat ら<sup>(69)</sup>により、ボンドグラフ化されたトルクコンバータモデルは、鈴木ら<sup>(57)</sup>により更に発展した。図7-3は鈴木により考案されたコンバータ範囲のボンドグラフ表現、図7-4は回転数がゆっくりと変化するトルクコンバータのボンドグラフ表現である。

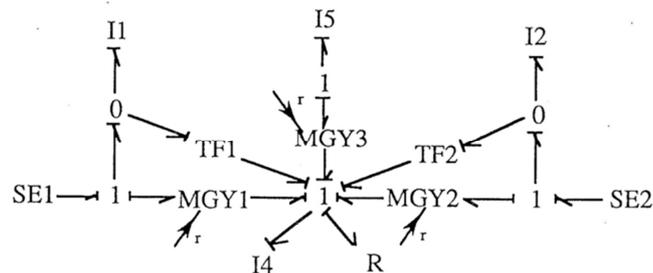


図 7-3 コンバータ範囲のボンドグラフ

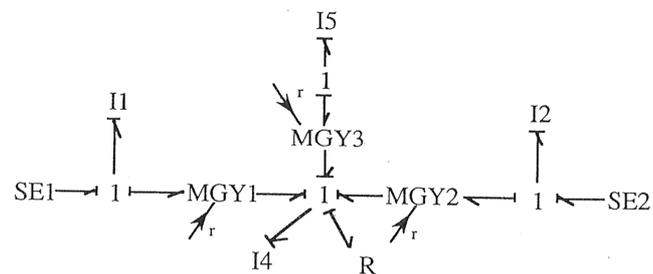


図 7-4 回転数がゆっくり変化するトルクコンバータ

今後このボンドグラフをベースに第4章、第5章で構築した一次元非定常トルクコンバータ性能予測式をボンドグラフ化し、更なる高精度のボンドグラフを構築する。

## 7.4 ロックアップクラッチ部を含めたボンドグラフ表現について

山口ら<sup>(70)</sup>は、新たに図 7-5 に示すロックアップクラッチ部を含めたトルクコンバータのボンドグラフを提案した。このモデルも第 6 章で述べた三次元流体解析の結果を利用している精度向上を目指しており、今後の研究課題となっている。

### Bondgraphs model Including Dynamics of the Loch-up Clutch

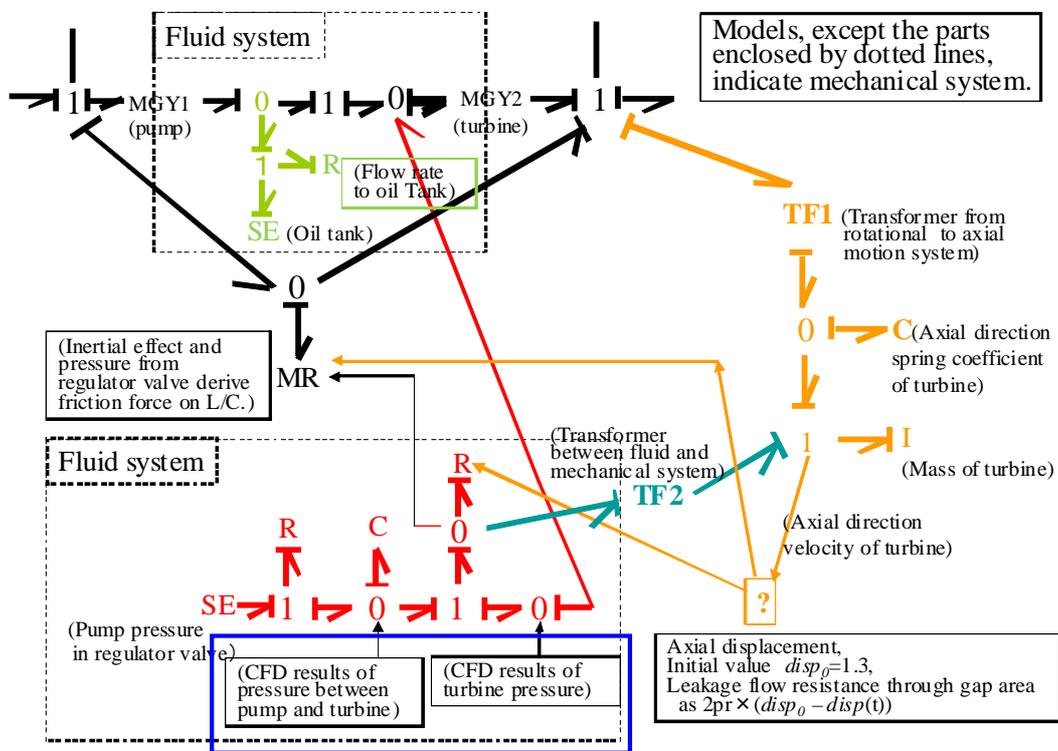


図 7-5 トルクコンバータとロックアップクラッチのボンドグラフ表現

## 7.5 まとめ

設計システムへの展開のために次元汎用解析コードであるボンドグラフと AMESim について解説した。トルクコンバータのボンドグラフ表現、ロックアップクラッチを含めたボンドグラフ表現を示し、次元解析からのシステム化を今後の課題とした。

## 第 8 章 結論

### 8.1 トルクコンバータ解析手法について

三次元流体解析を用いたトルクコンバータの様々な計算スキーム、乱流モデルについて考察した結果、以下の知見を得た。

- (1) 各要素のブレード 1 枚のみをモデル化する **One-pitch** 解析モデルでの解析手法は、モデルの小ささ、定常計算であるということから、計算時間が短くなる半面、各要素のドメイン境界で回転軸半径方向に速度と圧力が平均化されて受け渡される。この結果、境界前後で不自然な不連続性が生まれ、これが計算誤差となって表れてくる。
- (2) 各要素のブレードすべてをモデル化した **Full** 解析モデルは、**One-Pitch** 解析モデルのように境界での平均化は行われなため、要素間のブレード相対位置を考慮した解析が可能となる。
- (3) **Full** 解析モデルによる非定常解析は、計算時間が長くなる欠点があるが、ブレードの時間的な干渉などの影響も正確に見積もることができる。また **LES** モデルに関しては、特に低速度比領域でのステータ負圧面からはく離を精度良く捕らえることが可能であるため、トルク比、容量係数共により実機に近い結果を示している。

### 8.2 一次元定常トルクコンバータ予測式の改良について

石原らの考案した一次元トルクコンバータ性能予測式を現代の偏平トールラストルクコンバータに適用した時の矛盾点を三次元流体解析の結果から考察すると次のようになる。

- (1) トルクコンバータ自由流路は極めて小さいと仮定していた石原の式であるが、タービンステータ間、ステータポンプ間の自由流路は無視できないほど大きく、特にステータポンプ間の自由流路はポンプのトルクに大きな影響を与える。

- (2) 流れがブレードに沿う、という仮定は速度比が変化する毎に各要素からの流出入角が変わっており、特にステータ周りの流れではその影響が顕著に表れ、この仮定を適用することは不可能であるとわかった。
- (3) 自由流路での角運動量変化を考慮した方程式を構築することで、一次元解析であっても三次元解析の結果と同等の精度を得られる一次元性能予測式に改良した。

### 8.3 動特性を考慮したトルクコンバータ三次元流れ解析

従来、一次元解析で行われてきたトルクコンバータの動特性計算を剛体の運動方程式と流体の運動方程式を連成して同時に解き、三次元解析を実施することで、以下のような知見を得た。

- (1) 本計算手法で得られたタービンの回転数を従来の三次元計算手法の初期値として代入し計算した結果、出力トルクは一致し本計算手法の精度が確認された。
- (2) 計算結果は実験値と定性的には一致しており、本計算手法の有用性が示された。
- (3) 発進直後のトルク比の落ち込みは、流体のイナーシャ遅れによる循環流量の低下が主な原因であると考えられる。

### 8.4 ロックアップクラッチへの拡張

三次元流体解析をトルクコンバータ内ロックアップクラッチの動解析に使うことで以下の知見を得た。

- (1) ロックアップクラッチの質量を考慮し、クラッチ前後の圧力のバランスでクラッチが動く解析手法を確立した。
- (2) 速度比が大きいほど、ロックアップ繫合時間がかかることがわかった。これは、速度比が大きくなるにつれてトルクコンバータ内部の流れが剛体運動に近くなるためである。

- (3) ポンプの回転数が大きくなるほど、ロックアップ整合時間がかかることがわかった。これは、ポンプ回転速度の増加により遠心油圧が増大し、入力油圧に近づくためである。
- (4) 実験結果との比較した結果、定性的には傾向を捕らえることができた。

## 8.5 設計システムへの組み込み

汎用次元解析コードについて、その仕組みを明らかにし、過去に提唱されたトルクコンバータのボンドグラフモデルとロックアップクラッチモデルを示した。

## 参考文献

- (1) アイシン・エイ・ダブリュ株式会社 創立 40 周年史
- (2) Spannhake, E. W. Hydrodynamics of the Hydraulic Torque Converter  
SAE Journal, pp.59-66, Aug.1949(SAE-Trans. Vol.3, No.4, p.592, 1949)
- (3) 石原智男, 水沢譲治 流体変速機 オーム社, pp.99-103, 1963
- (4) 石原智男 流体変速機の特性 日本機械学会誌、第 54 巻、第 395 号、pp.504-510, 1951-12
- (5) 石原智男 流体変速機の研究 (第 1 報 一般的性能計算式と正転用 1 段トルクコンバータの性能) 日本機械学会論文集、21 巻、101 号 (第 3 部)、pp.61-67, 1955-9
- (6) 石原智男 流体変速機の研究 (第 2 報 正転用多段トルクコンバータと逆転 1 段トルクコンバータの性能) 日本機械学会論文集、21 巻、101 号 (第 3 部)、pp.68-73, 1955-9
- (7) 石原智男 流体変速機の研究 (第 3 報 P-T-S 型と P-S-T 型の比較と流路帽の影響) 日本機械学会論文集、21 巻、101 号 (第 3 部)、pp.74-78, 1955-9
- (8) 石原智男、江守一郎 ターボ式流体伝動装置の非定常特性 (第 1 報 理論解析) 日本機械学会論文集 (第 2 部)、32 巻、235 号、pp.495-502, 1966-3
- (9) 石原智男、江守一郎 ターボ式流体伝動装置の非定常特性 (第 1 報 実験研究およびモデル化) 日本機械学会論文集 (第 2 部)、32 巻、241 号、pp.1380-1392, 1966-9
- (10) E. Martyer, E.Ueber das Anfahrverhalten von Foettinger-Drehmomentwandlern Z. VDI, Bd. 94, Nr 5, pp.127-134, Febr. 1952
- (11) Hennings, W.Ueber das Kennfeld dreikraenziger Foettinger-Getriebe ATZ , Jahr. 54, Nr. 7, pp.147-153, Juli-1952
- (12) Ziebart, E.Untersuchungen an einem Foettinger-Getriebe Z. VDI, Bd.95, Nr. 30, pp.1027-1036, 1953-10
- (13) 沼沢明男 自動車用トルクコンバータの動向 ターボ機械, 第 10 巻第 6 号, pp.21-26, 1982
- (14) Hoshino, A., Goto, T., Akashi, T., Ishihara, T. and Fujita, I. A Consideration on Performance Improvement of Hydraulic Torque Converters ASME FED-vol. 100, pp.65-70, 1990
- (15) 坂本春雄、須山精人、坂時存 圧カバランス解析法によるトルクコンバータの高性能化 自動車技術会学術講演会前刷集 911, pp.9-12, 1991-5
- (16) 阿部浩也、名井信雄、山下徹、自木川孝一 トルクコンバータにおけるステータ翼列流出角修正による簡易性能予測法 自動車技術会、学術講演会前刷集 951, pp.121-124, 1995-5
- (17) 久保賢明、江尻英治、熊田治郎、石井好彦 トルクコンバータ性能予測精度の向上 自動車技術会、学術講演会前刷集 934, pp.53-56, 1993-10
- (18) 湊清之、坂本研一、高木通俊、藤谷克郎 トルクコンバータの性能予測に関する一考察 自動車研究、第 12 巻 第 6 号, pp.14-17, 1990-6

- (19) 江尻英治 偏平トルクコンバータのためのステータ設計法 (逆問題解法の適用)  
自動車技術会論文集, Vol.22 N0.1, pp.99-104, Jan. 1991
- (20) 森口直樹、新藤義雄、中脇康則、久保田正人 トルクコンバータステータ翼形状の設計手法  
自動車技術会学術講演会前刷集, 921, pp.75-78, 1992
- (21) 近藤靖裕 他, “逆問題解法によるトルクコンバータ・ステータ翼形状決定法” 日本機械学会流体工学部門講演会講演論文集 (1995)
- (22) Yamada, M. Imai, K. and Iwaki, T. Numerical Analysis of the Torque Converter Stator Blade by the Boundary Element Method SAE Tech. Pap. Ser. 921692, 1992
- (23) 辻田星歩、江尻英治、水本新平 トルクコンバータのポンプ羽根車内の流れの解析  
日本機械学会論文集 (B編) 59 巻 546 号, pp.160-168, 1993-8
- (24) M. Zangeneh, E. Ejiri, M. Kubo “On 3D Inverse Design of an Automotive Torque Converter Pump Impeller in Shear Flow” JSME CENTENNIAL GRAND CONGRESS International Conference on Fluid Engineering Tokyo, Japan : July 13-16, 1997
- (25) Numazawa, A., Ushijima, F., Fukumura, K. and Ishihara, T. An experimental Analysis of Fluid Flow in a Torque Converter SAE Tech. Pap. Ser. 830571, 1983
- (26) 正司秀信, 石原智男 トルクコンバータ羽根車内の流れの数値計算 生産研究, 33 巻 9 号, pp.16-19, 1981-9
- (27) Fujitani, K., Himeno, R. and Takagi, M. Computational Study on Flow through a Torque Converter SAE Tech. Pap. Ser. 88 1746, 1988
- (28) 安倍賢一、近藤継男、福村景範、小島昌洋 トルクコンバータ内流れの 3 次元シミュレーション 自動車技術会、学術講演会前刷集 902, pp.1.293-1.296, 1990
- (29) K. Abe, T. Kondo, K. Hukumura, M. Kojima Three-dimensional Simulation of the Flow in a Torque Converter SAE Tech. Pap. Ser. 910800, 1991
- (30) 田坂知寛、小林敏雄、谷口伸行、池田誠児 トルクコンバータ内部流れの粘性解析  
自動車技術会、学術講演会前刷集 952, pp.25-28, 1995-5
- (31) 渡辺久志、吉田一徳、山田正俊、小島昌洋 トルクコンバータ・ステータ翼周りの流れの可視化と計測 自動車技術会論文集、VOL.26, NO.4, pp.136-140, 1995
- (32) Y.F.Liu “ANALYSIS OF THE FLOW FIELD ON THE TURBINE OF AN AUTOMOTIVE TORQUE CONVERTER” The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii, February 10-14, 2002
- (33) 山田正俊、今井健二、中嶋敦史、星野明良, “トルクコンバータ・タービン流路内圧力分布の測定”, 日本機械学会(B編)64 巻 617 号(1998-1)
- (34) B. V. MARATHE, B. LAKSHMINARAYANA, “Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Upstream and Downstream of an Automotive Torque Converter Pump” International Journal of Rotating Machinery 1999. Vol. 5 No. 2. pp. 99-116

- (35) B.V.Marathe and B.Lakshminarayana and D.G.Maddock,  
 “Experimental Investigation of Steady and Unsteady Flow Field Downstream of an Automotive Torque Converter Turbine and Inside the Stator: Unsteady pressure on the Stator Blade Surface”  
 vol.119,July 1997 Transactions of the ASME
- (36) LEONARD D. WHITEHEAD, RONALD D. FLACK, “Velocity Measurements in an Automotive Torque Converter Part 1-Average Pump Measurements” TRIBOLOGY TRANSACTIONS Vol.42(1999), 4, 687-696
- (37) DONALD D. FLACK, LEONARD D. WHITEHEAD, “Velocity Measurements in an Automotive Torque Converter-Part 2:Average Turbine and Stator Measurements” STLE PREPRINT PREPRINT NO.99-AM-7
- (38) R.R By and B.Lakshminarayana “Measurement and Analysis of Static Pressure Field in a Torque Converter Pump”Journal of Fluids Engineering MARCH 1995, vol.117
- (39) 久保賢明,江尻英治” LDV によるトルクコンバータの内部流れ計測” 日本機械学会(B 編)64 巻 626 号(1998-10)
- (40) 和田存功, 山本富士夫, 井口学, “トルクコンバータ内部流れの PIV による研究” 可視化情報 Vol.15 Suppl. No.1(1995 年 7 月)
- (41) Yasunori Kunisaki,et al, “PIV MEASUREMENT ON THE FLOW FIELD AROUND A STATOR CASCADE OF AUTOMOTIVE TORQUE CONVERTER” SAE 01PC-213
- (42) 久保田 他 “トルクコンバータ内部流れに関する研究 - ロックアップクラッチ周りの流れ場の計測における PIV の適用-“ 自動車技術会 2002 年秋季大会 No.110-02 178
- (43) Marco Cigarini, Sreenadh Jonnavithula, “Fluid Flow in an Automotive Torque Converter: Comparison of Numerical Results with Measurements” International Congress and Exposition Detroit, Michigan February 27-March 2, 1995
- (44) E.Ejiri “3D EFFECT OF THE TURBIN BIAS ANGLE OF AN AUTOMOTIVE TORQUE CONVERTER ON FLOW AND HYDRODYNAMIC LOSS” The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii, February 10-14,2002
- (45) Sehyun Shin and Hyukjae Chang, “Effect of Angle on Performance of Automotive Torque Converter” SAE 2000-01-1158
- (46) Sehyun Shin and Byung-Cgeol Lee “Performance Improvement Using a Slotted Stator of an Automotive Torque Converter” SAE 2003-01-0247
- (47) Yu Dong, “Torque Converter CFD Engineering Part I :Torque Ratio and K Factor Improvement Through Stator Modifications” 2002-01-0883
- (48) Yu Dong “Torque Converter CFD Engineering Part II : Performance Improvement through Core Leakage Flow and Cavitation Control” 2002-01-0884
- (49) Giwoo Kim and Jaeduk Jang “Effects of Stator Shapes on Hydraulic Performances of an Automotive Torque Converter with a Squashed Tours” SAE 2002-01-0886

- (50) 江尻英治,久保賢明, “トルクコンバータの偏平率が流体性能に及ぼす影響”,日本機械学会論文集 (B 編) 64 卷 623 号 論文 No.97-1546
- (51) Norishige Yoshikawa, Yukihisa Tsuzuki, Kiyoshi Yamane, Aisin Seiki Co., Ltd “Computational Fluid Dynamics of Torque Converter using 3-D Measurement Data”, JSAE Spring Convention Proceedings No. 14-00
- (52) 江尻英治, 久保賢明, “偏平トルクコンバータのコア形状が内部流れと損失に及ぼす影響” 日本機械学会論文集(B 編) 64 卷 626 号(1998-10)
- (53) Jean Schweitzer, Jeya Gandham GM Powertrain “COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS ON TRQUE CONVERTERS-VALIDATION AND APPLICATION” The 9th of International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery Honolulu, Hawaii, February 10-14,2002
- (54) T.Shieh, C.Perng, D.chu and S.Makim “Torque converter analytical program for blade design process” SAE 2000-01-145
- (55) Fujita, K. and Inukai, S. Transient Characteristics of Torque Converter. Its Effect on Acceleration Performance of Automatic Transmission Equipped vehicles SAE Tech. Pap. Ser. 900554, 1990
- (56) 熊田治郎、渡辺義之、向平覚トルクコンバータの非定常特性を考慮した発進性能解析自動車技術会, 学術講演会前刷集 861, pp197-200, 1986
- (57) 鈴木勝也, 中村育雄, 田中和博 “ボンドグラフによるトルクコンバータの動特性解析” 1993 年 10 月 2 日第 71 期機械学会全国大会
- (58) Brad Pohl, “Transient Torque Converter Performance, Testing, Simulation and Reverse Engineering” SAE 2003-01-0249
- (59) Darrell Robinette,M,Grimmer and R, Beikmann “Dynamic Torque Characteristics of the Hydrodynamic Torque Converter” SAE 2011-01-1540
- (60) Jan Granang,M.Karlsson,”Dynamic torque converter model for study of take off performance” Thesis 1999 Chalmers University of Technology
- (61) ANSYS CFX-Solver Theory Guide ANSYS CFX Release 14.0, (2011)
- (62) 益田重明: 乱流の数値モデル, 慶応義塾大学大学院講義テキスト, No. 6
- (63) David C. Wilcox : Simulation of Transition with a Two-Equation Turbulence Model, AIAA Journal, Vol.32, No.2 (1994)
- (64) 小林敏雄 編: 数値流体力学ハンドブック, (2003), 丸善
- (65) 数値流体力学編集委員会 編: 乱流解析, (1995), pp.33-35, 東京大学出版会
- (66) F.R. Menter : Tow-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Model for Engineering Applications, AIAA JOURNAL, Vol. 32, No. 8 (1994), pp.1598-1605
- (67) 大宮司久明・三宅裕・吉澤徹: 乱流の数値流体力学—モデルと計算法, (1998), p.439, 東京大学出版会

- (68) FLUENT : 乱流モデルセミナー資料, (2009)
- (69) D.Hrovat and W.E.Tobler: “Bondgraph Modeling and Computer Simulation of Automotive Torque Converter”, J.of Franklin Inst.,pp319-1/2, 1985
- (70) T.Yamaguchi, K.Tanaka:” Dynamics Of Torque Converter With Lock-Up Clutch” The 6<sup>th</sup> International Conference on Integrated Modeling and Analysis in Applied Control and Automation Vienna, Austria Sep 19-21 2012

## 謝辞

本論文は、著者が九州工業大学大学院情報工学研究科田中・淵脇研究室において、3年間の研究成果をまとめたものである。本研究の遂行にあたり、指導教官である九州工業大学情報工学部機械情報工学科教授田中和博先生には公私共に懇親なる御指導、ご鞭撻を賜りました。中国、イギリス、オーストリア、米国と世界の様々な国での貴重な発表機会を頂き、感謝すると共に今後の研究生活に大きな刺激となりました。また、東北のゼミ旅行などにも参加させて頂き、震災の恐ろしさ、津波のエネルギーの大きさに驚くと共に研究室の学生達と楽しい時間を過ごすことができたのは貴重な体験でした。

自動車技術研究所所長小林敏雄先生には、いつも短時間ではありますが研究に対して的確で貴重なご助言を頂きました。また、世界から見た自動車業界、自動車エンジニアとしての心構えなどをお話頂き非常に良い刺激を受けました。ここに、厚く御礼申し上げます。

この博士課程進学の機会を与えて頂いたアイシン・エイ・ダブリュ技術本部尾崎和久専務執行役員（技術本部本部長）、鈴木研司執行役員（元解析技術部部長）、エイ・ダブリュ・エンジニアリング小崎茂康取締役（元解析技術部部長）、要素技術部樺山尚久部長（元解析技術部部長）には、深く感謝の意を表します。また、解析、実験データの提供を頂いた解析技術部流体チーム、エイ・ダブリュ・エンジニアリング流体チーム、要素技術部トルクコンバータグループの皆様には厚く御礼申し上げます。

同じ田中・淵脇研究室で卒業された山川翔さん、池田省吾さん、修士2年の坂元竜起さん、修士1年の城戸裕季さんには数々のお手数をおかけしました。ここに、厚く御礼申し上げます。

最後に、この3年間終始支援頂いた両親、英文添削でお世話になったシアトルに住む妹夫婦 Dan と Eriko、辛抱強く支えてくれた妻 美香に心より感謝し、謝辞と致します。

平成 25 年 9 月 27 日 山口 健