

TED Plaza

最新鋭側方排気型低圧蒸気タービンの開発と検証



田畑 創一郎

三菱パワー株式会社
 蒸気タービン技術総括部 蒸気タービン計画部
 タービン翼開発グループ 主席チーム統括
 soichiro.tabata.w7@mhi.com

1. はじめに

世界における脱炭素の流れは加速しており、再生可能エネルギーへのシフトが進んでいる。一方で電力需給から火力発電設備は将来も維持されると予想されており、温室効果ガス排出量抑制のために火力発電における高効率化は必要とされている。特に、再生可能エネルギーの電源供給能力の不安定性等から、ガスタービン・コンバインドサイクル（以下、GTCC）の重要性がより高まっている。

三菱パワー株式会社（以下、当社）では、図 1 に示すように脱炭素化と安定した電力供給の両方を実現し、2050 年の政府のカーボンニュートラル政策の実現を目指した事業を発展させることで、持続可能なエネルギーシステムを実現していくことを計画している。

当社では、最新の GTCC として 1650℃級 M501 JAC 形ガスタービンを開発し、当社実証発電設備である第二 T 地点で試運転検証を実施した（森本他，2021）。またそのガスタービンのボトミングとして、側方排気型高性能蒸気タービンを開発し、同様に同社第二 T 地点で試運転検証を実施した（中野他，2021）。

発電プラント用蒸気タービンにおいて、低圧タービン最終段に用いられる長大翼は、低圧車室数やタービン全体の大きさを決定するだけでなく、出力分担が大きくタービン全体効率に大きな影響を及ぼす最重要部である。低圧タービンの性能は排気性能に大きく左右されるため、排気性能の最大化が蒸気タービンの全体性能に大きく影響する。

そこで本稿では、GTCC ボトミングである蒸気タービンにおいて重要なコンポーネントである低圧タービンについて、最新の開発結果とその検証結果を紹介する。

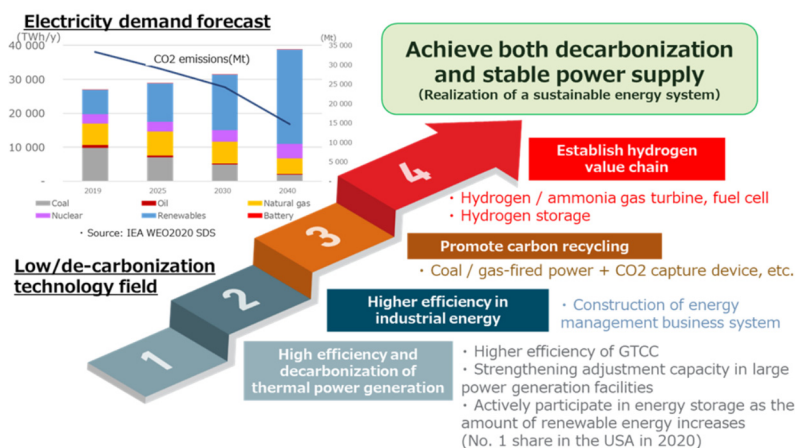


Fig.1 Gradual approach to a sustainable energy system

2. 最新鋭側方排気型高性能蒸気タービンの概要

最新鋭の蒸気タービンに適用した高性能反動翼、最終翼群、側方排気型タービン、クリアランス予測技術、シール技術、高面圧軸受は、GTCC 向けの蒸気タービンをはじめ、中小型機、石炭火力用大型機、原子力機、地熱タービン、アフターサービスにおける内部換装工事にも適用できる技術である。これらの技術を適用し、当社実証発電設備である第二 T 地点に納入した高効率蒸気タービンの外観を図 2 に、適用している最新技術の概要を図 3 に、仕様を表 1 に示す。

本蒸気タービンは最新鋭の 600℃の蒸気温度で定格出力 170MW の蒸気タービンであり、SSS クラッチを介してガスタービン、発電機と接続される 566MW の GTCC プラントである。本稿では特に低圧タービンの開発と検証について紹介するため、その他の要素技術開発および検証結果については、中野他, 2021 を参照されたい。

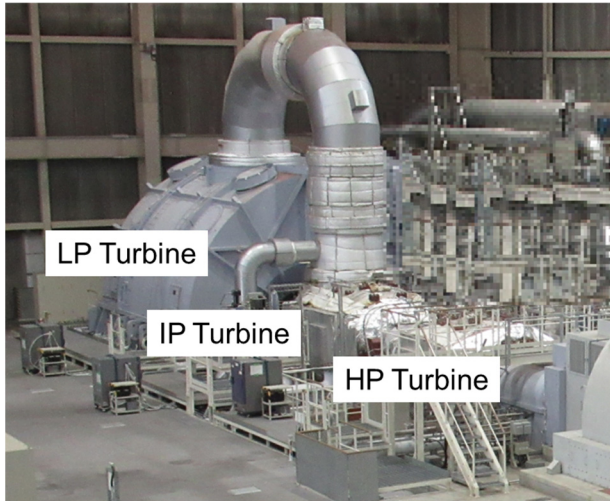


Fig.2 Steam Turbine for T-point 2

Table 1 Specification of steam turbine for T-point 2

第二T地点蒸気タービン仕様	
型式	TC2F-33.7
出力	170.4MW
回転数	3600rpm
軸構成	HP+IP+LP
排気方向	側方排気
主蒸気条件	14.98MPa × 600℃
再熱蒸気条件	3.46MPa × 600℃
復水器真空	709mmHg

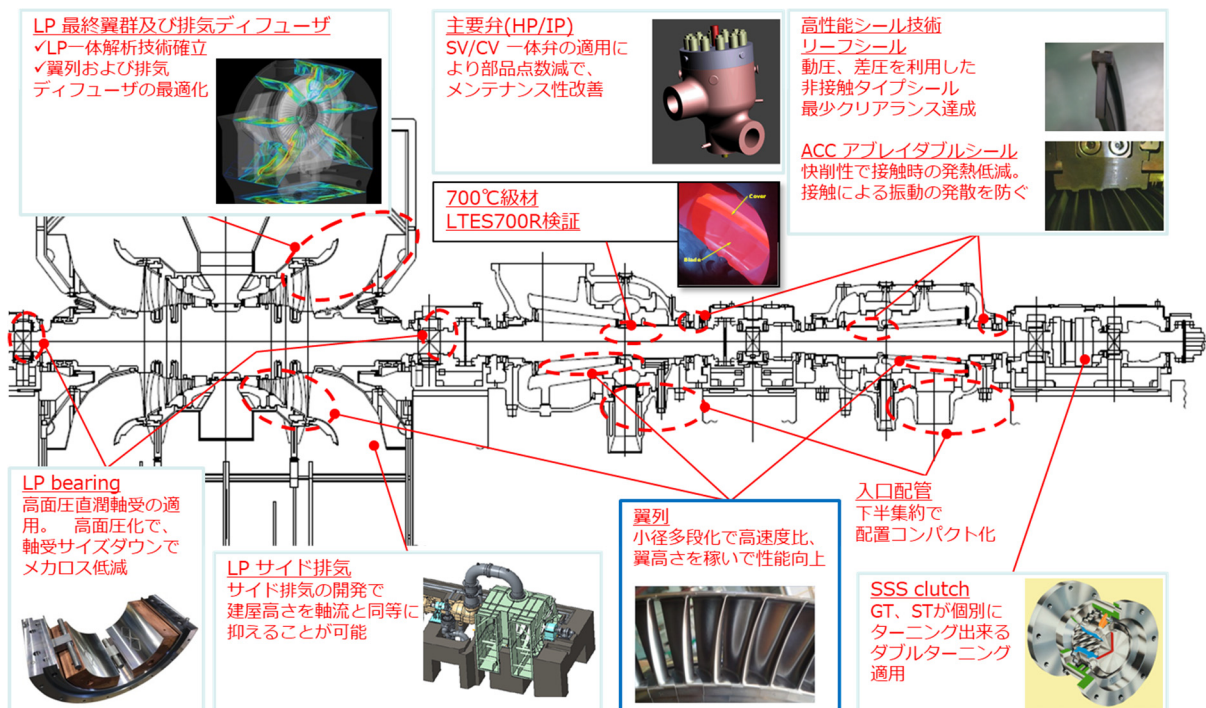


Fig.3 Design concept of a state of the art steam turbine

3. 低圧蒸気タービンの開発

3.1 低圧タービンにおける側方型排気室の特徴

低圧タービンにおける排気室は、ディフューザの機能を有する。低圧蒸気タービンのディフューザは最終段の出力を増加させタービン全体の性能を向上させるように設計されている。ディフューザ自体は、最終段動翼出口での運動エネルギーを復水器での静圧に変換する。この静圧レベルは復水器によって決定されるため、ディフューザ効果により最終段で利用可能なエンタルピーの差が大きくなり、その結果タービン出力が高くなる。基本的なメカニズムを図4に示す (Stein, et al., 2015).

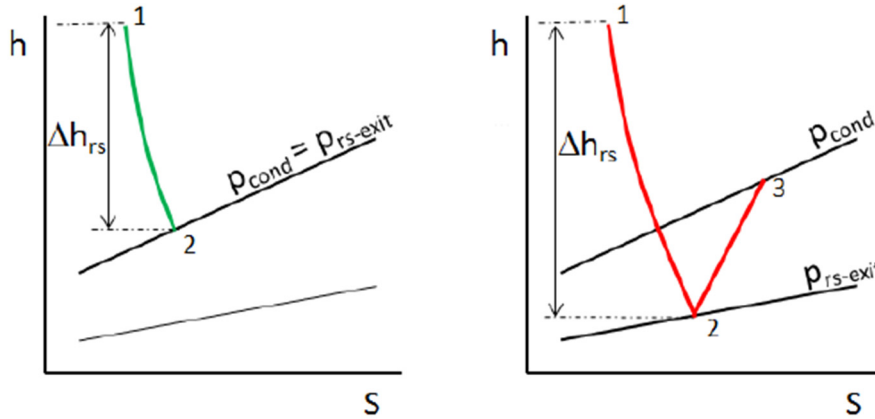


Fig.4 Pressure recovery and the effect on the reea stage power conversion, without diffuser (left) and with diffuser (right), (Stein, et al., 2015)

上述の通り、低圧タービンにおける排気室（ディフューザ）は低圧タービンの出力向上において非常に重要な構成要素であり、十分な圧力回復を得るためには排気室を大きくすることが望ましい。しかしながら排気室の大型化はタービン建設コストに大きく影響する。そこで当社では、複流排気でありながら側方型排気構造を採用することで、従来の下方型排気に対して基礎高さおよびタービン建屋高さの大幅な低減を実現し、建設コスト低減に寄与する構造とした。下方型排気および側方型排気の比較を図5に示す。

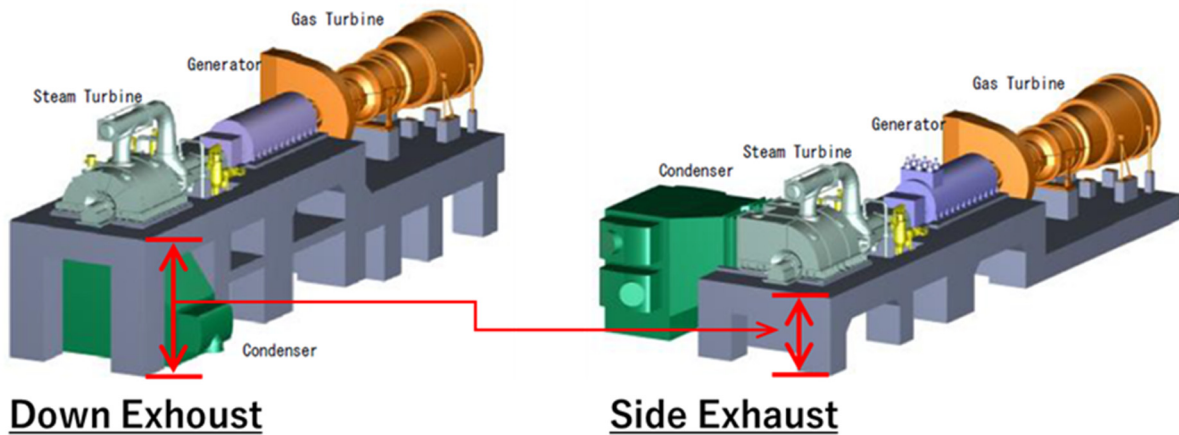


Fig.5 Structural comparison between down exhaust type and side exhaust type

3・2 最新の数値解析手法を用いた低圧タービン排気室の開発

低圧タービンの開発において、出力向上のために高性能排気室を開発する必要があるが、ディフューザに接続する低圧タービン最終段動翼周りの流れ場は衝撃波を含む複雑な流れ場であり、排気ディフューザ内部流動も複雑な三次元渦流れ場を呈する。当該部の流れ解析については多くの研究者が研究テーマと挙げてきたものであるが (Munyoki, et al., 2017 他) , 特に昨今の計算機技術の発展により大規模解析が可能となってきた。当社でもシール部を含む翼列と排気室の一体解析手法 (One-through Integral CFD, 以下, 一体解析) を開発し, 検証試験結果と比較して十分な精度を持つ解析手法であることを確認している (Tabata, et al., 2019) 。

今回提示する最新の蒸気タービン開発においても, この一体解析手法を用いて排気ディフューザ周りの流れ場を評価した。図 6 に第二 T 地点向けの低圧蒸気タービン全体の一体解析を実施した例 (三次元流線図) を示す。図 6 に示す通り低圧タービン蒸気入口から復水器に至るまでの全体をモデル化し, また排気室内部の強度部材も全てモデル化した詳細解析を実施した。また図 7 に低圧タービン最終段周りとのディフューザ部分のマッハ数コンタを示す。排気ディフューザの内部流動ははく離を伴うことのない正常な流れ場を呈していることがわかり, 十分な圧力回復を実現している様子がシミュレートされていることが分かる。

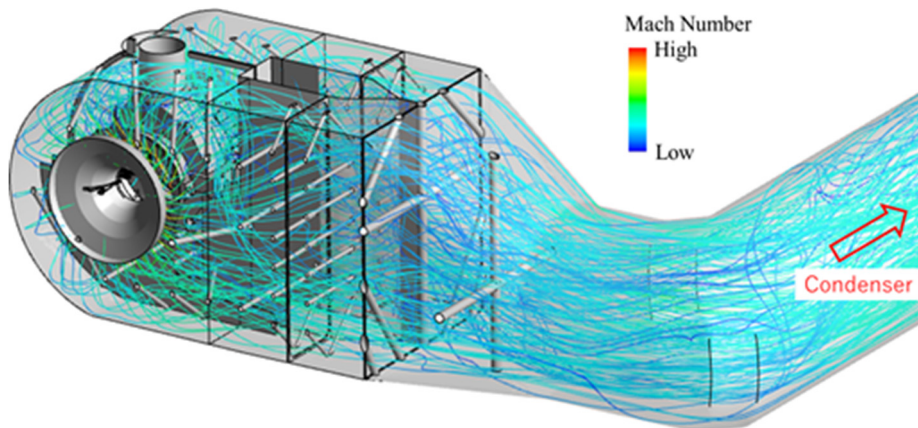


Fig.6 One-through integral CFD result of low pressure turbine for T-point 2

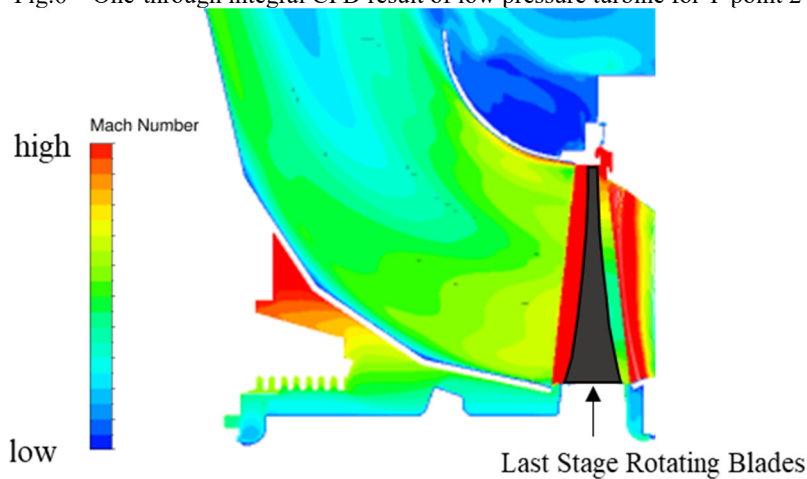


Fig.7 Mach number contour around the last stage exit and diffuser in meridional plane

4. 当社実証発電設備による低圧蒸気タービンの検証

最新の数値解析手法を用いて最適設計を実施した低圧蒸気タービンの検証を、当社実証発電設備である第二 T 地点にて検証した。当社高砂工場にある第二 T 地点を図 8 に示す。第二 T 地点は 2020 年 1 月より試運転を開始しており、2021 年 7 月 1 日より商業運転を開始している。第二 T 地点の蒸気タービンは前述の図 2 の通りであり、またその仕様も前述の表 1 に示す通りである。



Fig.8 Long term verification test facility (T-point 2)

低圧蒸気タービンの検証として、全体性能として排気性能を含めたオーバーオール効率 (η_{OA}) および圧力回復係数 (C_p) を、フローパタン検証として 5 孔ピトー管を用いたトラバースによる流れ場計測を最終段入口出口で実施した。オーバーオール効率 (η_{OA}) および圧力回復係数 (C_p) の定義を下記に示す。

$$\eta_{OA} = \frac{W/G}{h_{01} - h_{c, is}(P_{01}, T_{01}, P_c)} \quad (1)$$

$$C_p = \frac{P_c - P_2}{0.5\rho V^2} \quad (2)$$

where

- G : Mass flow rate
- W : Turbine output power
- P : Pressure
- T : Temperature
- h : Enthalpy
- ρ : Density
- V : Velocity

subscript

- 0 : total quantity
- 1 : LP turbine inlet
- 2 : LP turbine outlet (last stage exit)
- c : Condenser

図 9 および図 10 に、オーバーオール効率 (η_{OA}) および圧力回復係数 (C_p) の解析予測と実測結果の比較を示す。図 9 および図 10 の横軸は体積流量を示し、タービンの作動点を表す。図 9 および図 10 より、解析予測は実測を良く表すことが分かる。これは図 6 および図 7 にて提示した一体解析による解析予測が実機性能を良く表すことを意味している。また図 11 に最終段入口出口のフローパタン（子午面に射影した速度ベクトル）についての解析予測と実測の比較を示す。最終段入口出口は複雑な三次元渦流れ場を呈し、特に最終段出口のフローパタンは排気性能に密接に関係するが、解析予測は良く実測を表していることが分かる。

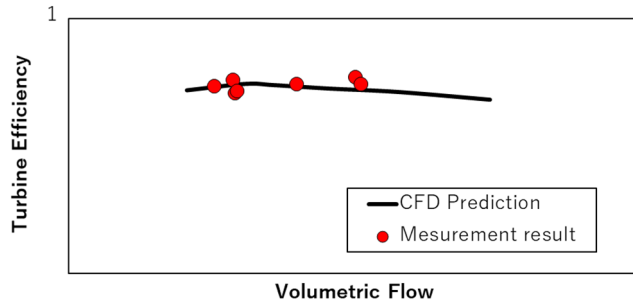


Fig.9 Validation of CFD against tests: overall performance

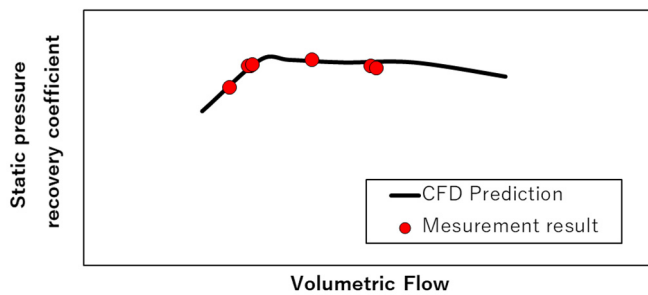


Fig.10 Validation of CFD against tests: pressure recovery coefficient

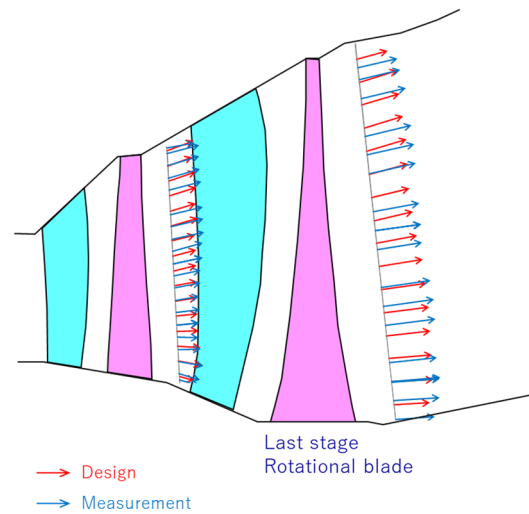


Fig.11 Flow pattern comparison between test and CFD

5. まとめ

蒸気タービンの性能を大きく作用する低圧コンポーネントに対し、最新の解析技術を用いて開発し実機プラントにて目論見通りの性能が満足されることを確認した。特にこの低圧タービン向けのディフューザの排気性能評価および開発は、中小型タービンから大容量機に対して適用可能なことからアフターサービス向けに最適なディフューザを提案することも可能である。当社では今後とも発電設備のさらなる高効率化を目指して新技術の開発およびそれらを適用した高性能蒸気タービンの開発を続けていくことで、温室効果ガス排出量抑制にも貢献していく所存である。

文献

- 森本一毅, 松村嘉和, 鈴木健太郎, 若園進, 片岡正人, 由里雅則, 1650℃級 M501 JAC 形ガスタービンを有する第二 T 地点実証発電設備での運転状況, 三菱重工技報, Vol. 58, No. 3, (2021).
- Munyoki, D., Schatz, M., and Damian, V. M., DETAILED NUMERICAL STUDY OF THE MAIN SOURCES OF LOSS AND FLOW BEHAVIOR IN LOW PRESSURE STEAM TURBINE EXHAUST HOOD, Proceedings of ASME Turbo Expo 2017, (2017), GT2017-63269.
- 中野隆, 桴谷直人, 松野成之, 牧野雅臣, 李宏元, 田畑創一朗, 最新鋭サイド排気高性能蒸気タービンの開発, 三菱重工技報, Vol. 58, No. 3, (2021).
- Stein, P., Galpin, P., and Hansen, T., CFD MODELING OF LOW PRESSURE STEAM TURBINE RADIAL DIFFUSER FLOW BY USING A NOVEL MULTIPLE MIXING PLANE BASED COUPLING – SIMULATION AND VALIDATION, Proceedings of ASME Turbo Expo 2015, (2015), GT2015-42632.
- Tabata, S., Fukushima, H., Segawa, K., Ishibashi, K., Kuwamura, Y., and Sugishita, H., EXPERIMENTAL AND NUMERICAL INVESTIGATION OF STEAM TURBINE EXHAUST HOOD FLOW FIELD WITH TWO TYPES OF DIFFUSERS, Proceedings of ASME Turbo Expo 2019, (2019), GT2019-90640.