

車両過給機用可変ノズルタービンの空力性能に関する研究

山方, 章弘

<https://hdl.handle.net/2324/4110470>

出版情報 : Kyushu University, 2020, 博士 (工学), 課程博士
バージョン :
権利関係 :

車両過給機用可変ノズルタービンの
空力性能に関する研究

山方 章弘

目次

第1章 序論.....	1
1.1 本研究の背景.....	1
1.2 本研究の目的.....	7
第2章 可変ノズルベーン形状がタービン性能に及ぼす影響	10
2.1 緒言.....	10
2.2 ノズルベーン形状設計.....	12
2.3 CFD 解析	28
2.4 性能試験.....	81
2.5 結言.....	105
第3章 可変ノズル詳細形状がタービン性能に及ぼす影響	106
3.1 緒言.....	106
3.2 ノズルクリアランス、ストラットおよびスピンドルの影響	107
3.3 シュラウドシールおよびリンクキャビティの影響	173
3.4 結言.....	240
第4章 結論.....	241
謝辞	242
参考文献	243
付録A 定常・非定常 CFD 解析の差異について.....	248
付録B ノズル全圧損失係数の簡易予測について.....	251
付録C frozen-rotor における動翼位置の影響について	257

第1章 序論

1.1 本研究の背景

地球温暖化に伴い、自動車のCO₂排出量規制が年々強化されている。走行距離1kmあたりのCO₂排出量規制の推移を図1-1-1に示す。今後数年内にCO₂排出量すなわち燃費を30%以上低減させる必要があり、自動車メーカー各社とも電動化とともに内燃機関の継続的な改善を行っている。その手段として欧州を中心にエンジンの小排気量化すなわちダウンサイジングによる低燃費化が進んでいる。自然吸気エンジンが発生しうる出力はエンジンの圧縮比と排気量および回転数に依存するため、小排気量化に伴うエンジン出力の低下を改善する手段として過給機の需要が増しており、図1-1-2に示すように2020年には過給エンジン搭載車は5000万台を超える見込みとなっている^[1,2]。

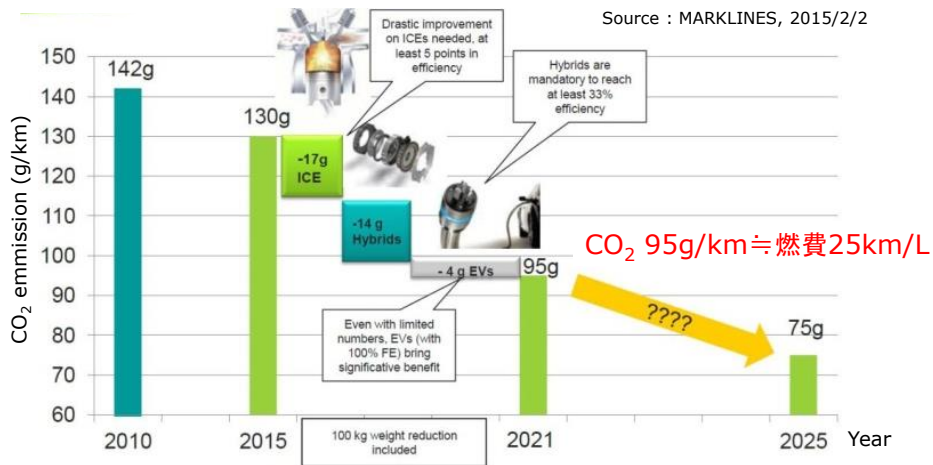


図1-1-1. 自動車のCO₂排出量規制の推移^[1]

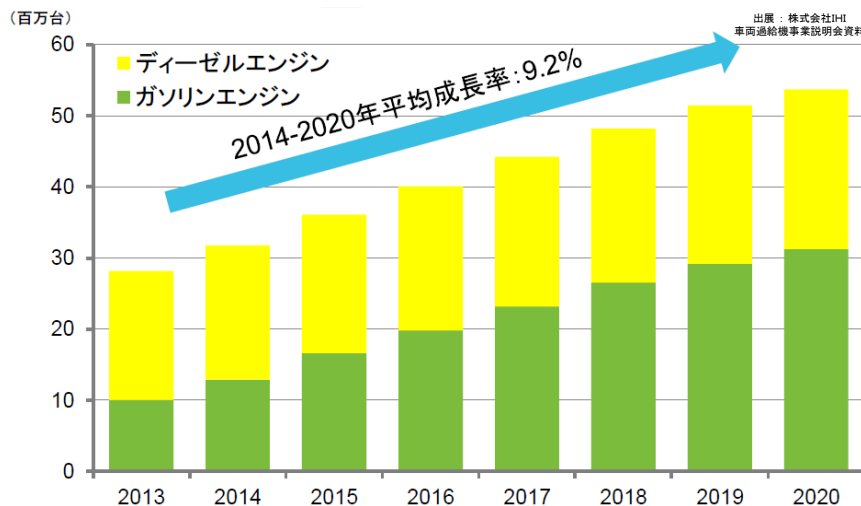


図1-1-2. 過給エンジン搭載車の生産台数の推移^[1]

過給エンジンにおける過給機の役割を図 1-1-3 に示す。過給機の形態は大別して、エンジンのクランク軸の出力の一部を利用する機械駆動式と、排気ガスの残留エネルギーを利用するタービン駆動式の二つに分けられる。現在の過給エンジンの多くがタービン駆動式を採用しており、この型式の過給機は通常ターボチャージャとも呼ばれている。ターボチャージャはエンジンの高温・高圧な排気ガスによってタービンを回転させ、同軸上の圧縮機にて空気の密度を高め、排気量の大きなエンジンと同等以上の流量の空気をシリンダーに送り込む役割を持つ。結果として過給エンジンでは 40~50%以上排気量の大きい自然吸気エンジンと同等なトルクおよび出力を発生させることが可能となる。

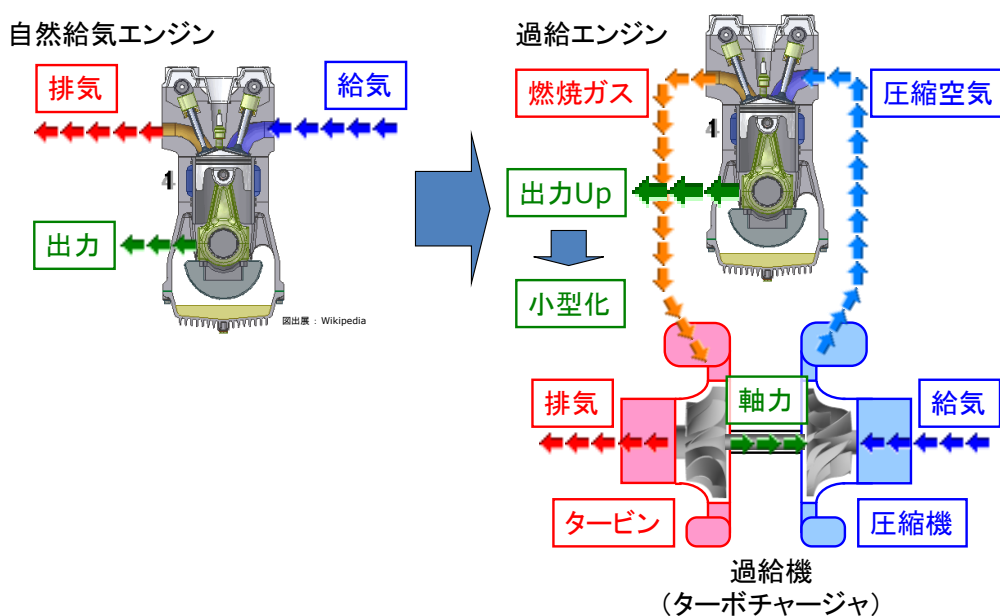


図 1-1-3. 過給機の機能・役割^[1]

車両およびエンジンから過給機に求められる要件を図 1-1-4 に示す。2018 年より世界で統一された燃費評価手法である Worldwide-harmonized Light vehicles Test Cycle (以下 WLTC) が導入され、より実際の走行パターンに近い運転での燃費改善が求められる。WLTC では頻度の高いエンジン低回転数で、かつ高負荷な条件でのエンジン出力および燃費の改善が必要となる。過給機にはエンジン回転数が低い条件すなわち排ガス流量の少ない条件において高い過給圧を発生させることが求められる一方で、定格出力点であるエンジン最高回転数付近でのより大きな流量をカバーする必要があり、必然的に可変容量型の過給機が必要となる。図 1-1-5 に主な車両過給機の種別を示す。現在車両過給機の多くにバイパス機構や可変ノズル機構等を導入した可変容量型タービンが採用されている^[1,2]。特に可変ノズル機構 ((株) IHI

では Variable Geometry System と呼称、以下 VGS) を有した可変容量型タービンは、エンジンの作動条件に合わせてノズルベーンを開閉することにより、エンジンに適正な過給圧を供給するとともに、エンジンの背圧を制御することが可能であり、エンジンの低燃費化に欠かせないデバイスとなっている。

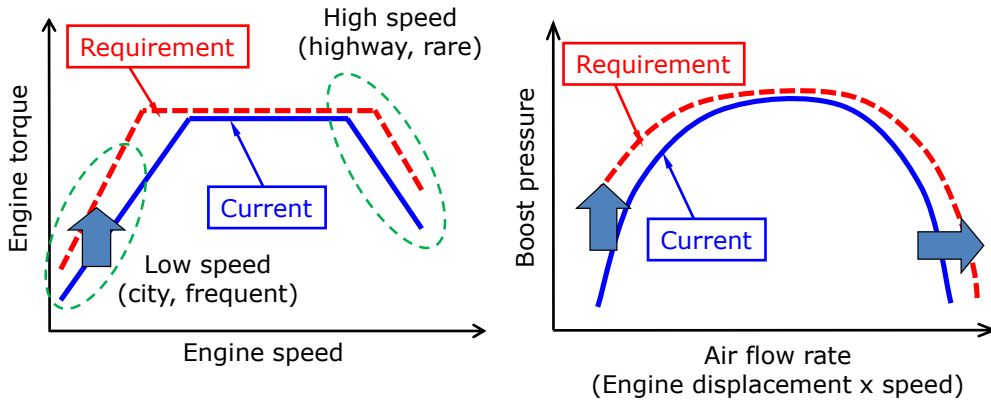


図 1-1-4. 車両過給機に求められる要件^[2]

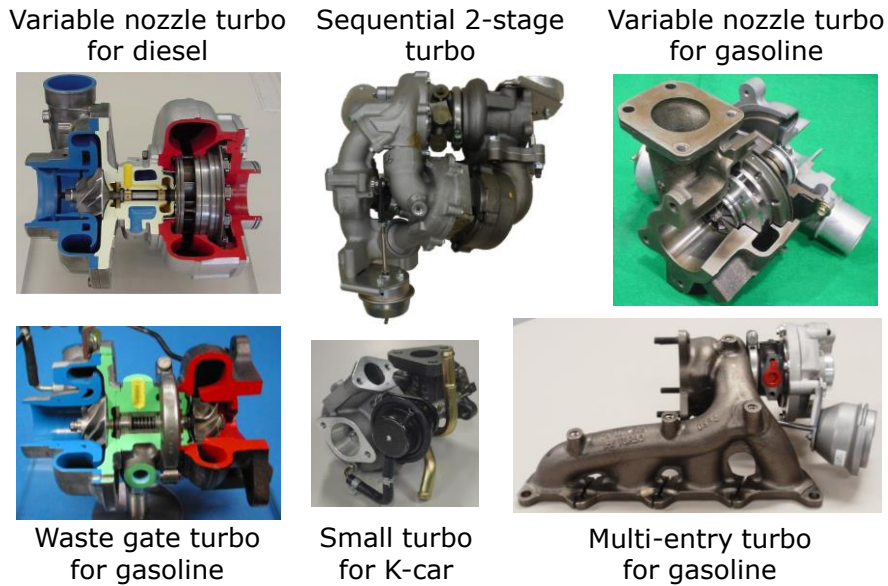


図 1-1-5. 車両過給機の種別^[2]

次に車両過給機に主として適用されているラジアルタービンの研究動向について述べる。ラジアルタービンの開発の歴史は長く、古くは水車の設計まで遡る。今日におけるラジアルタービンの適用範囲は、車両用のみならず船用エンジン向けの過給機や小型の航空エンジン、ガスタービンなど多岐に渡っている^[3,4]。図 1-1-6 にラジアルタービンの主な構成要素と代表的な速度三角形を示す。軸流式のタービンと同様、大きな分類として流体を加速させ回転方向の速度を発生させる静止部品（ポリュート、ノズル）と、静止部で発生させた流体の周方向速度を受け止め、軸力に変換する回転部品（ローター）の二つの要素から構成される^[5,6]。

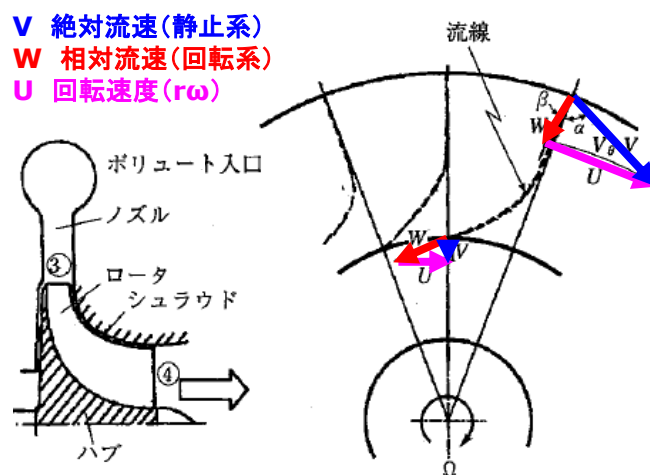


図 1-1-6. ラジアルタービンの構成要素と速度三角形^[5]

ラジアルタービンの静止部品には適用される製品とその搭載レイアウトによって複数の形態がある。図 1-1-7 にラジアルタービンの代表的な静止流路の形態を示す。ラジアルタービンの静止流路には、周方向にベーンを配置したベンド形態とベーンのないベーンレス形態の 2 種があり、航空エンジンやガスタービンでは、タービン上流に円筒（アニュラー）型の燃焼器が配置され、周方向速度を持たない流体がタービンに流入するため、ラジアル・軸流式を問わずベンドノズルが採用され、ローター上流の周方向速度をノズルのみで発生させる。一方、ピストンの往復動によってエンジンから流体が供給される過給機用タービンの最上流には、ポリュートまたはスクロールと呼ばれる渦巻き状の流路が配置される（本論文中ではこの渦巻き流路をスクロールと呼称する）。スクロールは入口付近で断面積最大、巻き終わりである 360° 断面ではほぼ面積ゼロとなるような流路形状となっており、上流の配管から流入した流体はスクロールによって加速されながら周方向に均等に配分される。このときスクロール部での面積および径の縮小により、流体は流量および角運動量

の保存則に従って加速され、下流の要素であるノズルに流入する前のある程度の周方向速度を発生させる。このため前述のアニュラー型の燃焼器下流に配置されるノズルと比べて、より小さな流れの転向で必要な周方向速度を発生させることができる。場合によっては、ベーンレスの形態でも十分な周方向速度を発生させることが可能であり、構成部品の簡略化および製品のコンパクト化を図ることができる^[5,6]。

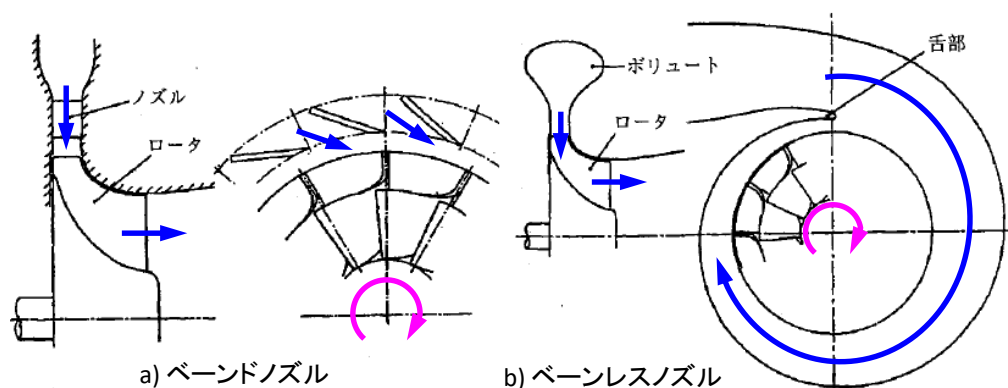


図 1-1-7. ラジアルタービンの静止流路の形態^[5]

前述のように外部にリンク機構を設けノズルベーンを回転させることにより、ベーン角度とスロート面積を変化させる可変ノズル機構が過給機用タービンに実用化されている。通常固定式のノズルベーンを有すタービンでは、回転数、圧力比に対して流量が一意に決まるが、可変ノズルタービンでは、ノズルベーンを開閉しノズル出口での流出速度と流出角を変化させることにより、回転数と圧力比に関係なく流量を変化させることができる。これによりシステム上の他の要素に適した流量および圧力比で作動させること、より広範囲な運転条件でシステムの性能を向上させることが可能になる^[6,7]。

可変ノズルタービンを対象にした研究開発は、1980年代より様々な研究者によって行われてきた。Fairbanks^[8]、Meitner^[9]らは、可変ノズルベーンを有すラジアルタービンの速度三角形および性能予測に関する手法を提案したが、CFD解析がまだ一般的でない時代であり、予測手法の十分な検証には至らなかった。その後、速水^[10]、妹尾^[11]、Hyun^[12]らにより可変ノズル出口での詳細な流れ計測が行われ、ベーンの取付角や端部の隙間に対する流れ場の変化に関する実験的研究がなされる一方で、可変ノズルタービンを採用した過給機の製品開発が進められていった^[13,14]。

一方、翼端隙間の流れは、ラジアルタービンに限らずすべての回転流体機械において、流体性能に多大な影響を及ぼす問題として継続して研究されてきた^[15,16]。静止部品である可変ノズルベーンにおいても、ベーン端部隙間の流れは、羽根

車のチップクリアランス同様、タービン性能に影響を及ぼす要因として多くの研究がなされている。玉木^[17,18]らは、開度の異なる二つのノズルベーンについて、ベーン端部隙間の有無での CFD 解析とともに、油膜法による壁面近傍の流れの可視化と 3 孔ヨーメータによるノズル下流の流れ計測を行い、解析と計測が良い一致を示すこと、ノズル開度が小さい場合にベーン端部隙間の漏れ流れが顕著となることを示した。同様に、O'Neill^[19]、Walkingshaw^[20,21,22,23]らも可変ノズルベーンを対象にした CFD 解析と詳細流れ計測を行い、特にハブシュラウド間でのノズルベーン的位置すなわちノズル端部隙間の偏りに着目し、ノズル端部隙間のハブシュラウドの偏りがノズル出口の流れ場とその下流に位置するローターに与える影響を明らかにした。

2010 年前後には、車両過給機用可変ノズルタービンの空力設計に、積極的に CFD 解析を適用した事例が報告されている。瀬川^[24]らはノズルベーンの回転中心位置とノズル流路高さを系統的に変化させた CFD 解析により、それらの適正な組合せを導いた。森田^[25]は可変ノズルタービンのディスク背面のキャビティと段差を考慮した CFD 解析を行い、該当部の形状の差異がタービン性能に及ぼす影響を明らかにした。さらに Natkaniec^[26,27]らは可変ノズルのベーン端部の隙間だけでなく、回転軸の鏝構造や上流に配置されている円柱状の構造部材を考慮した CFD 解析により、これらの詳細構造がタービン性能および内部流れに及ぼす影響について調査した。しかしながらこれらの詳細形状を考慮した CFD 解析は、そのモデルの複雑さ故、限られた形態・条件での分析に留まっている。また森田^[28,29]らは前述の Walkingshaw、Natkaniec らの結果に基づき、ベーン端部の漏れ流れを抑制しつつ、回転軸の鏝構造を滑らかに包括するようなノズルベーンの 3 次元化設計を行い、タービン性能試験にてその効果を実証した。佐藤^[30]らは、可変ノズルタービンにおけるノズルベーンと羽根車の動静翼干渉による羽根車の共振問題に対し、ノズル開度と圧力比を系統的に変化させた場合の非定常流体力を全周の非定常 CFD 解析によって評価し、実測した翼振動振幅の傾向と良く一致することを確認した。本件は流体性能の評価が主ではないものの、大規模な非定常 CFD 解析がラジアルタービンの実際の開発に適用されつつあることを示している。

1.2 本研究の目的

前節では、車両過給機に求められる技術的背景・課題とそれを具現化するために行われている可変ノズルタービンの研究開発動向について述べた。これらを踏まえ本論文では、可変ノズルタービンの肝であるノズルベーン的设计と可変機構の導入によって生じる空力性能上の問題に焦点を絞り、以下の二つの課題を解決することを目的とした。

まず第2章では、可変ノズルベーン的设计指針を得るため、ベーン形状の異なる4種類のノズルに対してCFD解析と要素性能試験を行い、ベーン形状がタービン性能および内部流れに与える影響を明らかにした。特に車両過給機で重要視されるノズル開度が極端に小さい/大きい条件でのタービン性能の低下を抑えるために必要となるノズルベーン形状の要件を明らかにすることを目的とした。

続く第3章では、可変ノズル機構の具現化に伴う隙間な突起などの詳細形状がタービン性能および内部流れに及ぼす影響を明らかにするため、可変ノズル機構の詳細形状を段階的に再現したCFD解析を行ない、それらの影響を定量的に評価した。特に第2章同様、ノズル開度が極端に小さい/大きい条件で重視すべき詳細形状が何か、その影響は如何ほどかを明らかにすることにより、今後求められる更なるタービン性能の改善に必要な知見を得ることを目的とした。

最後に第4章にて、第2章、第3章で得られた知見を総括し、本論文のまとめとする。

記号

- W_{in} : ノズル入口流路幅 (m)
 W_{th} : ノズルスロート部流路幅 (m)
 L : ノズル流路長さ (m)
 t_0 : ノズルベーン厚み (m)
 α : ノズル角度 (deg)
 R : 径方向座標 (m)
 Z : 軸方向座標 (m)
 θ : 周方向座標 (rad)
 m : 子午面距離 (m)
 W : ノズル流路幅 (m)
 W_{in}/W_{th} : ノズル流路幅比 (-)
 L/W_{th} : ノズル流路長さ比 (-)
 $R_{v,max}$: ノズルベーン最大径 (m)
 $R_{v,min}$: ノズルベーン最小径 (m)
 R_3 : タービン羽根車入口径 (m)
 $N_{t,design}$: タービン設計回転数 (rpm)
 G : タービン流量 (kg/s)
 $P_{t,in}$: タービン入口全圧 (Pa)
 $P_{t,out}$: タービン出口全圧 (Pa)
 $P_{t,rot,in}$: 羽根車入口全圧 (Pa)
 $P_{t,nzl,in}$: ノズル入口全圧 (Pa)
 $T_{t,in}$: タービン入口全温 (K)
 $T_{t,out}$: タービン出口全温 (K)
 C_p : 定圧比熱 (J/kgK)
 γ : 比熱比 (-)
 $MFP = G\sqrt{T}/P$: タービン修正流量 (kg/s $\sqrt{K/Pa}$)
 π_t : タービン圧力比 (-)
 η_t : タービン効率 (-)
 U/C_0 : タービン速度比 (-)
 η_{scr} : スクロール効率 (-)
 η_{nzl} : ノズル効率 (-)
 η_{rot} : 羽根車効率 (-)

ξ_{nzt} : ノズル全圧損失係数 (-)
 G_{air} : 圧縮機空気流量 (kg/s)
 Cp_{air} : 圧縮機空気定圧比熱 (J/kgK)
 $T_{air,out}$: 圧縮機空気出口全温 (K)
 $T_{air,in}$: 圧縮機空気入口全温 (K)
 G_{oil} : 軸受潤滑油流量 (kg/s)
 Cp_{oil} : 軸受潤滑油比熱 (J/kgK)
 $T_{oil,out}$: 軸受潤滑油出口温度 (K)
 $T_{oil,in}$: 軸受潤滑油入口温度 (K)
 $L_{t,th}$: タービン等エントロピ仕事 (W)
 L_c : 圧縮機仕事 (W)
 L_m : 軸受機械損失 (W)
 M : マッハ数 (-)
 M_u : 周速マッハ数 (-)
 y_+ : 壁面第 1 格子の無次元距離 (-)

第2章 可変ノズルベーン形状がタービン性能に及ぼす影響

2.1 緒言

近年、欧州を中心に小排気量エンジンと過給機の組合せによる過給ダウンサイジング化が進んでいる。2018年より導入された新しい燃費評価手法であるWLTCでは頻度の高いエンジン低回転数で、かつ高負荷な条件でのエンジン出力および燃費の改善が必要となり、過給機にはエンジン回転数が低い条件すなわち排ガス流量の少ない条件において高い過給圧を発生させることが求められる。一方で、定格出力点であるエンジン最高回転数付近ではより大きな流量をカバーする必要があり、必然的に可変容量型タービンが必須となっている。可変容量型タービンの一種である可変ノズルタービンは、エンジンの作動条件に合わせてノズルベーンを開閉することにより、エンジンに適正な過給圧を供給するとともに、エンジンの背圧を制御する低燃費化に欠かせないデバイスであり、これまで比較的排ガス温度が低いディーゼルエンジンにのみ採用されてきたが、近年排ガス温度が900℃を超えるガソリンエンジンにもその適用範囲が広がっている。

(株)IHIにて開発された乗用車用可変ノズルタービンRHV4型過給機^[31]の外観を図2-1-1に、ノズルベーン入口出口での代表的な速度三角形を図2-1-2に示す。前述のように可変ノズルは、ガス流量の少ないエンジン低速域では、ベーンを閉じて羽根車上流の流速を高めることにより応答性を改善し、ガス流量の多いエンジン高速域では、ベーンを開いて流れの閉塞を回避し、エンジンの背圧上昇を抑制する役割を担っている。このように可変ノズルは低速から高速まで広い作動域をカバーしなければならないため、非設計点であるノズル小開度、大開度での性能低下を抑える空力設計が必要である。

本章では、車両過給機用可変容量タービンの性能向上を目的に、その重要な構成要素である可変ノズルについて、ベーン形状違いでのCFD解析と性能試験を行ない、ノズル流路形状とタービン性能との相関とそのメカニズムを解明することを目的とする。

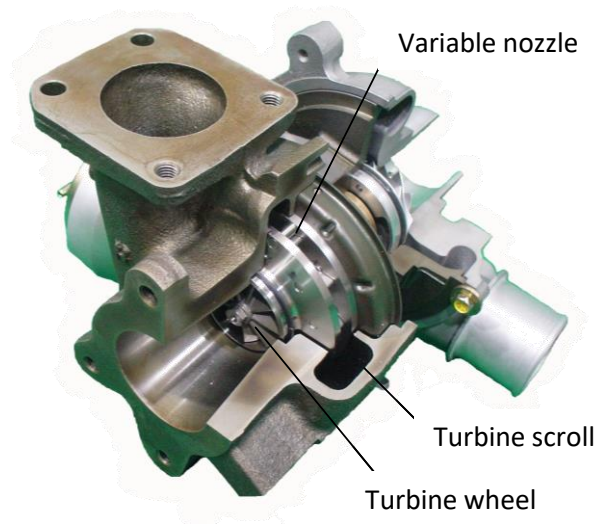


図 2-1-1. (株) IHI 製乗用車用 RHV4 型過給機外観

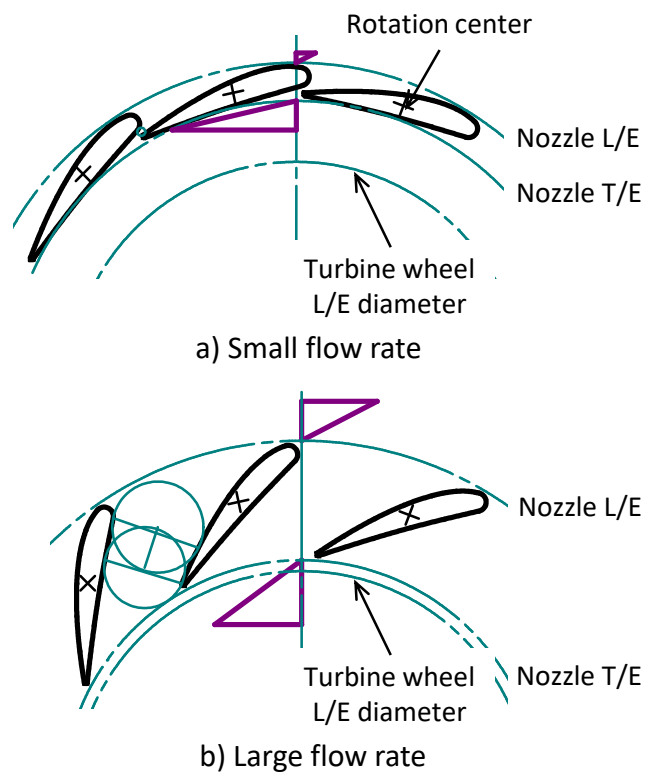


図 2-1-2. 可変ノズルタービン ノズル出入口速度三角形

2.2 ノズルベーン形状設計

本研究で検討したノズルベーンの形状を図 2-2-1 に示す。コード長、キャンバー（反り）および翼厚の異なる 4 種のベーン形状について、CFD 解析と性能試験によりタービン性能の違いを調査した。ノズル#1 はほぼ対称で反りのないベーン形状であるのに対し、ノズル#2 はノズル#1 とコード長や翼厚分布はほぼ同じで、入口付近を傾斜させ、わずかに反りを持たせたベーン形状となっている。ノズル#3、#4 はノズル#1、#2 と比べてコード長が長く、前縁から後縁にかけて大きな反りと翼厚の分布を持ったベーン形状を採用している。ノズル#3 と#4 は同じ思想の下に設計されており、ノズル#4 の方が#3 よりも 10%コード長が大きくなっている。

本検討においてノズル翼枚数はノズル#1、#2、#3、#4 とともに 11 枚固定で、ベーン中央付近の回転軸を中心にベーンを回転させることでノズルを開閉する仕組みとなっている。ベーンは周方向に等配で、回転軸中心の径方向位置は各ノズルベーンで異なっている。具体的には、コード長が長くなるに従いより外径側に位置しており、タービン翼車から見てノズル#1、#2、#3、#4 の順に遠ざかっている。隣接するノズルベーンによって形成されるノズル流路形状は、ベーンの開閉によって大きく変化する。ノズル流路形状を代表するパラメータとして、入口幅 W_{in} と出口幅 W_{th} および翼間流路長さ L の関係に着目した。 W_{in} 、 W_{th} および L の定義を図 2-2-1d に併記する。ノズル入口および出口幅 W_{in} 、 W_{th} はノズル入口および出口にてベーン前後縁円弧を除いた背腹面に接する円の直径として定義する。また翼間流路長さ L は流路入口から出口に渡って定義した内接円の中心点の軌跡を結んだ距離として定義している。

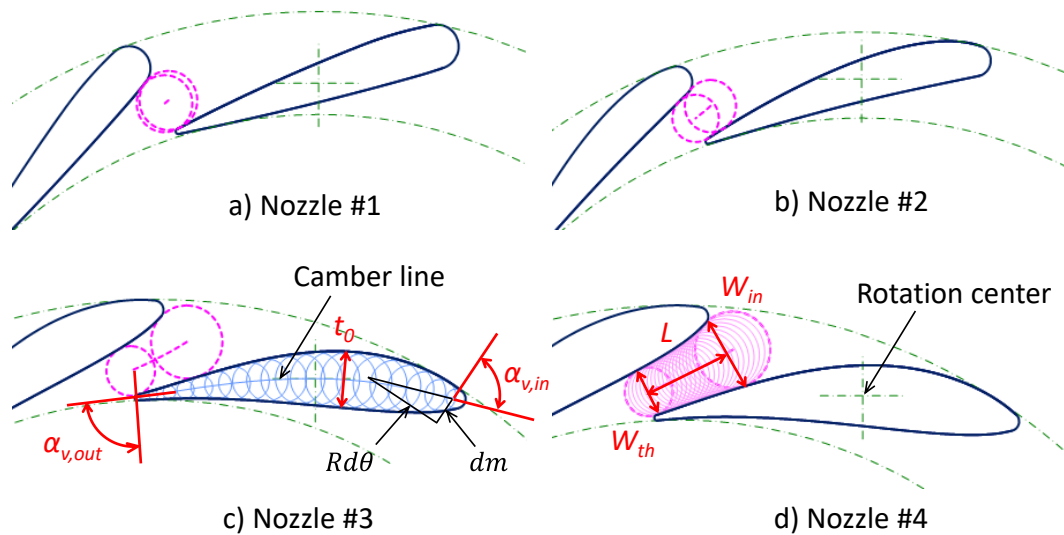


図 2-2-1. 可変ノズルベーン形状

ノズルベーンの翼厚 t_0 および翼角 α_v の分布も同様な手順で評価している。ベーン前縁から後縁にかけて翼内部にベーン背腹面に接する内接円を描き、その直径を翼厚 t_0 と定義した。また上記内接円の中心点の軌跡をベーンの中心線すなわちキャンバーラインと定義した。図 2-2-1c にキャンバーラインと翼角 α_v の関係を併記する。翼角 α_v はキャンバーラインの子午面距離 dm と接線方向距離 $Rd\theta$ の成す角として以下のように表される。

$$\frac{Rd\theta}{dm} = \frac{Rd\theta}{\sqrt{dR^2 + dz^2}} = \tan \frac{\pi}{180} \alpha_v$$

本研究で対象としているノズルベーンは、Z方向に分布を持たない2次元翼すなわち $dz = 0$ であるため、最終的に翼角 α_v は以下で求められる。

$$\alpha_v = \frac{180}{\pi} \tan^{-1} \frac{Rd\theta}{dR}$$

ノズル#1~#4 について、翼厚 t_0 の分布の比較を図 2-2-2 に示す。縦軸、横軸ともに各ノズルベーンのコード長で無次元化した値を示している。各ノズルとも最大翼厚はコード長に対して15~17%程度とほぼ同等であるが、その位置はノズル#1、#2が15~20%コード付近であるのに対し、ノズル#3、#4は35%コード付近で最大翼厚となっている。これによりノズル#3、#4は前縁付近の翼厚を小さくすることができ、前縁での流れの衝突とその下流での急加減速による損失の低減が期待できる。

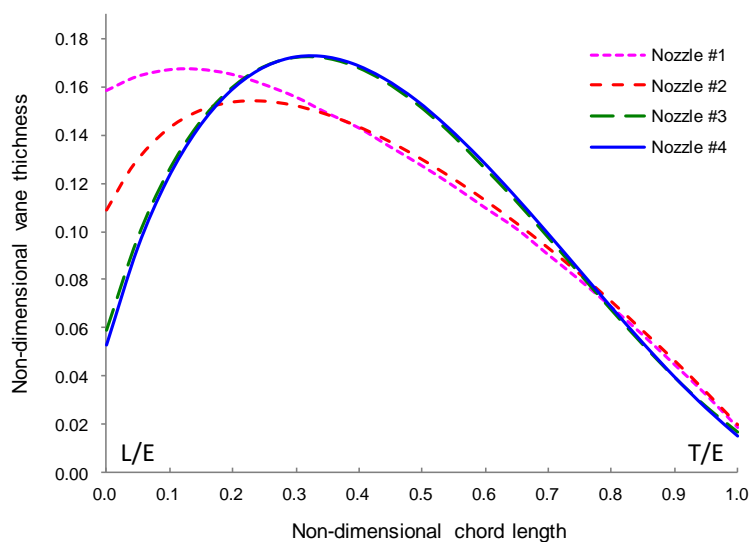


図 2-2-2. ノズルベーン翼厚 t_0 の分布

図 2-2-3 にノズル#1 のノズル全開（100%開度）から 20%開度までの 5%開度毎の流路形状およびベーン形状の変化を示す。100%開度は、運転中にノズルベーン後縁とタービン翼車前縁が接触しないよう最小限の間隔を維持している状態であり、ベーンの回転中心位置が与えられると一意に決定される。以降、ノズル閉側の開度については、100%開度での W_{th} の値に対して 5%ずつ W_{th} を減じるようノズルベーンを回転させた状態を各開度でのベーンの位置とし、前述の W_{in} 、 W_{th} 、 L の変化を評価している。図 2-2-3 より、ノズル#1 においては、コード長が短いこと、またベーン前半部での反りが全くないことから、ノズルを閉じるに従ってノズル入口と出口が近づく、すなわち W_{in} と W_{th} がほぼ同じでかつ L がゼロに近づいていることがわかる。最終的に 30%開度にてノズル入口と出口がほぼ一致し、25%、20%開度においては、ベーン背腹面の間に内接円を描くことができず、もはやノズルではなくスリットと呼ぶべき流路形状となっている。

同じく図 2-2-4 にノズル#2 のノズル全開（100%開度）から 20%開度までの 5%開度毎の流路形状およびベーン形状の変化を示す。100%開度およびノズル閉側の開度の定義はノズル#1 と同じである。図 2-2-4 よりノズル#2 はノズル#1 に比べて、コード長が大きくベーン前半部に反りを持つことから、翼間流路をより長く形成することができている。結果としてノズル#1 では定義することができなかった 30%以下の開度においても W_{in} 、 W_{th} および L を定義できており、ノズルすなわち絞り流路として機能しているといえる。

図 2-2-5、図 2-2-6 にそれぞれノズル#3、#4 のノズル全開（100%開度）から 20%開度までの 5%開度毎の流路形状およびベーン形状の変化を示す。ノズル#3、#4 は、ノズル#1、#2 と比べてコード長を大幅に拡大していることにより、100%開度から 20%開度の全域において W_{in} 、 W_{th} を定義することができ、入口出口幅比 W_{in}/W_{th} もより大きくなっており、絞り流路として改善する方向である。また翼間流路長さ L もノズル#2 に比べて拡大しており、より緩やかに流れを増速させる効果が期待できる。

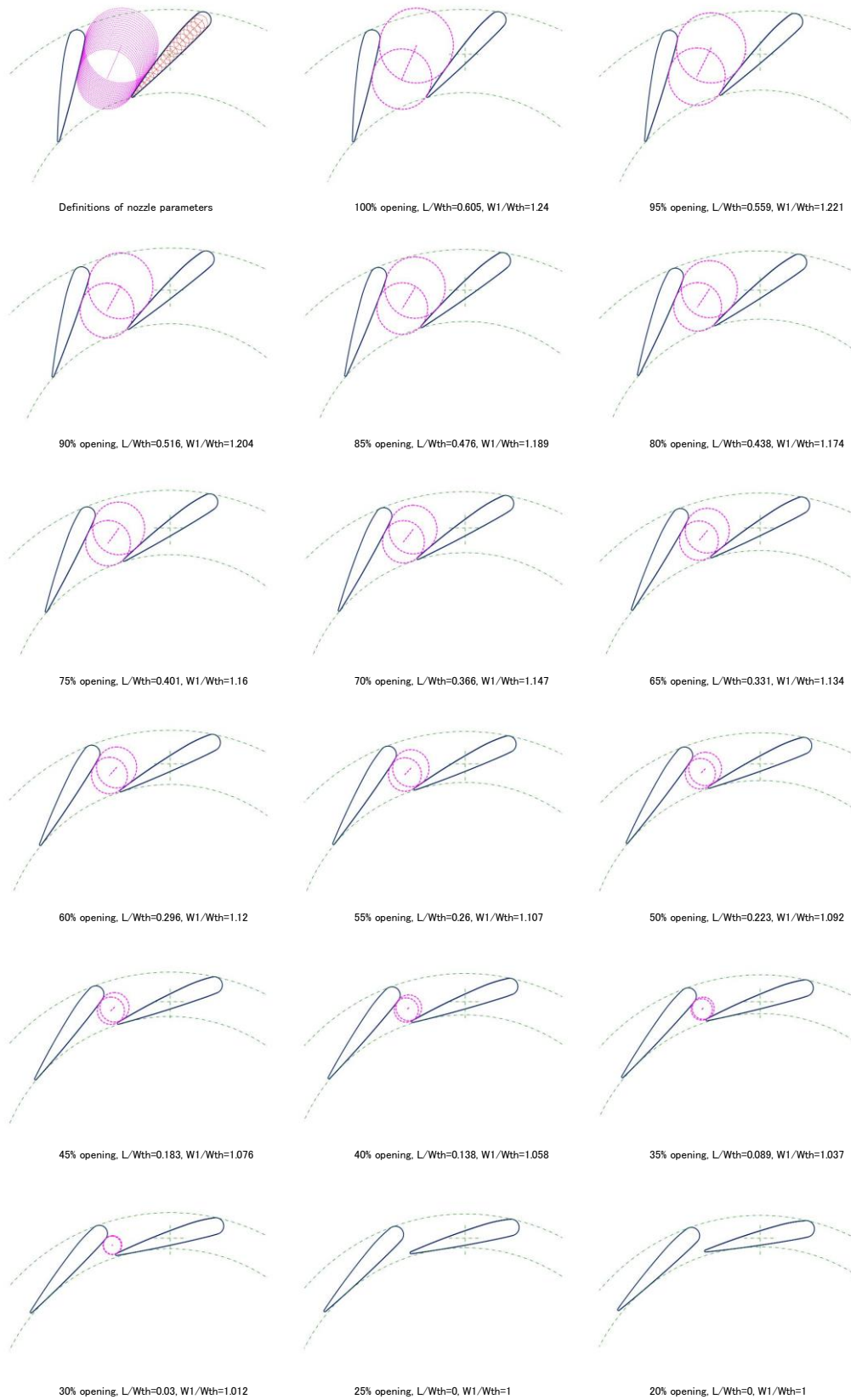


図 2-2-3. ノズル#1 流路およびベーン形状 (100~20%開度)

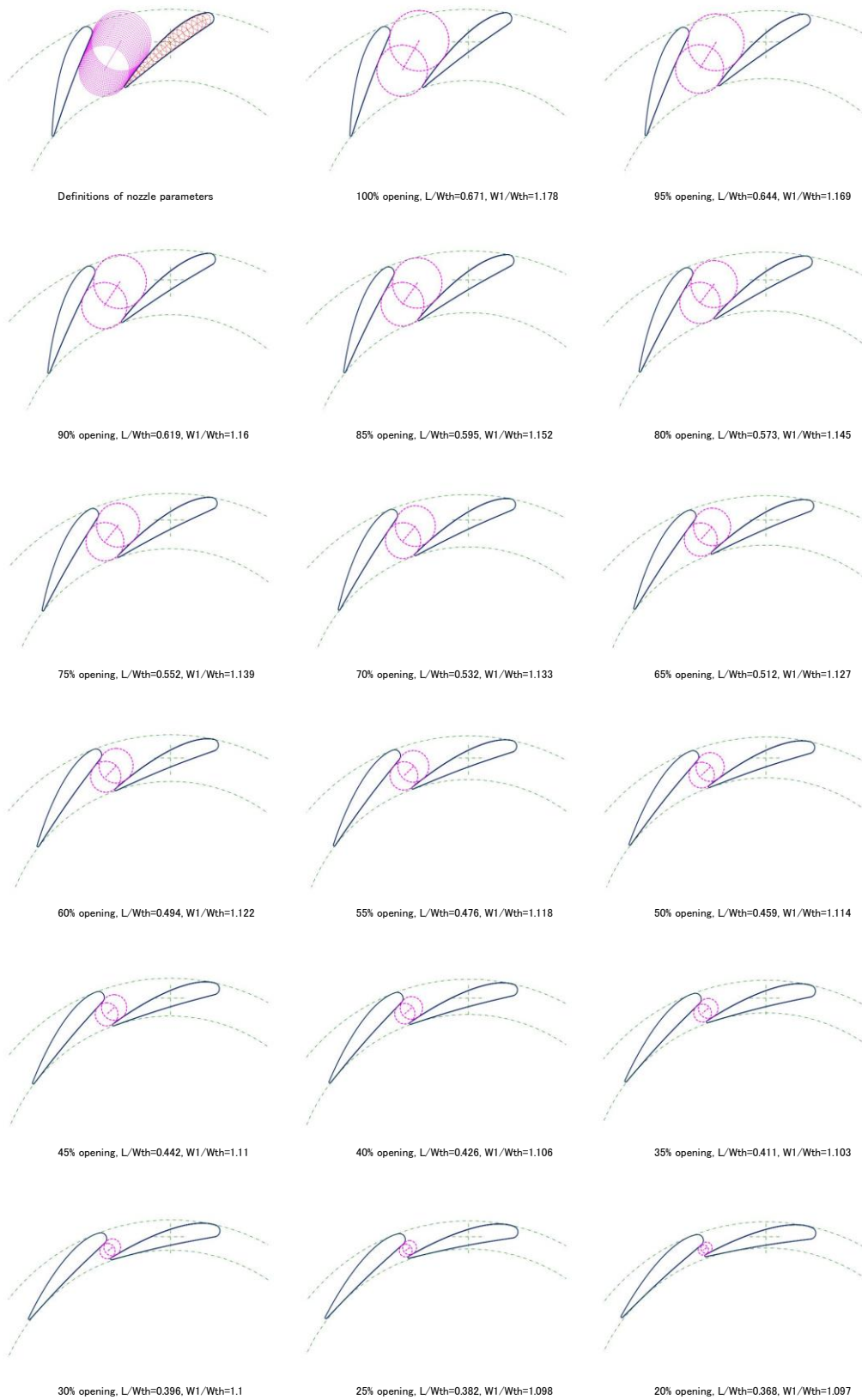


図 2-2-4. ノズル#2 流路およびベーン形状 (100~20%開度)



図 2-2-5. ノズル#3 流路およびベーン形状 (100~20%開度)

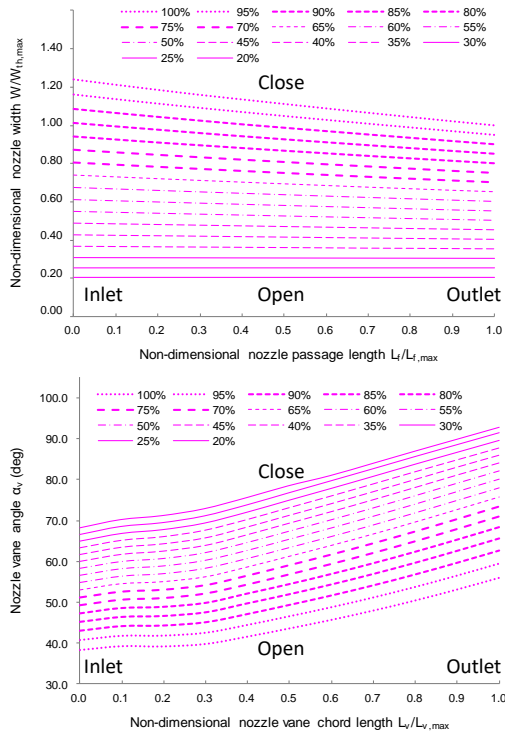


図 2-2-6. ノズル#4 流路およびベーン形状 (100~20%開度)

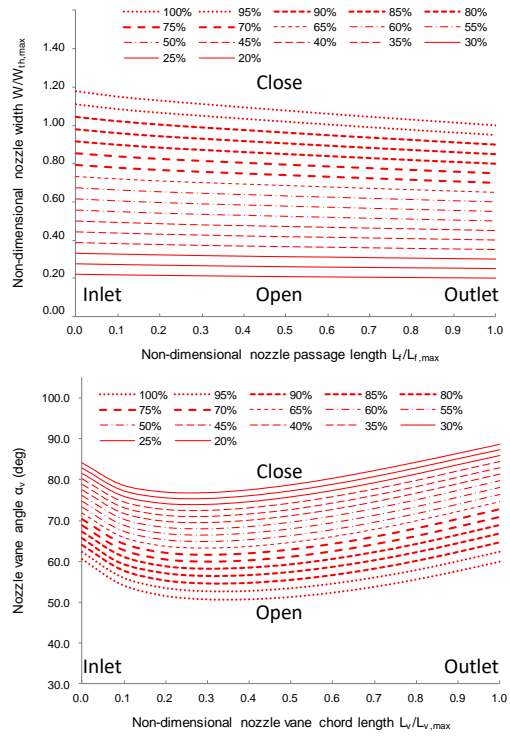
各ノズルの流路形状およびベーン形状をより定量的に比較するため、ノズル流路幅分布および翼角分布を算出した。図 2-2-7a にノズル#1 の流路幅分布および翼角分布を示す。流路幅 W は 100%開度での出口幅 W_{th} の値で無次元化している。ベーンを閉じていくに従ってノズル出口幅が減少していき、最終的に 20%開度まで絞っている。大開度では入口幅 W_{in} を出口幅 W_{th} よりも大きく、すなわち絞り流路が形成されているが、30%開度以下では入口幅=出口幅であり、前述のとおりノズルではなくスリットと呼ぶべき流路形状となっている。翼角分布について、ノズル出口での翼角は 100%開度で 56 度であるが、ノズルを閉じていくに従い増加していき、20%開度では 90 度すなわち接線方向を超えている。また反りを持たない対称なベーン形状であるため、翼角は入口から出口で単調に増加する分布を持っており、その結果ノズル入口の翼角は出口よりも 15 度から 20 度程度小さく、100%開度では 38 度となっている。ノズルの上流には渦巻型のスクロール流路が配置されており、スクロール出口すなわちノズル入口での流れ角は 60 度前後となる設計が多いため、過小な翼角は流入角との不整合により迎え角過大による翼面剥離を引き起こす可能性が示唆される。

図 2-2-7b にノズル#2 の流路幅分布および翼角分布を示す。ノズル#2 の流路幅分布はノズル#1 のそれとほぼ同じ傾向を持つが、ノズル#1 に比して入口から出口の流路幅分布の勾配が比較的緩やかであること、また小開度においてもわずかではあるが入口幅 W_{in} を出口幅 W_{th} よりも大きくすることができている。翼角分布について、ノズル#1 と大きく異なるのは、ベーン前半部に反りを持たせているため、前縁付近の翼角が増加した結果、下に凸の分布となっている点である。これによりノズル#1 で懸念されるベーン前縁付近での迎え角過大の解消が期待される。

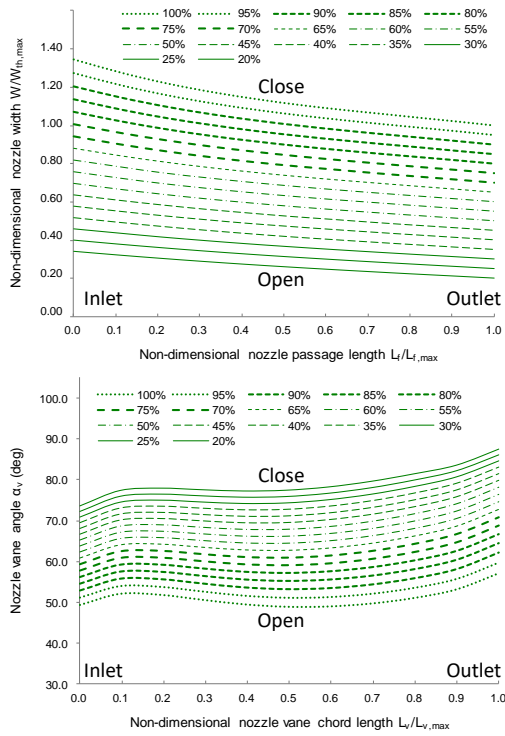
図 2-2-7c、7d にノズル#3、#4 の流路幅分布および翼角分布を示す。ノズル#3 はノズル#1、#2 に比べて、100%開度から 20%開度の全開度において、入口幅 W_{in} と出口幅 W_{th} の比が大きくなっており、絞り流路としての機能が改善された設計となっている。ノズル#3 の翼角は、ノズル#2 と同様下に凸の分布を持つが、それに加えて前縁付近で翼角がわずかに増加する S 字状の分布となっていることが特徴である。これは前縁付近でわずかにベーンを立てる、すなわち径方向に向けることで、ノズル閉時での入口幅 W_{in} を広げ、出口幅 W_{th} との差を広げることに寄与している。ノズル#4 はノズル#3 の傾向をさらに推し進めた設計となっており、ノズル#3 との性能差を評価することにより、上記の流路幅および翼角の差異の影響を抽出、分析する。



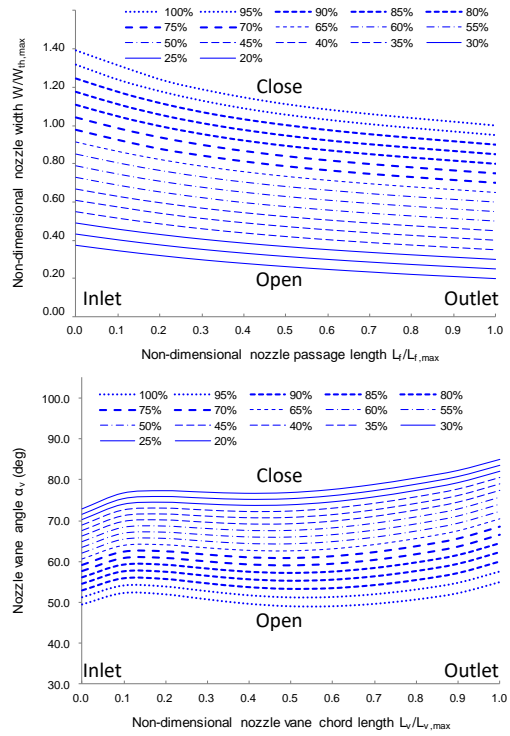
a) ノズル#1



b) ノズル#2



c) ノズル#3



d) ノズル#4

図 2-2-7. ノズル流路幅・翼角分布の比較

図 2-2-8 に各ノズルでの入口出口流路幅比 W_{in}/W_{th} および流路長さ L と出口流路幅 W_{th} の比 L/W_{th} の比較を示す。図 2-2-8 上段および中段のグラフの横軸は、出口幅 W_{th} を各々の 100%開度での W_{th} で無次元化したものであり、1.0 で 100%開度を意味している。これらの比較から、ノズル#1、#2 とノズル#3、#4 の 2 種の傾向に大別できることは明らかである。コード長の短いノズル#1、#2 は、ノズルを閉じるに従って W_{in}/W_{th} 、 L/W_{th} ともに減少していく傾向にある。これまで述べてきたように、ノズル#1、#2 ではノズル閉時に翼間流路を十分形成することができず、流路形状がノズルすなわち絞り流路ではなくスリットに近づいている一方で、ノズル#3、#4 ではノズル閉時に W_{in}/W_{th} 、 L/W_{th} ともに増加していく傾向にあり、絞り流路としての形状を維持していることがわかる。

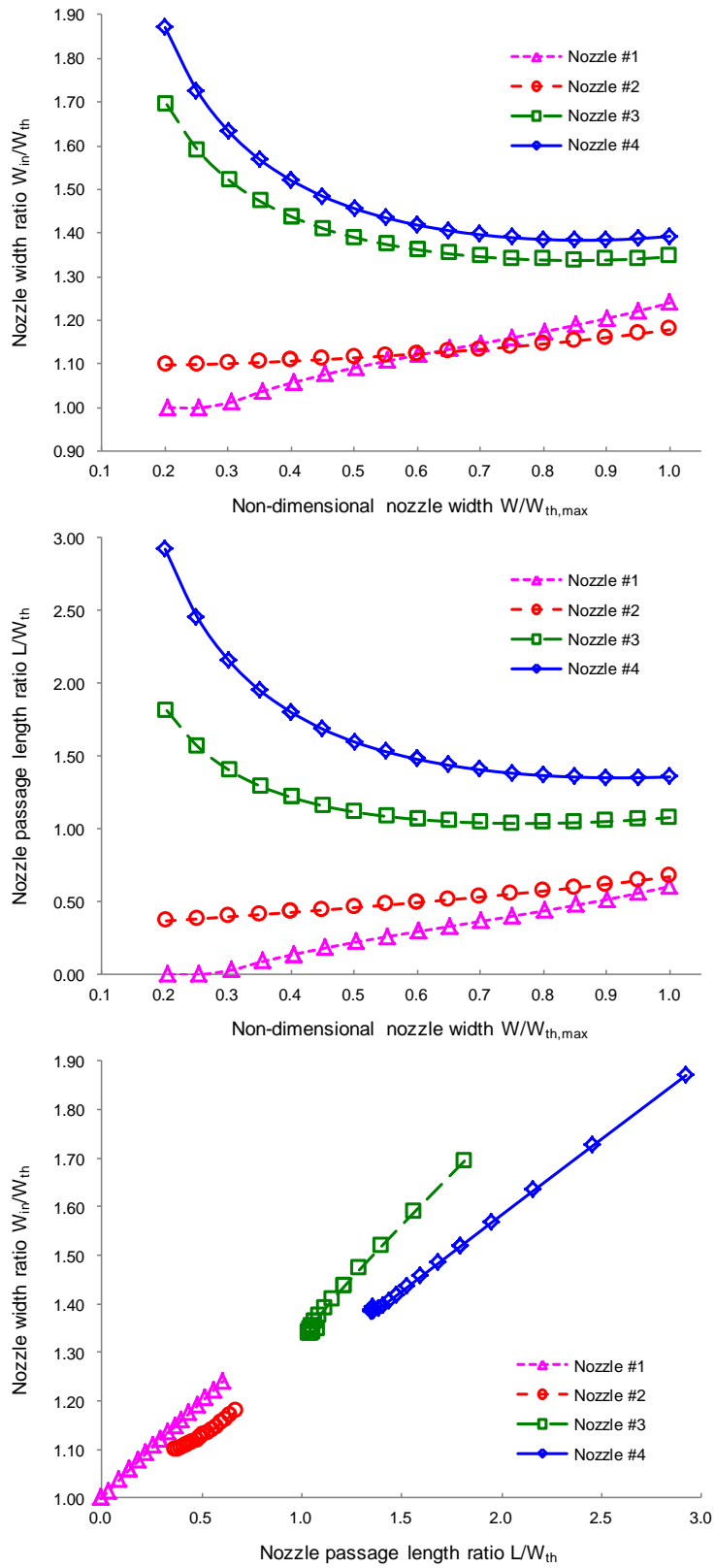


図 2-2-8. 入口出口流路幅比および流路長さ・出口流路幅比の比較

図2-2-9にベーン前後縁の半径位置の比較を示す。横軸は図2-2-8同様、出口幅 W_{th} を各々の100%開度での出口幅 W_{th} で無次元化したものであり、ベーン前後縁の半径位置 $R_{v,max}$ および $R_{v,min}$ はタービン翼車前縁の半径 R_3 との比で表している。どのノズルも100%開度における後縁位置は、タービン翼車前縁から一定の位置に設定されており、ノズルを閉じるに従い後縁位置はタービン翼車から離れていく。前縁位置も同様に、100%開度で最も外径が大きくなり、ノズル閉で徐々に内径側に移動する。前後縁位置の差はノズル#4が最も大きい、これはノズル#4が最もコード長が大きいことに依存している。

図2-2-10、図2-2-11に各ノズルの流路入口出口角度およびベーン前後縁角度の比較を示す。ノズルは流れを加速させつつ所定の流出角に転向する役割を持つが、ノズル#1、#2では流路長さ L を十分取れてないことにより、ノズル閉時での流路入口出口での転向角は5度以下に留まっているが、ノズル#3、#4では15度程度の流路の転向が得られている。一方、ベーン前後縁角度について、ノズル#1は反りのない対称翼型を採用しているため前後縁の角度差が大きい。ノズル#2はベーン前半部に大きく反らせ下に凸な翼角分布である関係で前後縁の角度差は最も小さくなっている。ノズル#3、#4は前述のようにS字の翼角分布を持っており、前後縁の角度差はノズル#1と#2の中間の値となっている。

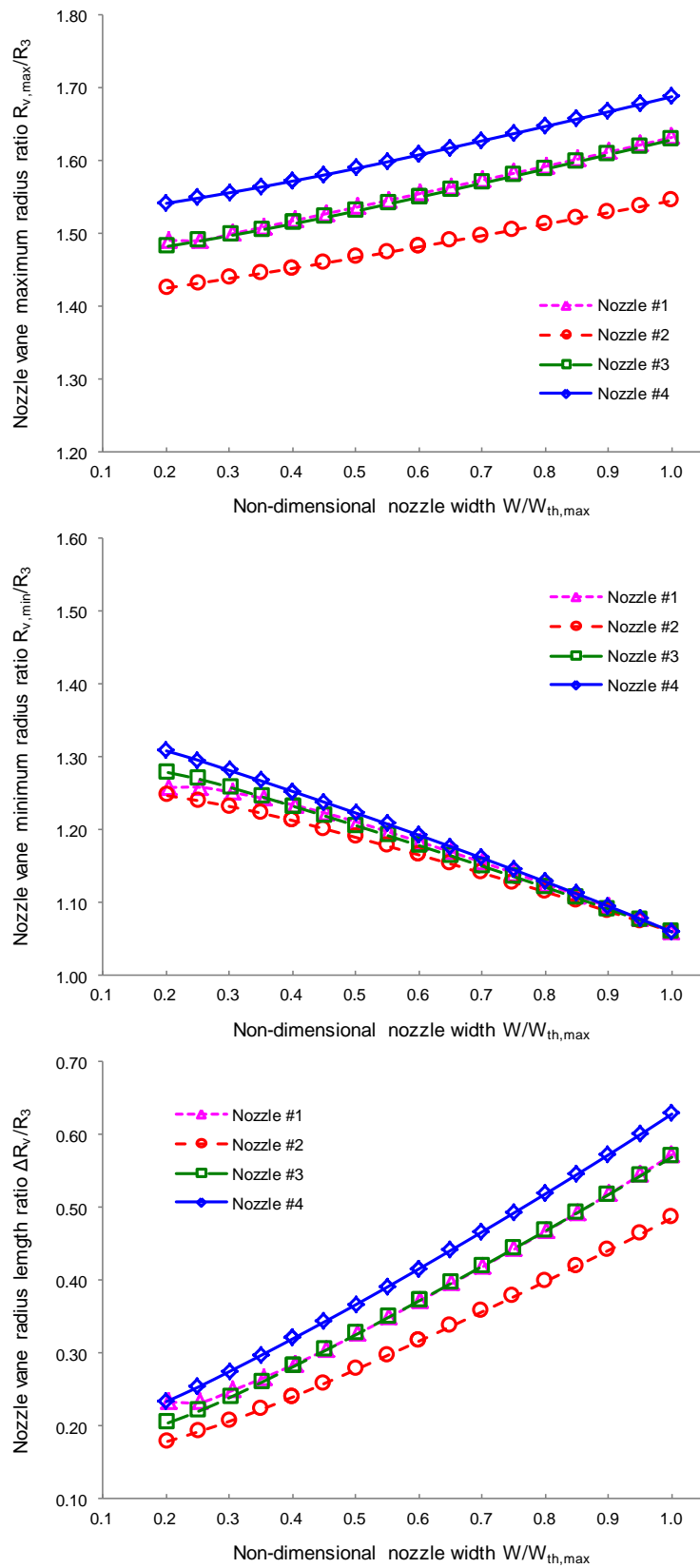


図 2-2-9. ノズルバーン前後縁の半径位置の比較

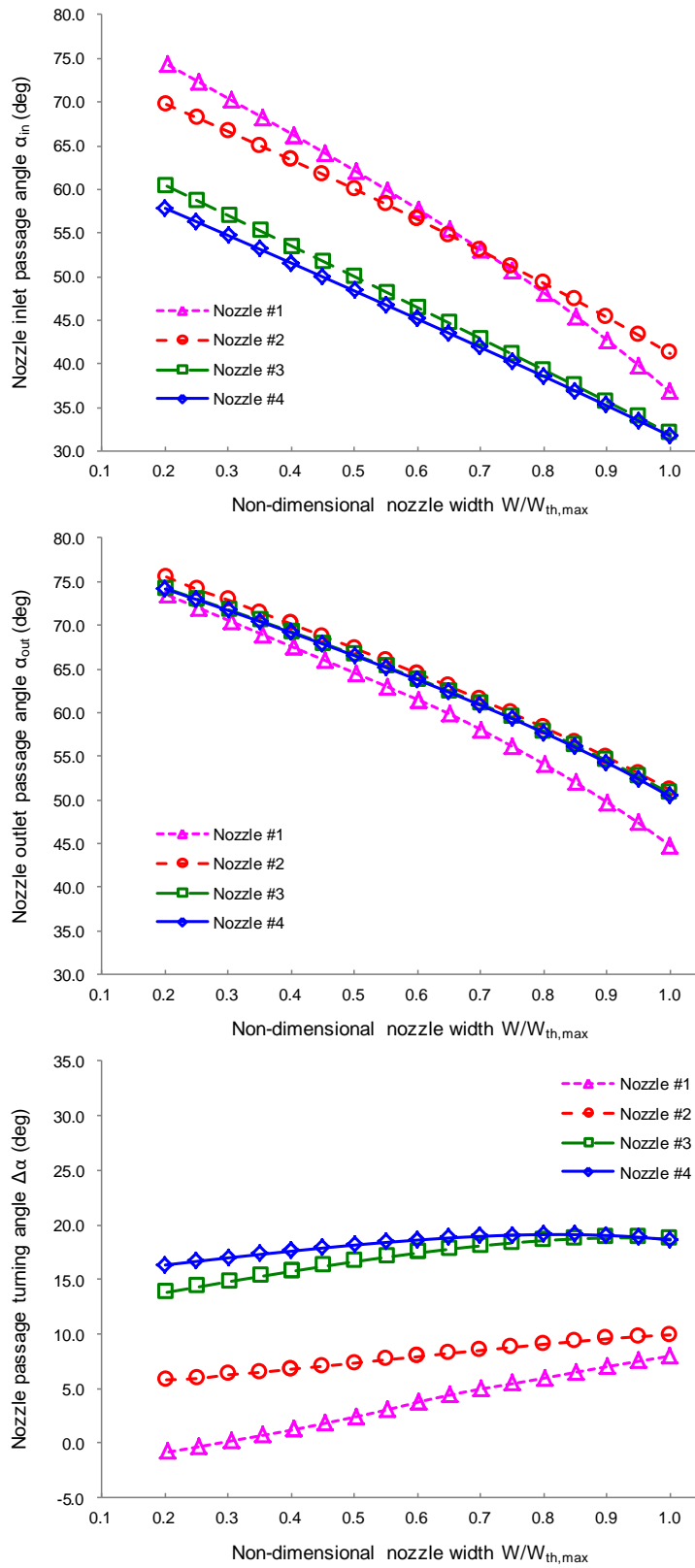


図 2-2-10. ノズル流路入口出口角度の比較

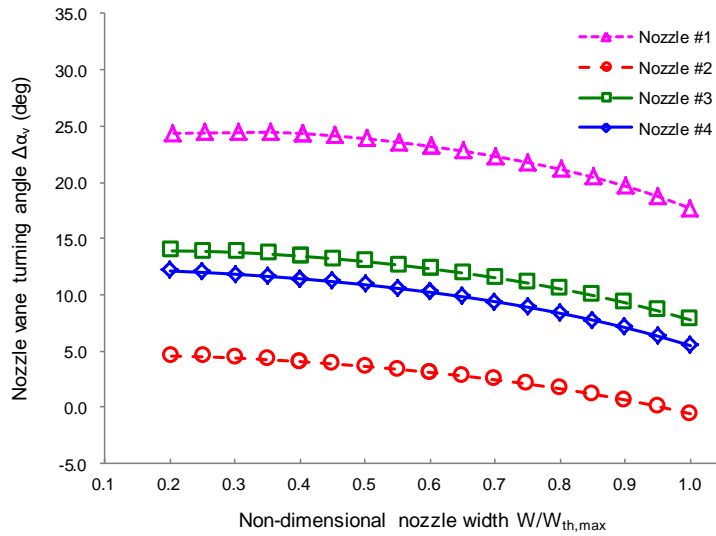
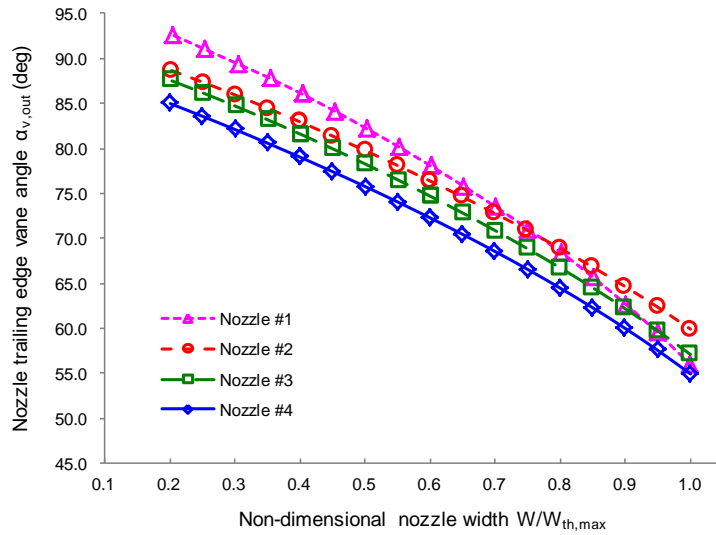
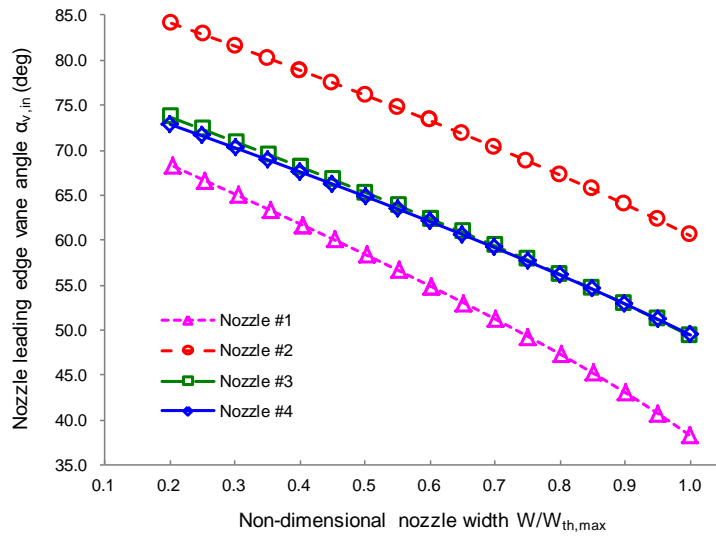


図 2-2-11. ノズルバーン前後縁角度の比較

以上、ノズル#1、#2、#3、#4の流路形状およびペーン形状の設計の違いについて述べた。次節よりCFD解析およびタービン性能試験により、これら4種のノズルの優劣とその要因について考察していく。

2.3 CFD解析

CFD解析によるタービン性能および内部流れの評価には、IHI内製の翼列専用コードを使用した。解析は3次元圧縮粘性計算^[32]であり、対流項の差分にはChakravarthy-OsherのTVDスキーム^[33]を、乱流粘性の評価にはSpalart-Allmaras 1方程式モデル^[34]を用いている。なお本コードについては、玉木^[17,18]らによりノズル出口での3孔ヨーメータ計測によるフローパターン計測との比較・検証が行われており、十分な予測精度を有することが確認されている。

図2-3-1に解析モデルの概要を示す。解析領域はノズル、タービン翼車各1翼間で、H型の構造格子にて構成されている。前節で述べたようにノズルベーン枚数は11枚で、タービン翼車の翼枚数は9枚であり、ノズルで発生する損失の差異がタービン全体性能に及ぼす影響を評価するため、また次節で述べるタービン性能計測結果との比較のため、タービン翼車も含めた解析を行っている。入口境界はタービン翼車の外径の2倍、出口境界はタービン翼車の軸長の3倍の位置にそれぞれ配置されており、総格子点数はノズル開度やベーン形状の違いにより多少増減するが、おおよそ100万点である。壁関数を用いないため、翼面やハブ、シュラウド面近傍の第1格子幅は y_+ が3以下となるよう設定されている。実際の変ノズルは高温下でもスムーズに稼動するために、ベーン端部に隙間（クリアランス）が設けられており、その値はノズル流路高さの約2~3%である。特にノズル閉時においてクリアランス流れの影響によりノズル下流に大きな損失領域が発生することがわかっている。よって本検討においても、実機相当のクリアランスを与え、ノズル形状および開度の違いでのクリアランス流れを含めた流れ場およびタービン性能の差異を評価することとした。なおクリアランスの値は、ベーンがノズル流路内で中立な位置にいると仮定し、ハブ側、シュラウド側に均等に与えることとした。

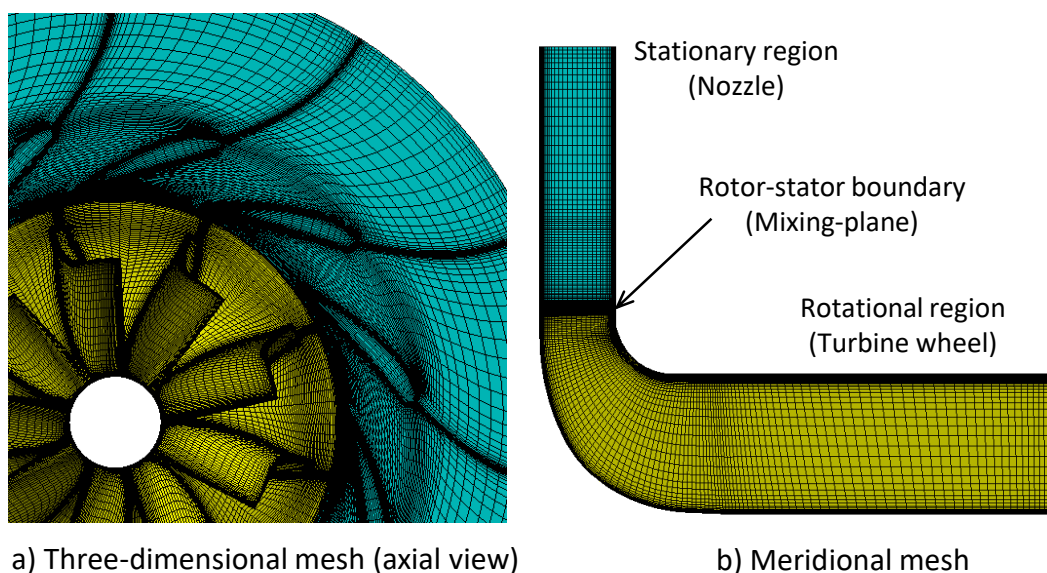


図 2-3-1. CFD 解析モデル

表 2-3-1 に解析条件の一覧を示す。圧縮性計算のため境界条件として入口境界に全圧、全温および流れ角を、出口境界にて静圧を与えている。またノズル、翼車間の動静翼境界には Mixing-plane^[35]の仮定を適用し、定常にて解析を行なっている。Mixing-plane による定常解析の妥当性については付録 A を参照のこと。作動流体は理想気体で、次節のタービン性能試験と比較するために燃焼ガスではなく加圧された空気の物性値を使用している。解析はタービン圧力比 π_t を一定として、ノズル開度を変化させた条件にて行なった。ノズル上流に配置される渦巻流路(スクロール)については、曲がり流路の損失係数と管摩擦係数を仮定した簡易な損失予測から算出される全圧損失とスクロール断面内での流量および角運動量保存則から導かれる流れ角をノズル上流の流入境界条件としている。タービン回転数すなわちタービン翼車の周速マッハ数は、実際の過給機の運転状況を想定しノズル開度によって変化させている。具体的には 100%開度での回転数を設計回転数 $N_{t,design}$ としてノズル大開度(100~60%開度)では $100\%N_{t,design}$ 、ノズル中開度(60~40%開度)では $83\%N_{t,design}$ 、ノズル小開度(60~40%開度)では $66\%N_{t,design}$ にて解析を行なっている。

図 2-3-2~5 にそれぞれノズル#1、#2、#3、#4 の計算格子を示す。50%スパン位置におけるノズルおよびタービン翼車の翼間を示しており、ノズル 100%開度から 20%開度まで 5%刻みで計算格子を生成し、それぞれについて定常段解析を行なっている。

表 2-3-1. CFD 解析条件

Pressure ratio π_t	2.0 (constant)
Nozzle opening $W_{th}/W_{th,max}$ (Throat width ratio to max opening)	20 ~ 100% $W_{th,max}$
Rotational speed $N_t/N_{t,design}$ (Ratio to design speed)	67% $N_{t,design}$ at 20 ~ 40% $W_{th,max}$ 83% $N_{t,design}$ at 40 ~ 60% $W_{th,max}$ 100% $N_{t,design}$ at 60 ~ 100% $W_{th,max}$

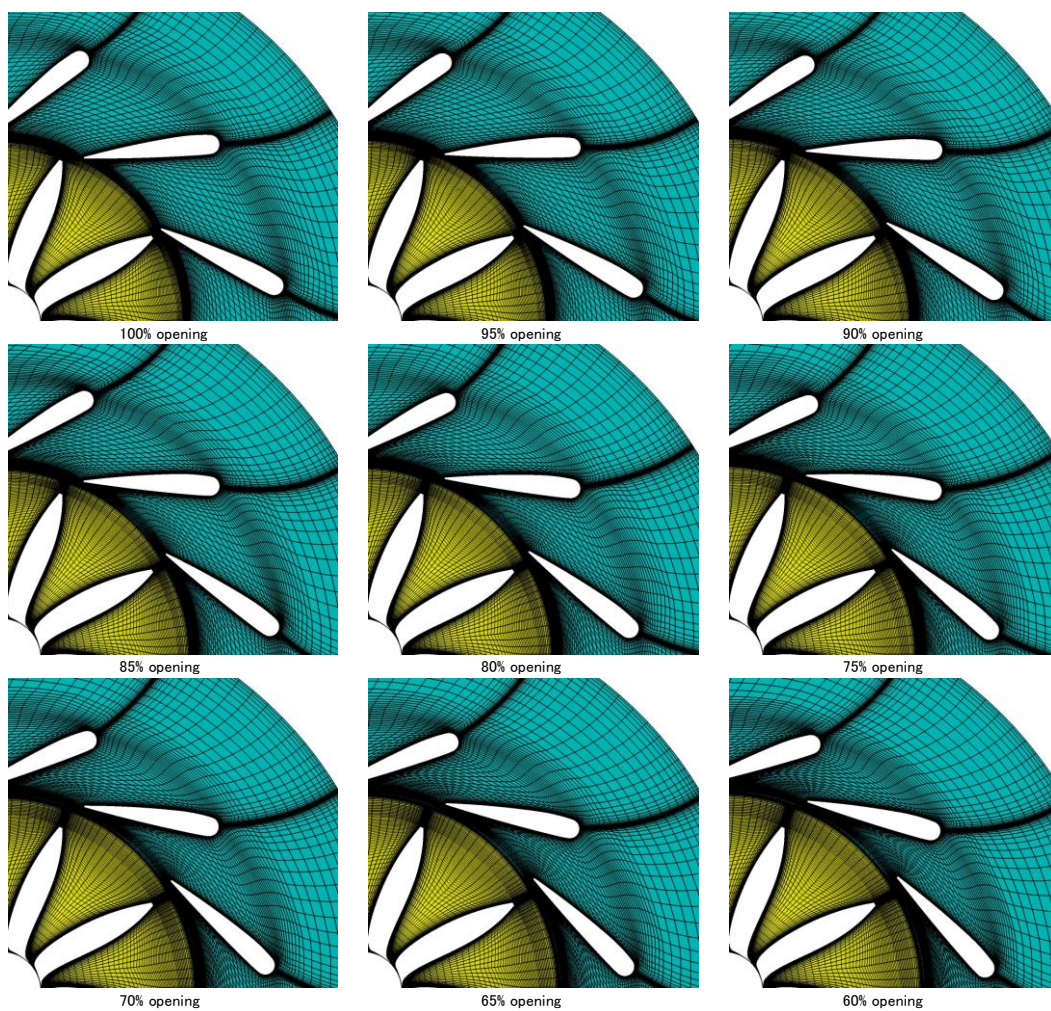


図 2-3-2a. ノズル#1 計算格子 (100~60%開度)

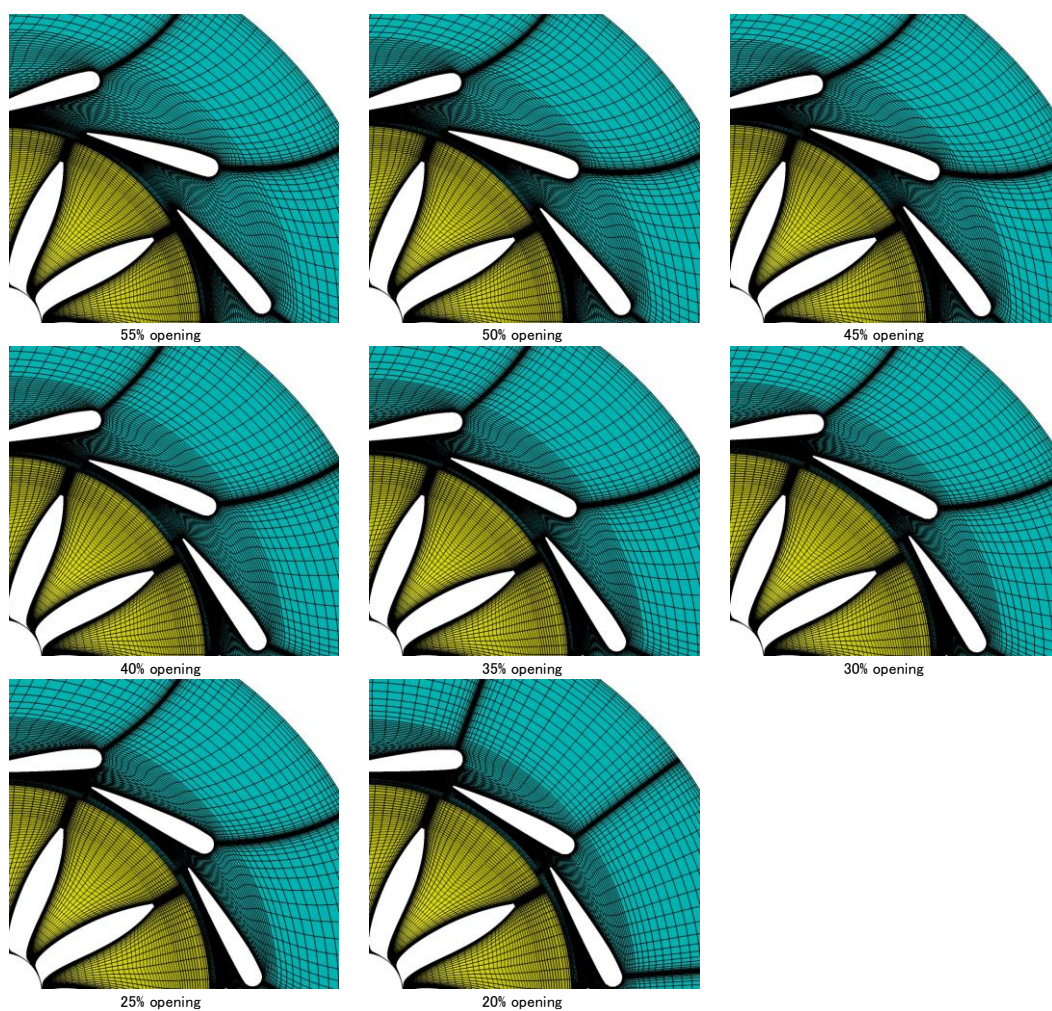


図 2-3-2b. ノズル#1 計算格子 (55~20%開度)

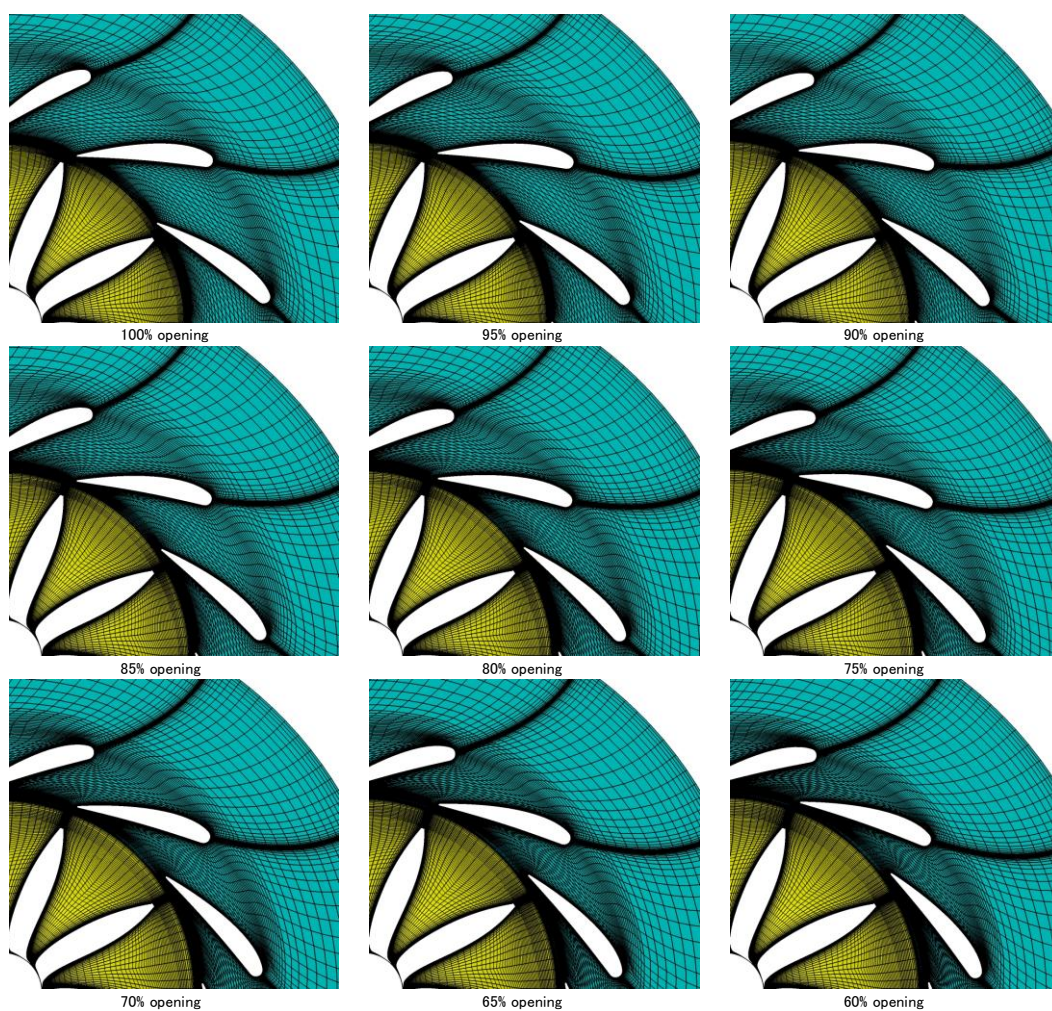


図 2-3-3a. ノズル#2 計算格子 (100~60%開度)

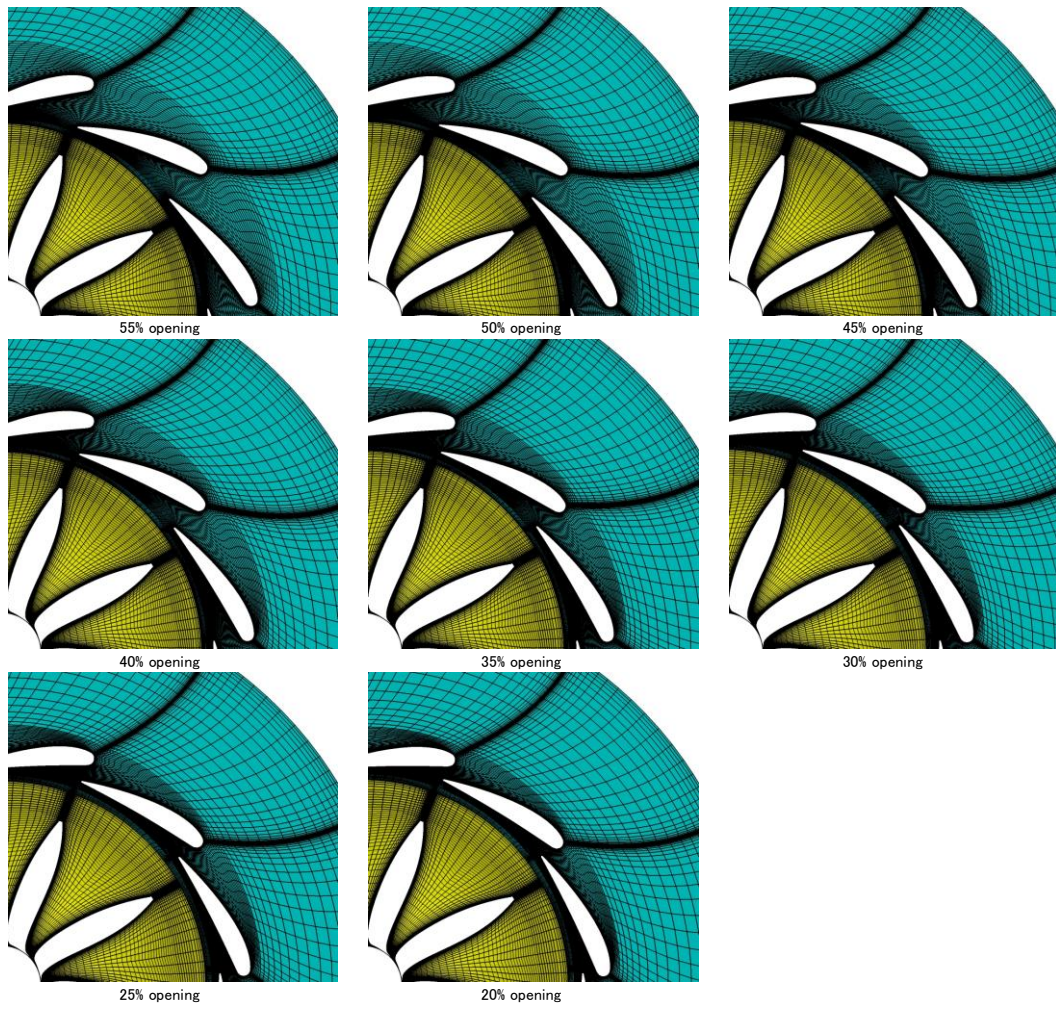


図 2-3-3b. ノズル#2 計算格子 (55~20%開度)

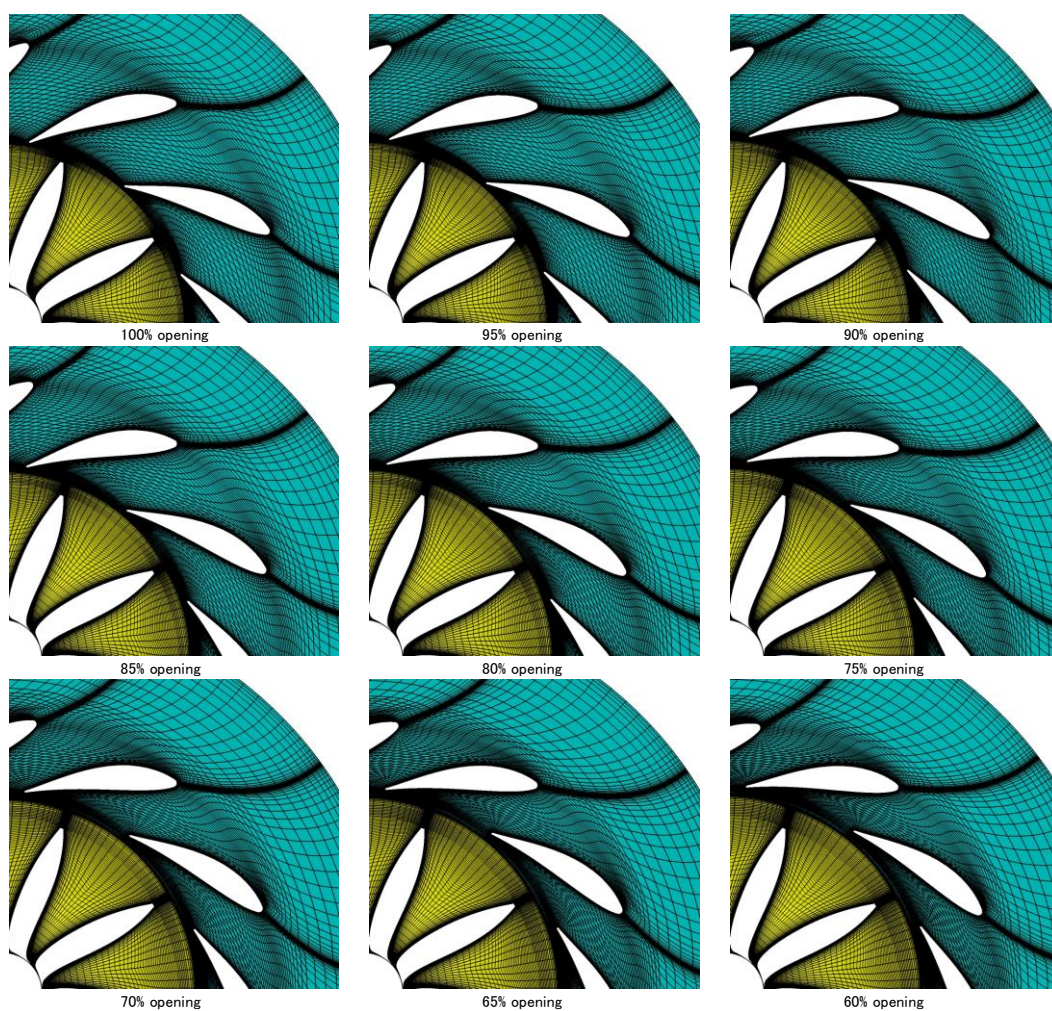


図 2-3-4a. ノズル#3 計算格子 (100~60%開度)

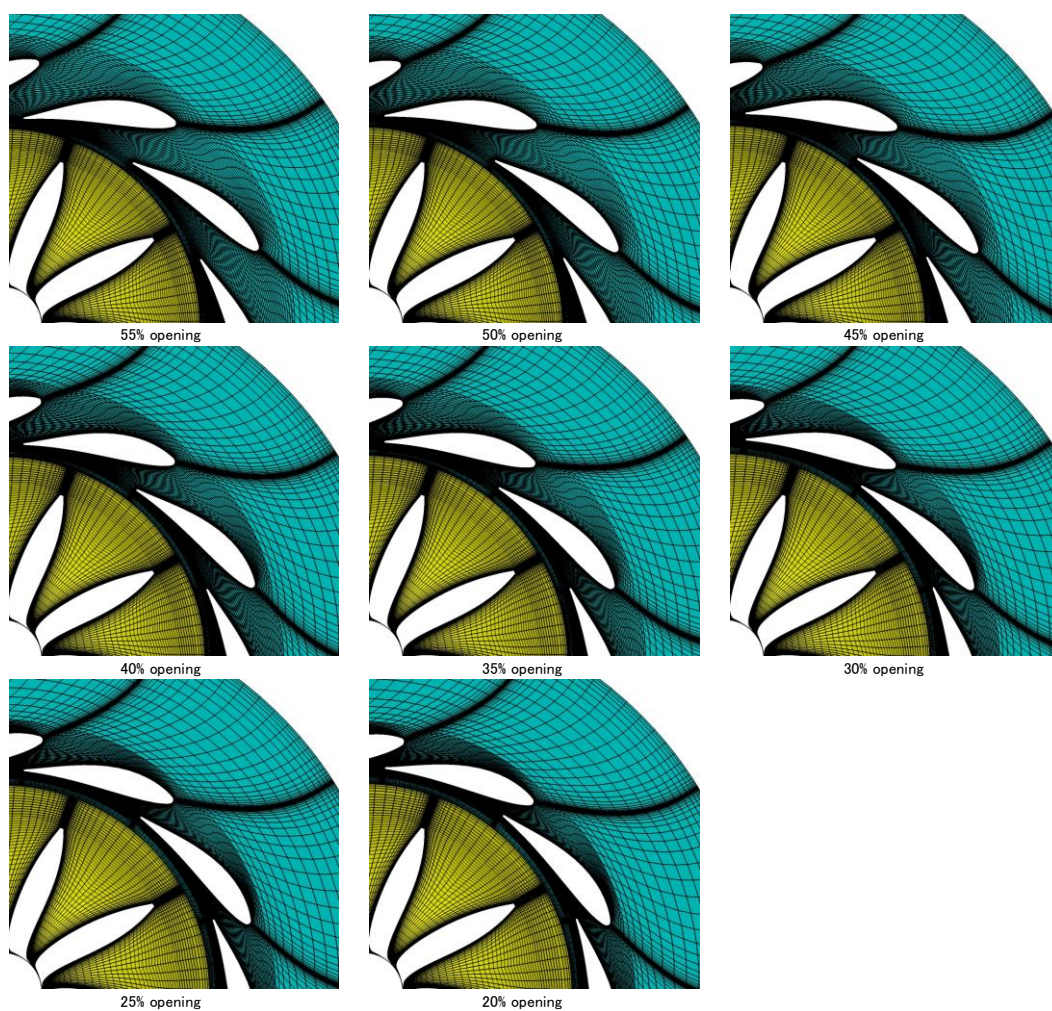


図 2-3-4b. ノズル#3 計算格子 (55~20%開度)

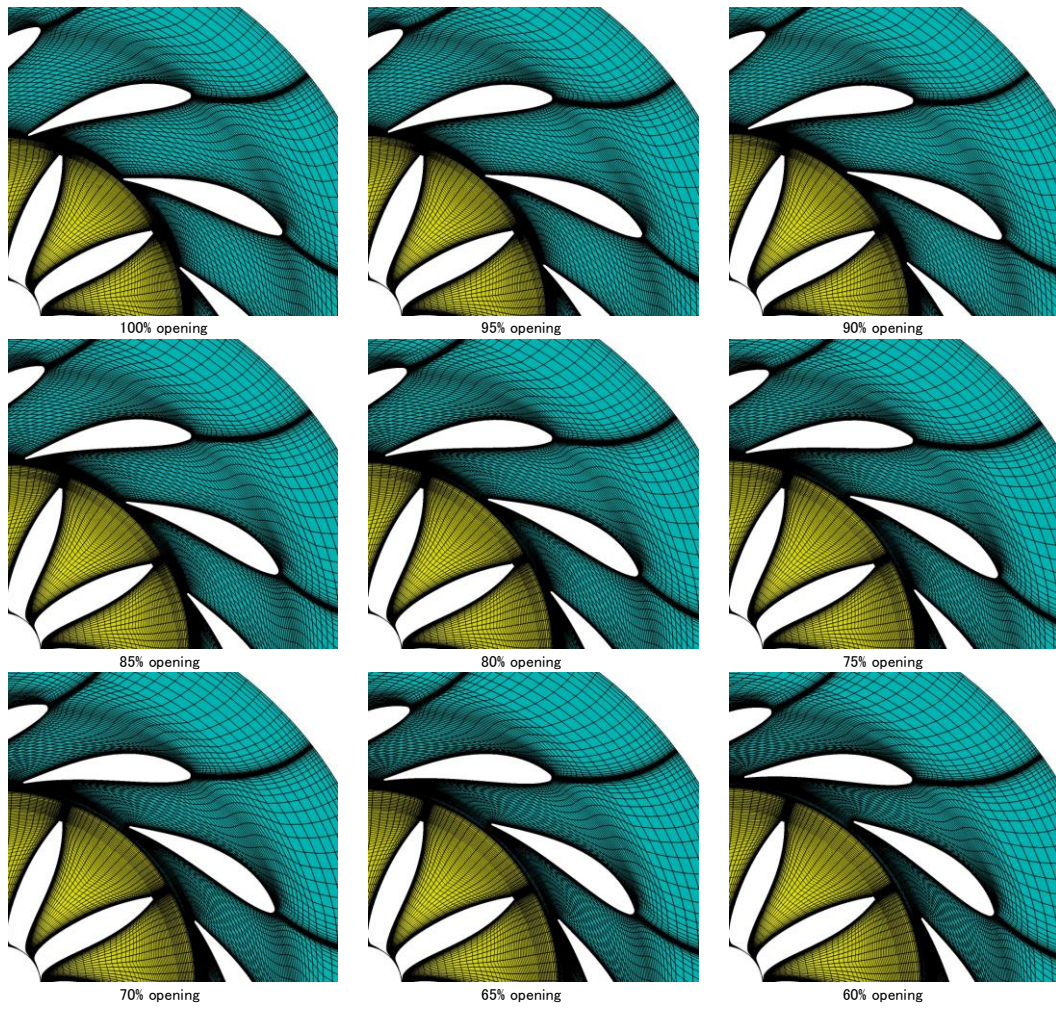


図 2-3-5a. ノズル#4 計算格子 (100~60%開度)



図 2-3-5b. ノズル#4 計算格子 (55～20%開度)

CFD 解析の結果得られたノズル#1 における翼間マッハ数分布を図 2-3-6 に示す。図 2-3-6a は大開度 (100%～60%)、図 2-3-6b は中開度 (60%～40%)、図 2-3-6c は小開度 (40～20%) での解析結果で、すべて 50% スパン位置でのコンターを示している。前節でも述べたように、ノズル#1 は反りを持たない対称翼であるため、大開度においてベーン入口の翼角が小さく前縁がより径方向に向いているため、スクロールからノズルへ流入する流れに対し迎え角が過大となり、前縁直後からベーン背側に大規模な剥離が生じ失速している様子が観察される。このベーン背側での大規模な剥離は、ノズルが徐々に閉じていくに従って抑制される傾向にあり、中開度ではわずかな境界層の発達を観察される程度となっている。さらにノズルを閉じた小開度では、流路形状の分析からも推察されたように、流れの増速がノズル出口付近に集中しており、当部での縮小損失の増大が予測される。

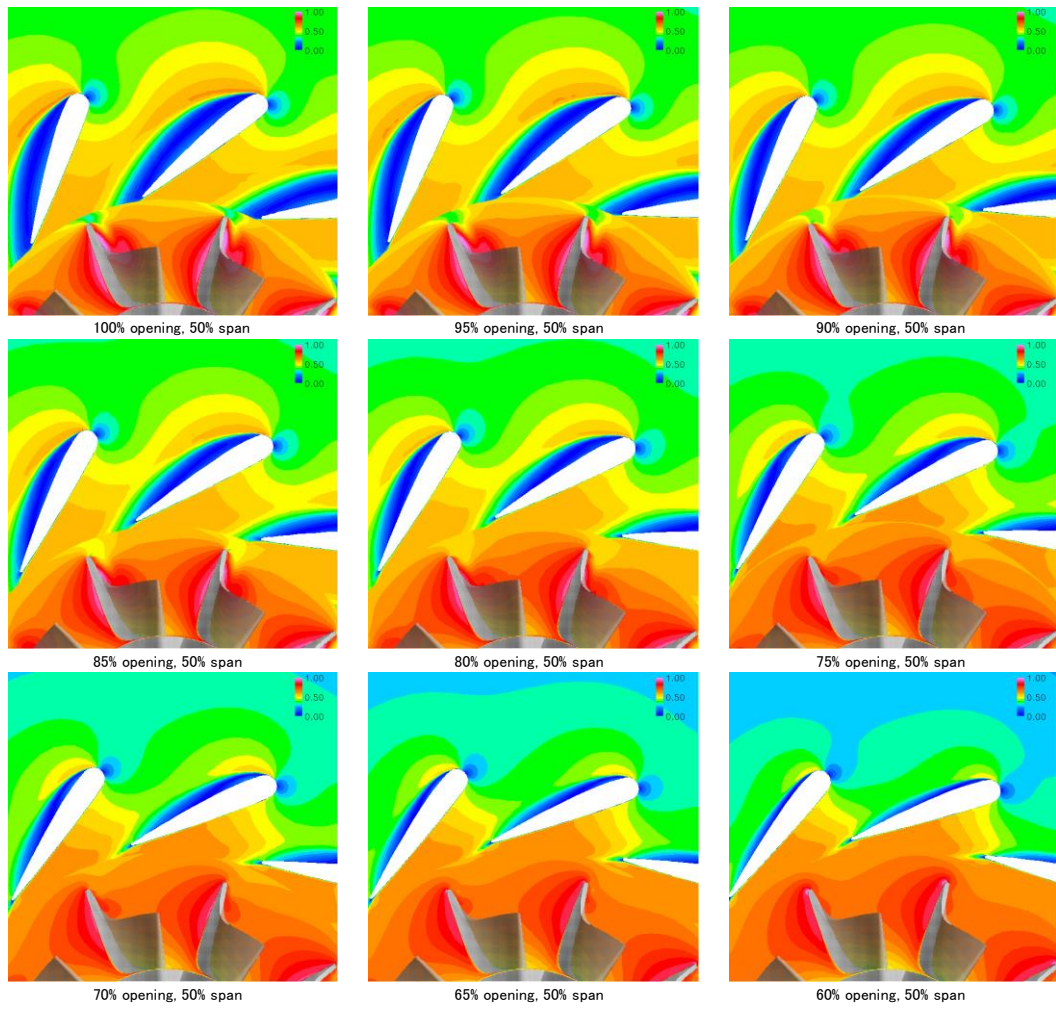


図 2-3-6a. ノズル#1 翼間マッハ数分布 (大開度、100~60%開度)

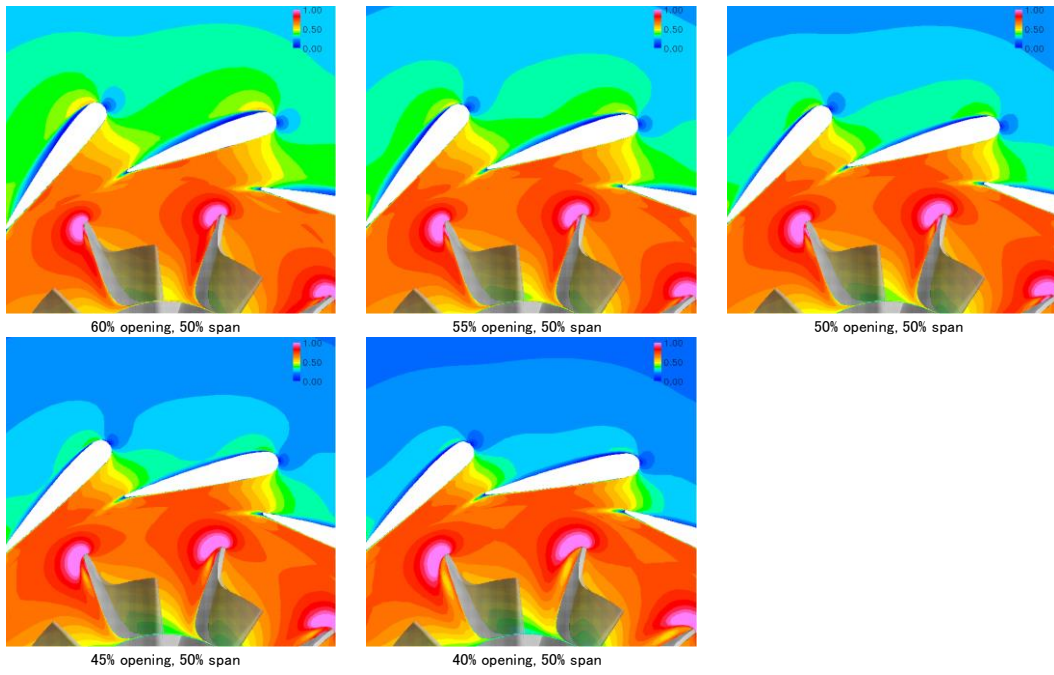


図 2-3-6b. ノズル#1 翼間マッハ数分布 (中開度、60~40%開度)

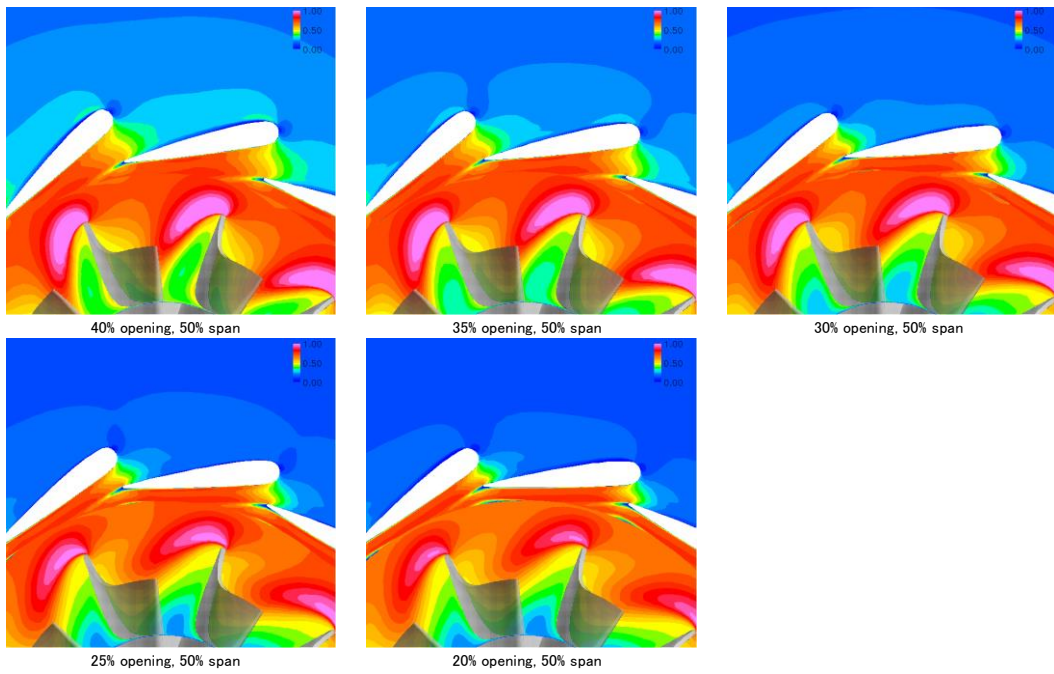


図 2-3-6c. ノズル#1 翼間マッハ数分布 (小開度、40~20%開度)

ノズル#2における翼間マッハ数分布を図2-3-7に示す。ノズル#1と同様、図2-3-7aに大開度、図2-3-7bに中開度、図2-3-7cに小開度の結果を5%開度毎に示している。図2-3-7aより、大開度にてノズル#1で見られたベーン背側での大規模剥離は、ノズル#2では完全に解消されている。これはノズル#2がベーン前半部に反りを持たせており、前縁の翼角がノズル#1よりも20度以上大きくなっていることにより、スクロールから流入する流れに対する迎え角が抑制された結果である。一方図2-3-7cより、小開度では、ノズル#1よりわずかに緩和されているものの、やはりノズル出口付近でのみ流れが加速している様子が観察される。

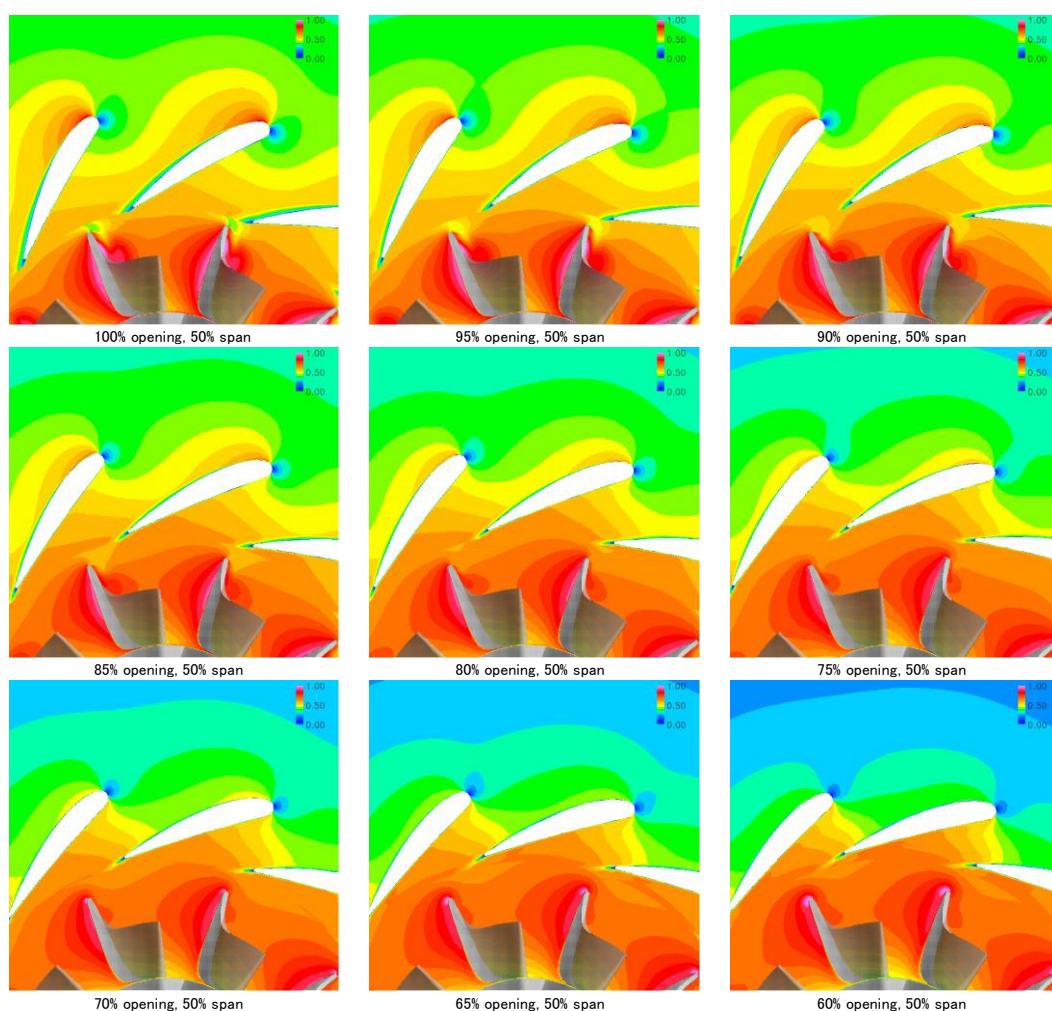


図2-3-7a. ノズル#2 翼間マッハ数分布 (大開度、100~60%開度)

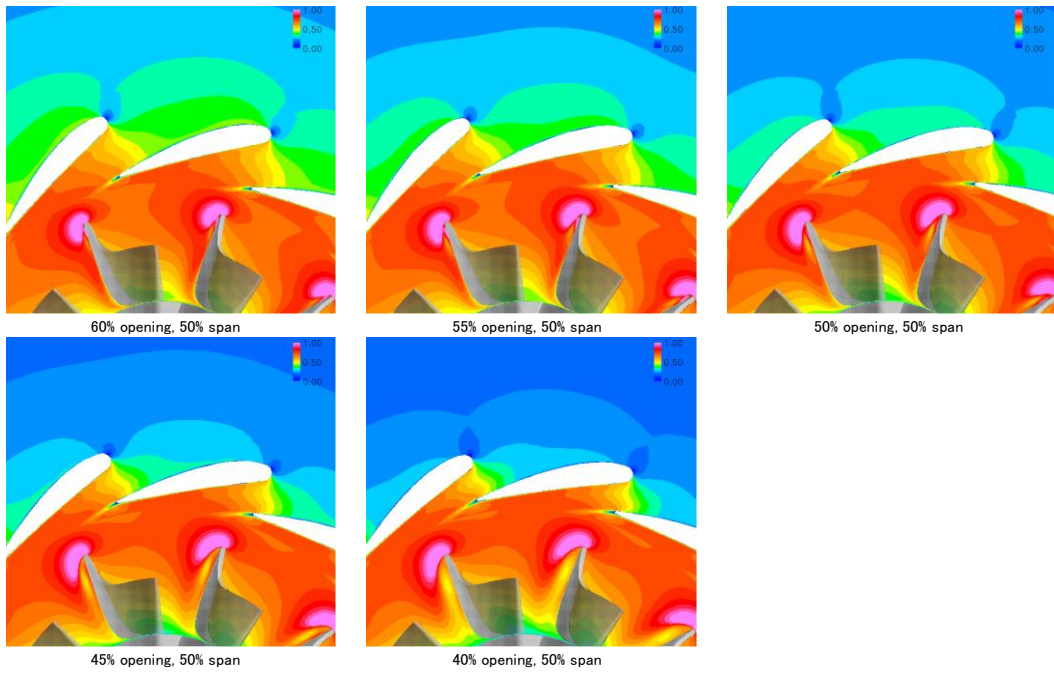


図 2-3-7b. ノズル#2 翼間マッハ数分布 (中開度、60~40%開度)

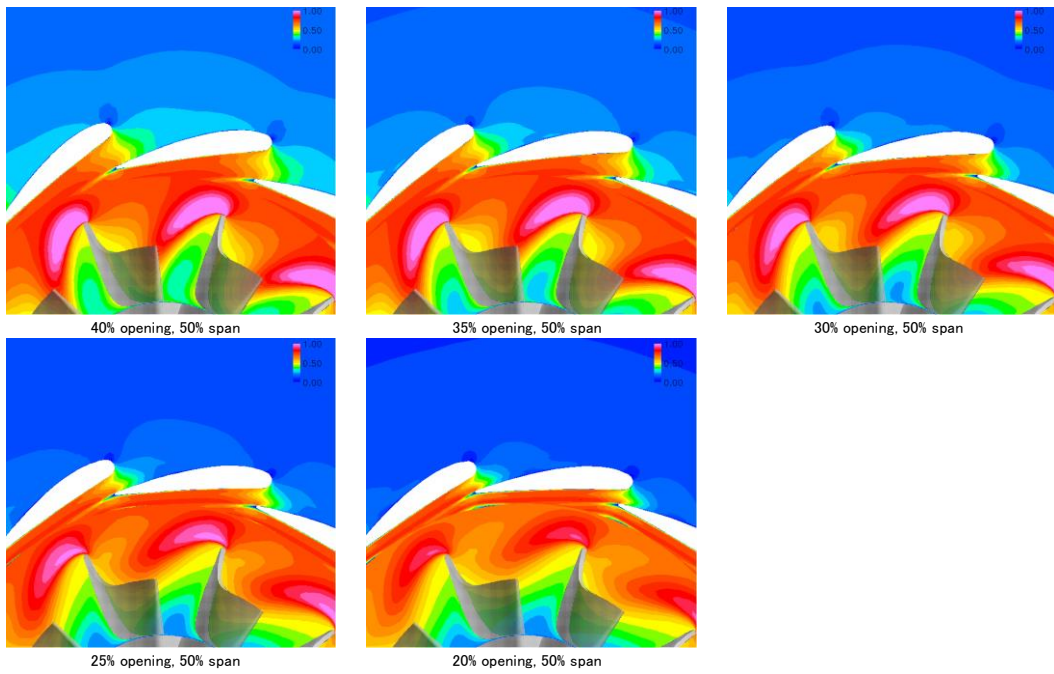


図 2-3-7c. ノズル#2 翼間マッハ数分布 (小開度、40~20%開度)

図 2-3-8 および図 2-3-9 にそれぞれノズル#3 および#4 の翼間マッハ数分布を示す。ノズル#2 がベーン前半部に反りを持たせコード方向に下に凸な翼角分布を持つのに対し、ノズル#3、#4 は前縁付近の翼角をわずかに小さくした S 字状の翼角分布であるため、淀み点がベーン腹側に発生しており、ノズル#2 よりもスクロールから流入する流れに対して迎え角が大きくなっていることがわかる。しかしノズル#1 で観察された大規模剥離には至っていない。この理由として、ノズル#3、#4 のベーン前縁の翼角がノズル#1 よりも 10 度ほど大きく迎え角の大きさが失速条件には至っていないこと、最大翼厚が前縁から離れた位置にある翼厚分布を採用しており、またコード長が大きくベーン背側での急加速が緩和されていることによるものと推察される。この中でノズル#2 との相違から、後者のベーン背側の急加速の緩和による効果よりも前者のベーン前縁での迎え角の抑制が最も支配的であると考えられ、ベーン背側での大規模剥離を発生させない迎え角の限界値がノズル#3、#4 とノズル#1 の間に存在すると考える。

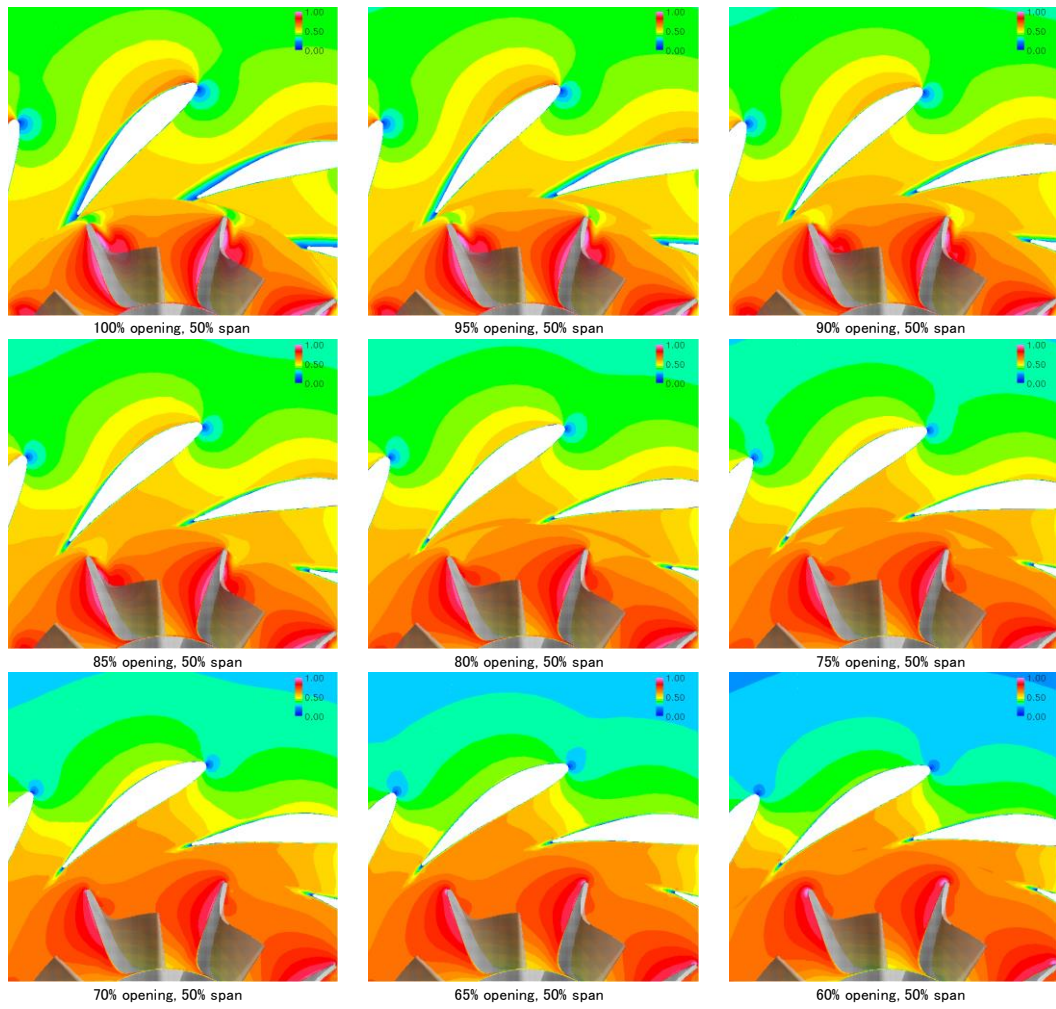


図 2-3-8a. ノズル#3 翼間マッハ数分布 (大開度、100~60%開度)

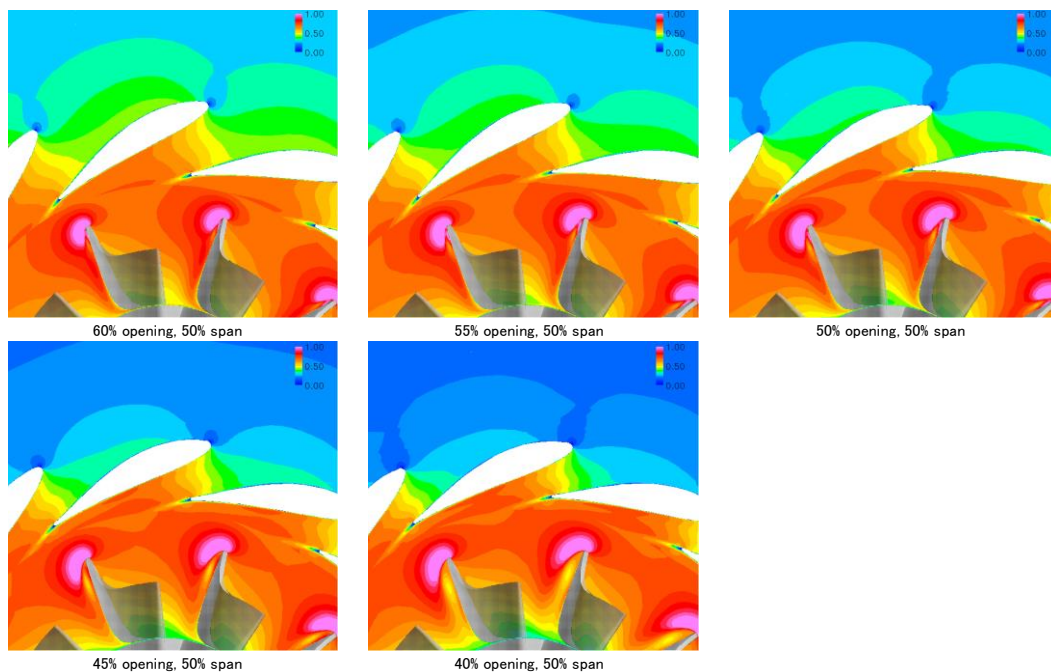


図 2-3-8b. ノズル#3 翼間マッハ数分布 (中開度、60~40%開度)

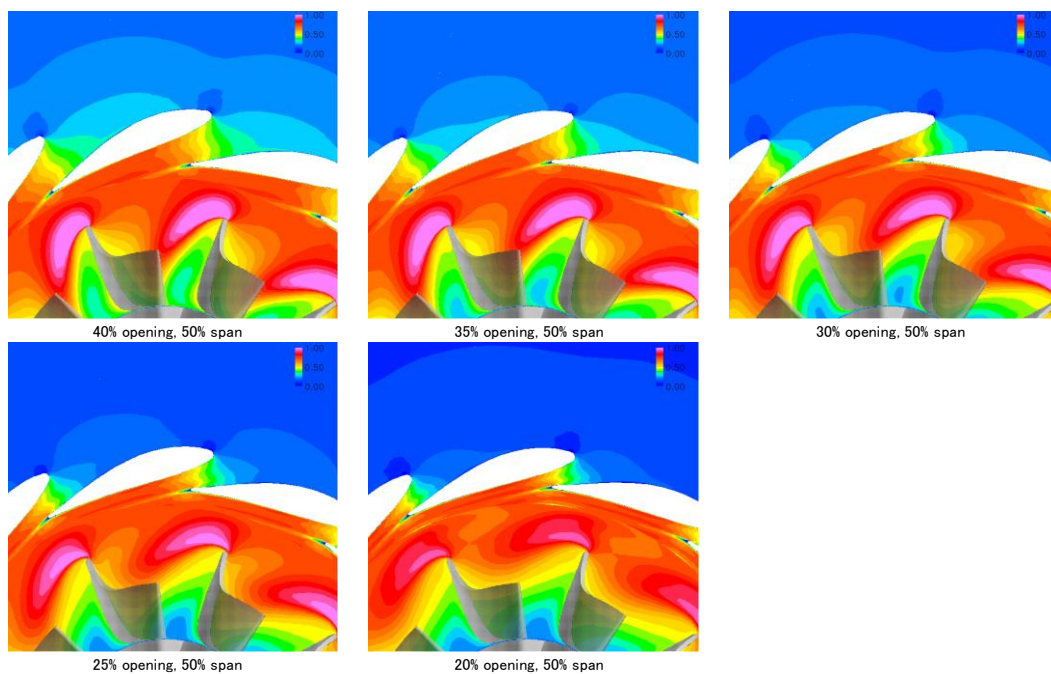


図 2-3-8c. ノズル#3 翼間マッハ数分布 (小開度、40~20%開度)

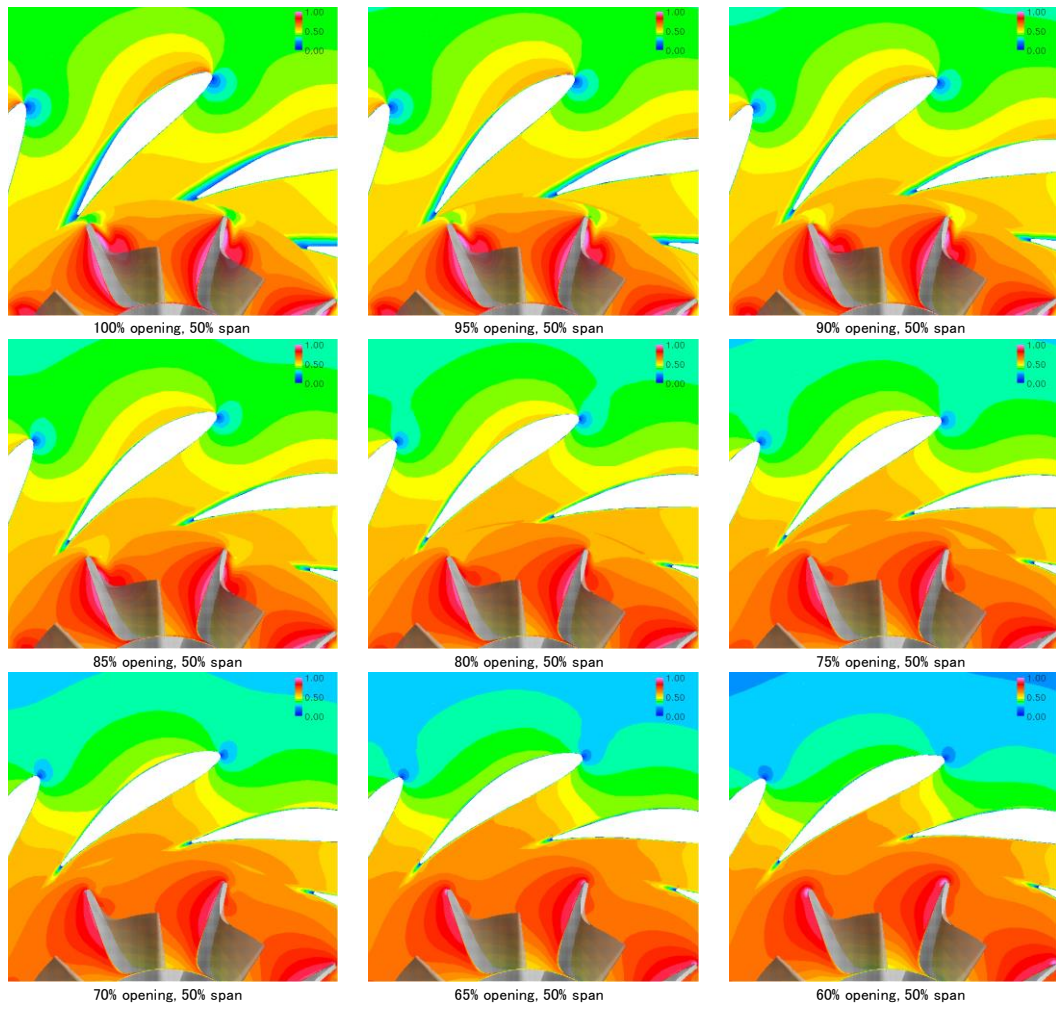


図 2-3-9a. ノズル#4 翼間マッハ数分布 (大開度、100~60%開度)

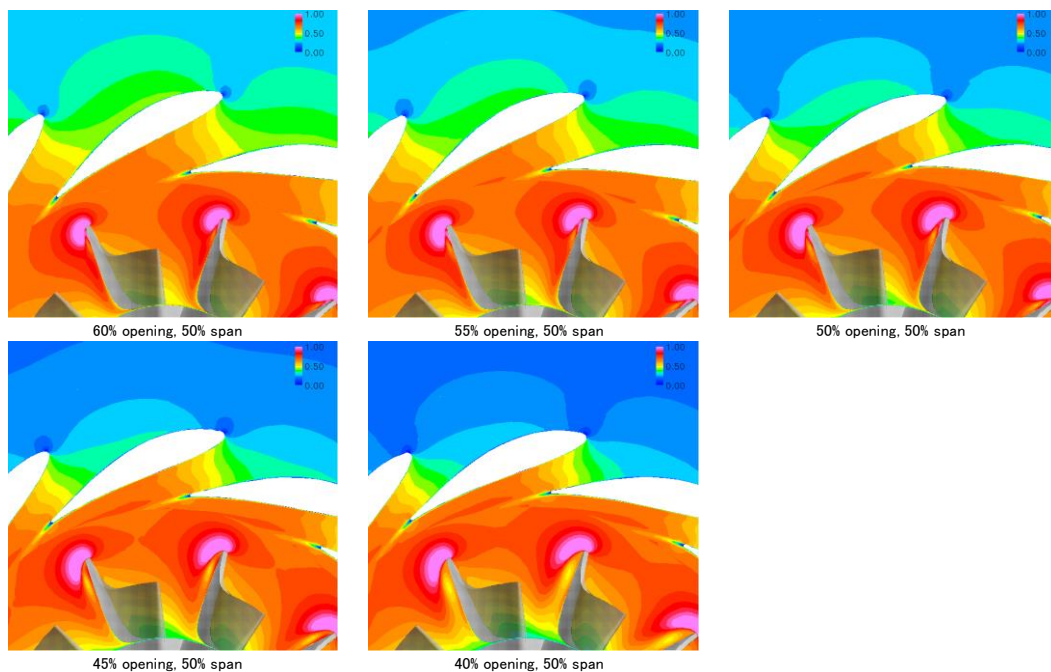


図 2-3-9b. ノズル#4 翼間マッハ数分布 (中開度、60~40%開度)

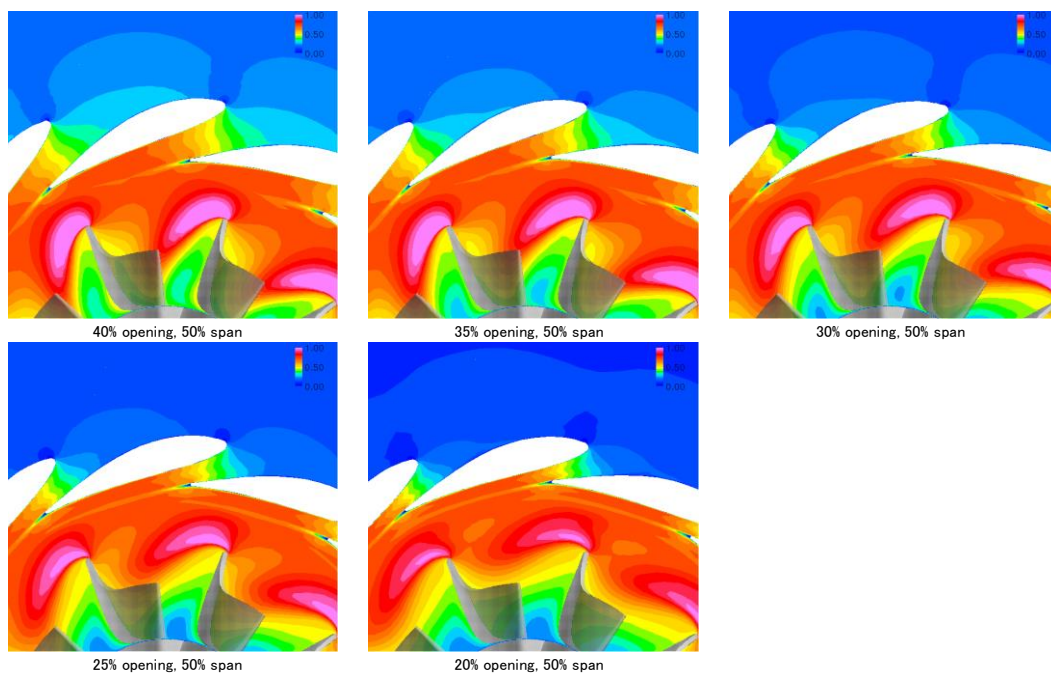


図 2-3-9c. ノズル#4 翼間マッハ数分布 (小開度、40~20%開度)

より定量的な評価のため、図 2-3-10 に 4 種のノズルについて流れ方向のマッハ数分布を比較した結果を示す。図 2-3-10a, b に大開度、図 2-3-10c に中開度、図 2-3-10d に小開度の結果を 5% 開度毎に示している。横軸はタービン翼車外径 R_3 で無次元化した半径 R で、左がノズル入口、右がノズル出口を示しており、縦軸には各半径位置での流量平均した静止系でのマッハ数を示している。図 2-3-10a, b より、大開度では、どのノズルにおいても流入マッハ数と流出マッハ数の差は小さい。これは大開度ではタービン流量を増大させることが重要視され、タービン翼車入口すなわちノズル出口での旋回速度成分をできるだけ低減することが求められるためであり、流れを加速するというノズル本来の役割は果たさず、むしろ加速させないことが必要となる。図 2-3-10c より、中開度では、ノズルを閉じていくに従って、徐々にノズルへの流入マッハ数が下がるとともに流出マッハ数が増加しており、ノズル内で流れの加速が促進されている。流入マッハ数の低下はタービン翼車も含めたタービン全体の流量が減少したことによるものである。また 4 種のノズルのマッハ数の増加傾向にも差が生じており、ノズル #1、#2 と #3、#4 では明らかに後者の方が緩やかな増速を示している。図 2-3-10d より、小開度においては、中開度でも見られた増速傾向がさらに顕著となる。最小開度である 20% 開度では、マッハ数 0.12 程度から 0.6~0.7 まで 5 倍以上増速する。この時、ノズル閉時の流路形状がスリットに近くなるノズル #1、#2 では、流れがノズル出口付近でのみ増速されており、マッハ数分布も大変急峻な立ち上がりを見せている。一方、ノズル閉時においてもノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} と流路長さ L を維持できているノズル #3、#4 は、ノズル #1、#2 に比して緩やかな増速を示しており、その傾向はノズル #3、#4 の順に顕著となっている。

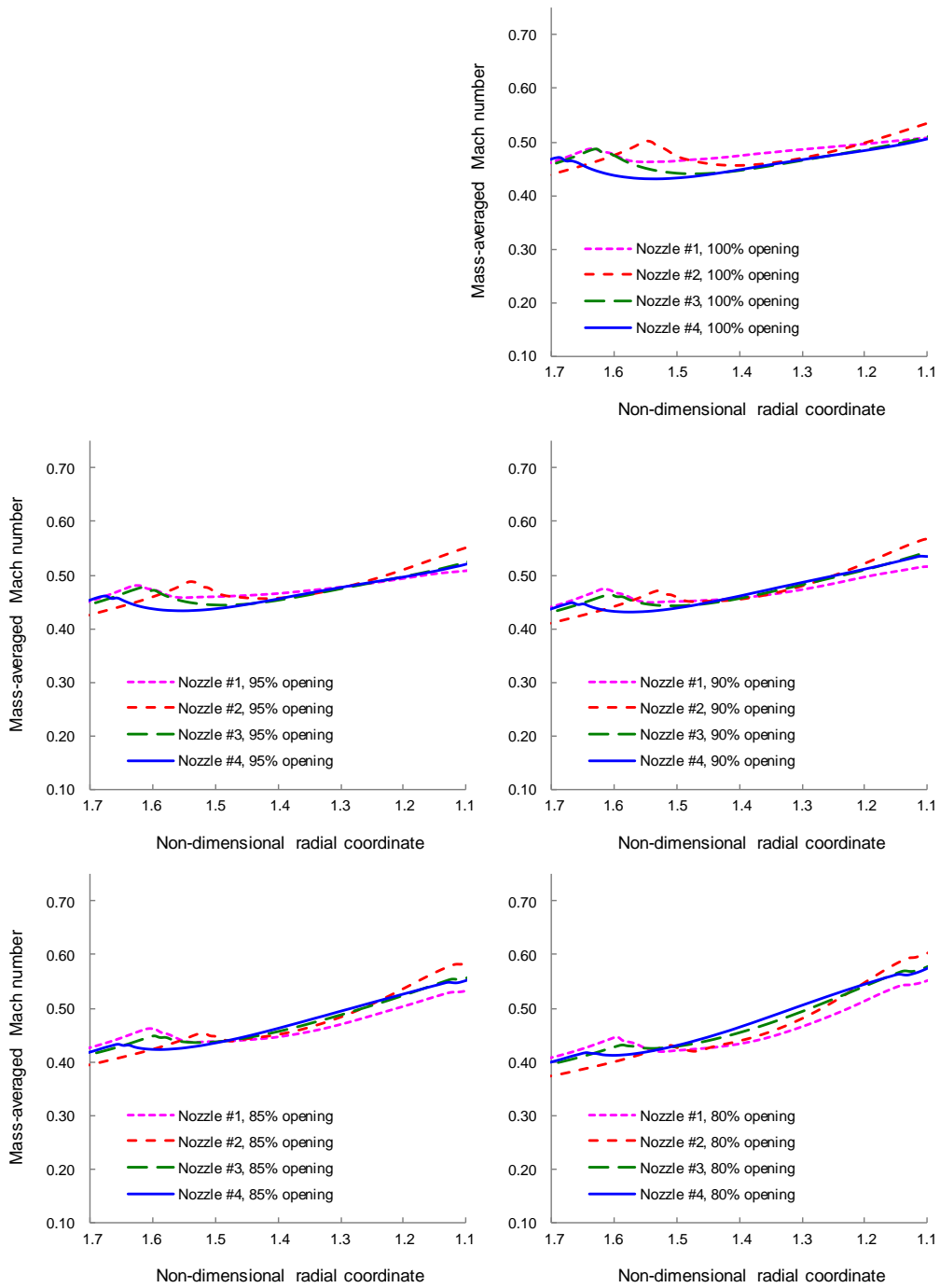


図 2-3-10a. 流れ方向マッハ数分布の比較 (大開度、100~80%開度)

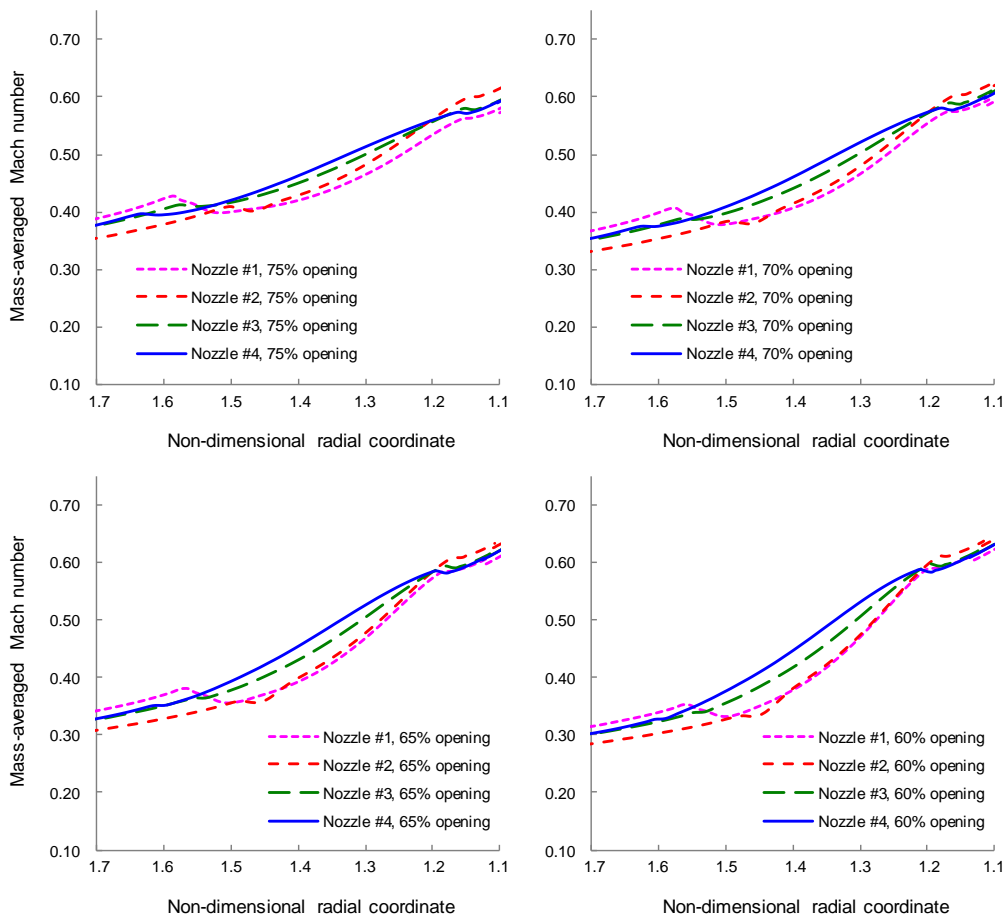


図 2-3-10b. 流れ方向マッハ数分布の比較 (大開度、75~60%開度)

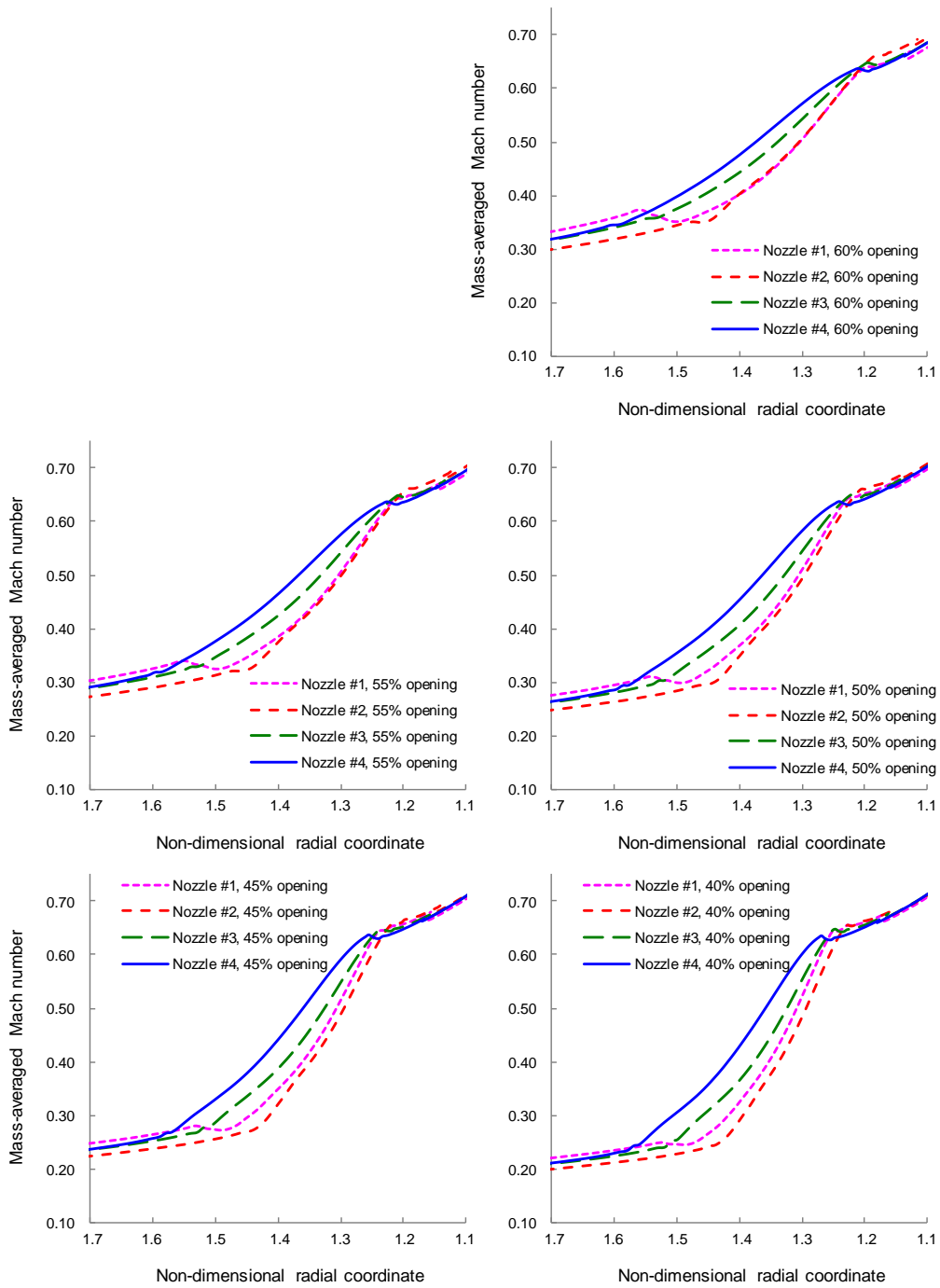


図 2-3-10c. 流れ方向マッハ数分布の比較 (中開度、60~40%開度)

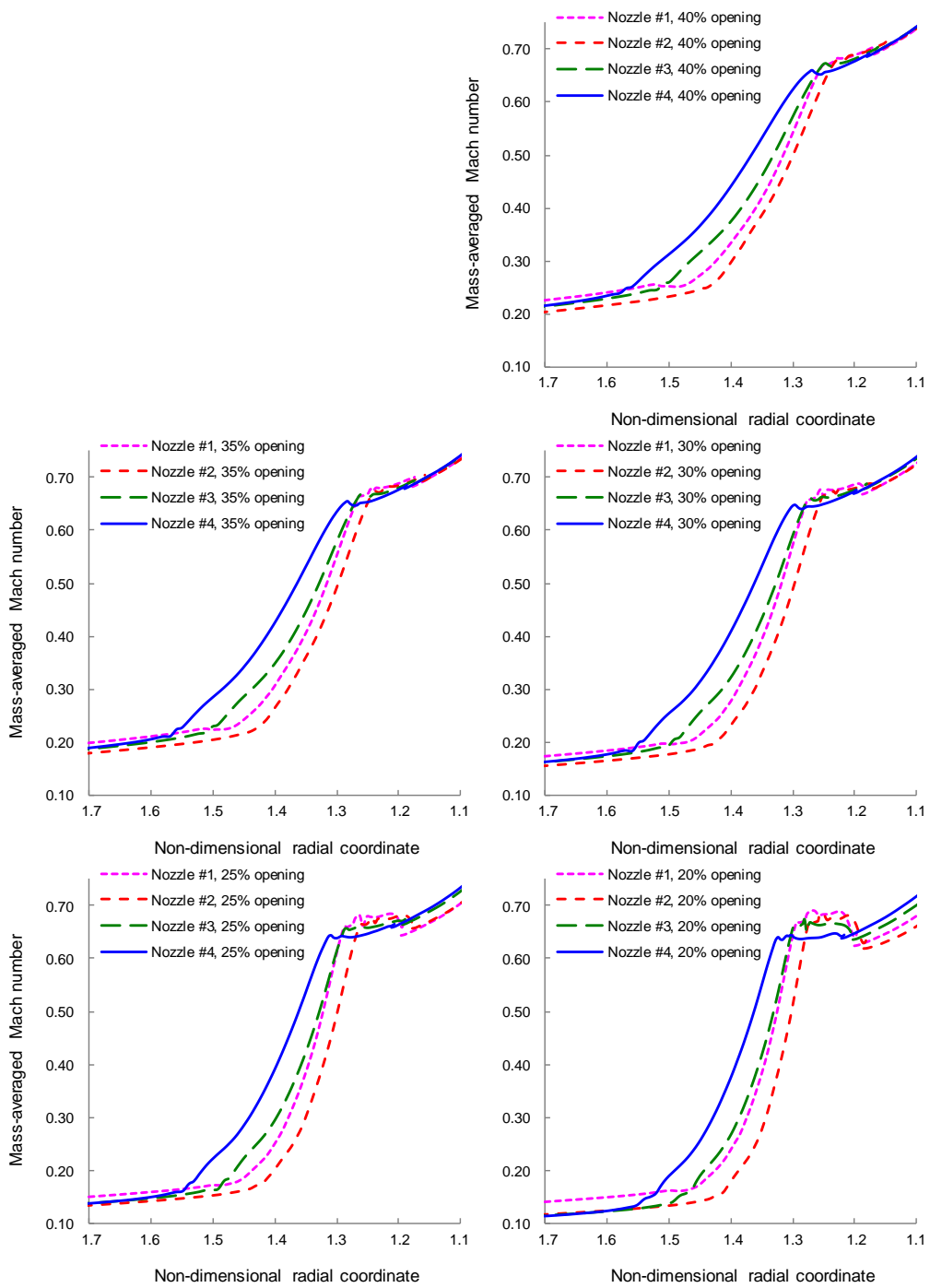


図 2-3-10d. 流れ方向マッハ数分布の比較 (小開度、40~20%開度)

次にノズル内の流れとベーンの翼負荷の関係を考察するため、各ノズルについて50%スパン位置でのベーン背腹面の圧力分布を比較した結果を図2-3-11に示す。図2-3-11a、bに大開度、図2-3-11cに中開度、図2-3-11dに小開度での翼面圧力分布を5%開度毎に示している。横軸は無次元化されたベーンコード長で、0がベーン前縁、1がベーン後縁を、縦軸は翼面圧力をノズル入口での全圧で除した値を示している。図2-3-11a、bより、大開度において、ベーン前縁での過大な迎え角に伴い背腹面の圧力差が極めて大きくなっていることがわかる。その後、ノズル#1、#2では圧力差が急減しているが、ノズル#3、#4では緩やかに圧力差が減少していることが確認される。図2-3-11a～cより、大開度から中開度にかけて、ベーン前半部での翼面圧力差はノズルを閉じていくに従って減少していく一方で、ベーン後半部ではその正負が逆転する傾向が現れ始める。これはノズルを閉じることにより、前縁での迎え角が減少するとともに、背側が上面すなわち外径方向、腹面が下面すなわち内径方向に位置することにより、背側の圧力が高く、腹側の圧力が低くなることによるものである。図2-3-11dより、小開度においては、全領域において背側の圧力高、腹側の圧力低となる。その圧力差の大小は、ノズル#1、#2、#3、#4の順に抑制されていることが確認できる。玉木らの研究^[17,18]により、翼面圧力差の大小は、ベーン端部に設けられたクリアランスの漏れ流れとそれに伴う全圧損失に直接影響するため大変重要である。またベーン後縁付近での腹面の圧力がノズル#1で急峻な減少を見せていることは、ノズル出口付近で流れが急加速されていることを裏付けており、ノズル#3、#4ではその傾向が緩和されている。

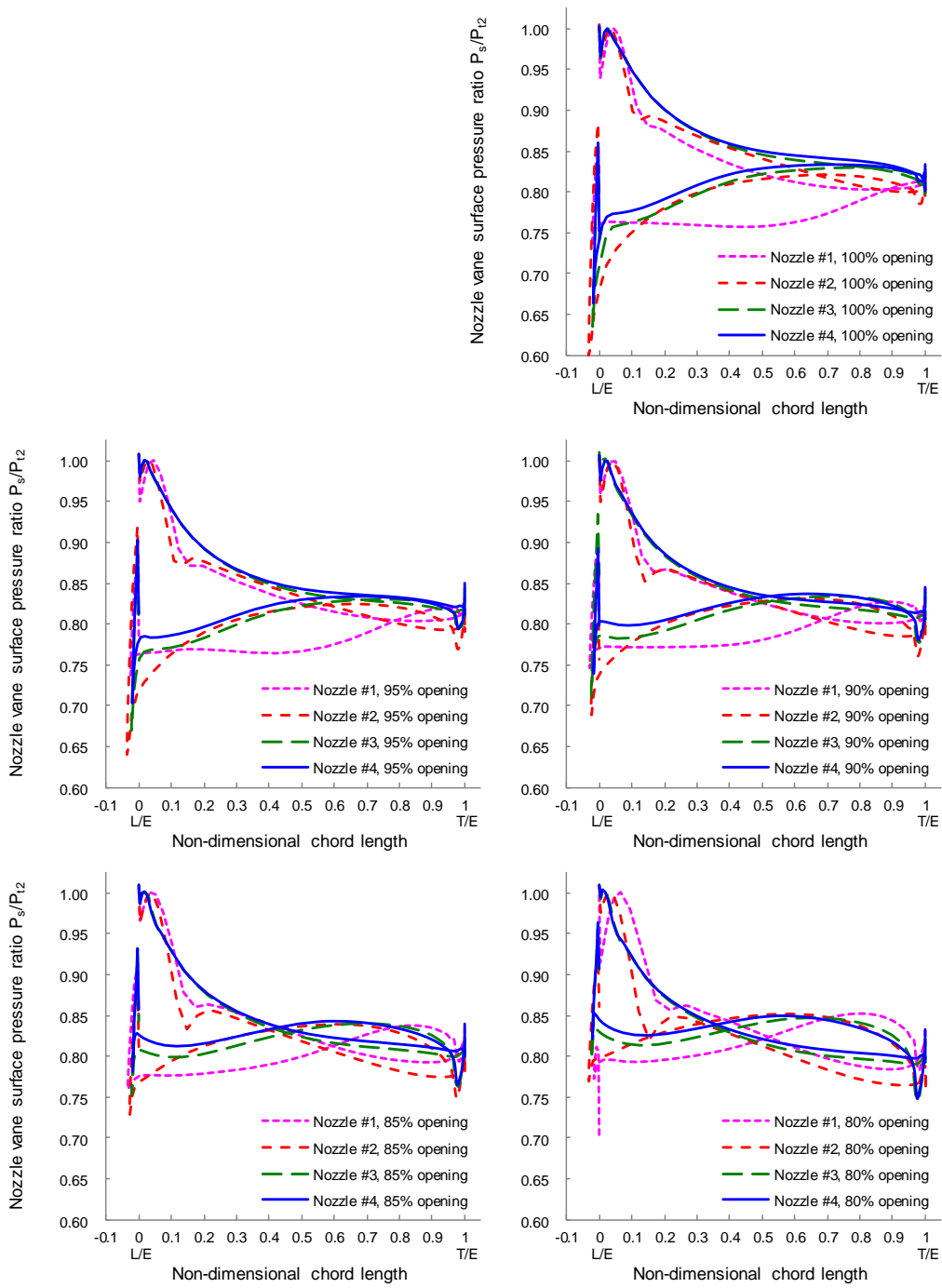


図 2-3-11a. ノズルバーン背腹面圧力分布の比較 (大開度、100~80%開度)

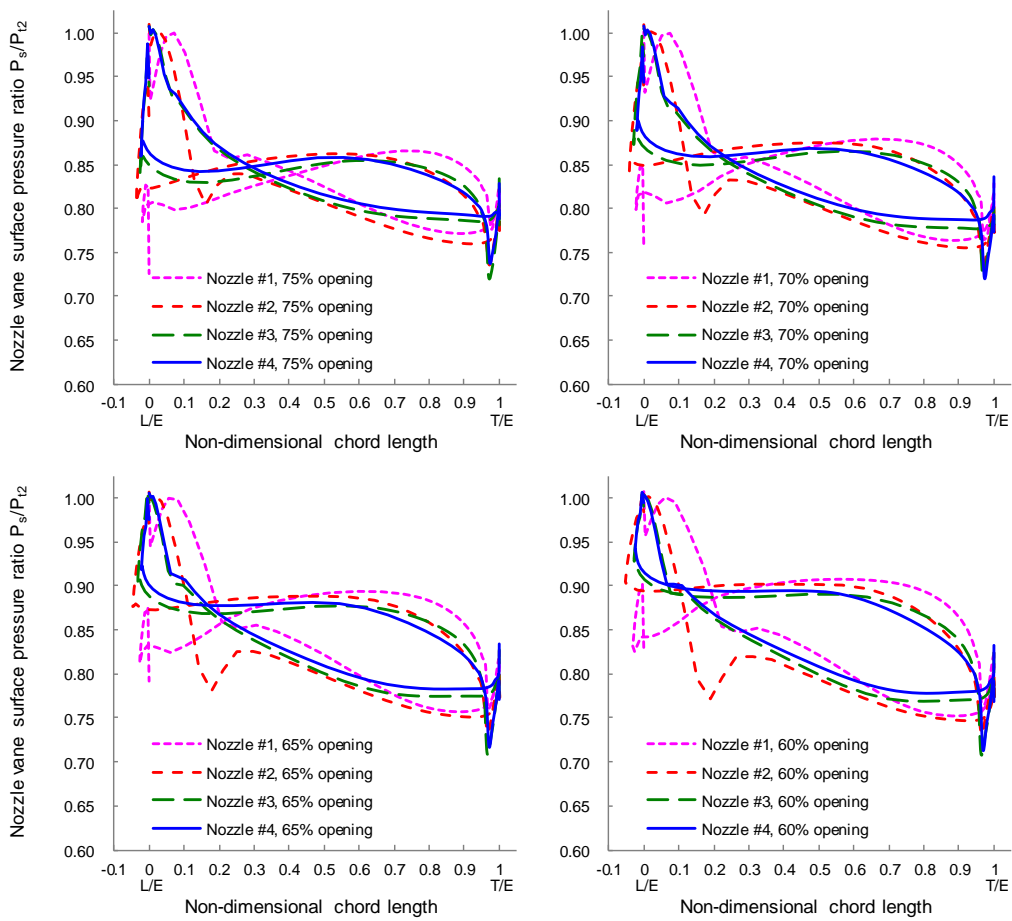


図 2-3-11b. ノズルバーン背腹面圧力分布の比較 (大開度、75~60%開度)

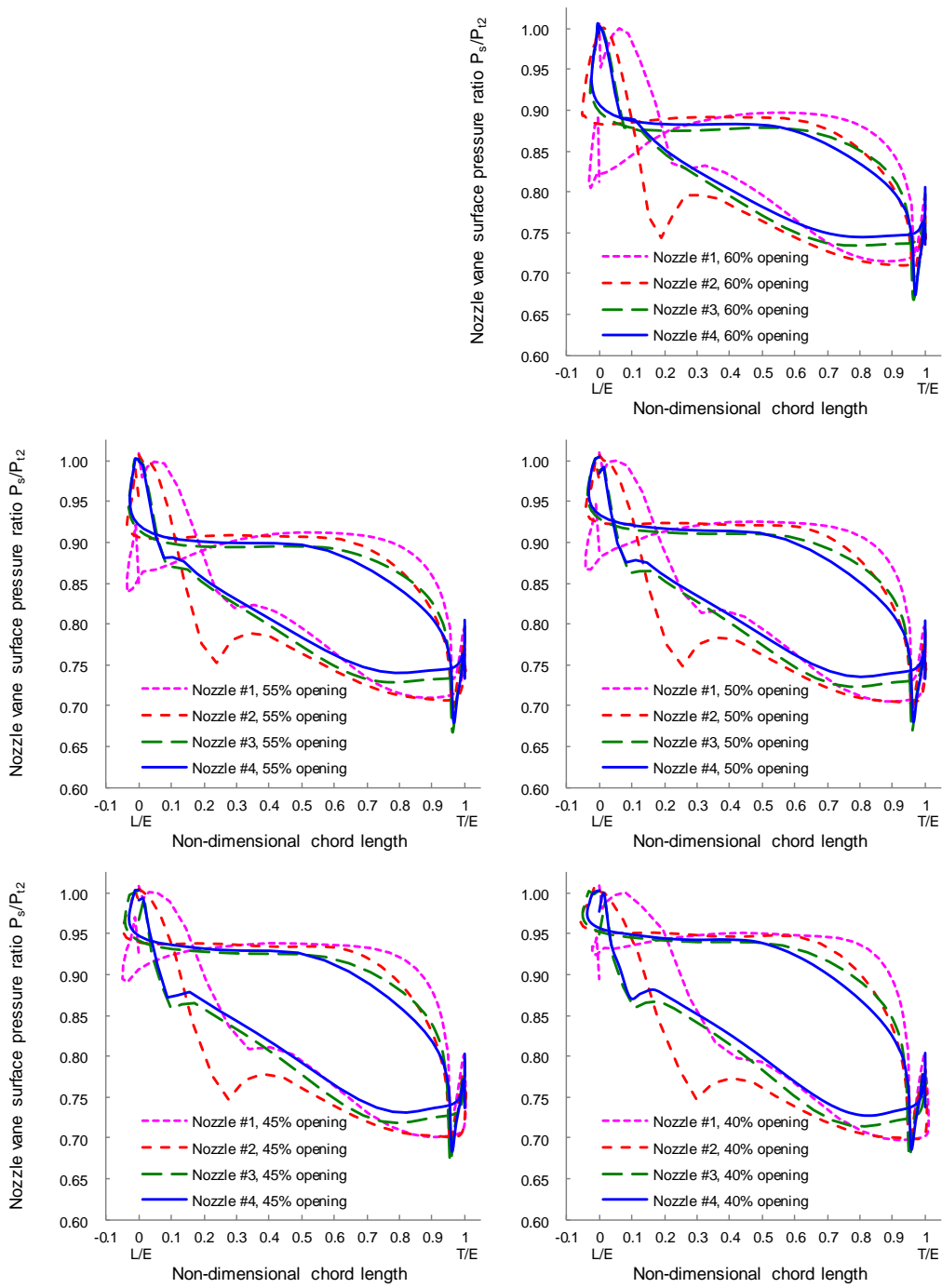


図 2-3-11c. ノズルバーン背腹面圧力分布の比較 (中開度、60~40%開度)

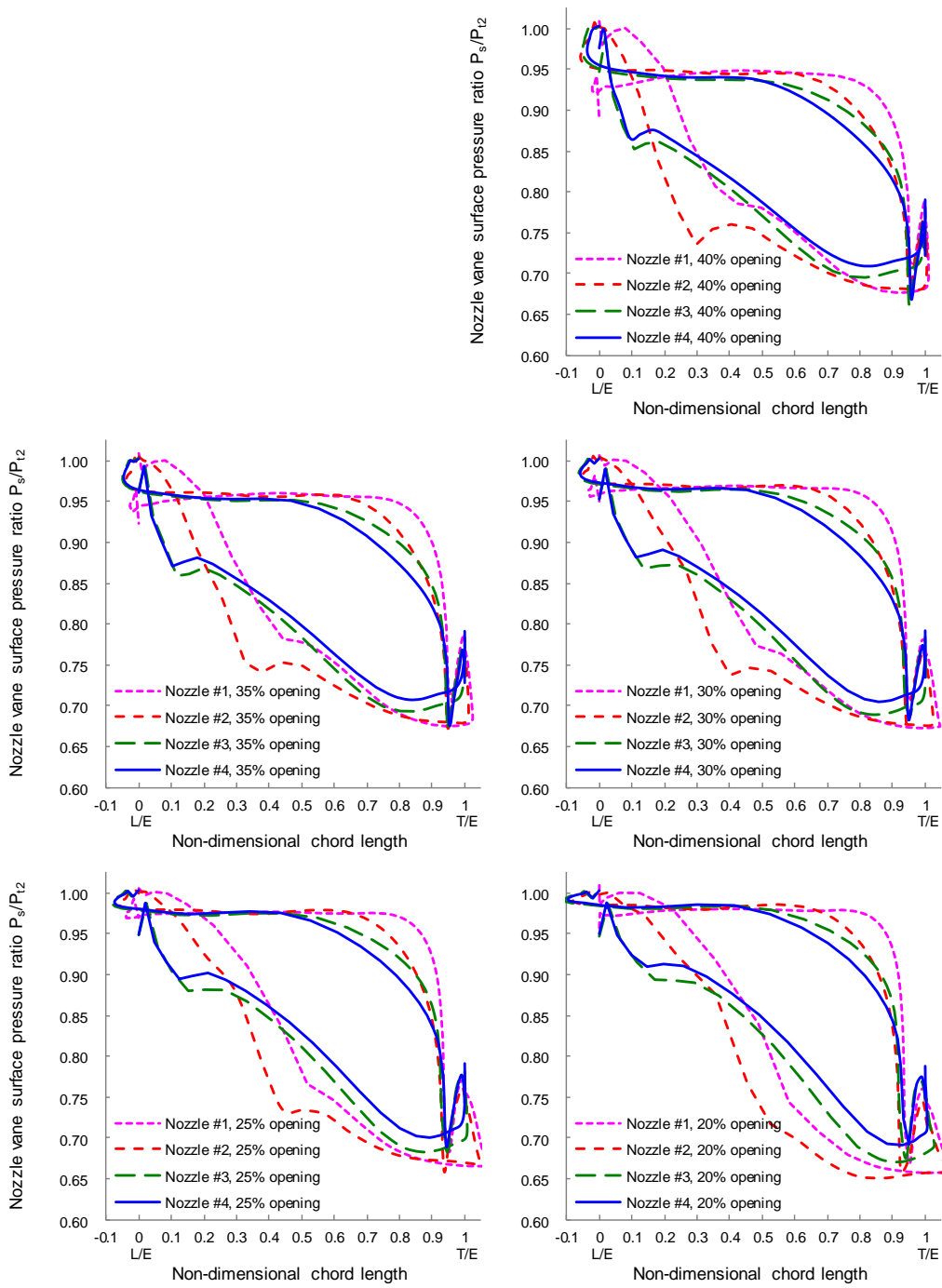


図 2-3-11d. ノズルベーン背腹面圧力分布の比較 (小開度、40~20%開度)

次に4種のノズルの全圧損失の評価のため、流れ方向の全圧の変化を比較した結果を図2-3-12に示す。図2-3-10と同様に大開度、中開度、小開度の結果を5%開度毎に示しており、横軸はタービン翼車外径 R_3 で無次元化した半径 R 、縦軸には各半径位置での流量平均した全圧をノズル入口での全圧で除した値を示している。図2-3-12a、bより、大開度においては、前述のペーン前縁での迎え角過大の影響により、ノズル#1のみ全圧損失が大きい結果となっている。その後、図2-3-12cより中開度では上記の影響は軽微となり、4種のノズルでほぼ同じ全圧変化となるが、図2-3-12dに示されるように小開度、特に30%開度以下の条件において、ノズル#1、#2とノズル#3、#4との全圧損失の大小が明確に分かれる結果となっている。

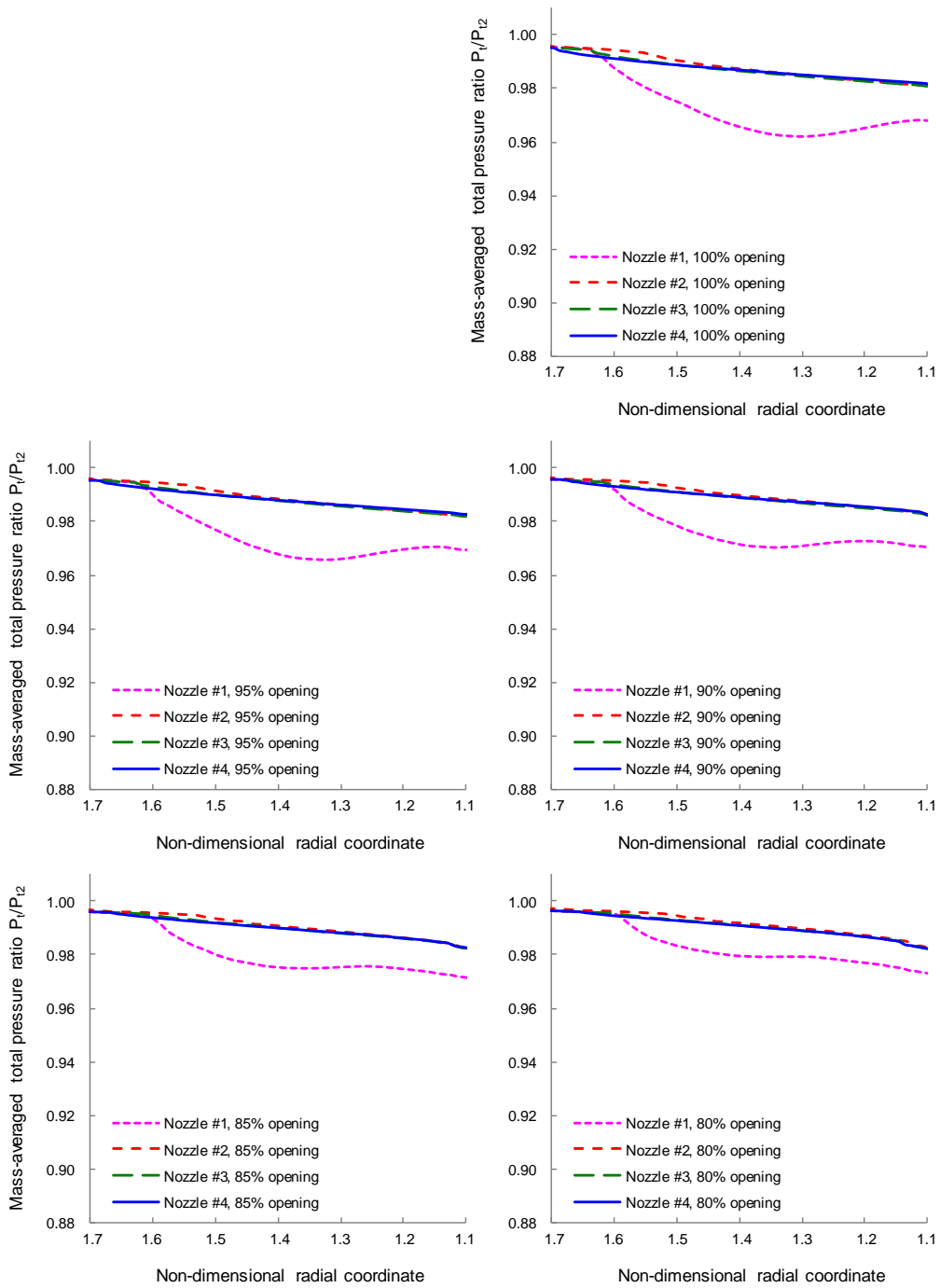


図 2-3-12a. 流れ方向全圧分布の比較 (大開度、100~80%開度)

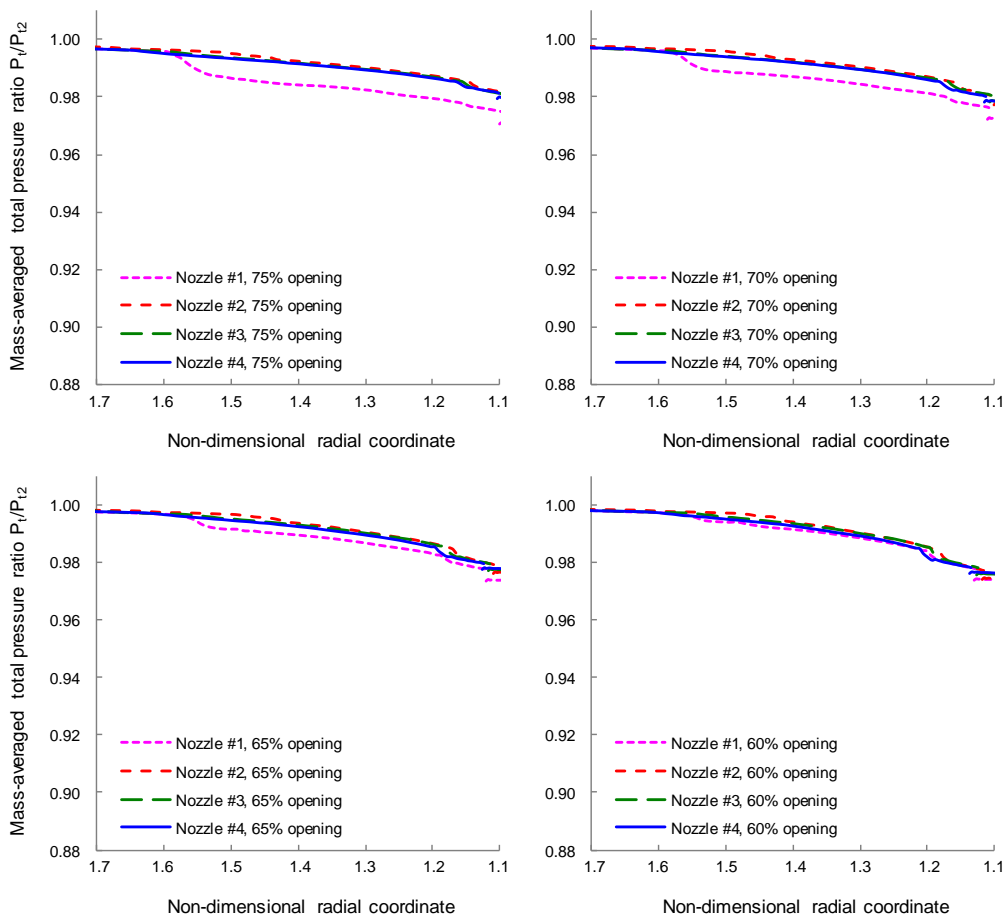


図 2-3-12b. 流れ方向全圧分布の比較 (大開度、75~60%開度)

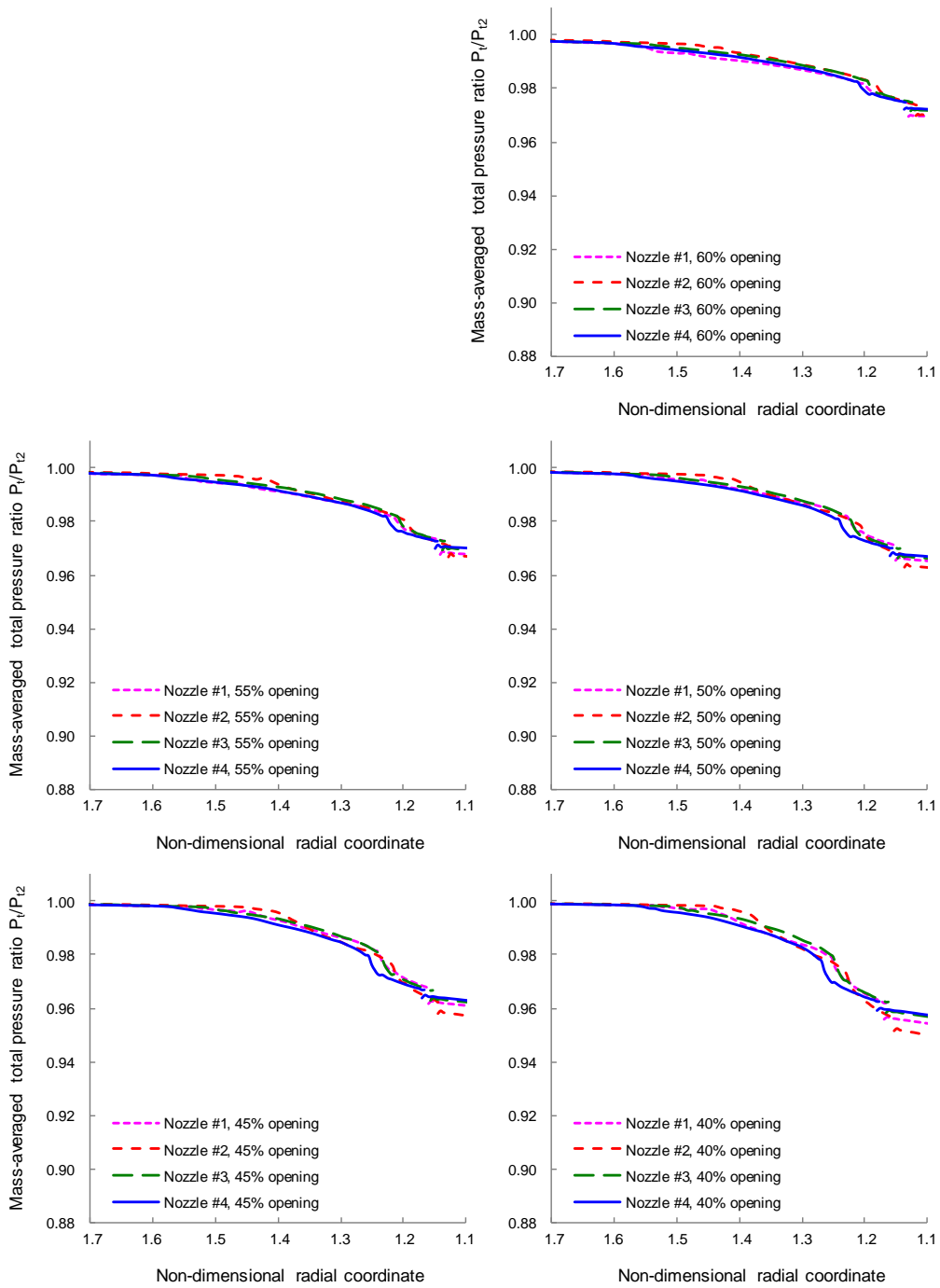


図 2-3-12c. 流れ方向全圧分布の比較 (中開度、60~40%開度)

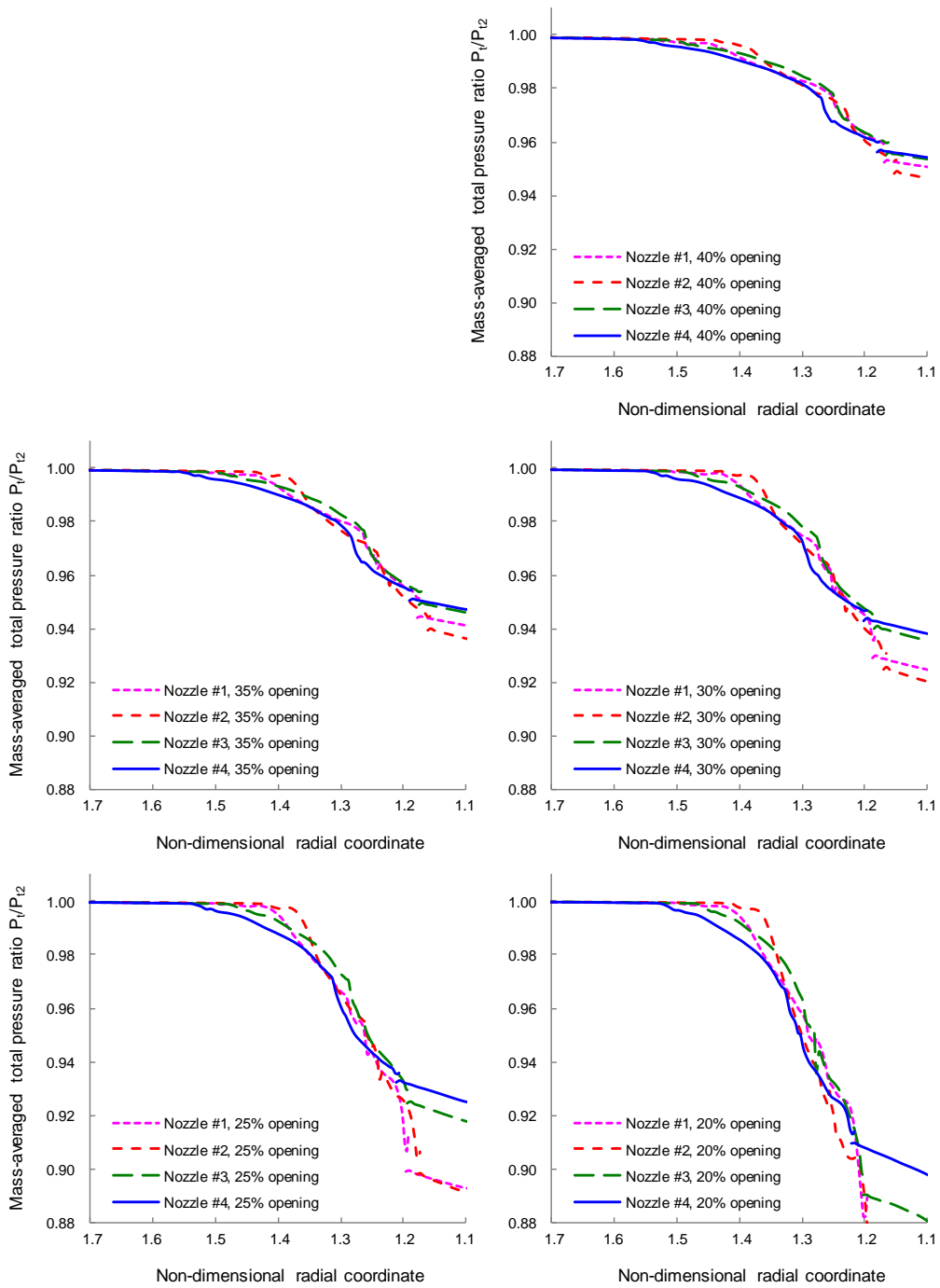


図 2-3-12d. 流れ方向全圧分布の比較 (小開度、40~20%開度)

次にノズル出口で周方向に平均化したマッハ数、流れ角および全圧の各スパン方向分布をそれぞれ図 2-3-13、14 および 15 に示す。ともにノズル#1～#4 の大開度、中開度、小開度の結果を 5%開度毎に示しており、横軸はハブ面からの距離を流路高さで無次元化した値を示している。図 2-3-13 のマッハ数分布より、大開度～中開度～小開度とノズルを閉じていくに従ってノズル出口でのマッハ数が上昇していくが、ベーン端部に設置されているクリアランスの漏れ流れにより、ハブ、シュラウド側に低マッハ数領域が存在しており、ノズルを閉じるに従って漏れ流れの増加により低マッハ数領域が拡大している様子が観察される。さらに図 2-3-13d よりノズル開度 20～25%開度において、ノズル#1 が他に対して明らかにマッハ数が下がっており、ノズルとして流れを増速できなくなっていることがわかる。図 2-3-14 の流れ角分布より、マッハ数同様ノズルを閉じていくに従ってノズル出口での流れ角が増加していくが、ベーン端部のクリアランスの漏れ流れにより、ハブ、シュラウド側での流れ角が小さい、すなわちクリアランス部では流れはベーンに沿っておらず、圧力勾配により径方向に流れていることがわかる。図 2-3-15a、b の全圧分布より、大開度においては、ベーン前縁での迎え角過大の影響により、ノズル#1 のみ全圧損失が大きい結果となっている。その後、図 2-3-15c より中開度では上記の影響は軽微となり、4 種のノズルでほぼ同じ全圧分布となるが、図 2-3-15d に示されるように小開度、特に 30%開度以下の条件において、ノズル#1、#2 とノズル#3、#4 との全圧損失の大小が明確に分かれる結果となっている。

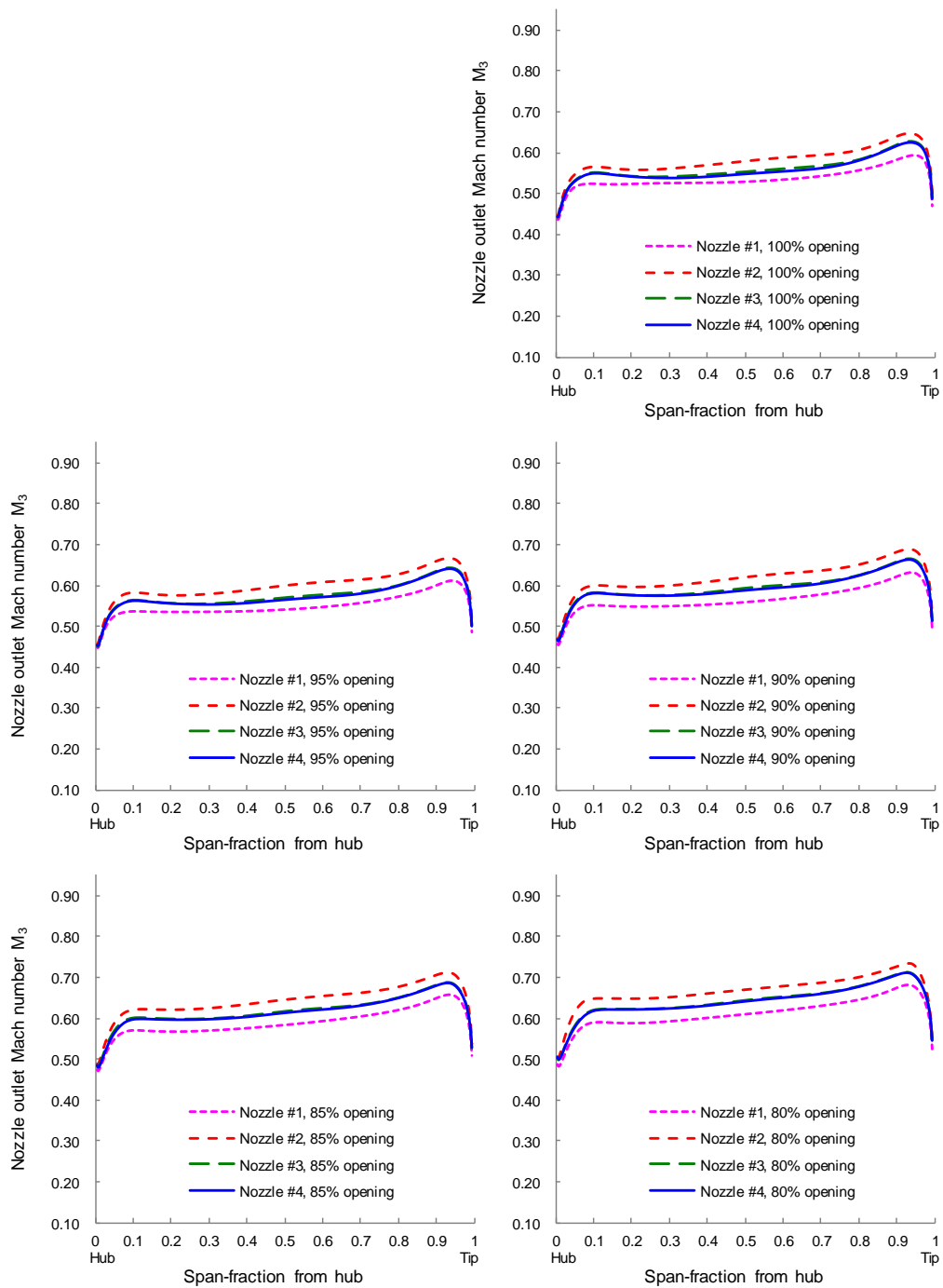


図 2-3-13a. ノズル下流スパン方向マッハ数分布の比較 (大開度、100~80%開度)

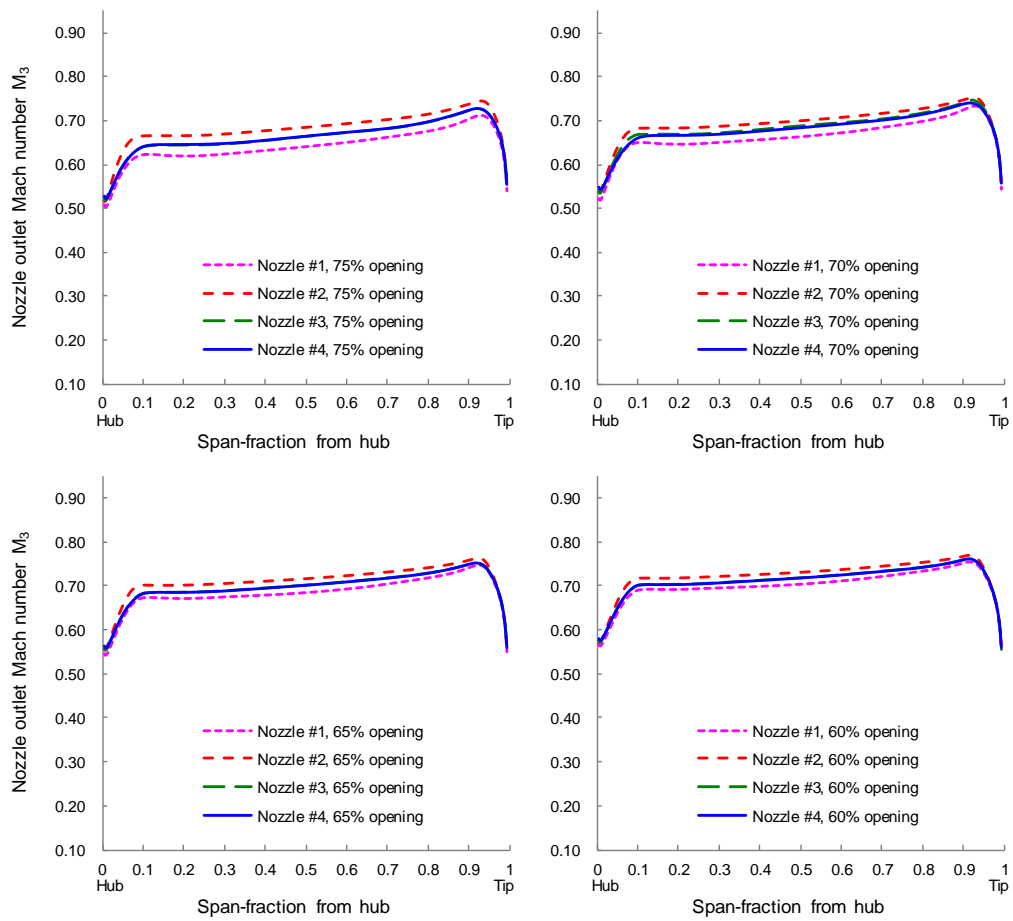


図 2-3-13b. ノズル下流スパン方向マッハ数分布の比較 (大開度、75~60%開度)

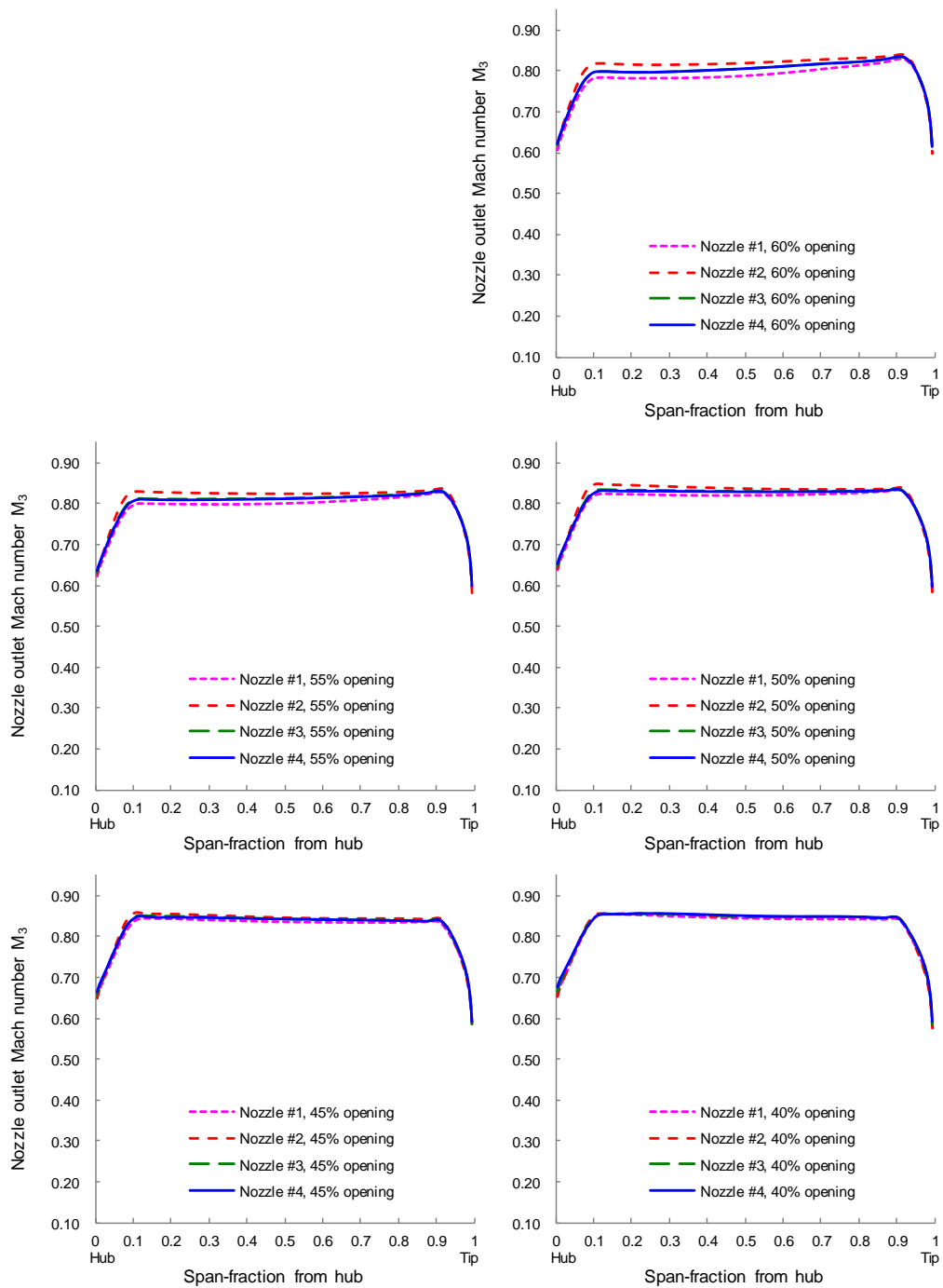


図 2-3-13c. ノズル下流スパン方向マッハ数分布の比較 (中開度、60~40%開度)

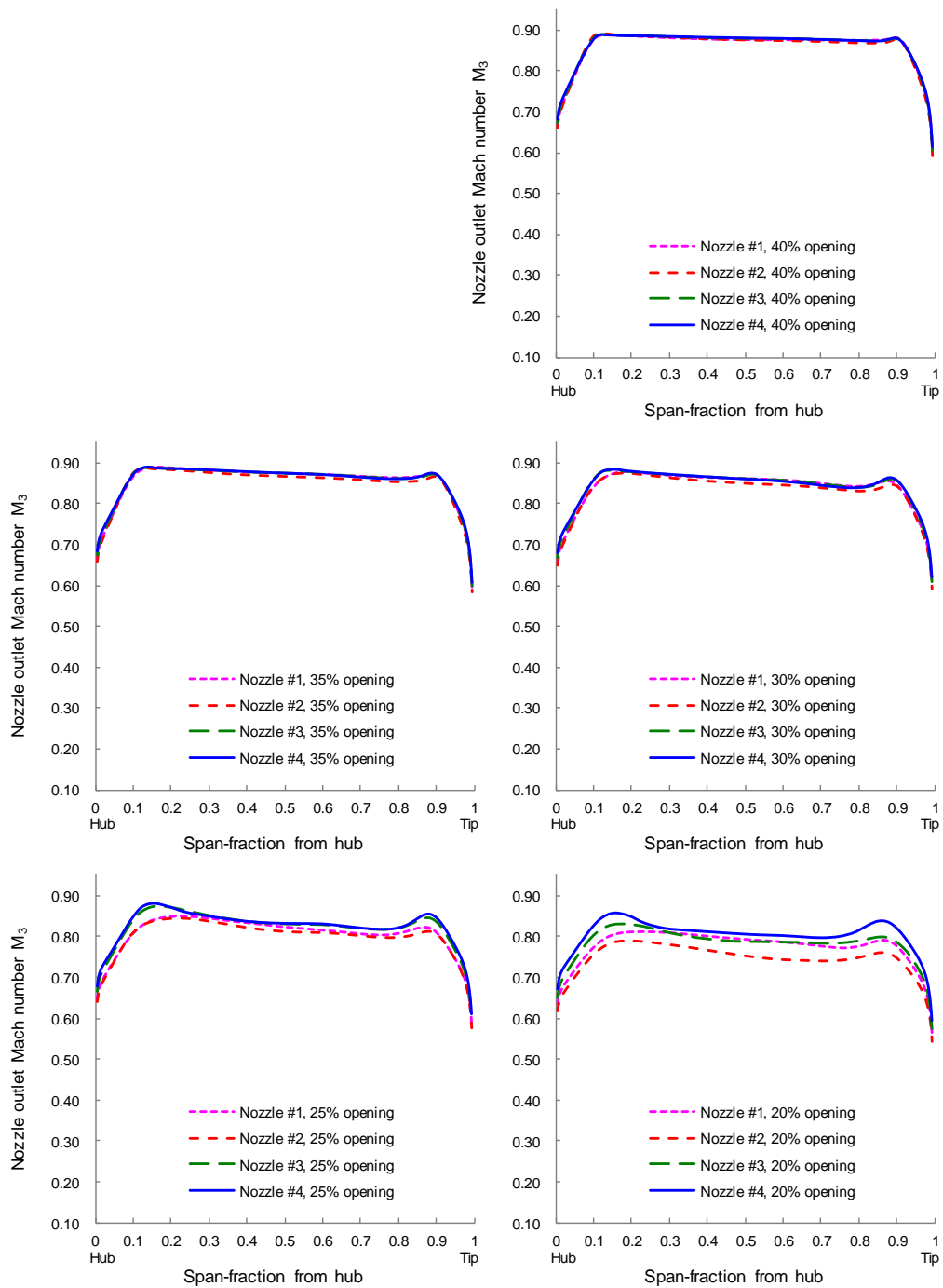


図 2-3-13d. ノズル下流スパン方向マッハ数分布の比較 (小開度、40~20%開度)

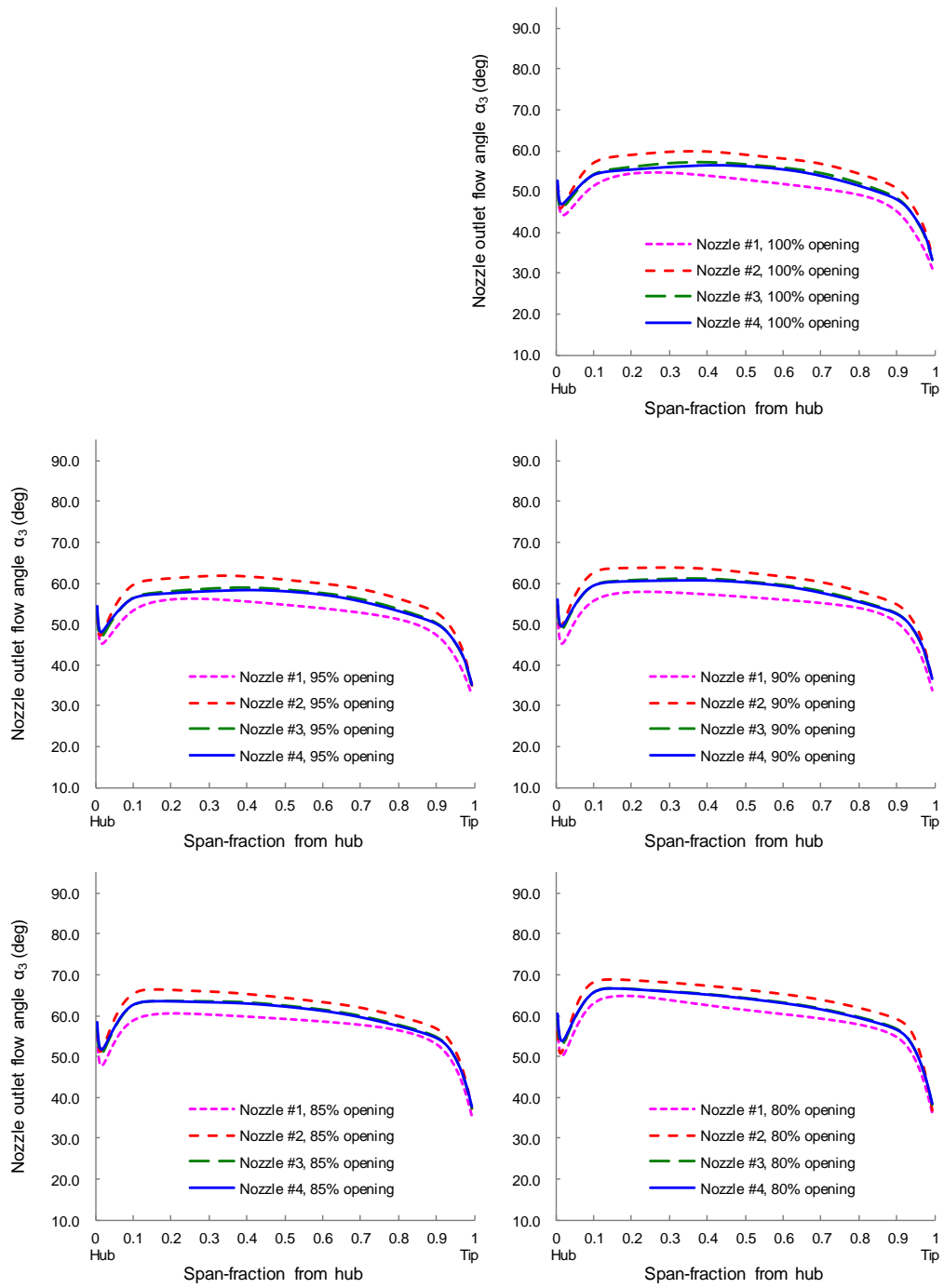


図 2-3-14a. ノズル下流スパン方向流れ角分布の比較 (大開度、100~80%開度)

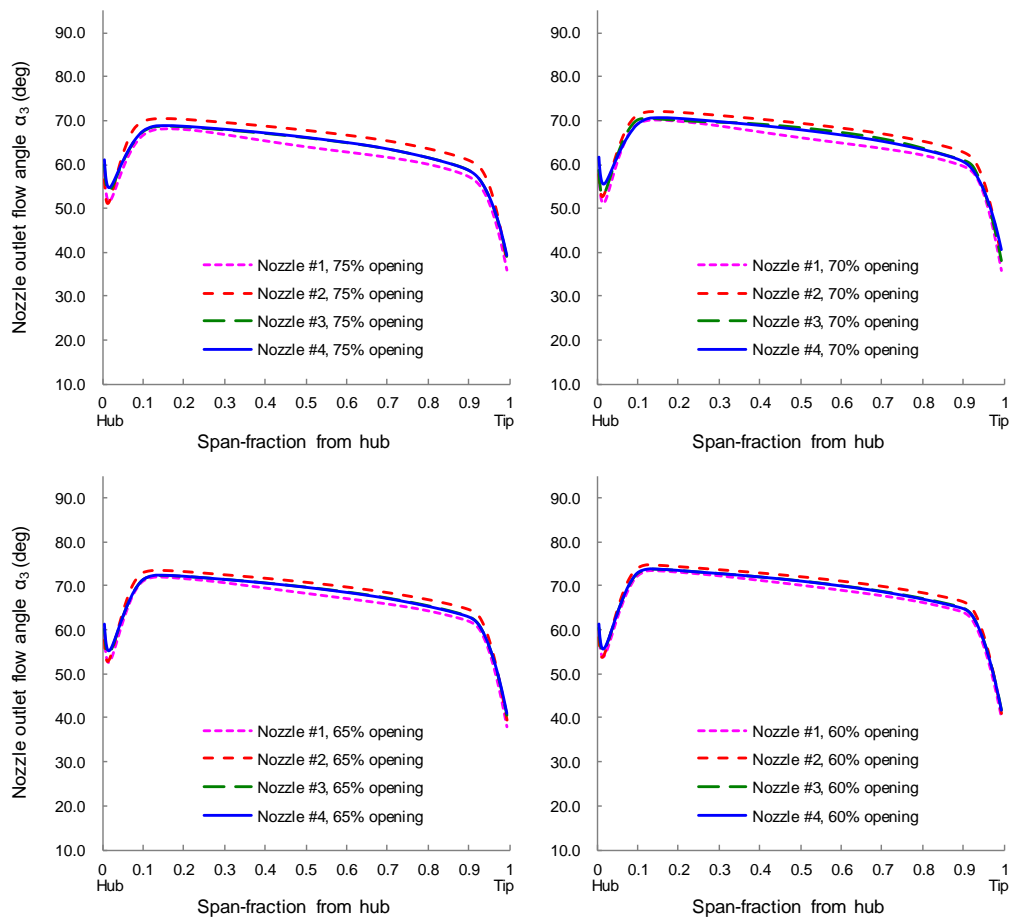


図 2-3-14b. ノズル下流スパン方向流れ角分布の比較 (大開度、75~60%開度)

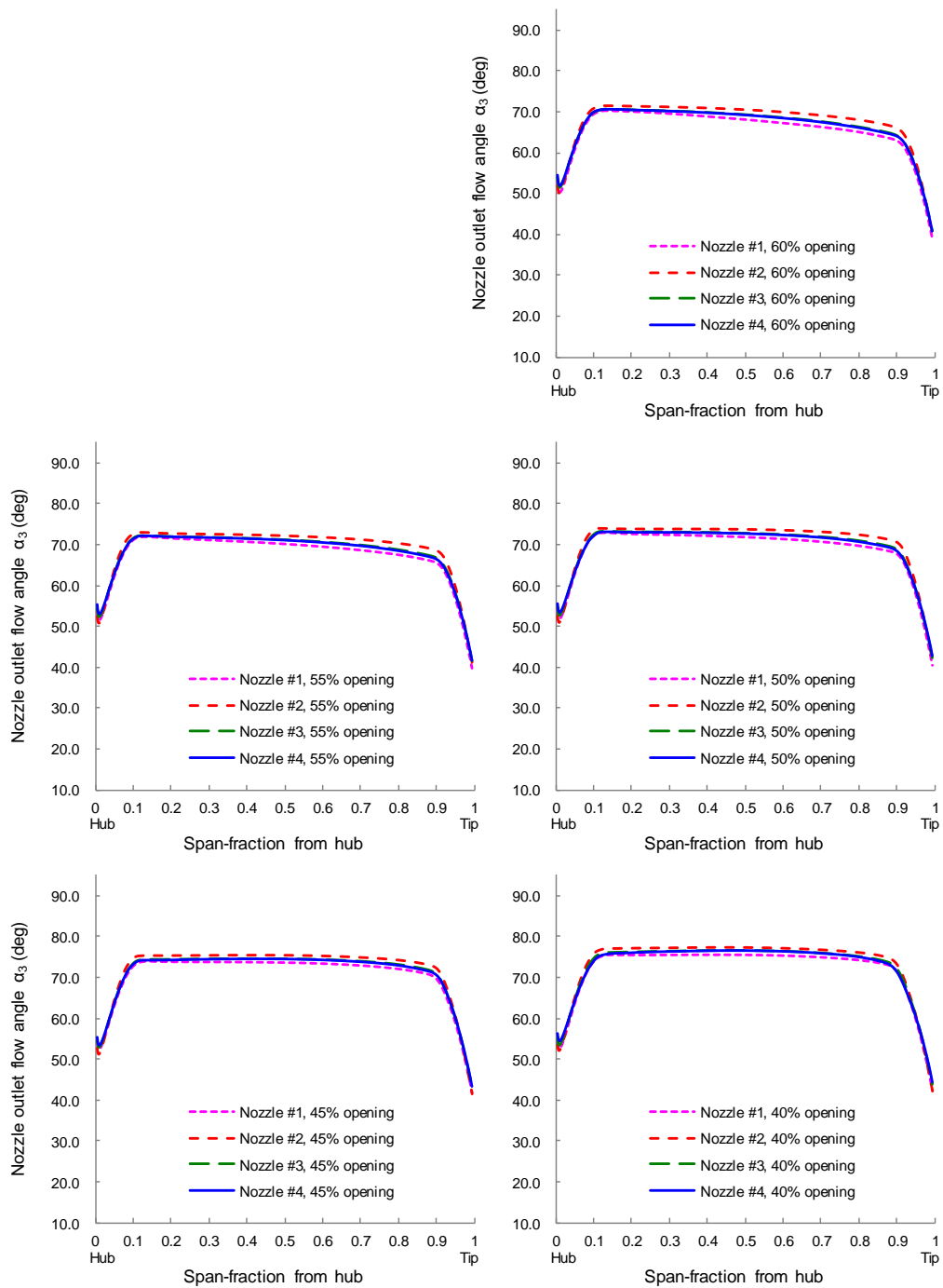


図 2-3-14c. ノズル下流スパン方向流れ角分布の比較 (中開度、60~40%開度)

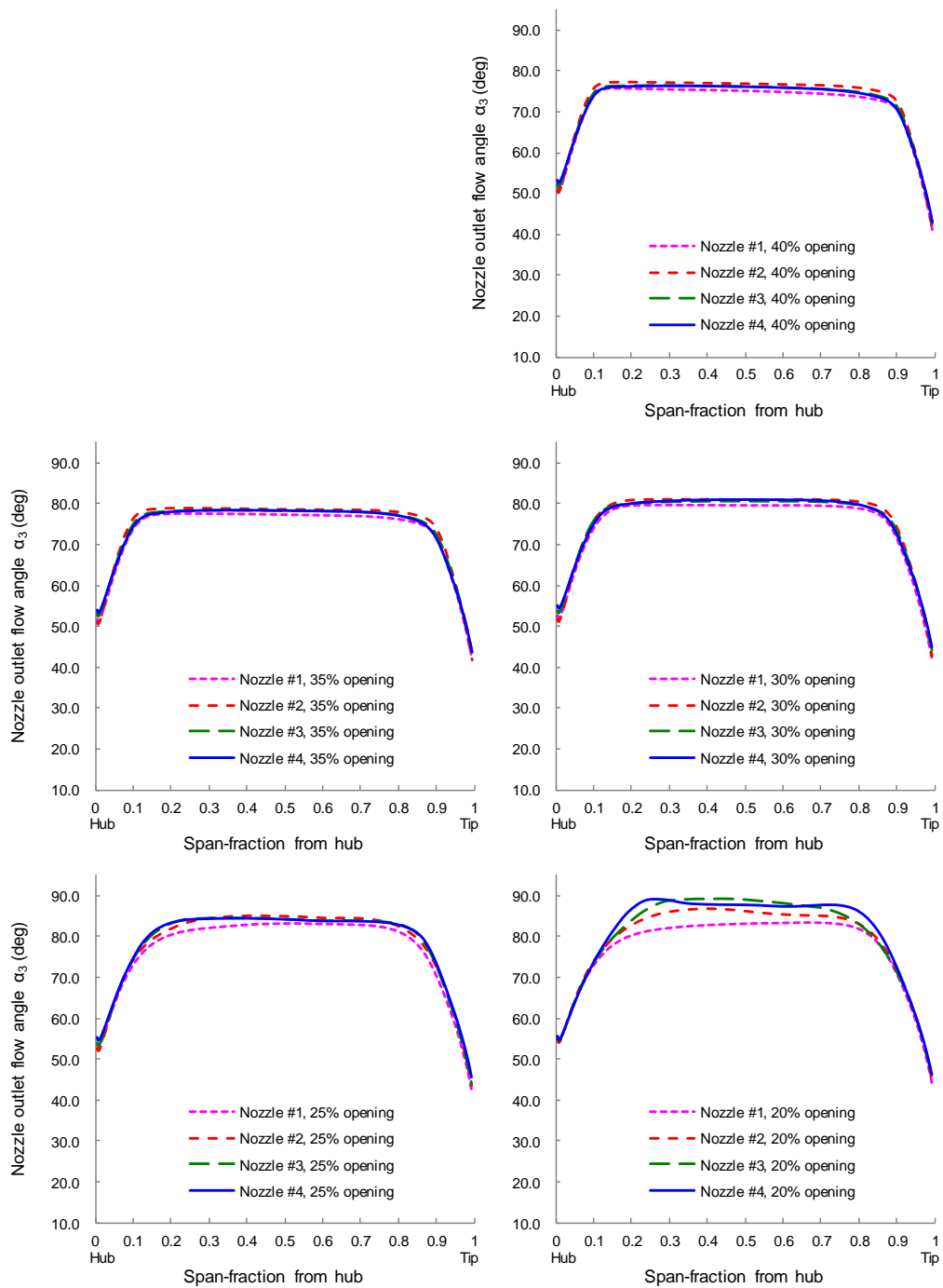


図 2-3-14d. ノズル下流スパン方向流れ角分布の比較 (小開度、40~20%開度)

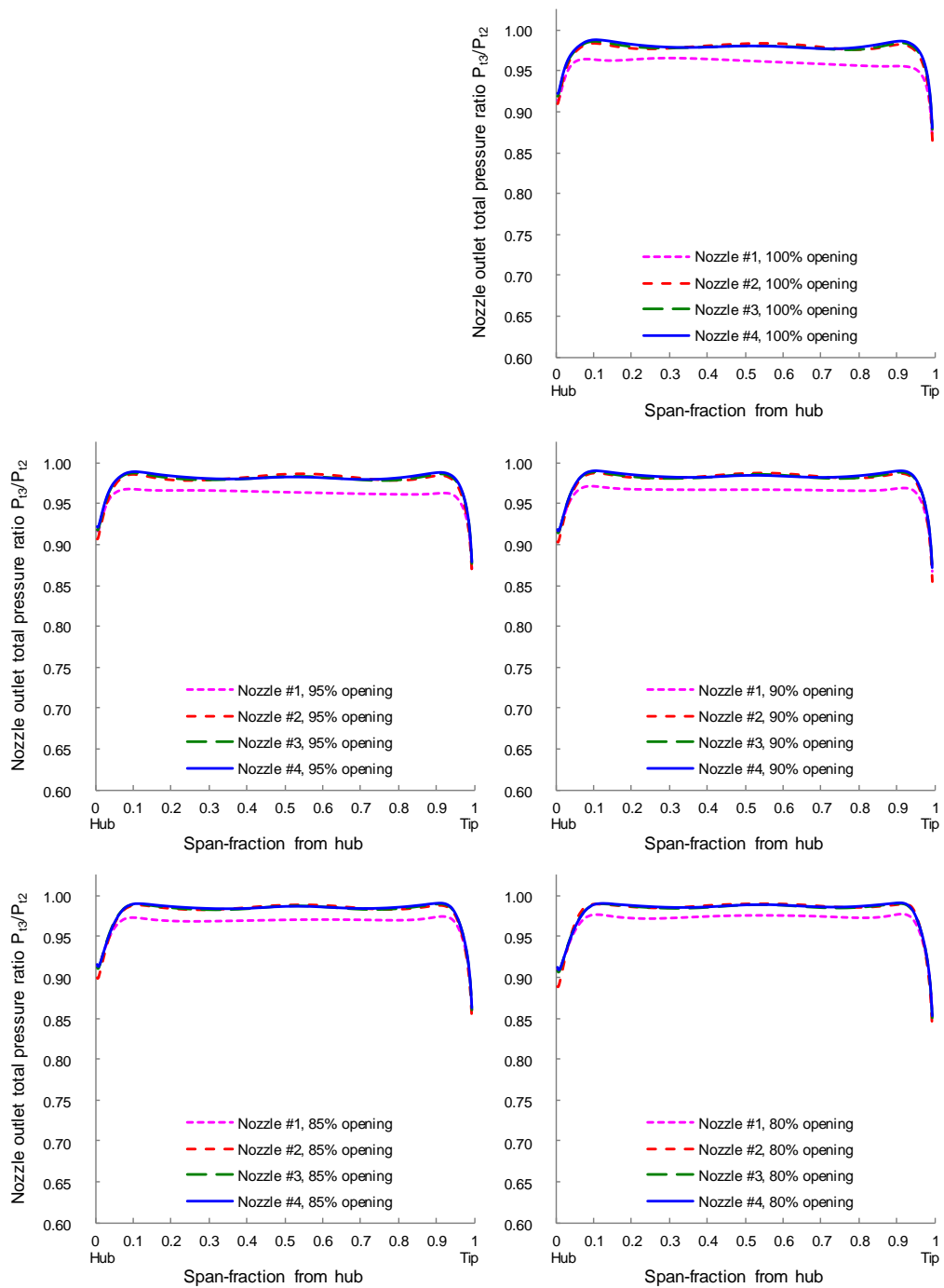


図 2-3-15a. ノズル下流スパン方向全圧分布の比較 (大開度、100～80%開度)

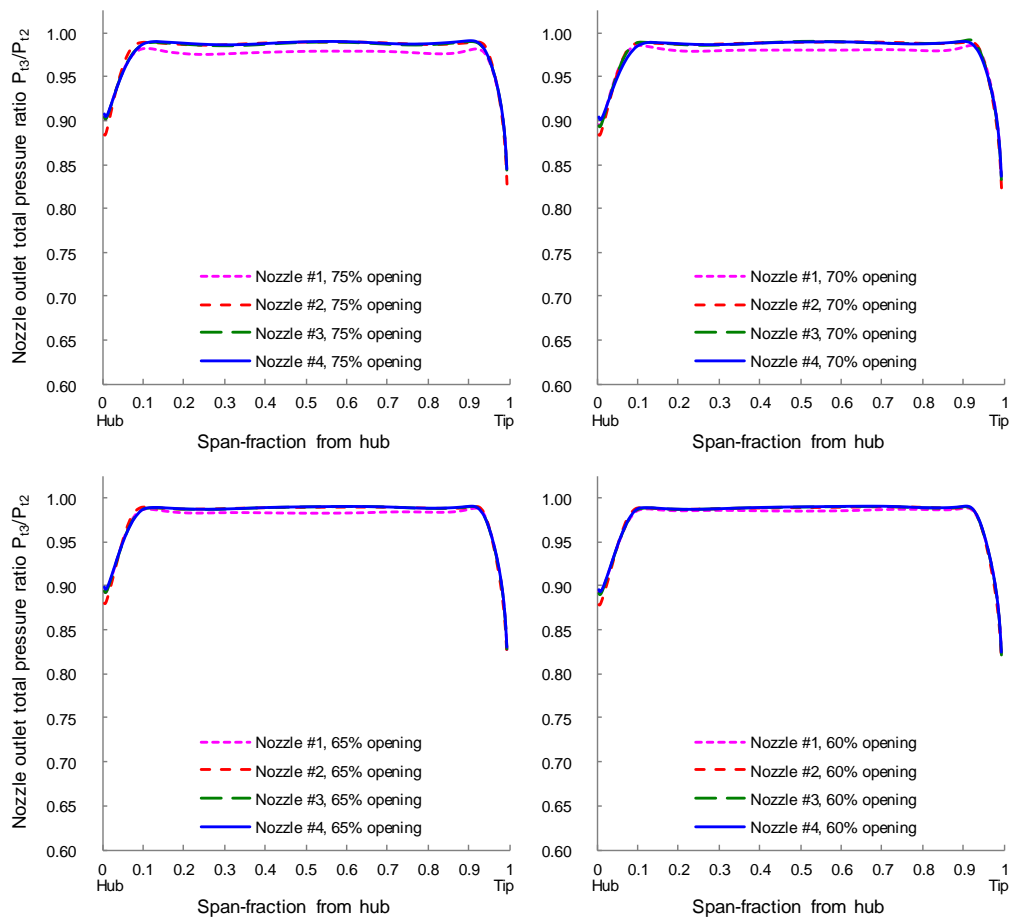


図 2-3-15b. ノズル下流スパン方向全圧分布の比較 (大開度、75~60%開度)

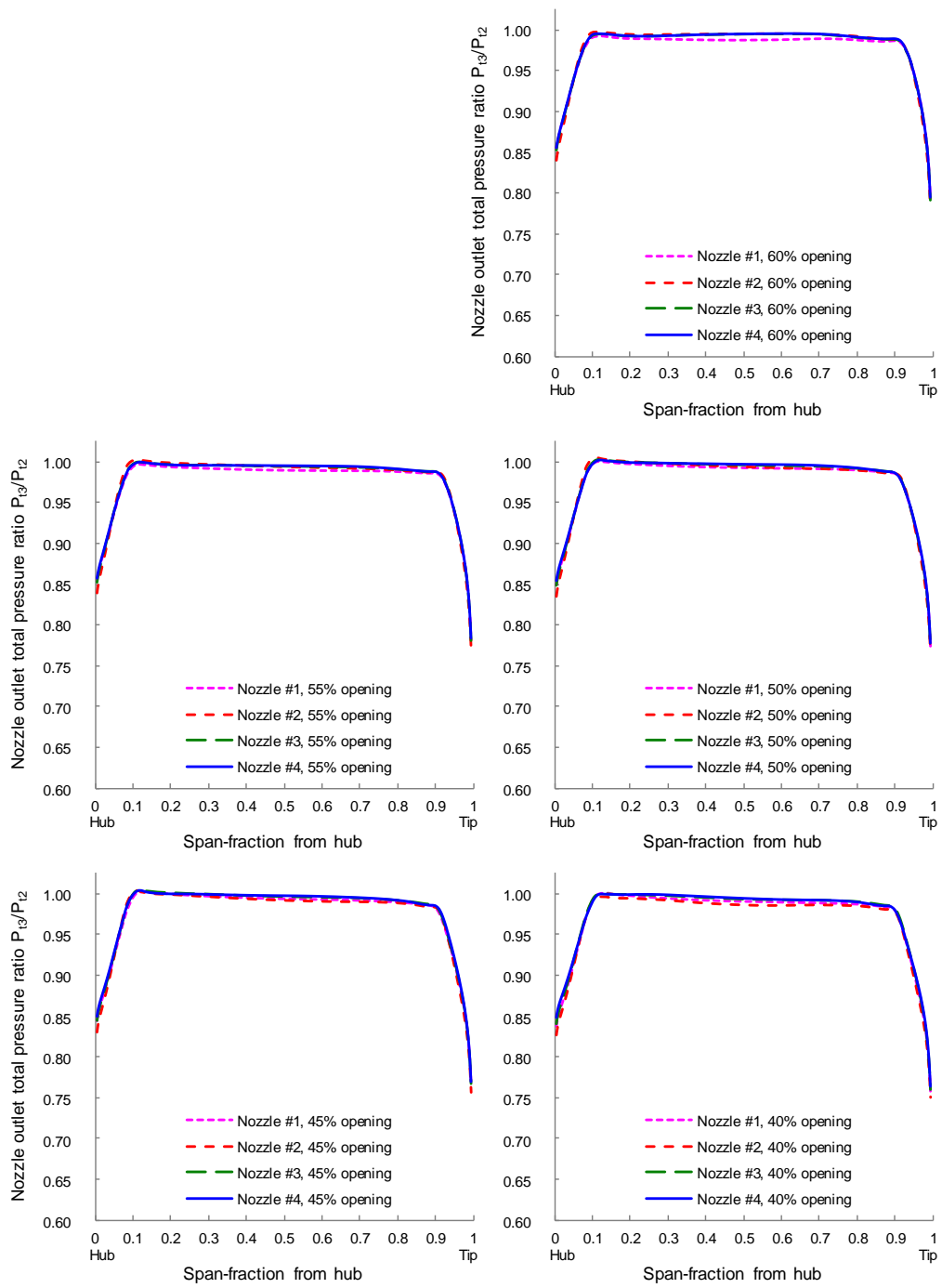


図 2-3-15c. ノズル下流スパン方向全圧分布の比較 (中開度、60~40%開度)

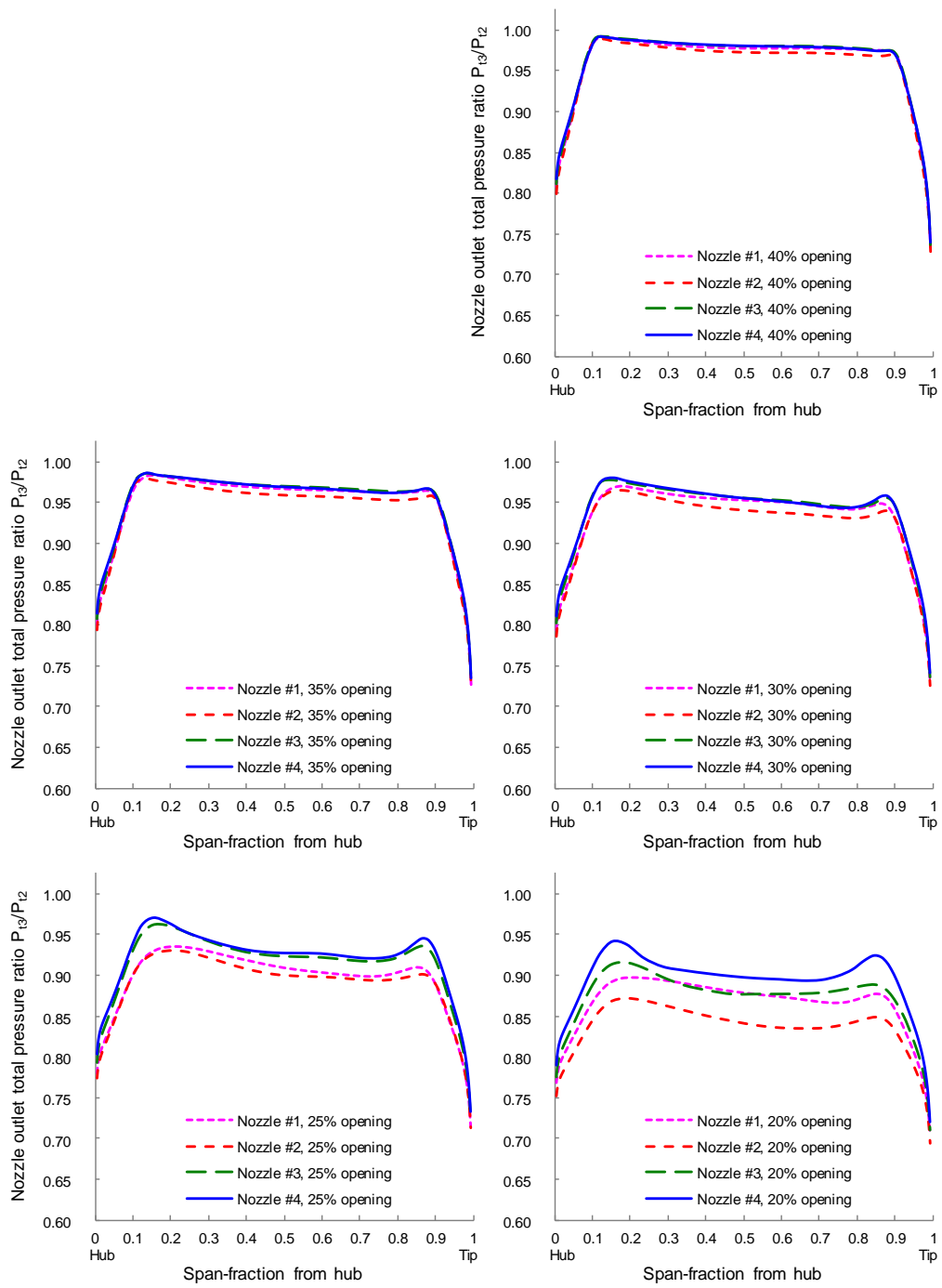


図 2-3-15d. ノズル下流スパン方向全圧分布の比較 (小開度、40~20%開度)

4種のノズルについて、タービン全体性能を比較した結果を図 2-3-13 に示す。横軸はタービン修正流量（Mass flow parameter、以下 *MFP*）を表しており、解析結果の最大値で無次元化されている。*MFP*の定義は以下のとおりである。

$$MFP = \frac{G\sqrt{T_{t,in}}}{P_{t,in}}$$

タービン圧力比 π_t および断熱効率 η_t は、タービン入口出口での圧力および温度より、以下の式にて算出される。なお効率値は修正流量同様、解析結果の最大値で正規化されている。

$$\pi_t = \frac{P_{t,in}}{P_{t,out}}$$

$$\eta_t = \frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{T_{t,in} \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

図 2-3-13 のグラフは上から順に、断熱効率 η_t 、速度比 U/C_0 および圧力比 π_t を示している。速度比 U/C_0 の定義を以下に示す。

$$U = \omega R_3 = \frac{2\pi N_t}{60} R_3$$

$$\frac{C_0^2}{2} = CpT_{t,in} \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)$$

$$C_0 = \sqrt{2CpT_{t,in} \left(1 - \pi_t^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}\right)}$$

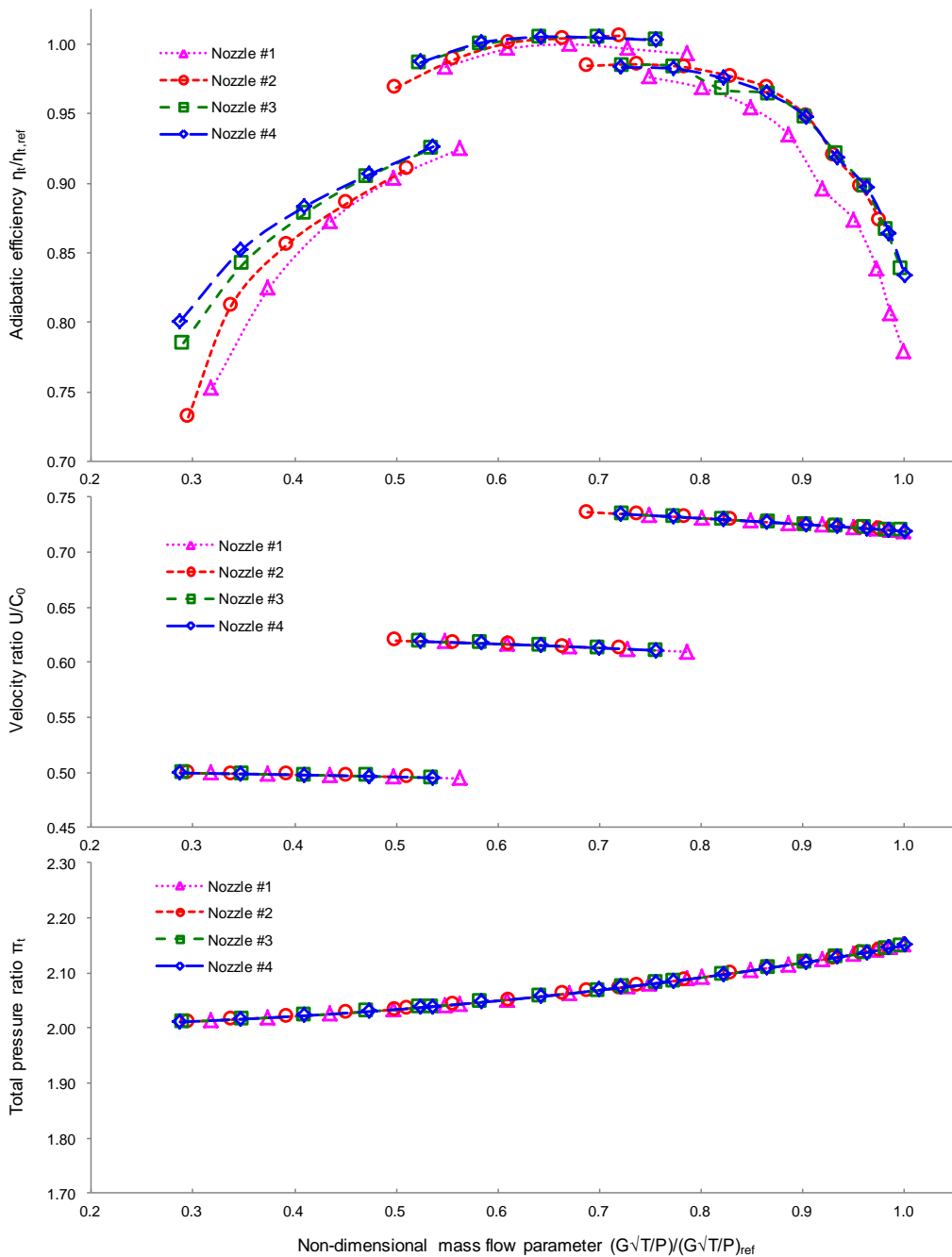


図 2-3-13. タービン全体性能の比較

本検討では、タービン圧力比、回転数を同じとしているので、 U/C および π_t は完全に一致する。4種のノズルの効率の差異として、大開度側でノズル#1のみ他より2~3%低い結果となっている。これは前述のとおり、ベーン前縁での迎え角過大に伴う背側の大規模剥離によるものである。中開度にて4種で顕著な効率差はないが、小開度ではノズル#1、#2、#3、#4の順に効率が改善する傾向にあり、その差は7~8%

に達する。これらの差異をタービンの構成要素別に評価した結果を図 2-3-14 に示す。上から順に、スクロール効率 η_{scr} 、ノズル効率 η_{nzl} 、タービン翼車効率 η_{rot} で、それぞれの定義は以下のとおりである。なお図 2-3-13 同様、各効率値は各々の最大値で正規化されている。

$$\eta_t = \eta_{scr}\eta_{nzl}\eta_{rot}$$

$$\eta_{rot} = \frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{T_{t,in} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{t,rot,in}}{P_{t,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}}$$

$$\eta_{nzl} = \frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{\eta_{rot} T_{t,in} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{t,nzl,in}}{P_{t,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}}$$

$$\eta_{scr} = \frac{T_{t,in} - T_{t,out}}{\eta_{nzl}\eta_{rot} T_{t,in} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{t,in}}{P_{t,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}}$$

図 2-3-14 より、スクロール効率 η_{scr} は 1 次元計算による損失予測であるため、下流のノズル、タービン翼車の影響を受けず同一である。最もタービン全体効率に直接的な影響を及ぼしているのはノズル効率 η_{nzl} である。タービン翼車効率 η_{rot} は大開度および小開度にて、ノズル違いで 1~2% の変化が現れており、ノズル下流の分布の影響を受けた結果であると推察される。

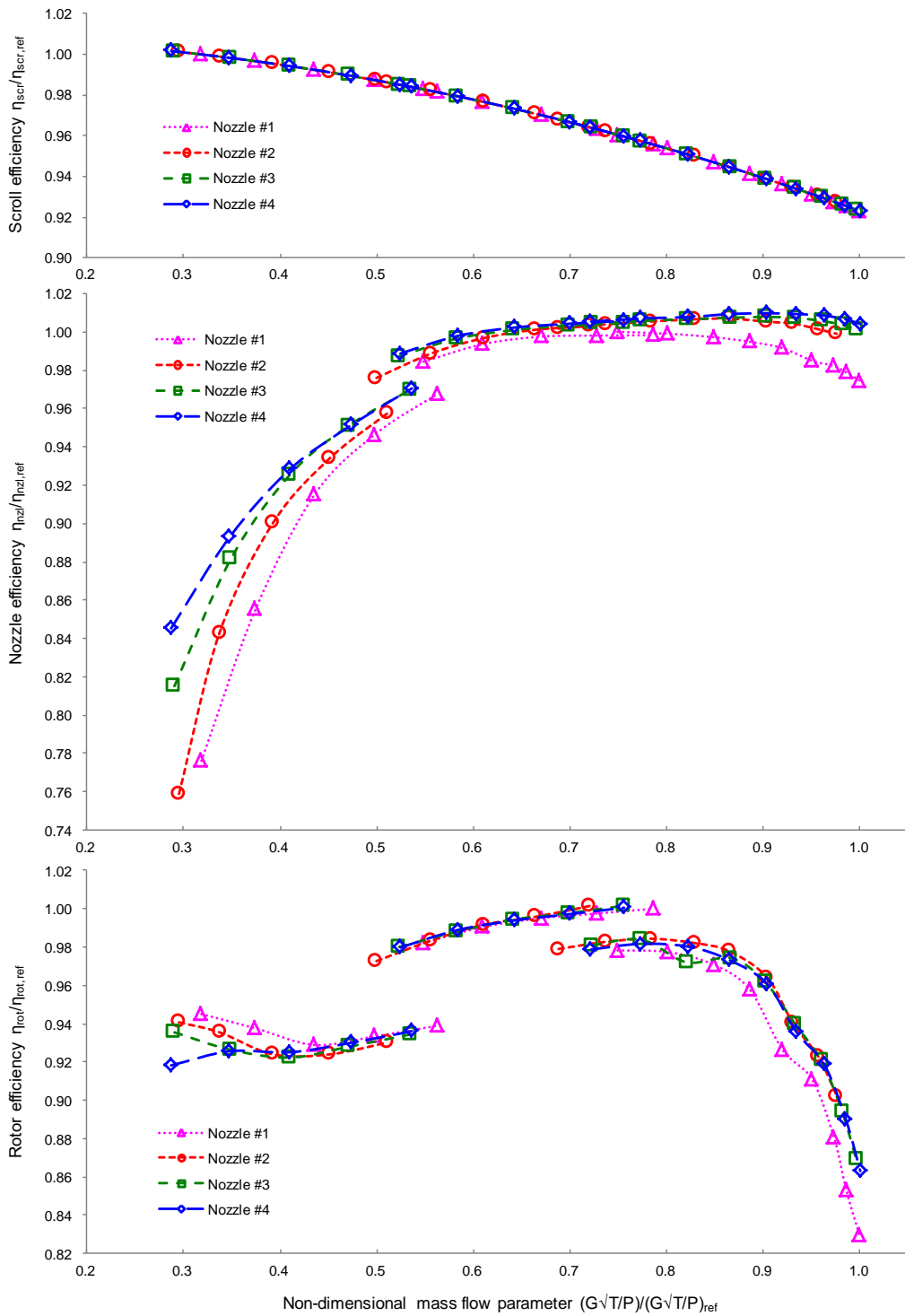


図 2-3-14. タービン構成要素効率の比較

各ノズルの全圧損失係数を比較した結果を図 2-3-15 に示す。横軸は最大値で正規化したノズル流路幅 W_{th} を、縦軸はノズル部での全圧低下をノズル下流の動圧で無次元化した全圧損失係数 ξ_{nzl} を示している。ノズル#1、#2 においてノズルを閉じるに従い損失係数が増大する傾向が顕著であるが、ノズル#3、#4 では損失の増加が緩和されている。これは前述のノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} および流路長さ比 L/W_{th} の違いにより、ノズル#1、#2 では流れを増速させる際に十分な流路長さ L を確保できず急加速により損失が増大する一方で、ノズル#3、#4 ではノズル#1、#2 に比べて急加速が緩和され損失が低減されているためである。また大開度においてノズル#1 のみ他のノズルより損失が増加する傾向にあるが、これはノズル大開度でスクロールから流入する流れに対するベーン前縁の迎え角過大によりベーン背側で流れが剥離しているためである。図 2-2-11 より 100%開度におけるベーン前縁角度はノズル#1 がノズル#3 および#4 より 10 度大きく、ノズル#2 はノズル#3 および#4 よりもさらに 10 度大きくなっており、ベーン前縁での迎え角がより低減される方向であるが、ノズル#2、#3、#4 で全圧損失係数自体に大きな変化はなく、前述のようにノズル#1 と#3、#4 の間に迎え角の限界値が存在することを示している。

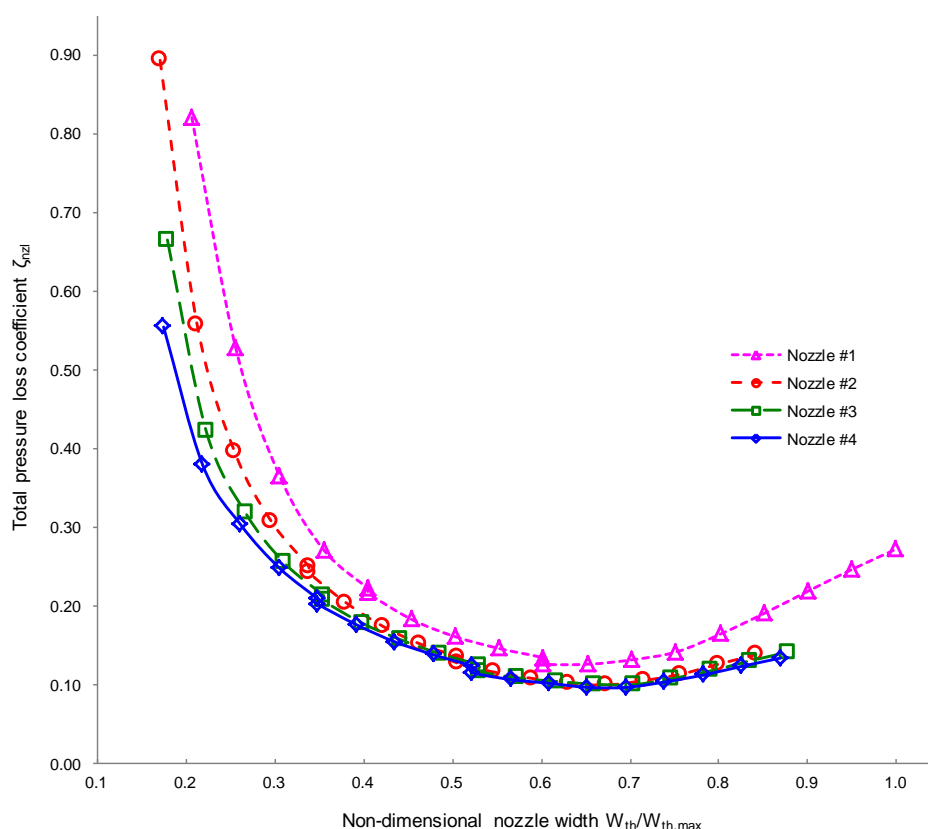


図 2-3-15. ノズル全圧損失係数の比較

CFD 解析結果に基づき、ノズルベーンおよびノズル流路の主要形状から、全圧損失係数 ζ_{nzl} を簡易に予測する手法を構築した。詳細については付録 B を参照のこと。簡易予測により算出した全圧損失係数 ζ_{nzl} を CFD 解析と比較した結果を図 2-3-16 に示す。簡易予測では、ノズル全体の全圧損失がノズル前縁での迎え角とノズル流路での急縮小および壁面摩擦の 3 つの損失の和で表されると仮定している。比較の結果、簡易予測は CFD 解析と定性的、定量的に良い一致を示しており、簡易予測のモデル化が適切であること、また上記の損失要因が支配的であることがわかる。

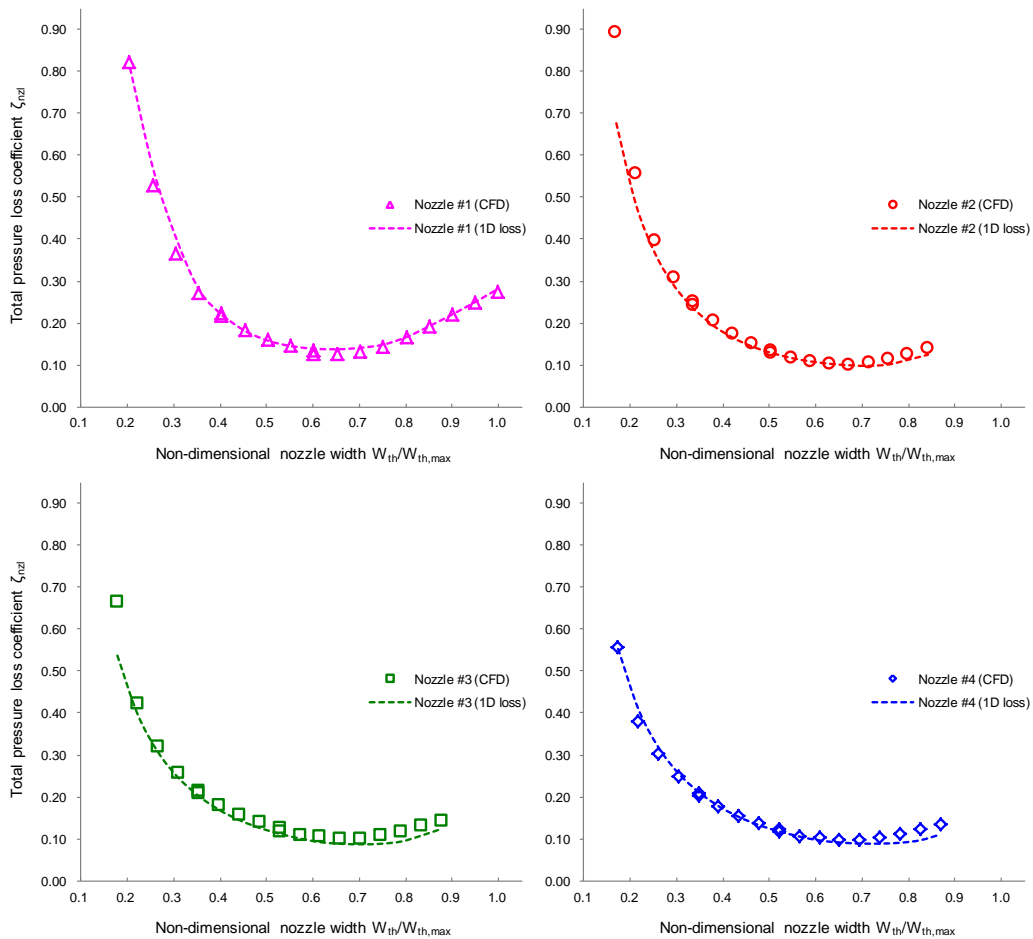


図 2-3-16. ノズル全圧損失係数の簡易予測結果

以上、ノズル#1、#2、#3、#4 のノズル開度違いでの CFD 解析結果について述べた。次節では、本結果の妥当性を確認するためのタービン性能試験の詳細について述べる。

2.4 性能試験

前節で考察した CFD 解析結果の妥当性を評価するため、要素試験機を用いてタービン性能試験を行なった。図 2-4-1 に試験機の断面図を、図 2-4-2 に試験機の外観を示す。要素試験機は IHI 製の商用車向け大型車両過給機を流用しており、乗用車向け RHV4 型過給機のスケールアップモデルとなっている。タービン翼車の外径は約 62mm で、翼枚数は CFD 解析と同じでタービン翼車 9 枚、ノズルベーン 11 枚である。

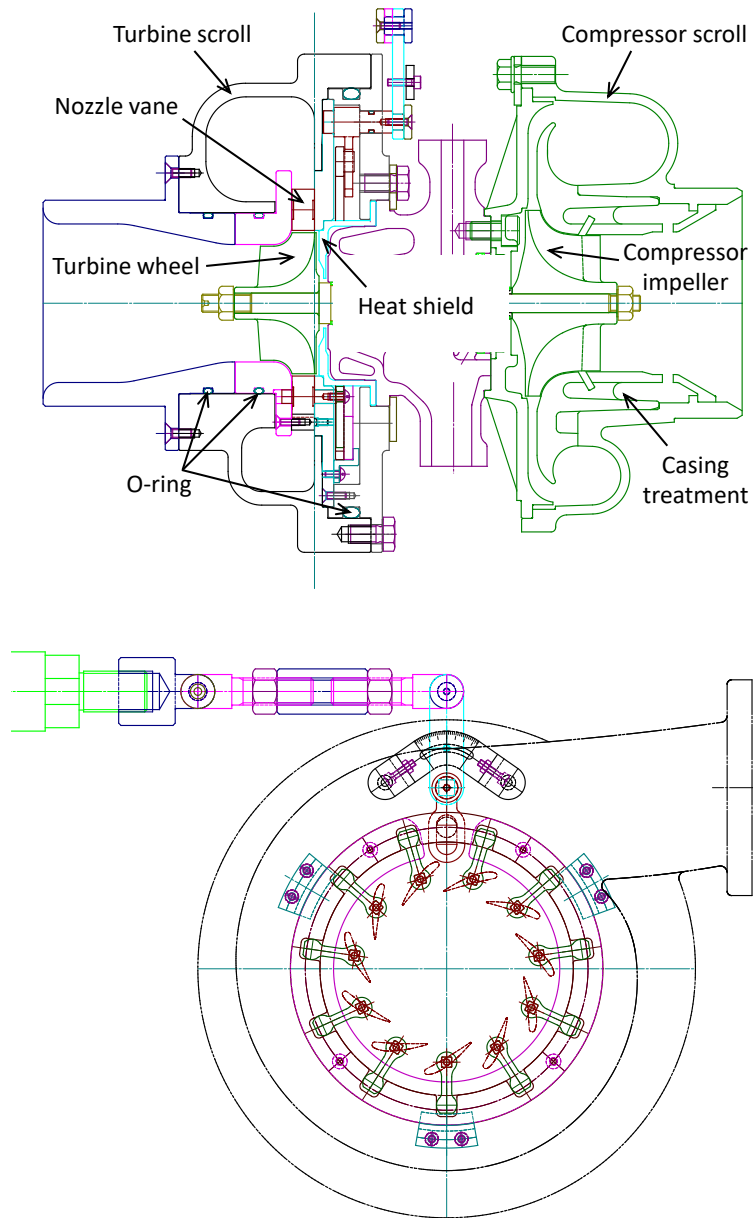


図 2-4-1. 要素性能試験機断面図



図 2-4-2. 要素性能試験機外観

性能試験には同一のスクロールおよびタービン翼車を用いて、ノズル#1、#2、#3、#4 とそれに対応したリンク機構に組み替えることで、ノズル違いによる影響を抽出している。図 2-4-3 にリンク機構の計画図を、図 2-4-4 に実際のリンク機構の写真を示す。ノズルベーンはハブとシュラウドの 2 つのプレートに空いた穴に自身の回転軸を挿入する形で支持されている。ハブ側の回転軸はダルマ型の形状をしたノズルリンクプレートと円形状のノズルリングを介して、ドライブレバーとその先のアクチュエータロッドに繋がっている。リンク機構はオリエンタルモーター製の汎用の電動アクチュエータにて駆動、保持される。全開、全閉位置は電動アクチュエータのコントローラにてソフトウェア的に設定することが可能であるが、万が一制御不能に陥った場合でもノズルベーンとタービン翼車が接触しないようドライブレバーにハードウェア的に開度制限を掛けられるよう工夫している。ノズルベーン端部とハブ、シュラウドプレートとのクリアランスは、流路高さに対するクリアランスの比が CFD 解析と同等になるよう計画した。ハブ、シュラウドプレートは周方向に不等配置された 3 本のクリアランスコントロールピン（以下、CC ピン）で結合されており、CC ピンの高さでハブ、シュラウドプレート間距離すなわちノズルベーン端部のクリアランスが調整される。

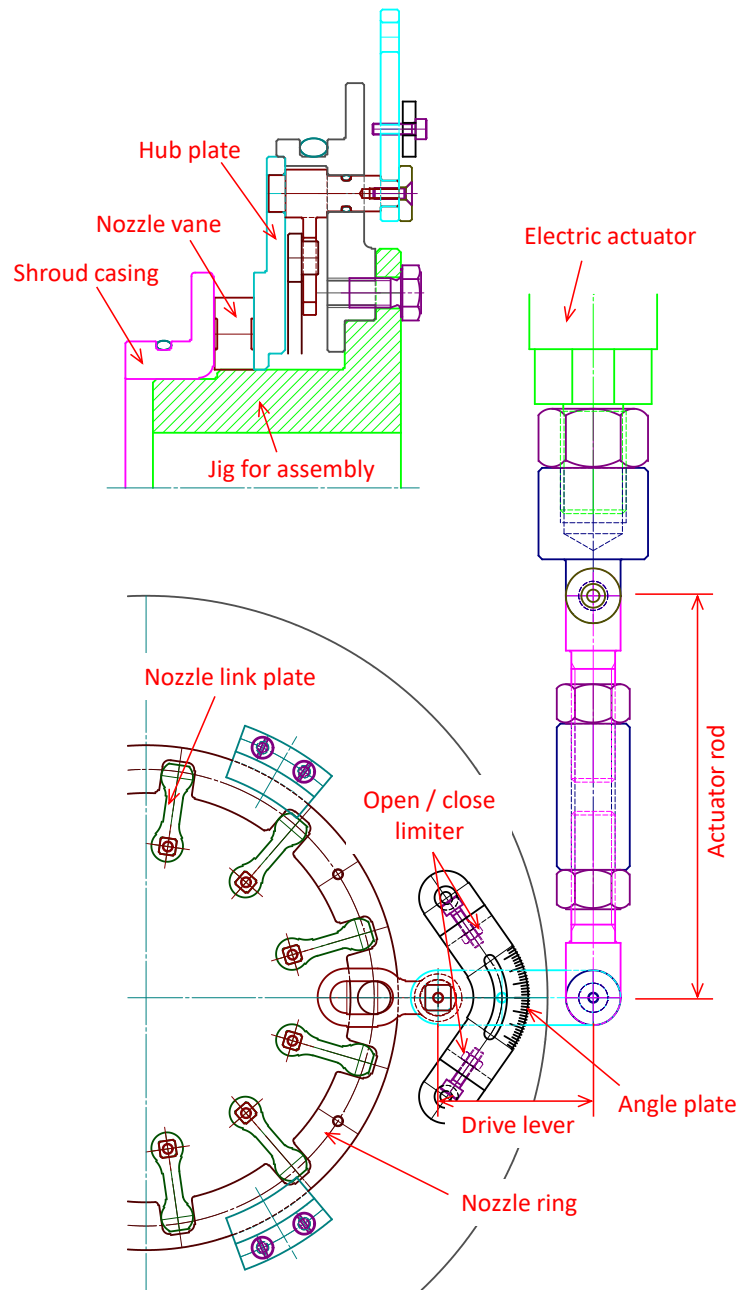


図 2-4-3. 可変ノズルリンク機構計画図

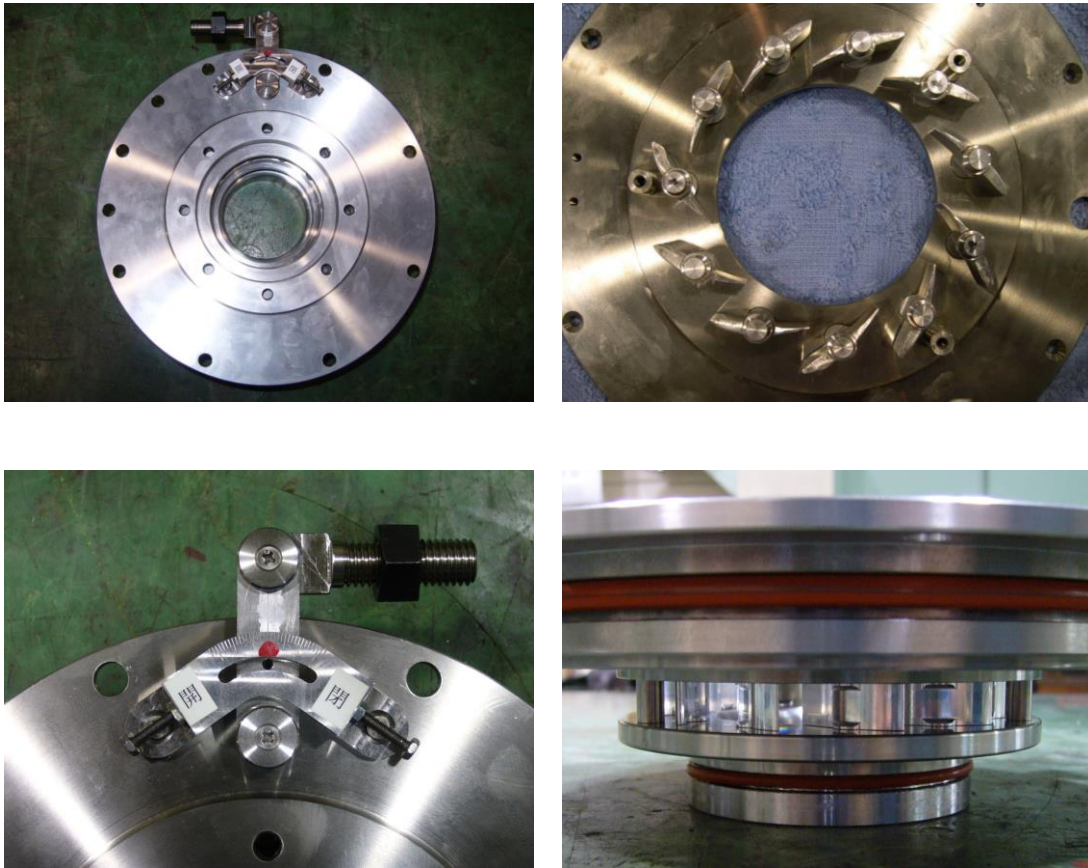


図 2-4-4. 可変ノズルリンク機構外観

性能試験に用いた 4 種のノズルベーンを図 2-4-5 に示す。前述のようにノズルベーンはハブ、シュラウドの両方で支持されており、両側に鏢のついた回転軸（スピンドル）を有している。スピンドルは流体力の掛かったノズルベーンを支持するとともに、ベーンが傾くことなくスムーズに回転させる役割を持つ。また端面を鏢形状とすることにより、ハブ、シュラウドプレートの軸穴とノズルベーンの回転軸間隙間からの漏れを抑える役割を担っている。CC ピン、スピンドルともに可変ノズル機構に欠かせない構造部材であるが、双方ともにノズルの主流路に露出しているため、これらがノズル部での損失増加に繋がり、タービン性能に悪影響を及ぼす可能性がある。

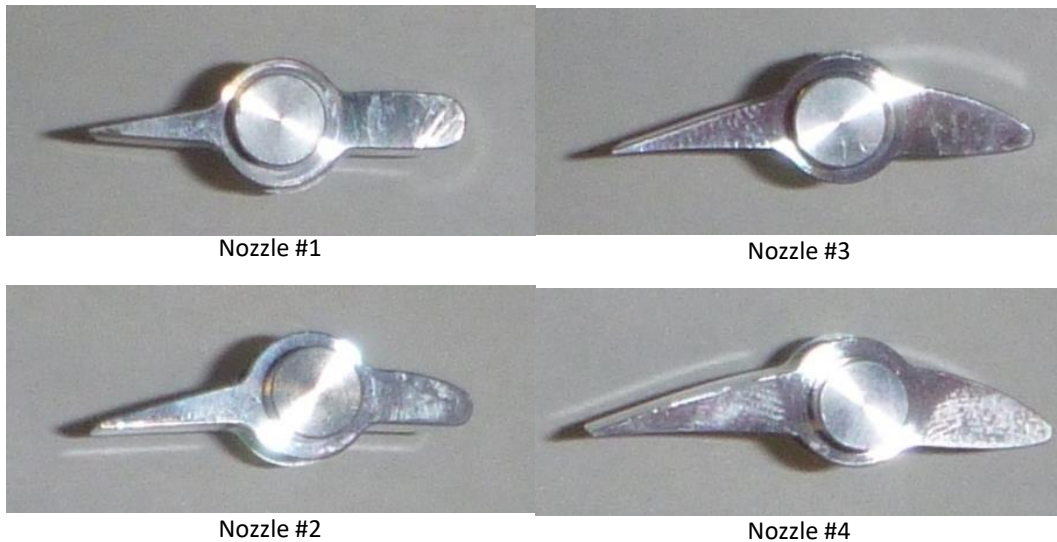


図 2-4-5. ノズルベーン形状の比較

図 2-4-6 にリンク機構の設計例を示す。電動アクチュエータのストローク L_s とノズルベーンの回転角 θ_1 の関係は以下の式にて表される。式中の $L_1 \sim L_4$ 、 $R_1 \sim R_3$ および $\theta_1 \sim \theta_4$ はそれぞれ図 2-4-6 中の各ロッドの長さ、各関節の半径位置および回転角を表している。

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{L_1 \sin \theta_1}{L_1 \cos \theta_1 + R_1}$$

$$\theta_3 = \tan^{-1} \frac{R_2 \sin \theta_2}{R_3 - R_2 \cos \theta_2}$$

$$\theta_4 = \sin^{-1} \frac{L_3 - L_3 \cos \theta_3}{L_4}$$

$$L_s = L_4 - L_4 \cos \theta_4 - L_3 \sin \theta_3$$

上記の関係式より算出したノズル全開全閉位置を参考に、ノズル毎にハードウェア的、ソフトウェア的な開度制限を設定した。前述のようにノズルベーン#1、#2、#3、#4 はそれぞれ異なる回転中心位置を持つが、ノズルリング、ドライブレバーおよびアクチュエータロッド等のリンク機構を流用するため、ダルマ型のノズルリンクプレートの長さで各ノズルの回転中心位置の差異を吸収する設計としている。

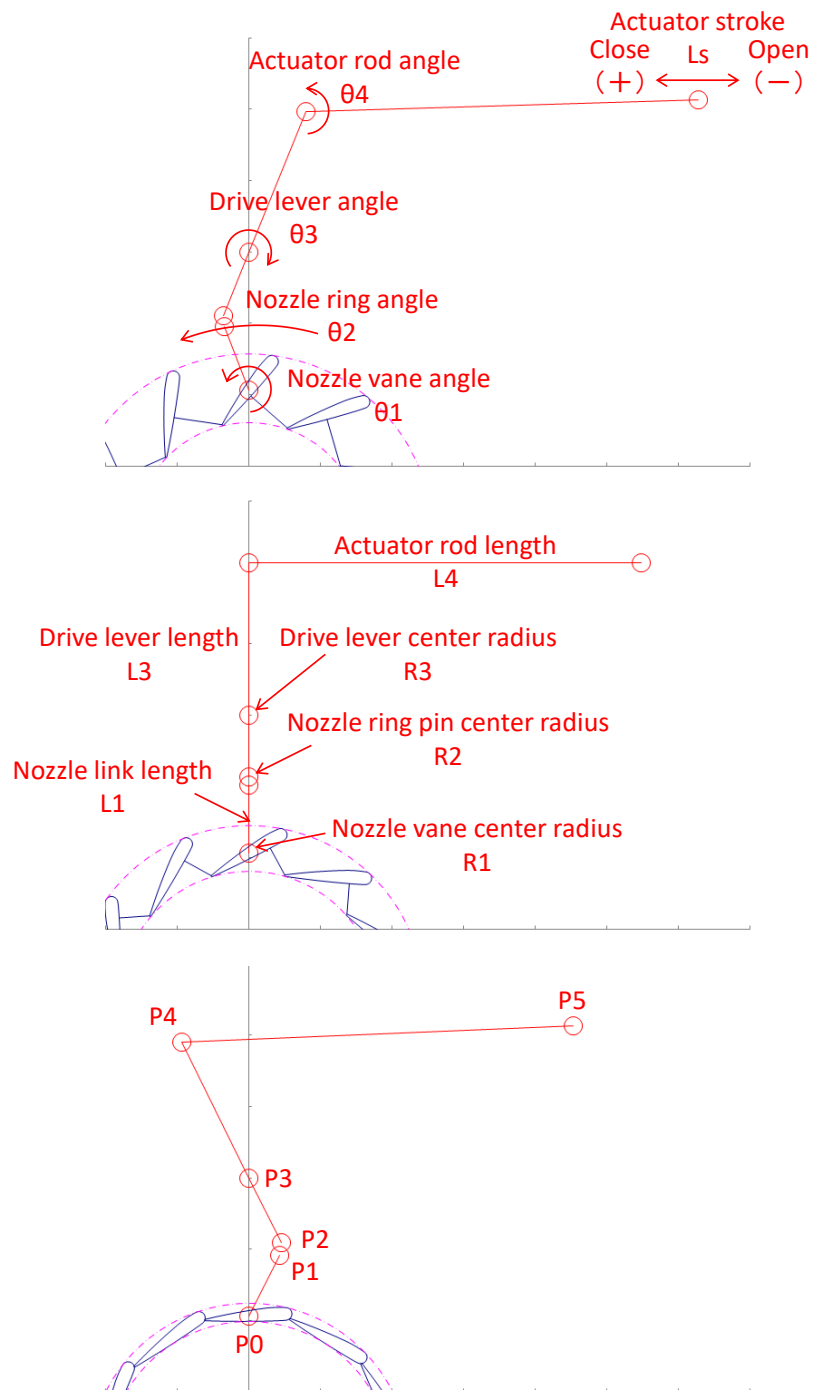


図 2-4-6. 可変ノズルリンク機構設計例 (ノズル#1)

図 2-4-7 に要素試験機の性能試験セルへの搭載状態を示す。タービンは外部の高圧空気源を用い、約 100℃に加熱された圧縮空気を供給することで駆動する。タービンで発生する軸出力は同軸上の圧縮機で吸収し、回転数一定で圧縮機の作動点をチョーク側からサージ近傍まで変化させることで、タービン作動点すなわちタービン圧力比を変化させた性能計測を行なう。タービン効率 η_t は、圧縮機の消費動力 L_c と軸受の機械損失 L_m より算出しており、以下の式にて表される。

$$L_c = G_{air} C_{p,air} (T_{air,out} - T_{air,in})$$

$$L_m = G_{oil} C_{p,oil} (T_{oil,out} - T_{oil,in})$$

$$L_{t,th} = GC_p T_{t,in} \left\{ 1 - \left(\frac{P_{t,in}}{P_{t,out}} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right\}$$

$$\eta_t = \frac{L_c + L_m}{L_{t,th}}$$

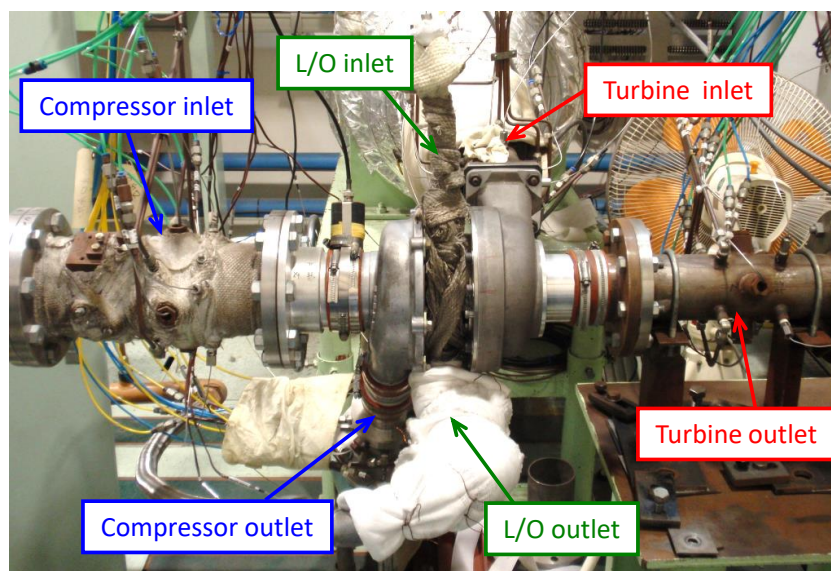


図 2-4-7. 要素性能試験機搭載状態

図 2-4-8 にノズル#1～#4 のタービン要素性能試験結果を示す。本試験では、タービン翼車周速マッハ数 $M_u=0.29\sim 0.69$ の範囲で5～6の回転数についてタービン入口圧すなわち圧力比 π_t を変更している。横軸はタービンの修正流量 $G\sqrt{T}/P$ をノズル#1での最大流量で正規化した値を、効率についてもタービン効率の絶対値をノズル#1での最大効率で正規化した値を示している。#1～#4とも極小開度、小開度、中開度、大開度、最大開度の5つ開度について要素性能計測を行っており、それぞれ修正流量の目標値が0.3、0.4、0.55、0.7付近となるようノズル開度を調整している。最大開度については、ノズルベーン後縁とタービン翼車前縁が機械的に接触しない隙間を確保する開度に保持されており、各ノズルのスロート面積の違いから最大開度での流量は一致しない。本試験では、前述のように商用車用過給機にて同軸上の圧縮機をタービン動力吸収装置として使用している関係で、同一回転数すなわち同一の周速マッハ数 M_u で計測できる圧力比の範囲は、圧縮機の安定作動範囲によって限定される。また前述のノズル開度の変化に伴うタービン流量の増減により圧縮機の消費動力とバランスするタービン圧力比も変化する。具体的にはノズル小開度にてタービン流量が相対的に小さい場合、同じ回転数で同じ圧縮機を駆動するのにより高いタービン圧力比を必要とするが、ノズル大開度ではタービン流量の増加により低いタービン圧力比にて圧縮機の駆動動力を賄うことができる。またノズル小開度ではタービン効率が大幅に落ち込むため、同じ圧縮機の駆動動力を発生させるためにより高い圧力比を必要とし、結果としてノズル#1～#4のどの形態においても、小開度側で同一周速マッハ数 M_u での圧力比が急激に上昇していることがわかる。

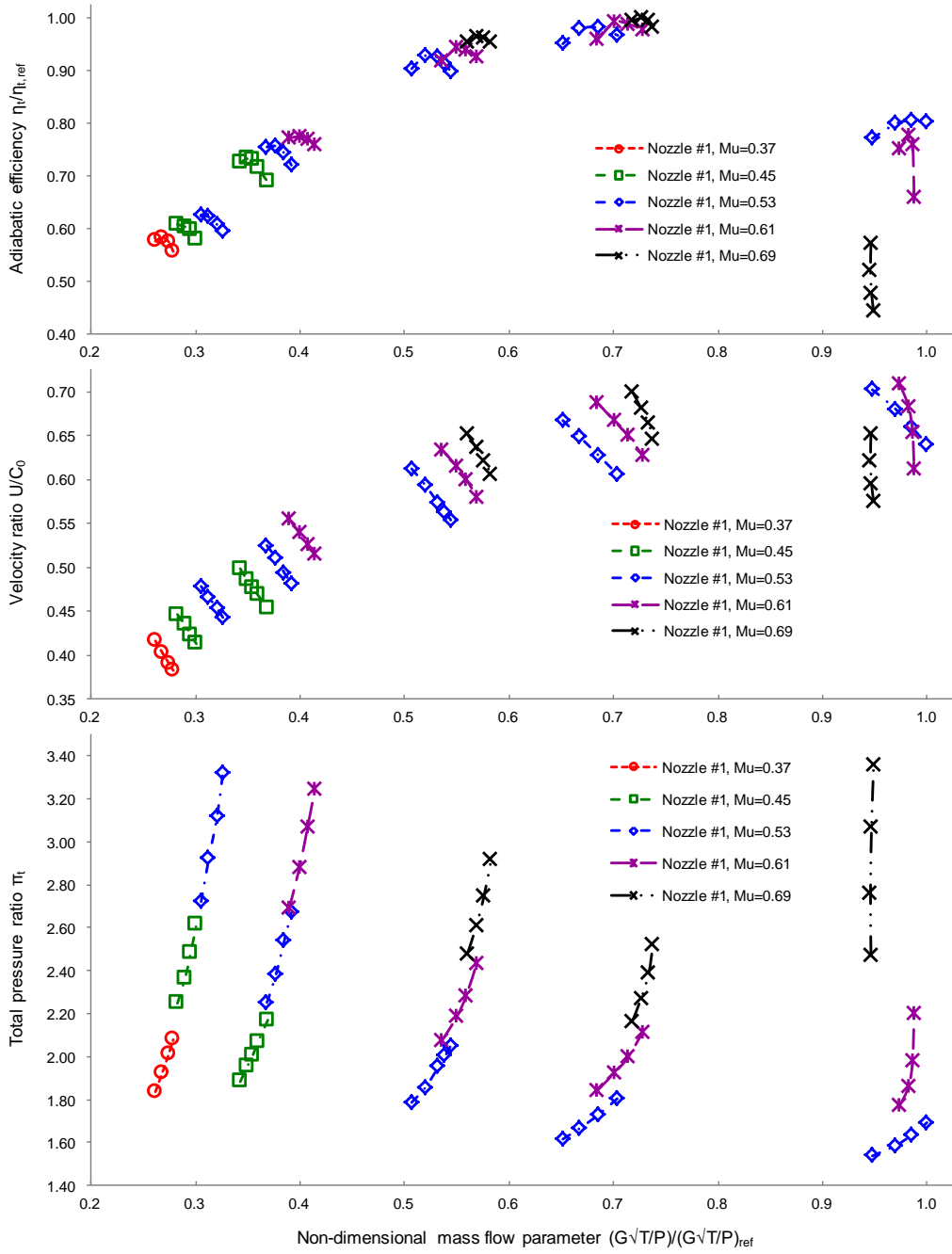


図 2-4-8a. タービン要素性能試験結果 (ノズル#1)

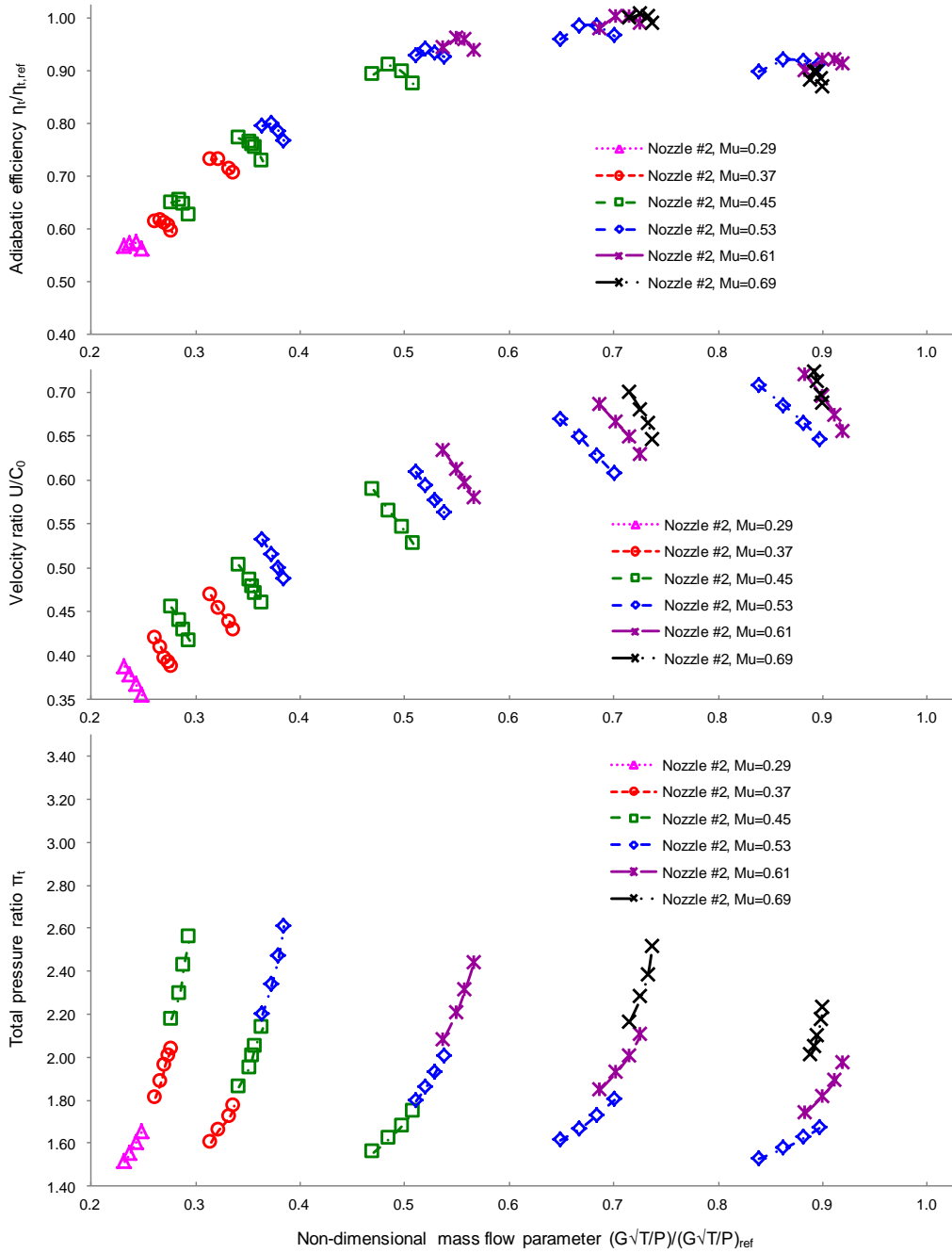


図 2-4-8b. タービン要素性能試験結果 (ノズル#2)

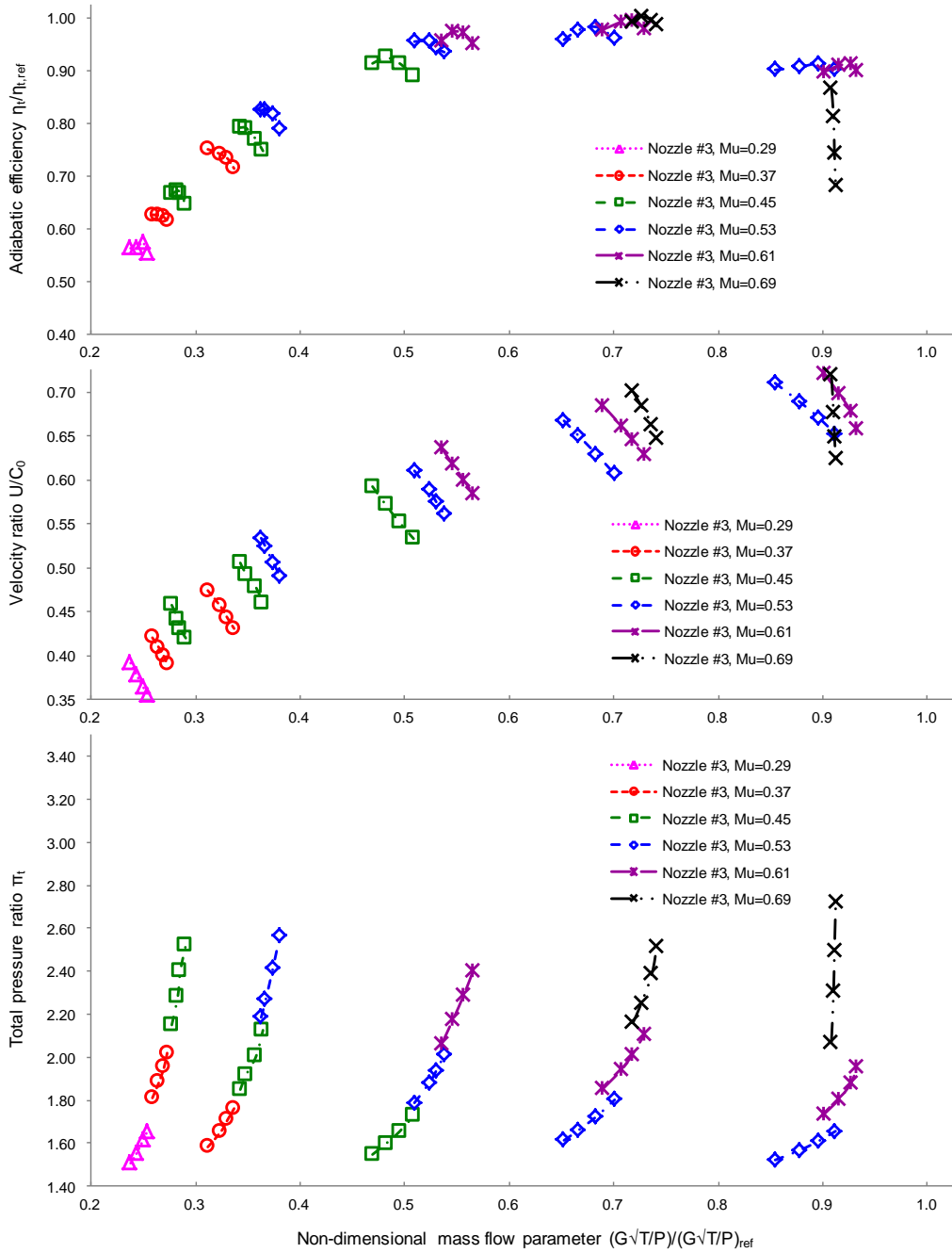


図 2-4-8c. タービン要素性能試験結果 (ノズル#3)

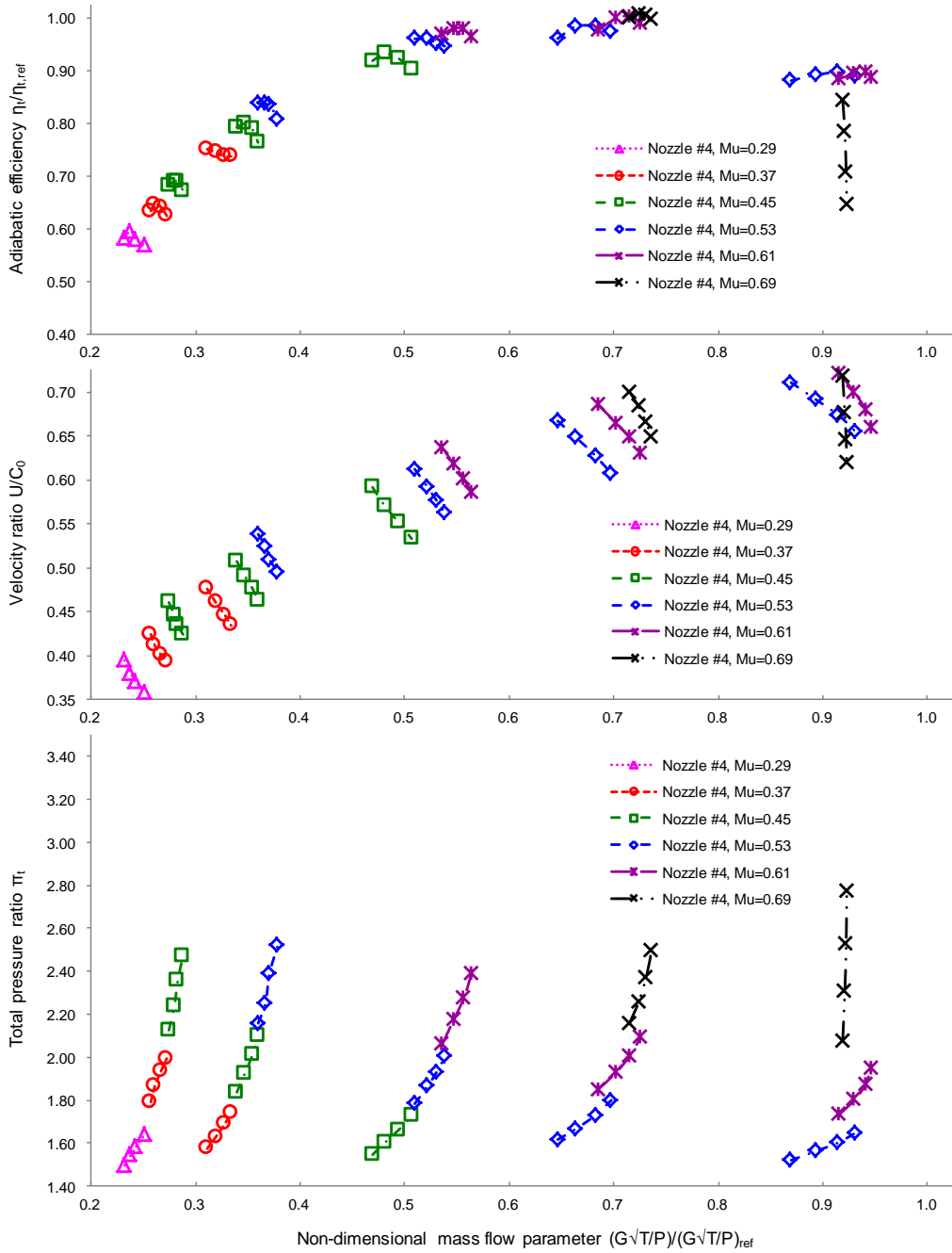


図 2-4-8d. タービン要素性能試験結果 (ノズル#4)

図 2-4-9 にノズル開度違いでのノズル#1～#4 のタービン要素性能試験結果の比較を示す。横軸はタービン圧力比を示し、縦軸は上から順にタービン効率、速度比 U/C_0 およびタービン流量を示す。最大開度を除く極小開度、小開度、中開度、大開度では、各ノズルでタービン流量が一致するようノズル開度を調整しており、また周速マッハ数 M_u も合わせているため、タービン効率の差は同軸上の圧縮機を駆動するのに必要としたタービン圧力比の差となって現れる。図 2-4-9a および図 2-4-9b の極小開度および小開度での要素性能試験結果から、前節での CFD 解析結果のとおり、ノズル#1、#2、#3、#4 の順にタービン効率が向上しており、その差は圧力比 2 付近で 7%、圧力比 2.3 付近では 8~9%と大幅に改善していることがわかる。図 2-4-9c および図 2-4-9d の中開度および大開度での試験結果より、ノズル#1～#4 の優劣は極小開度、小開度と変化はないが、これらの効率差は圧力比 1.9 付近において中開度で 3%、大開度で 2%、圧力比 2.3 付近において中開度で 4%、大開度で 1%以下と極小開度および小開度での効率差に比べて大幅に縮小しており、前節での CFD 解析結果と定性的に一致している。図 2-4-9e の最大開度での試験結果より、タービン流量がノズル#2、#3、#4、#1 の順に増加している一方で、タービン効率はその逆順で低下していることがわかる。前節の CFD 解析結果の考察でも述べたように、最大開度付近ではタービン流量に対してタービン翼車のスロート面積が過小な状態となり、タービン翼車内の流れが閉塞状態に近づきタービン翼車の効率が大幅に低下する。結果として、最大開度ではノズルでの圧力損失の違いに加えて、ノズルを過開にすることによって、より多くの流量をタービン翼車に飲み込ませた結果、タービン効率の大幅な低下に繋がったと考える。

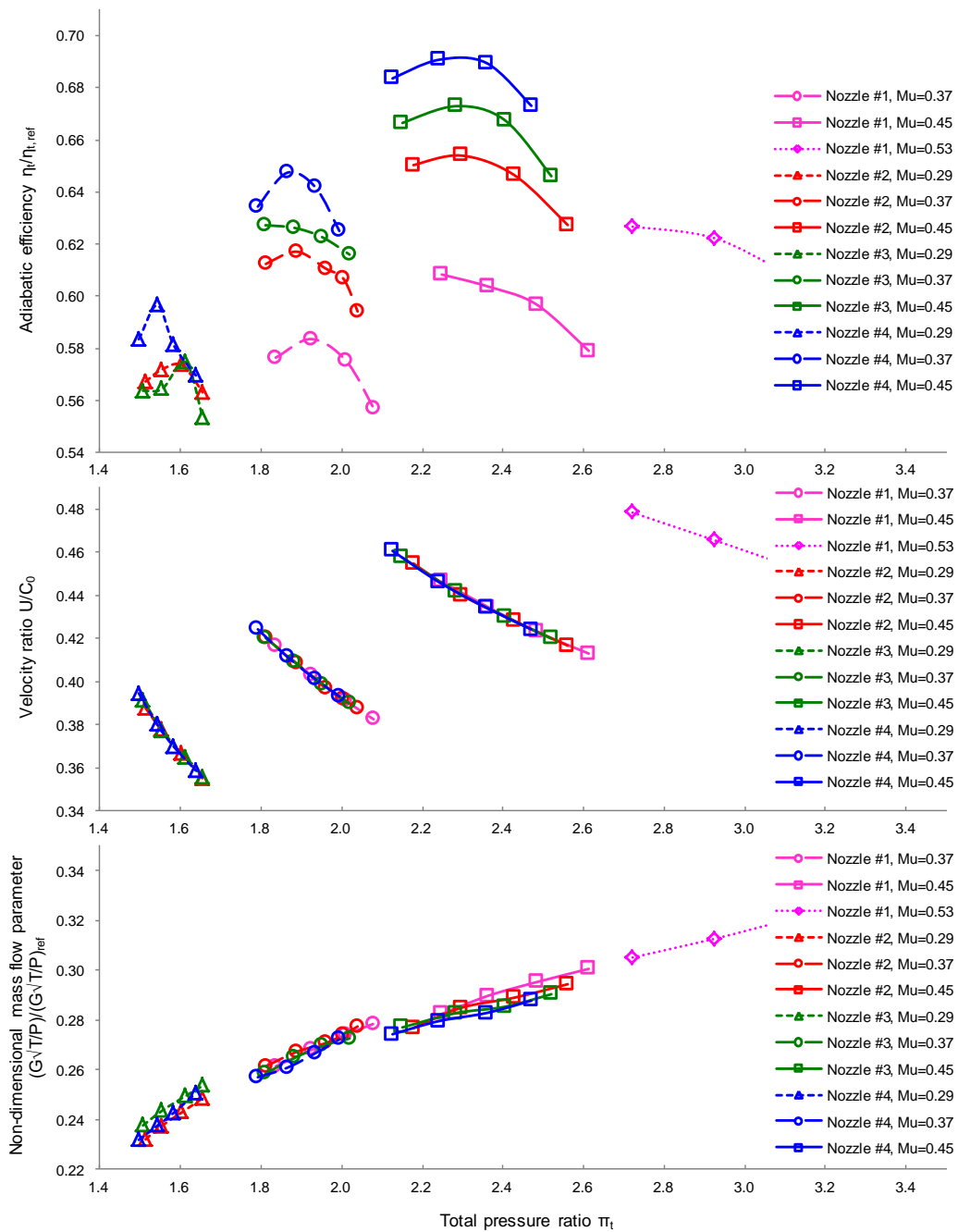


図 2-4-9a. ノズルベーン違いタービン要素性能試験結果の比較 (極小開度)

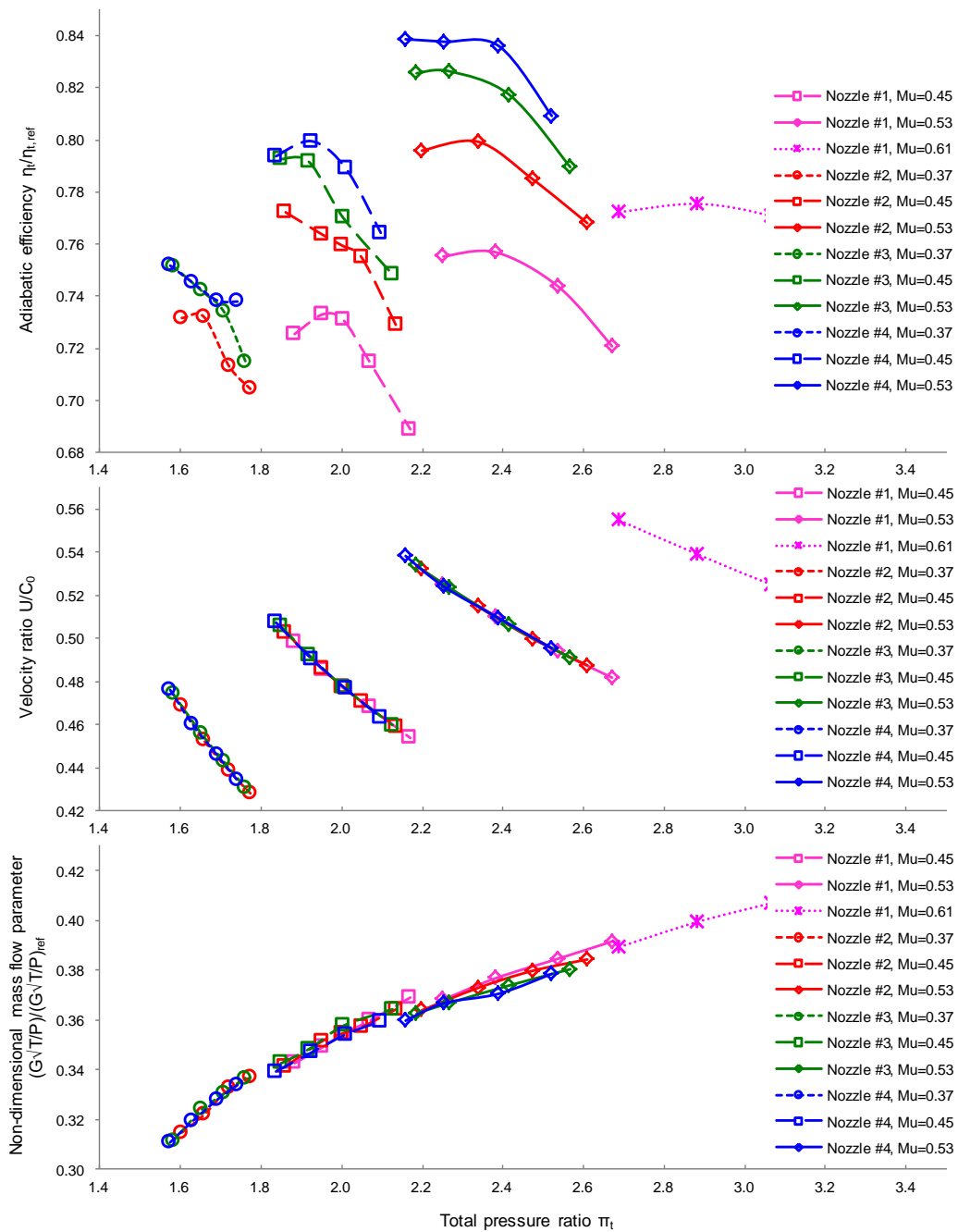


図 2-4-9b. ノズルバースト違いタービン要素性能試験結果の比較 (小開度)

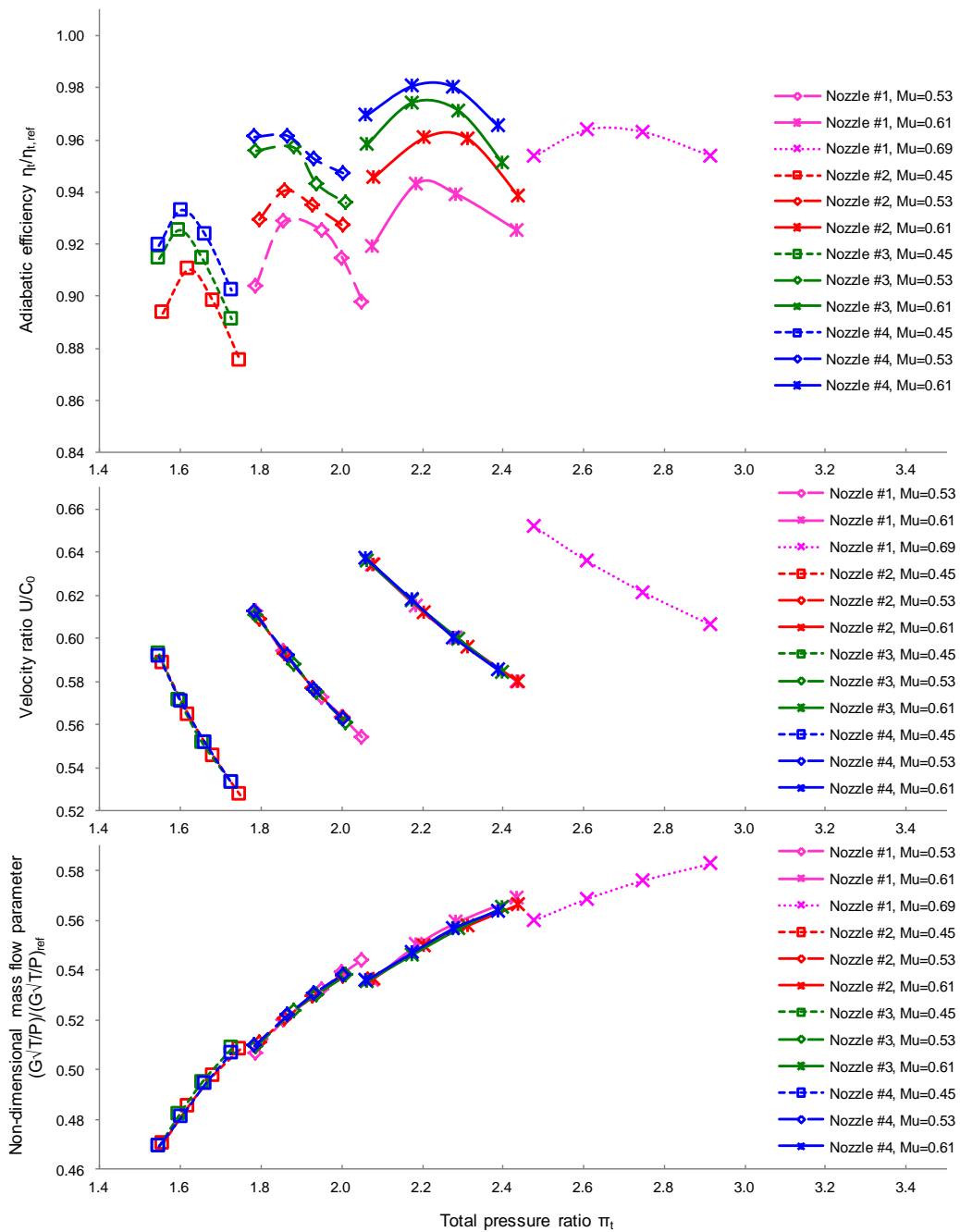


図 2-4-9c. ノズルバースト違いタービン要素性能試験結果の比較 (中開度)

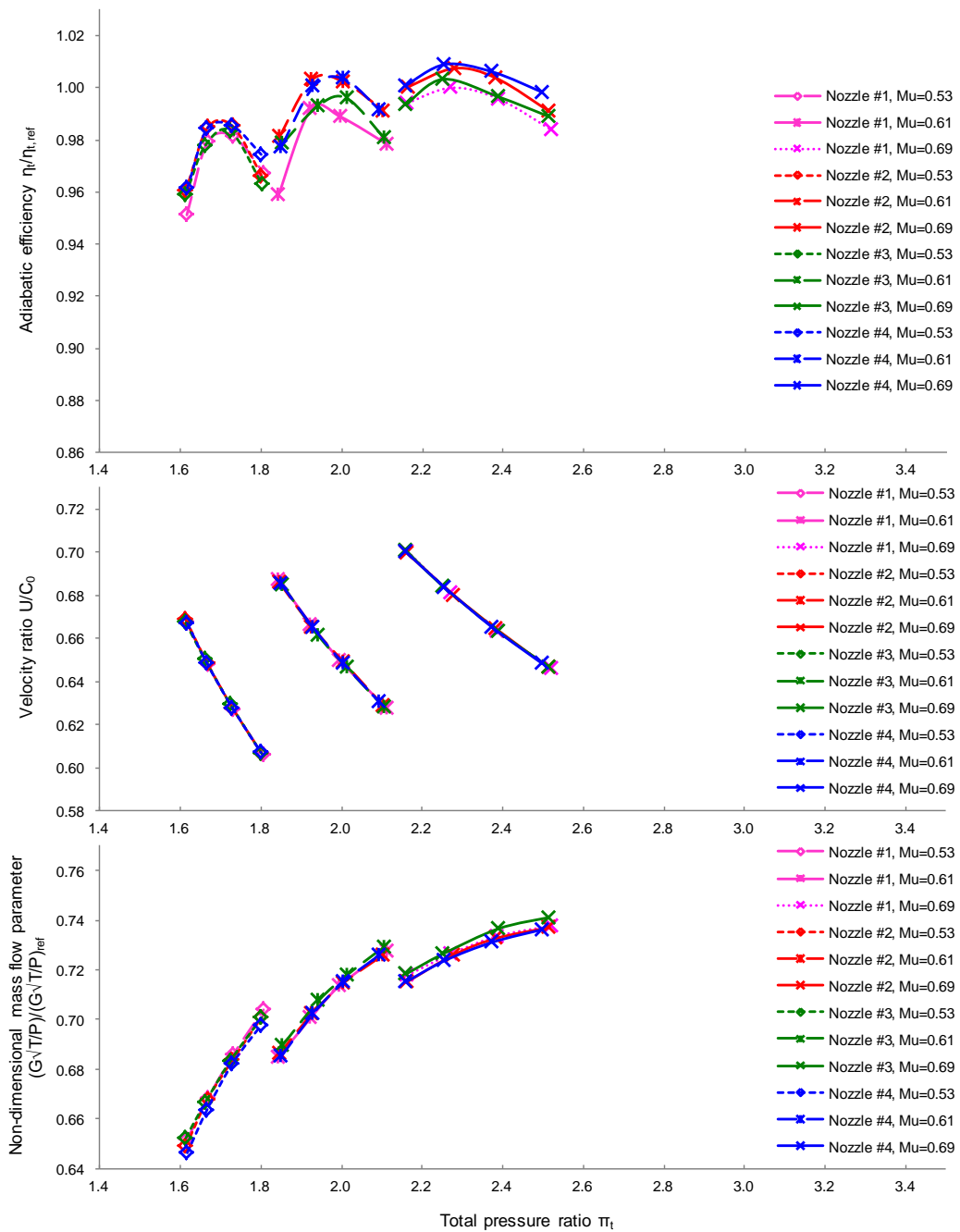


図 2-4-9d. ノズルバース違いタービン要素性能試験結果の比較 (大開度)

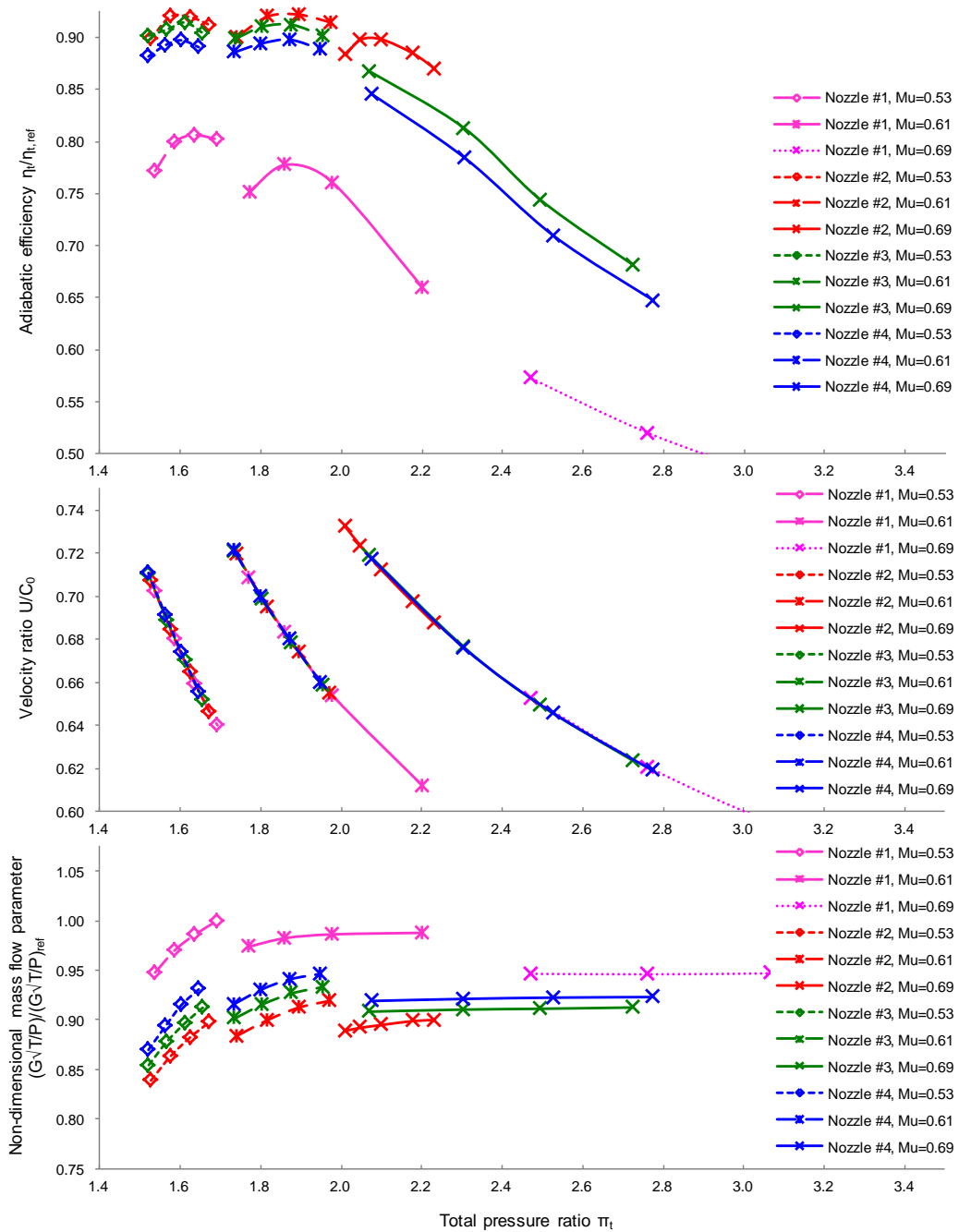


図 2-4-9e. ノズルベーン違いタービン要素性能試験結果の比較 (最大開度)

図 2-4-10 にノズル開度違いでのタービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較を示す。図 2-4-9 と同じく横軸はタービン圧力比、縦軸は上からタービン効率、速度比 U/C_0 およびタービン流量である。なお CFD 解析結果は、要素性能試験結果と等価な比較を行なうため、小開度、中開度、大開度および最大開度の 4 条件について、タービン流量および圧力比が試験結果と一致するようノズル開度を調整した解析を改めて実施した。図 2-4-10a の小開度での比較結果から、要素性能試験ではノズル #1～#4 で前述のように 7% の効率差が観察されているが、CFD 解析では 4% 弱に留まっている。タービン効率の絶対値については、圧力比 2 付近にて要素性能試験では効率 73～79% であるのに対し、CFD 解析は 79～83% と 4～6% 過大に評価する傾向にあり、CFD 解析では考慮されていない損失が要素性能試験に存在すると推察する。図 2-4-10b の中開度での比較においても、ノズル #1～#4 の効率差が要素性能試験では 4% 強であるのに対し CFD 解析では 1% 以下と過小評価しているが、タービン効率の絶対値の乖離は小開度より縮小する傾向である。図 2-4-10c の大開度においては、要素性能試験でのノズル #1～#4 の効率差は 1% 以下、CFD 解析でもほぼ効率差なしとなっており、両者で一致しているといつてよい。図 2-4-10d の最大開度において、各ノズルでのスロート面積が異なることから、ノズル #1～#4 でタービン流量に差が発生しており、結果としてタービン効率に大きな差が発生しているのは前述のとおりである。ノズル #1～#4 のタービン流量および効率の大小は要素性能試験と CFD 解析で定性的に一致しているが、定量的には定量要素性能試験でノズル違い、特にノズル #1 とそれ以外のノズル #2～4 の効率差が 12～14% となっているのに対し、CFD 解析では 6～10% と過小評価する結果となっている。結論として、CFD 解析は要素性能試験でのノズル違いでの優劣をどのノズル開度においても定性的に正しく予測出来ることが確認された。但し、タービン効率の絶対値および各ノズル間の相対的な効率差、特にノズル全閉および全開に近い非設計点での効率差を CFD 解析は過小評価していることが明らかとなった。その要因として、前節での検討に用いた CFD 解析が、要素性能試験機での可変ノズル機構の詳細な形状、具体的にはノズルベーン端部のスピンドルやハブとシュラウドのプレートを支える CC ピン、各可動部品間の隙間の漏れ等に伴う損失の発生を模擬できていないことによるものと考えられる。

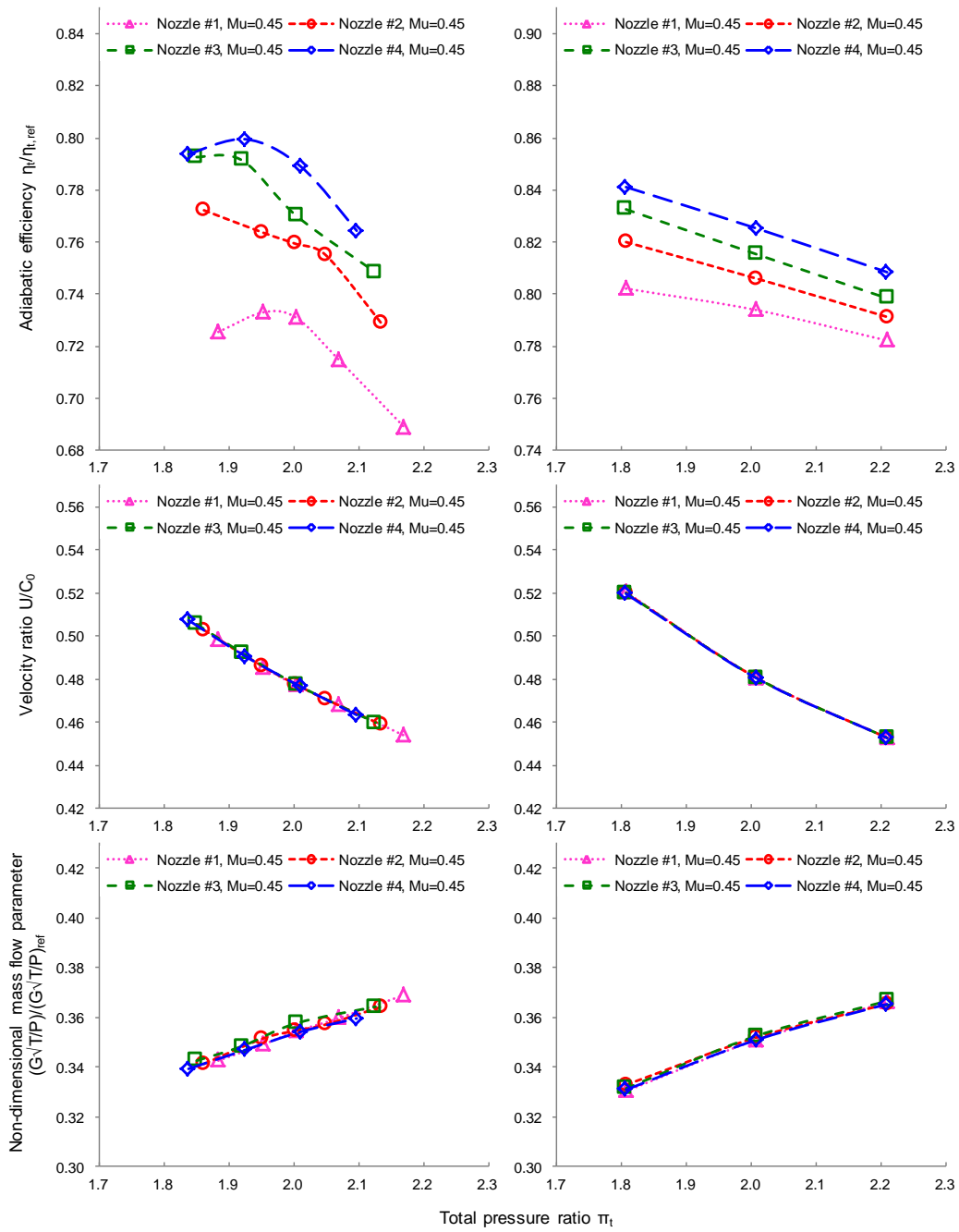


図 2-4-10a. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較 (小開度)

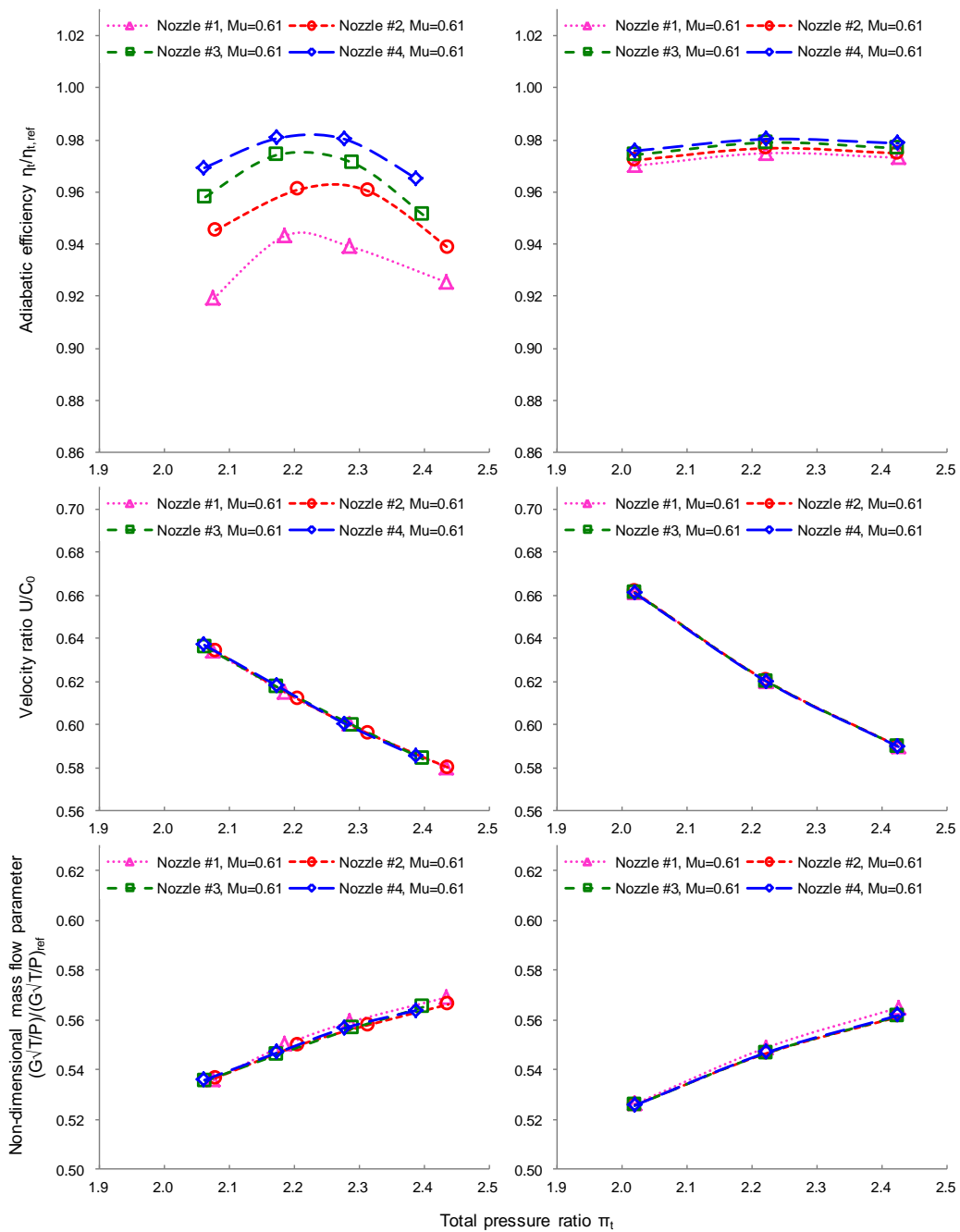


図 2-4-10b. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較 (中開度)

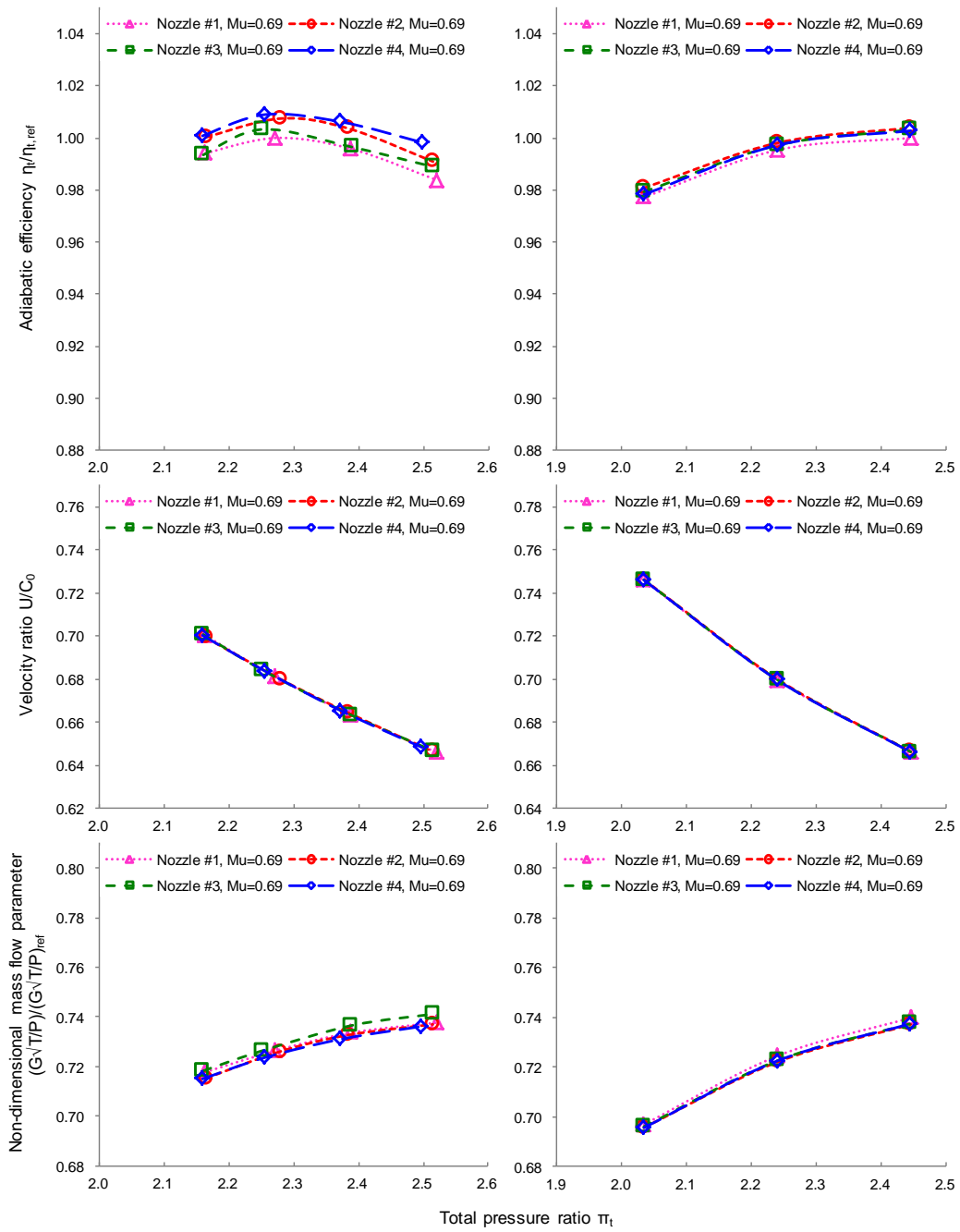


図 2-4-10c. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較 (大開度)

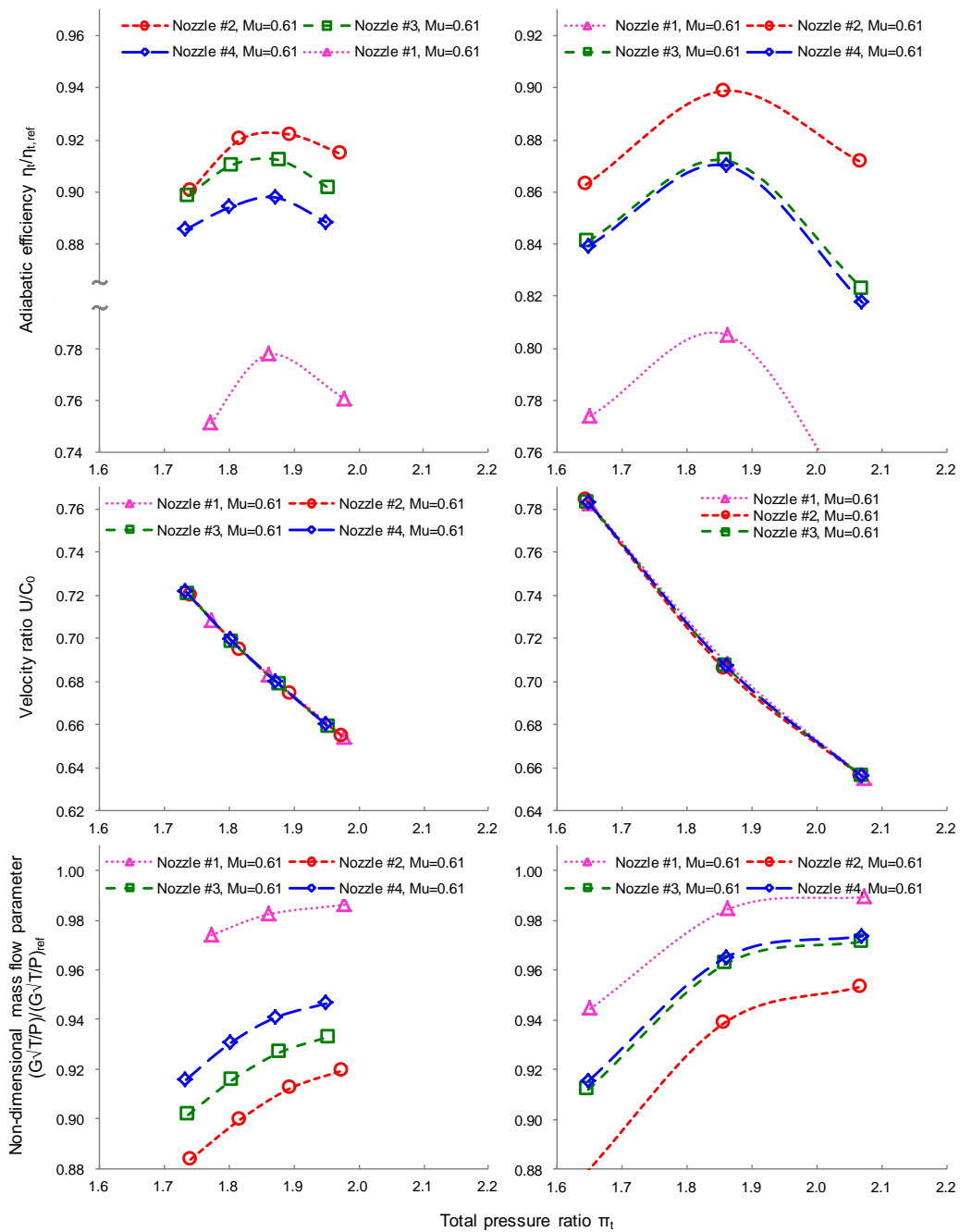


図 2-4-10d. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較 (最大開度)

タービン要素性能試験の結果、ノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} および流路長さ比 L/W_{th} を拡大したノズル#3、#4において、特にノズル小開度でのタービン効率について、大幅な改善が得られることを確認した。この結果に基づき、図2-4-11に示すように、ノズル#3、#4を包括するようノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} および流路長さ比 L/W_{th} の好適な範囲を定義した。

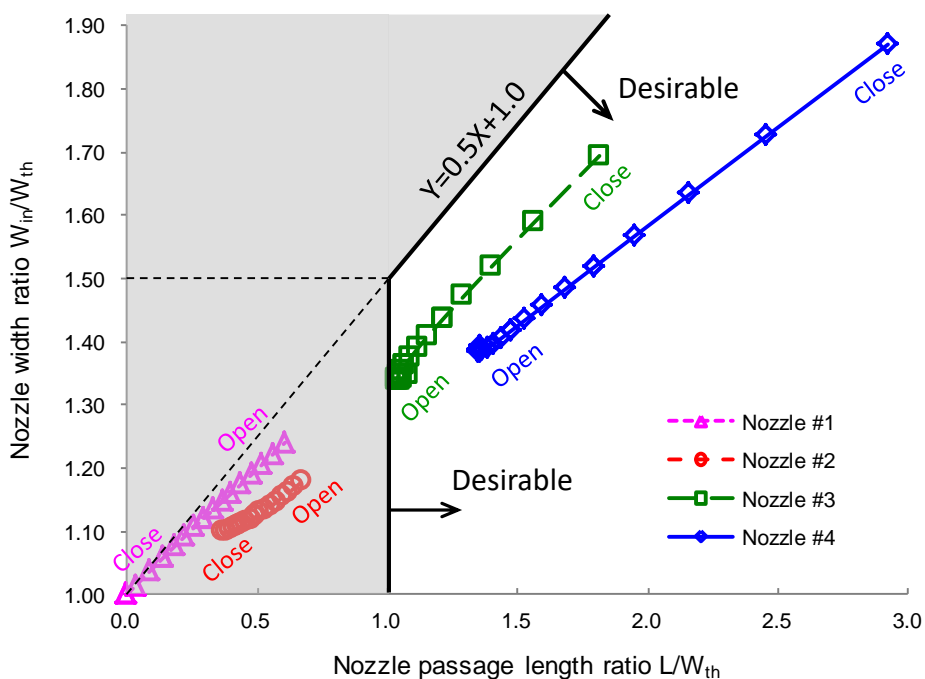


図 2-4-11. 好適なノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} および流路長さ比 L/W_{th} の範囲

2.5 結言

可変ノズルを有す可変容量型タービン性能に対するノズル流路形状の影響を把握するため、ノズル翼間の流路幅 W の分布と流路長さ L 、ベーンの取付角度 α_v を算出する方法を構築し、翼型の異なる4種のノズルベーンについてCFD解析およびタービン要素性能試験を行ない、以下の知見を得た。

- ・ノズル小開度の条件にて、ベーンコード長を拡大し、ノズル出入口での流路幅比 W_{in}/W_{th} と翼間流路長さと出口流路幅の比 L/W_{th} を増加させることにより、ノズル翼間での急加速が緩和され、ノズルでの全圧損失が低減されることがCFD解析で示された。またタービン要素性能試験においても、 W_{in}/W_{th} および L/W_{th} が大きいほどタービン効率 η_t が向上する傾向が示され、可変ノズルを設計する上で上記2つのパラメータを適切に設定することが重要であることがわかった。

- ・ノズル大開度の条件にて、ベーン前縁の取付角度 $\alpha_{v,in}$ が過小すなわちインシデンス角が過大なノズルでは、CFD解析上、ベーン負圧面で流れが剥離し、ノズルでの全圧損失が増加することが示された。タービン要素性能試験でも、インシデンス角の増加に伴い、タービン効率 η_t の大幅な低下が確認されており、適切なインシデンス角を確保するために、ノズル前縁付近でのキャンバーが重要であることがわかった。

第3章 可変ノズル詳細形状がタービン性能に及ぼす影響

3.1 緒言

可変ノズル機構を有した可変容量型タービンは、エンジンの作動条件に合わせてノズルベーンを開閉し、エンジンに適正な過給圧を供給しつつエンジンの背圧を制御する、エンジン出力の向上と低燃費化に欠かせないデバイスである。近年ディーゼル車のみならずガソリン車への可変ノズルタービンの適用が進んでいるが、航空エンジンやガスタービンと異なり、車両過給機は高価な耐熱材料や冷却機構を使用することなく、900℃を超える排ガス温度下においても健全に稼働することが求められる。高温な熱変形状態でも滑らかにノズルベーンを稼働させるために、可変ノズル機構には各部品間にある一定の隙間が設けられているが、漏れ流れの発生により損失が増加することが明らかになっている。また高温による熱変形を抑制するために、いくつかの構造部材が流路に露出しているため、これらによってもタービン性能の低下が危惧されるが、これらの影響を定量的に評価した事例は少ない。

一方、近年のソフトウェア、ハードウェア両面での数値計算技術の進歩により、上記のような詳細形状を考慮した大規模な CFD 解析が研究用途のみならず開発設計用途にも徐々に適用されつつある。

本章では、車両過給機用可変容量タービンにおける隙間や突起などの詳細形状が、タービン空力性能に及ぼす影響を定量的に評価するため、可変ノズル機構の詳細形状を再現した CFD 解析を行ない、前章での要素性能試験と CFD 解析におけるタービン性能の乖離の要因を明らかにすることを目的とする。

3.2 ノズルクリアランス、ストラットおよびスピンドルの影響

本節では前章と同じ乗用車用 RHV4 型過給機について、可変ノズル機構におけるベーン端部の隙間（ノズルクリアランス）と回転軸（スピンドル）、ハブとシュラウドのプレートを支えるストラット（CC ピン）がタービン性能に及ぼす影響について、これらの詳細形状を考慮した CFD 解析を行なう。

解析対象は前章と同じ RHV4 型過給機用可変ノズルタービンで、ノズルベーンおよびタービン翼車の枚数はそれぞれ 11 枚、10 枚であり、ノズルベーンの翼型は前章のノズル#3 を用いている。本検討に用いた CFD 解析モデルの概要を図 3-2-1 に示す。解析領域はタービンスクロール、ノズルベーンおよびタービン翼車とその上下流のダクトを含むタービン全体である。ソルバーとして汎用 CFD コードである Fluent を用いており、有限体積法による圧縮性粘性計算^[36, 37]である。静止領域であるノズル流路と回転領域であるタービン翼車の流路の間に存在する動静翼境界には、Fluent に実装されている multi-rotating reference frames^[38]の機能を用い、回転領域と静止領域の相対的な位置は変化しないが、境界面での流速、圧力および温度の周方向およびスパン方向分布を考慮する frozen-rotor の仮定を適用し、定常にて解析を行なっている。frozen-rotor における動翼位置の違いの影響については付録 C を参照のこと。

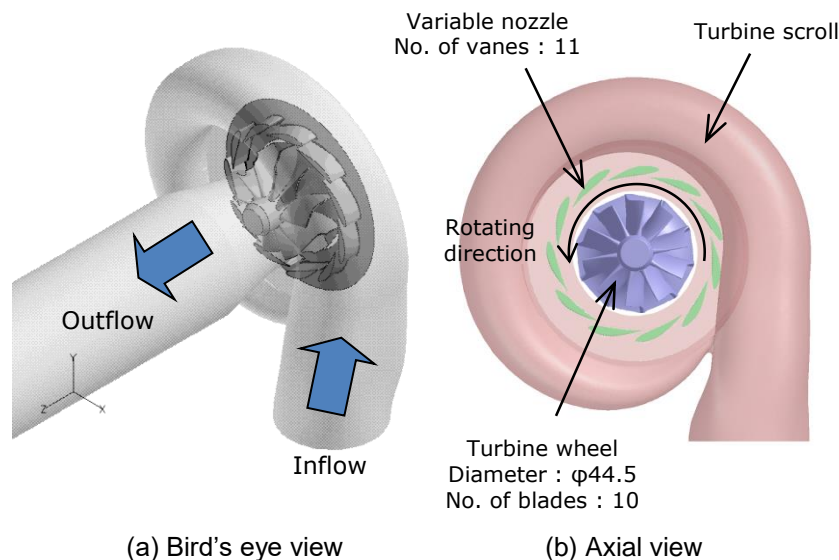


図 3-2-1. タービン全体 CFD 解析モデル

乱流粘性の評価には、Fluent に実装されている $k-\epsilon$ Realizable 2 方程式モデル^[39, 40]を適用し、壁面近傍の粘性底層でのせん断応力の評価には同じく Fluent の Enhanced Wall Treatment^[41, 42, 43]と呼ばれる壁関数を用いている。

表 3-2-1 に本章で検討したタービンの作動条件の一覧を示す。前章同様、タービン圧力比を一定に保ちつつ、ノズルを全開（100%開度）から最小開度（20%開度）まで変化させた条件について解析を行なった。タービン回転数についても、比較すべきタービン要素性能試験と同等な圧力比の条件となるようノズル開度に合わせて回転数を変化させている。具体的には、大開度 80~100%開度での回転数を 100%N として、中開度 50~70%開度で 83%N、小開度 20~40%開度で 67%N にて解析を行なっている。

表 3-2-2 に本節での検討ケースを示す。ノズルベーン周囲の隙間や突起によるタービン性能すなわちタービン流量および効率への影響を定量的に抽出するため、以下の 4 ケースについて CFD 解析を行なった。

表 3-2-1. タービン作動条件

Total to static pressure ratio	1.8 (Constant)
Nozzle opening	20~100% (Throat area ratio to max opened)
Rotational speed (Tip Mach number)	67% speed (Mach 0.48) at 20~40% opening
	83% speed (Mach 0.59) at 50~70% opening
	100% speed (Mach 0.71) at 80~100% opening

表 3-2-2. CFD 解析ケース

	Shroud / hub clearance	Strut pins	Spindles
Case1	No	No	No
Case2	Yes	No	No
Case3	Yes	Yes	No
Case4	Yes	Yes	Yes

まずノズルベーン端部のハブ、シュラウド側ともにクリアランスのない理想的な形態を Case1 とした。図 3-2-2 に Case1 の計算格子の外観を示す。計算格子は Fluent に実装されている多面体格子（polyhedral mesh）の機能を適用した非構造格子で、通常非構造格子に用いられる tetra-prism mesh に対して、格子密度を保ちながら計

算セル数を減らす工夫がされており、Case1 でのセル数は 2.1 百万セルである。大開度 80~100%および中開度 50~70%では 10%開度刻みで、ノズル開度の変化に対してタービン流量の感度の大きい小開度 20~40%開度では 5%開度刻みで計算格子を作成し、それぞれについて CFD 解析を行なった。

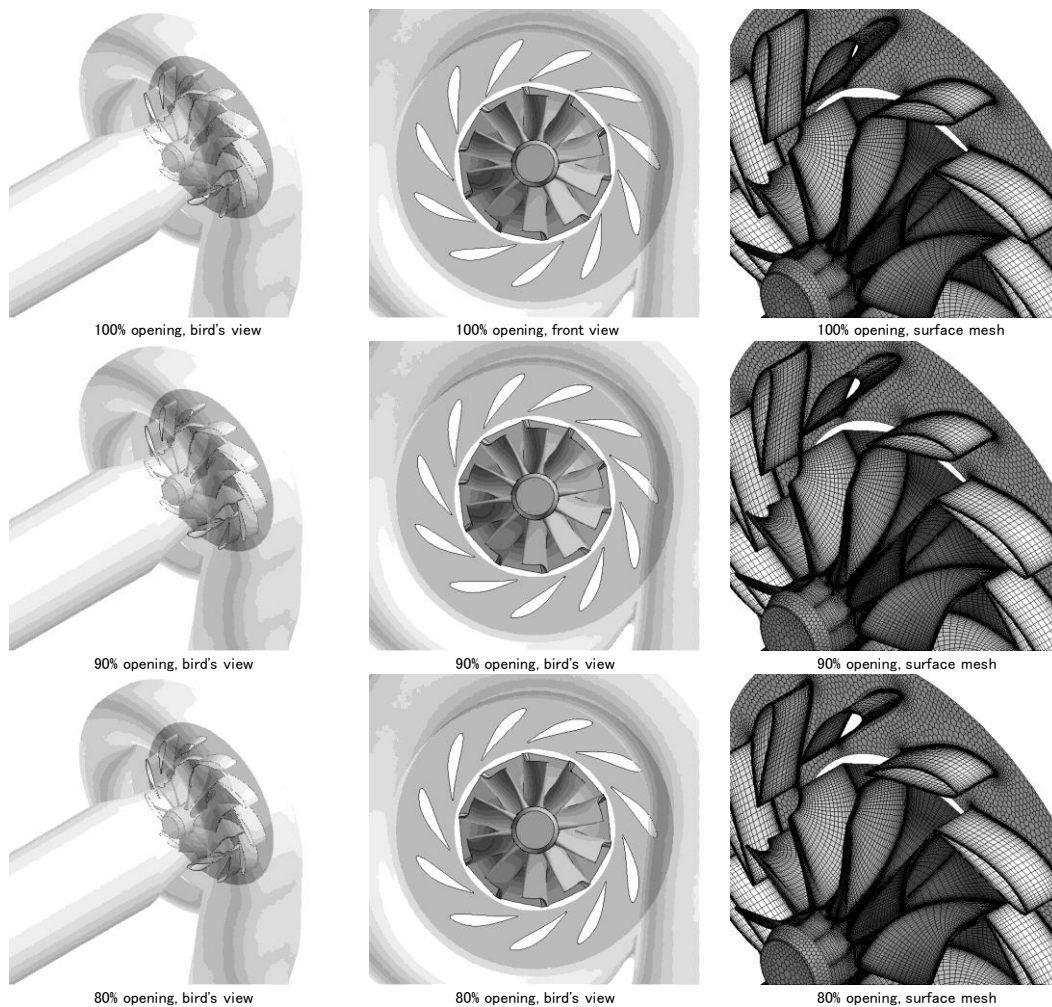


図 3-2-2a. Case1 計算格子 (100~80%開度)

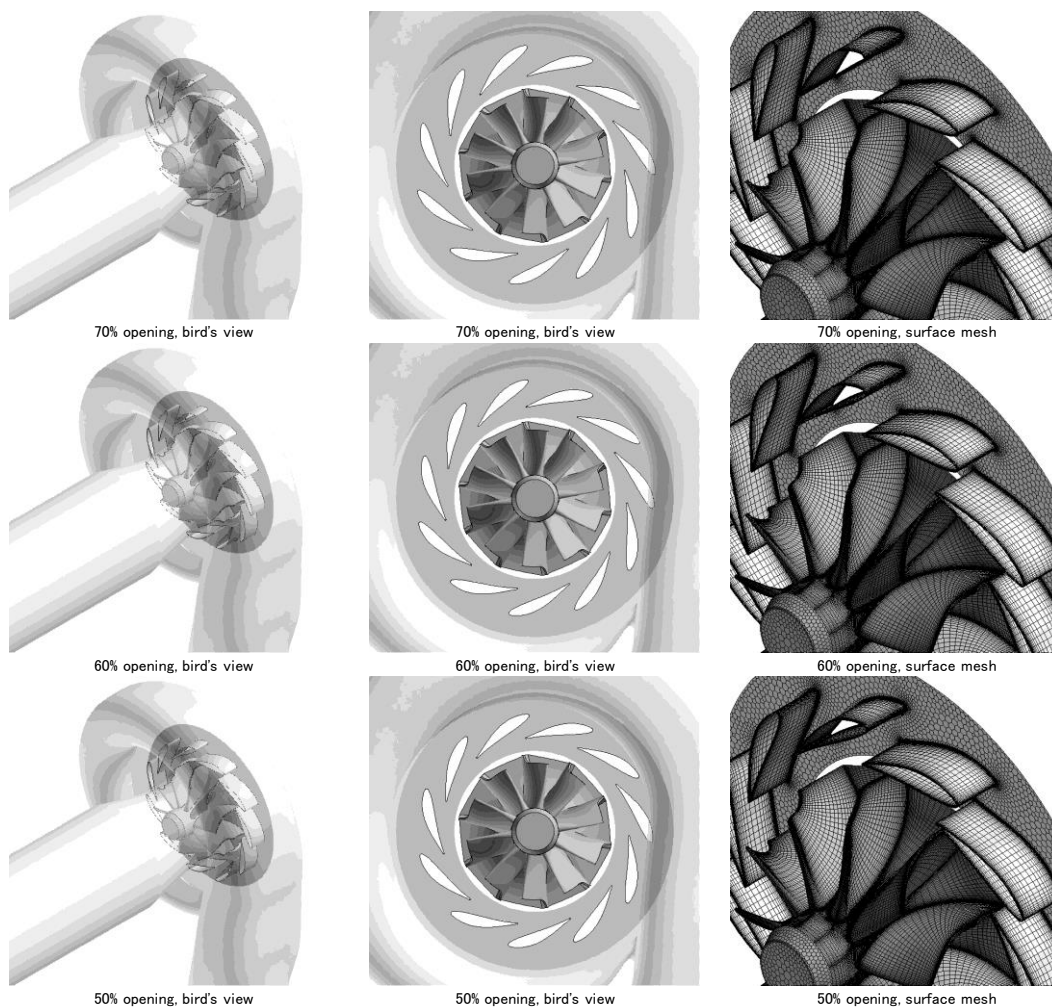


図 3-2-2b. Case1 計算格子 (70~50%開度)

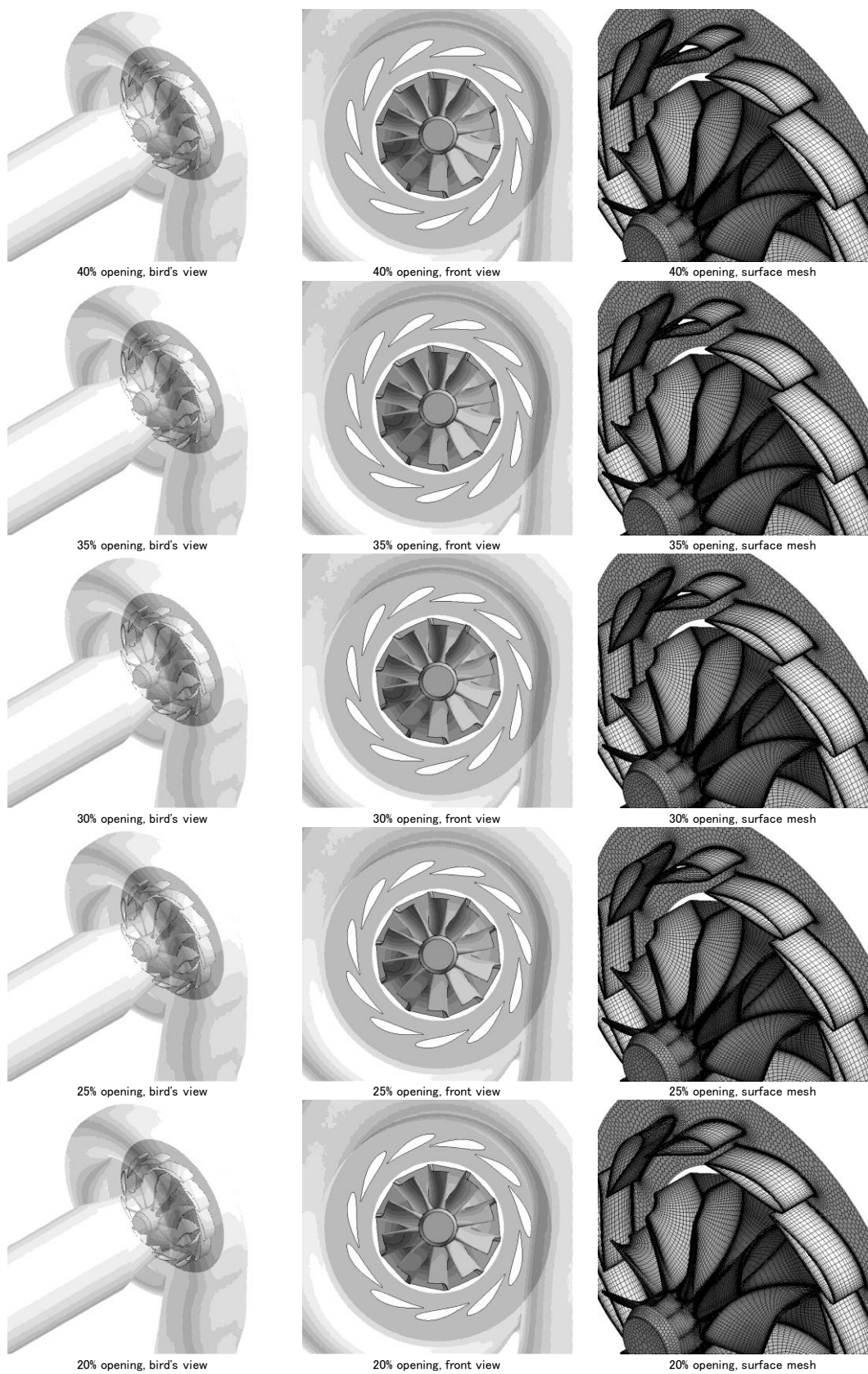


図 3-2-2c. Case1 計算格子 (40~20%開度)

次にノズルベーン端部にクリアランスを与えた形態を Case2 とした。図 3-2-3 に Case2 の計算格子を示す。タービンスクロール、タービン翼車およびノズル主流路部の計算格子は Case1 と同一とし、ベーン端部に計算格子を挿入することで隙間の流路を再現している。この際ハブ、シュラウド側の隙間が等しい、すなわちノズルベーンがハブ、シュラウド面に対し中立な位置にあると仮定し、ハブ、シュラウド合わせてノズル流路高さの 2% に相当する隙間に相当する計算格子を配置している。

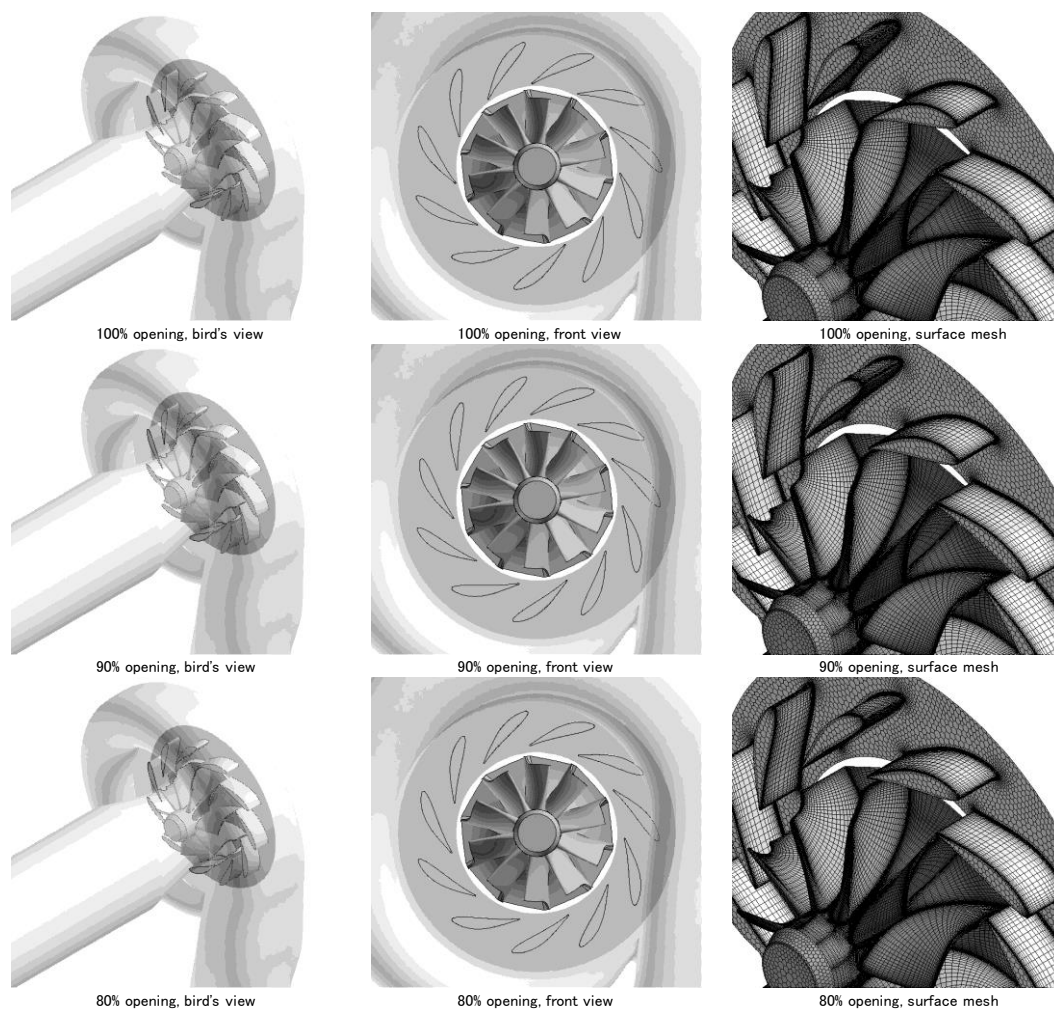


図 3-2-3a. Case2 計算格子 (100~80%開度)

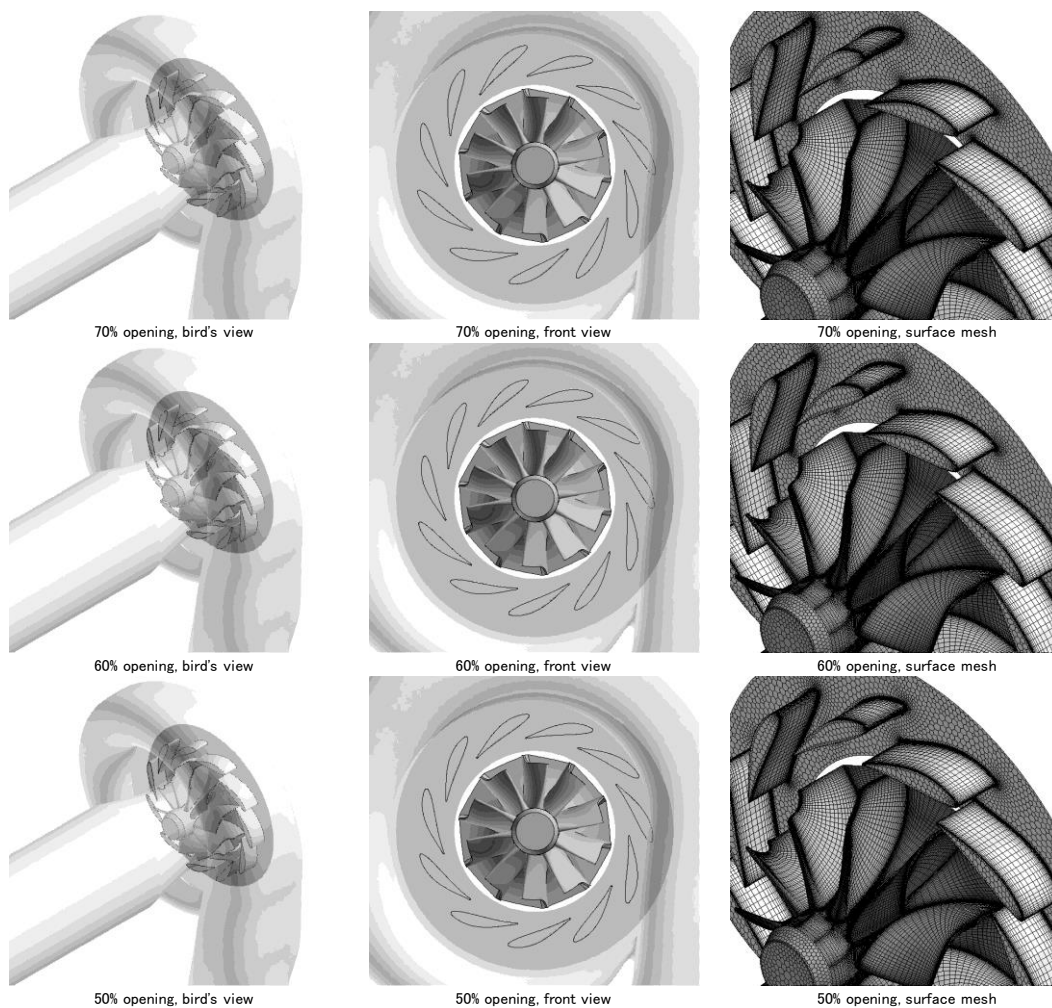


図 3-2-3b. Case2 計算格子 (70~50%開度)

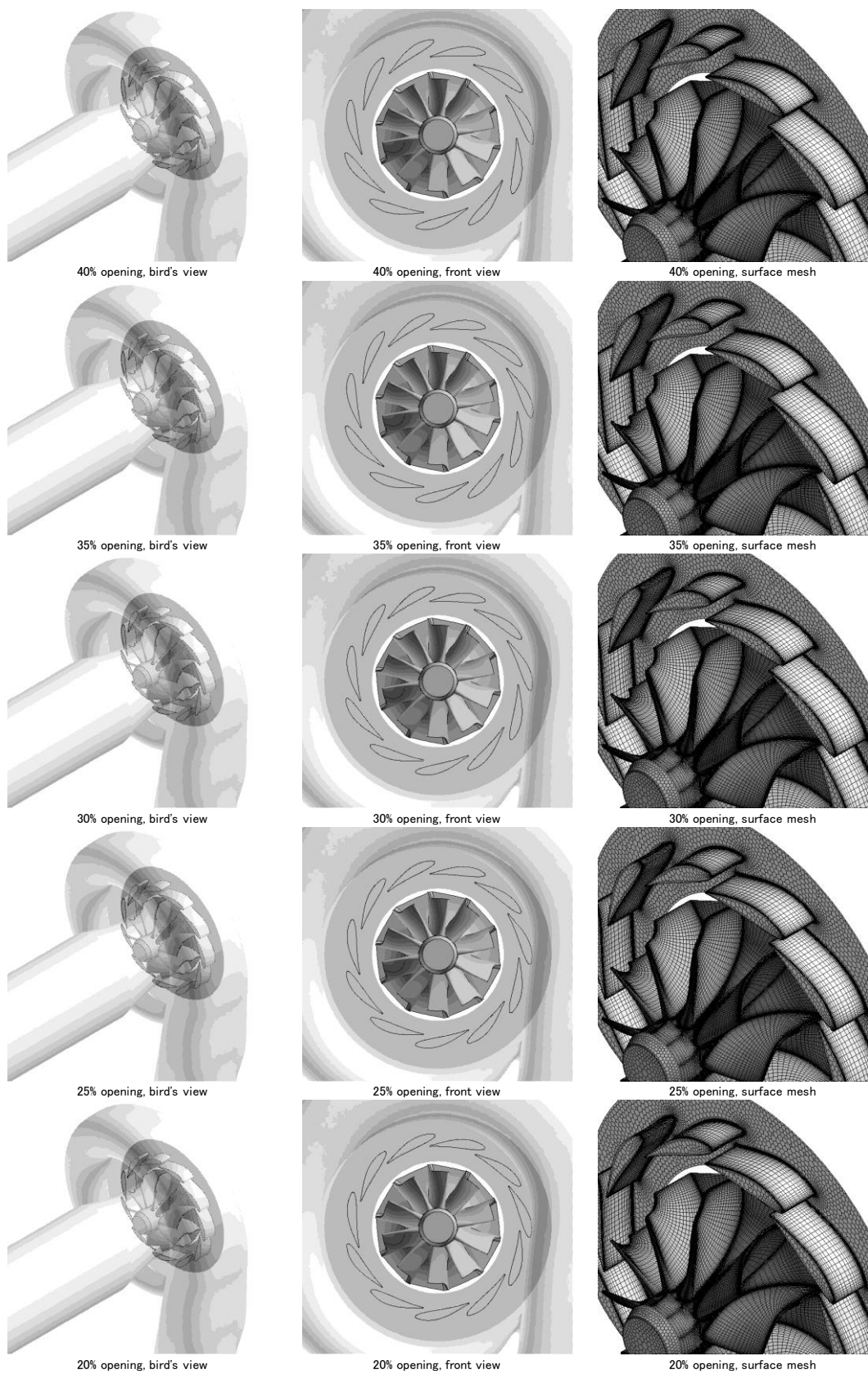


図 3-2-3c. Case2 計算格子 (40~20%開度)

Case2 に対しさらにハブ、シュラウド面を支えているストラット（CC ピン）を考慮した形態を Case3 とする。図 3-2-4 に Case3 の計算格子を示す。CC ピンはノズルベーン間に周方向 3 本配置されており、ノズル開度を調整しているアクチュエータが万が一制御不能に陥った場合でも、ノズルが過開となりタービン翼車と接触することがないようにノズル開度を制限する役割も担っている。また CC ピン本数 3 本に対しノズルベーン枚数が 11 枚であるため、CC ピンの間隔は 4-4-3 翼間に 1 本となっており、周方向に等配でないことに注意する。なお前述のように主流路部の計算格子は Case1 および Case2 と共用となっており、CC ピンが存在する位相のみ円柱状の計算格子を削除することで CC ピンの形状を再現するようになっている。

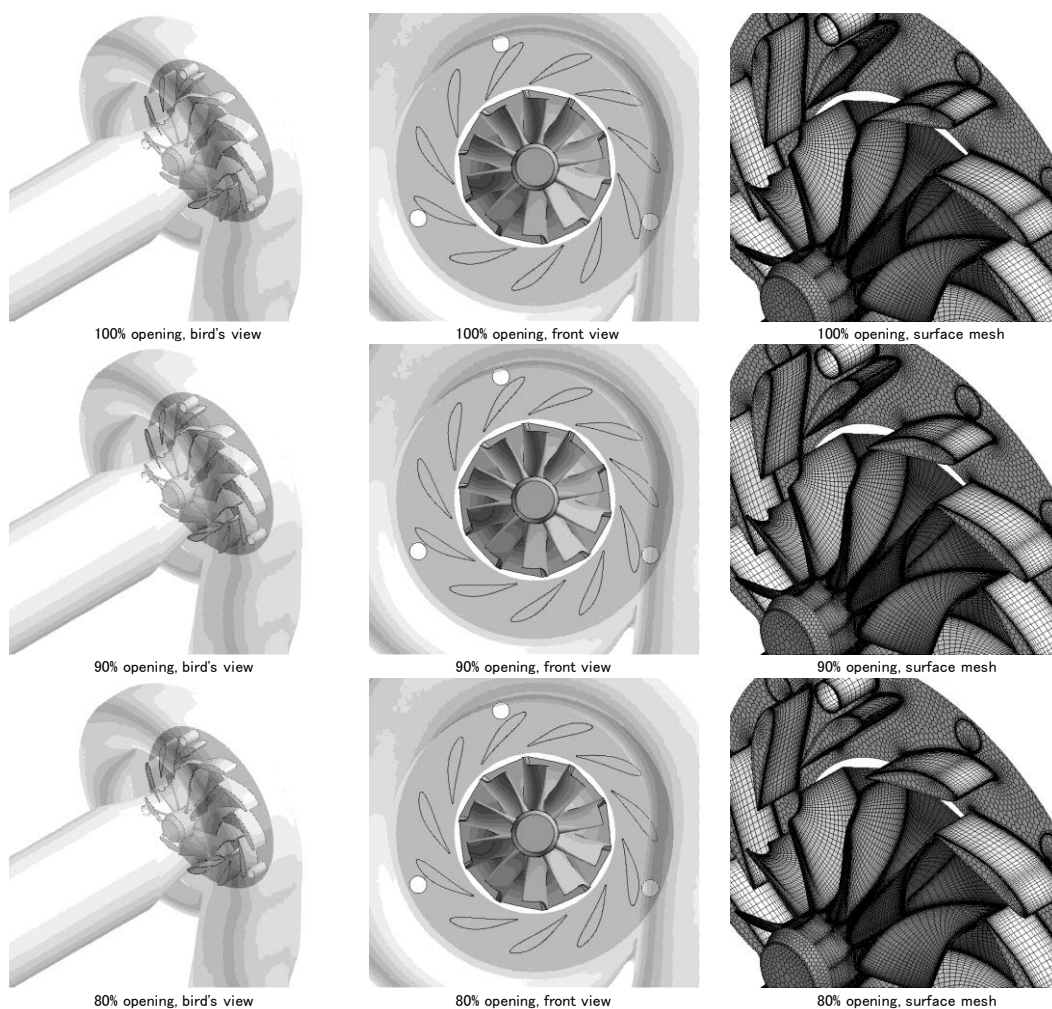


図 3-2-4a. Case3 計算格子（100～80%開度）

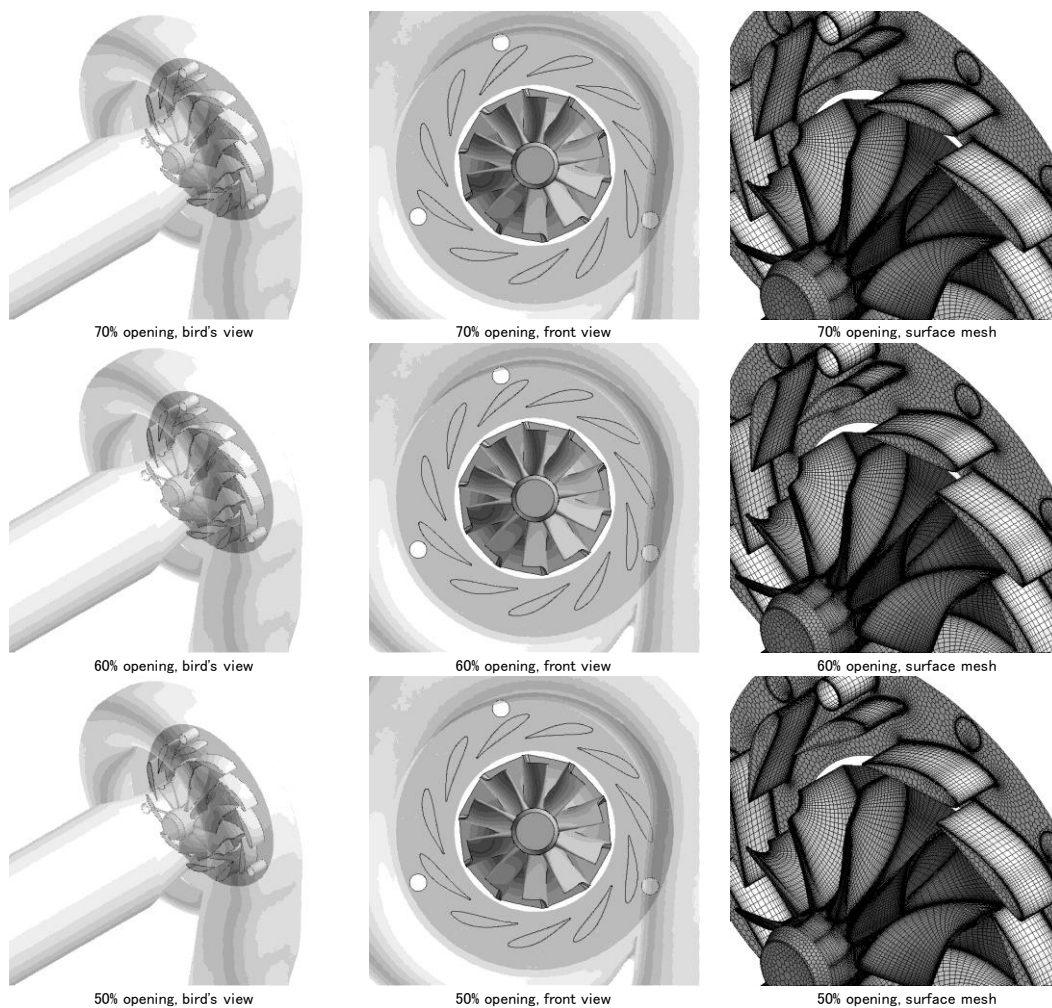


図 3-2-4b. Case3 計算格子 (70~50%開度)

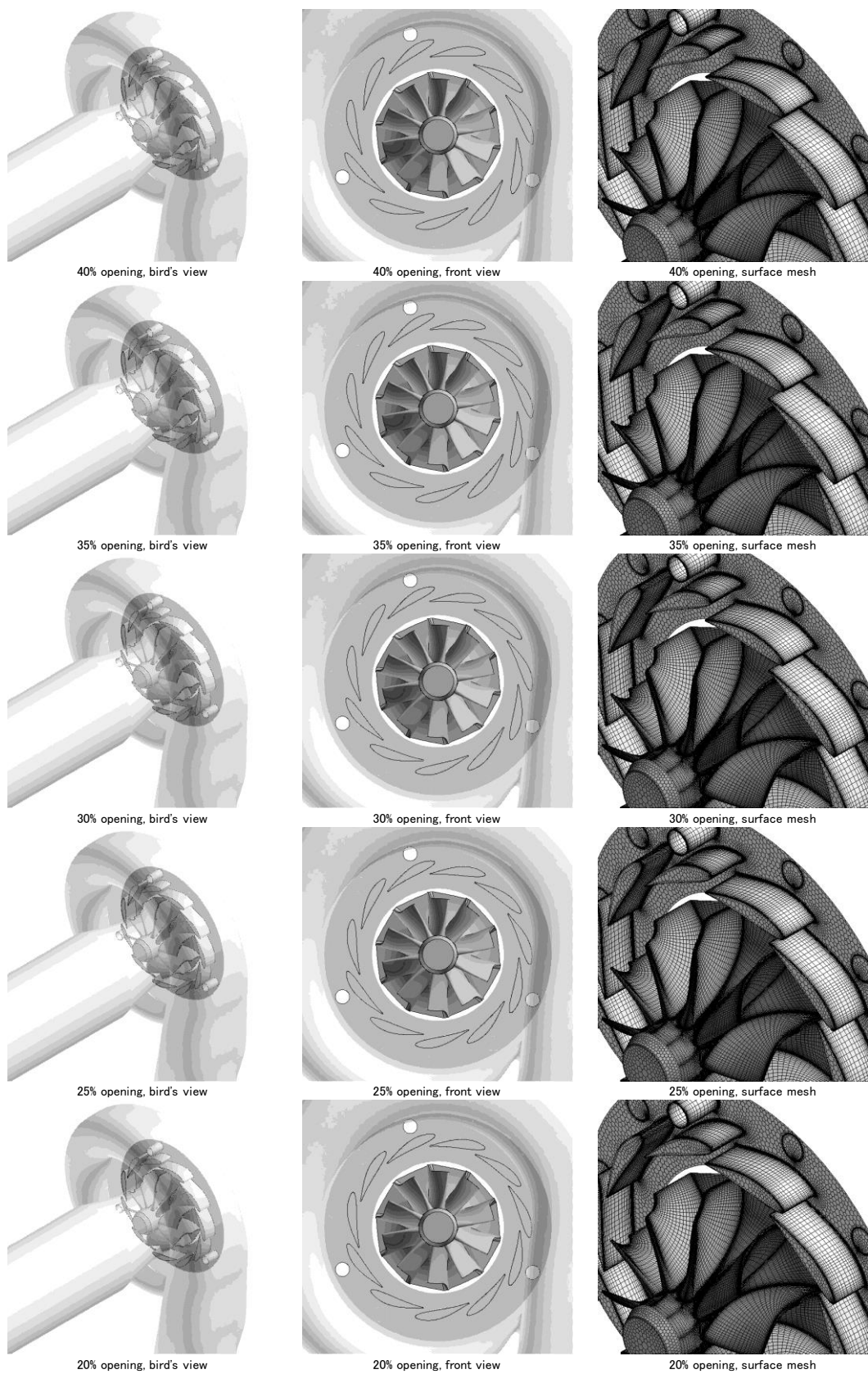


図 3-2-4c. Case3 計算格子 (40~20%開度)

最後にノズル端部の回転軸の影響を考慮した形態を Case4 とする。図 3-2-5 に Case4 の計算格子を示す。RHV4 型過給機用タービンのノズルベーンは、ハブ、シュラウド側の両方に鏢形状を有した回転軸を持っており、鏢部分は流路に露出している。ノズル流路高さに対する鏢の厚みはハブ、シュラウドそれぞれ 12%程度で、合わせて流路の 1/4 程度に及んでいる。Case4 の計算格子はその形状の複雑さから、タービンスクロールとタービン翼車部のみ Case1~3 と共用しており、ノズル部は別に格子生成された結果、計算セル数は Case1~3 のほぼ倍である 4.4 百万セルとなっている。

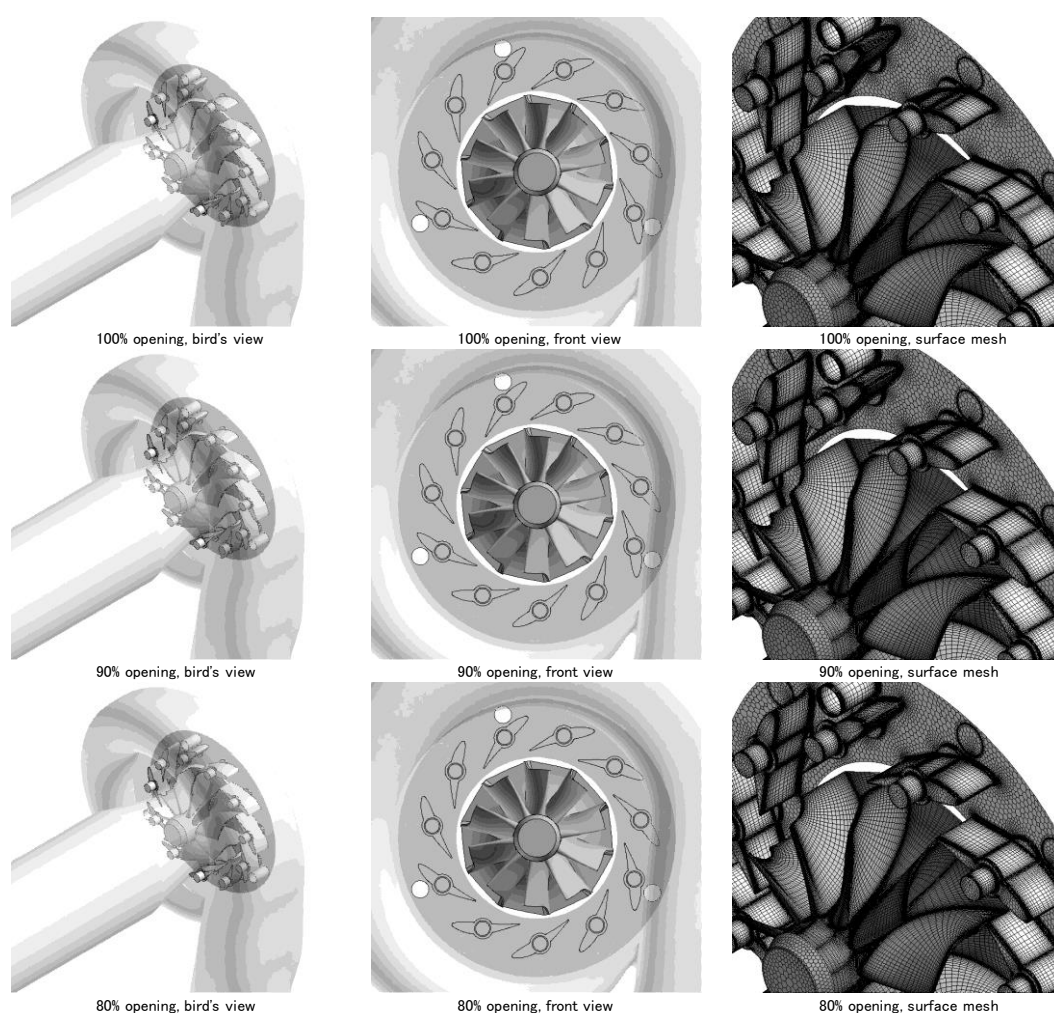


図 3-2-5a. Case4 計算格子 (100~80%開度)

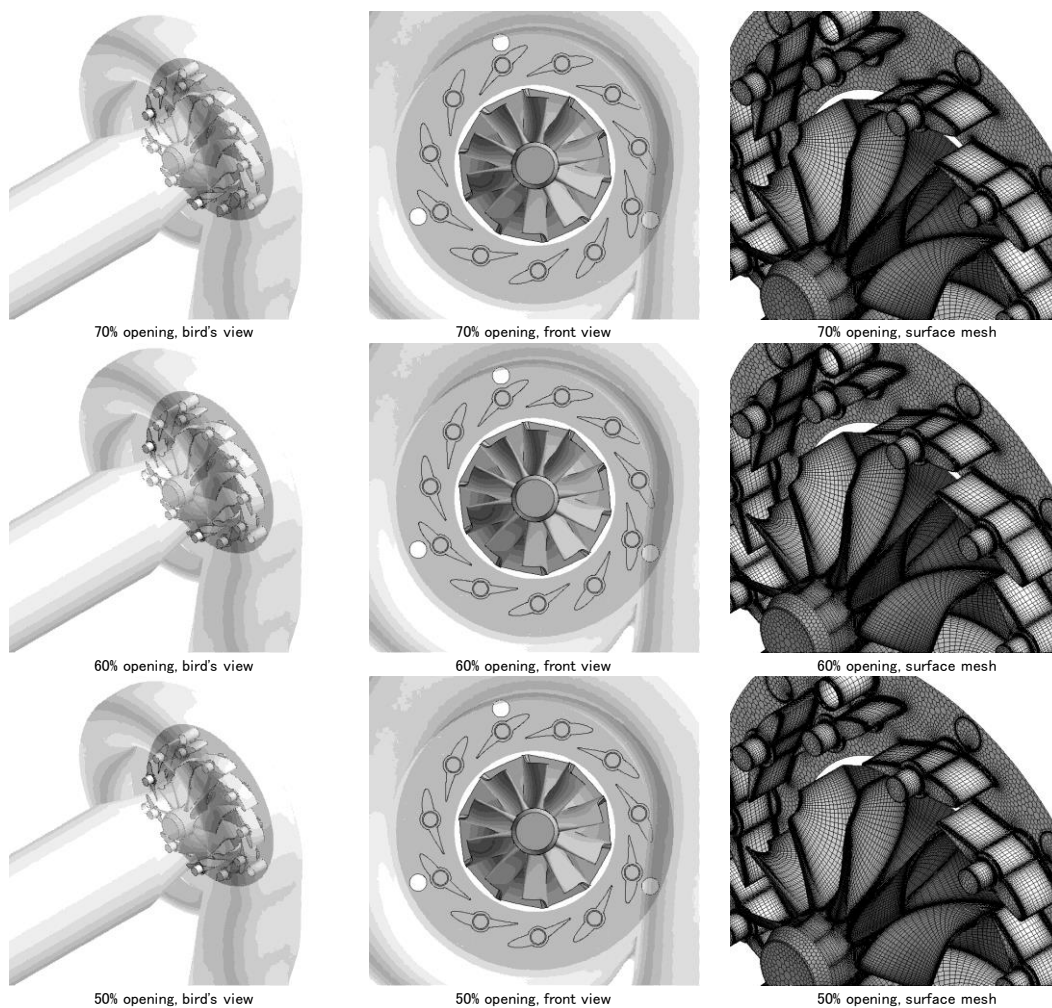


図 3-2-5b. Case4 計算格子 (70~50%開度)

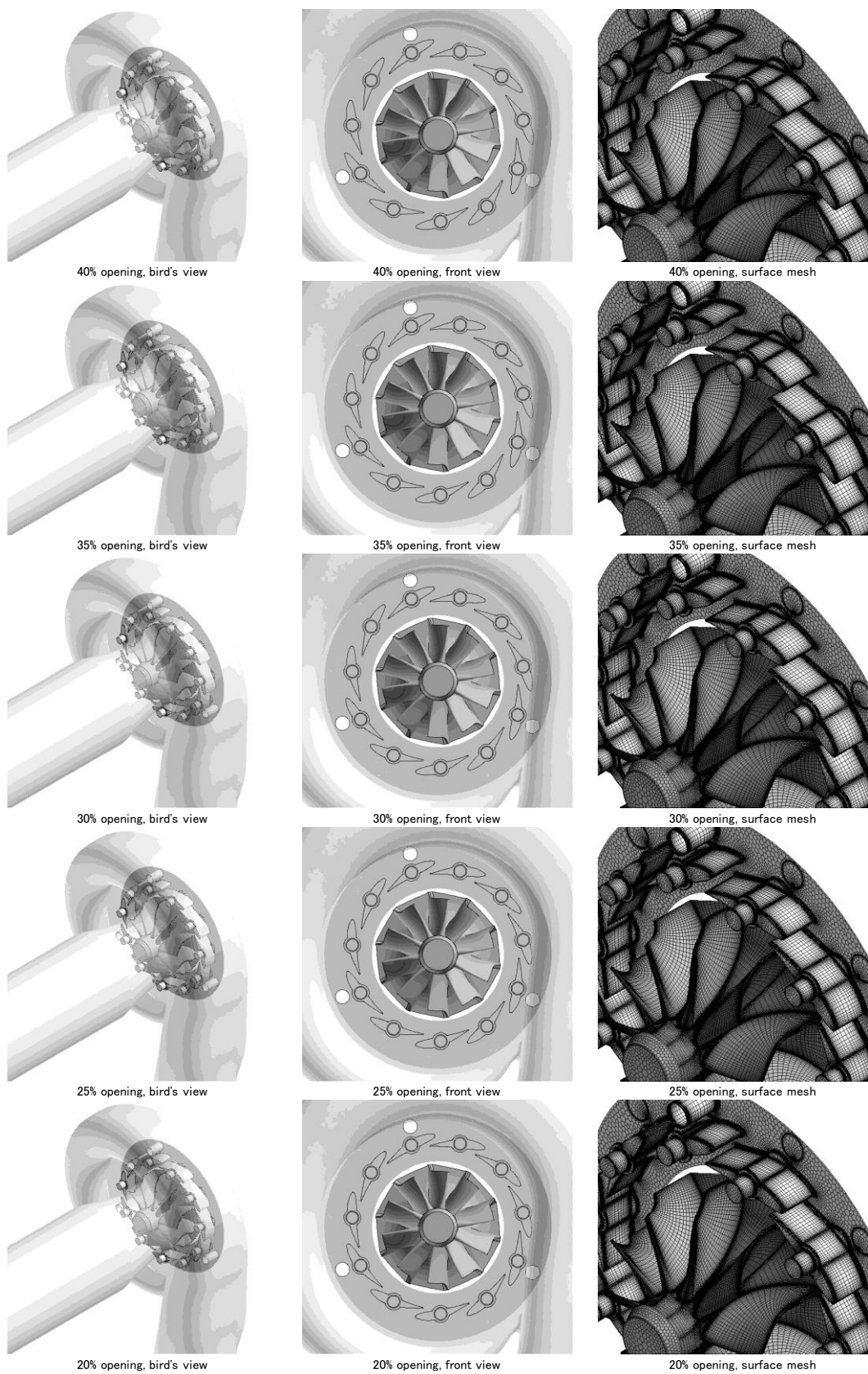


図 3-2-5c. Case4 計算格子 (40~20%開度)

引き続き Case1~4 の CFD 解析結果とそれぞれの差分を分析することにより、ノズルクリアランス、CC ピンおよびノズルベーン回転軸がタービン内部の流れ場およびタービン性能に与える影響について考察する。

図 3-2-6~8 に Case1 のノズル翼間のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図は左からハブ面より 10%、50%および 90%流路高さの断面を示しており、上から順にノズルを徐々に閉じたときの流れ場の変化を示している。なお静圧および全圧の値は、タービン入口にて境界条件として与えている全圧値にて正規化している。図 3-2-6 のマッハ数分布より、ノズル開度 80~100%の大開度の条件で、シュラウド側 90%断面のノズル上流に低マッハ数領域が観察される。この傾向は 50~70%開度の中開度の条件にも見られるが、20~40%開度の小開度の条件ではほぼ消失している。これはタービンスクロールの断面形状が軸方向に対称ではなく、シュラウド側により傾斜した形状であることに起因しており、スクロール壁面で発達した境界層がシュラウド側に堆積し、主にシュラウド側からノズル流路に流入することによるものである。またスクロール内の境界層の発達は、大開度から中開度の比較的タービン流量の多い条件、すなわちスクロール内のマッハ数が高い条件にて顕著となるため、ノズルを閉じていくことによりタービン流量が減少していくに従って、シュラウド側での低マッハ数領域は減少している。図 3-2-7、図 3-2-8 の静圧分布および全圧分布からもノズル大開度の条件にて、シュラウド側に大きな圧力損失が発生しており、中開度から小開度で徐々に損失の大きな領域が消失していることが確認できる。一方ノズル内部について、ノズルを閉じていくに従って、タービン流量の減少に伴いノズルへの流入マッハ数は減少していくが、ノズル翼間およびその下流での加速が顕著となり、小開度の条件にてノズル下流に顕著な全圧低下が観察される。但し、Case1 ではハブ、シュラウドのノズル端面の隙間を考慮しないため、クリアランス漏れ流れが発生せず、ハブからシュラウドでほぼ同様なマッハ数および静圧・全圧分布となっている。

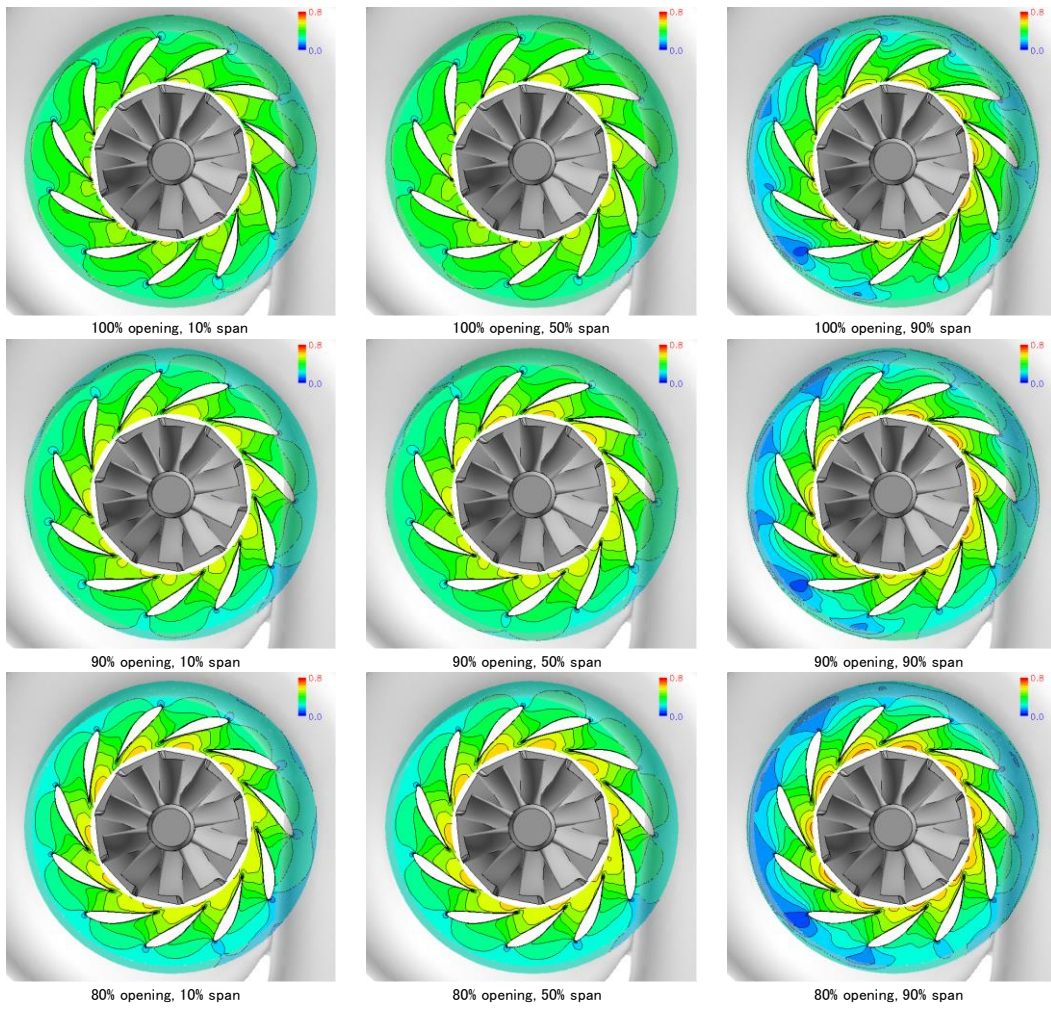


図 3-2-6a. Case1 ノズル翼間マッハ数分布 (100~80%開度)

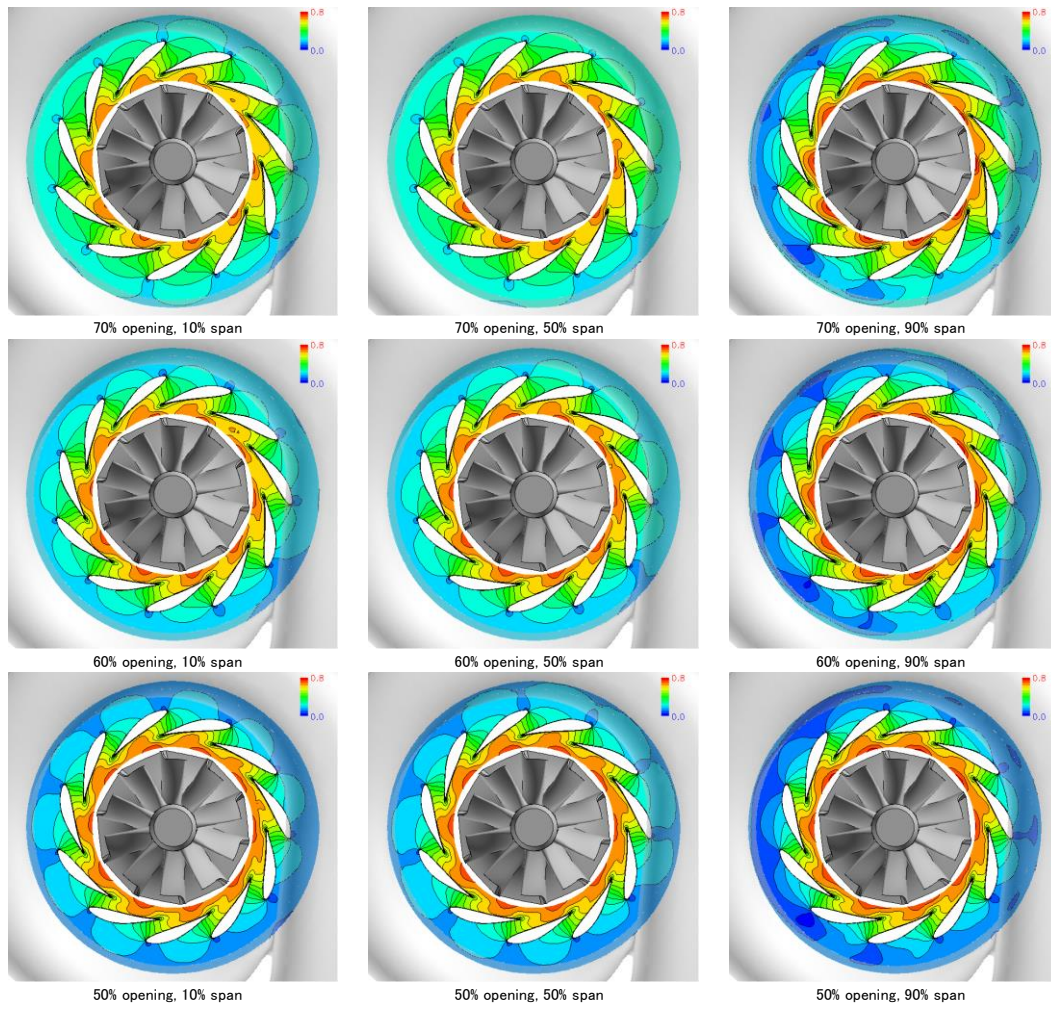


図 3-2-6b. Case1 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

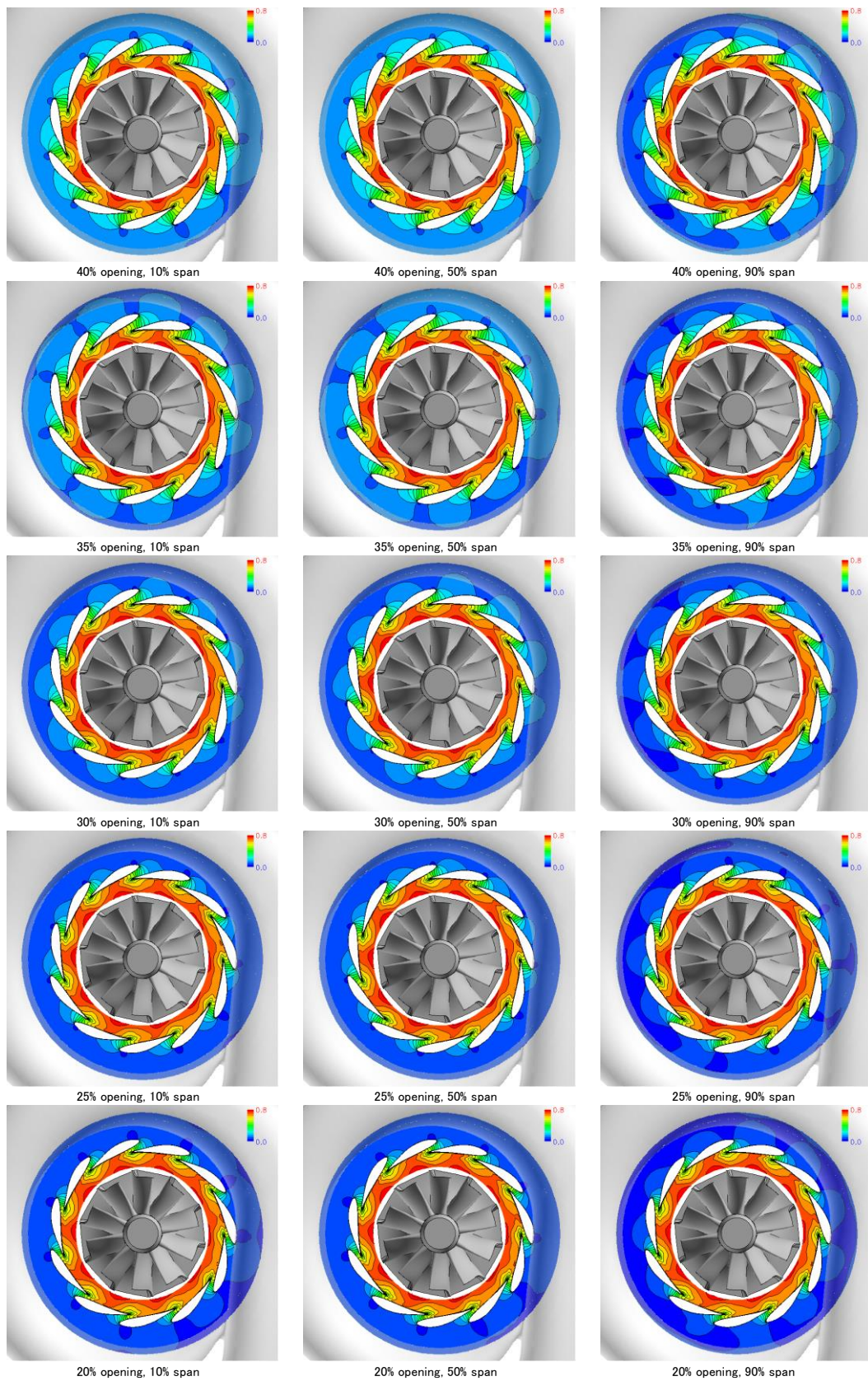


図 3-2-6c. Case1 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

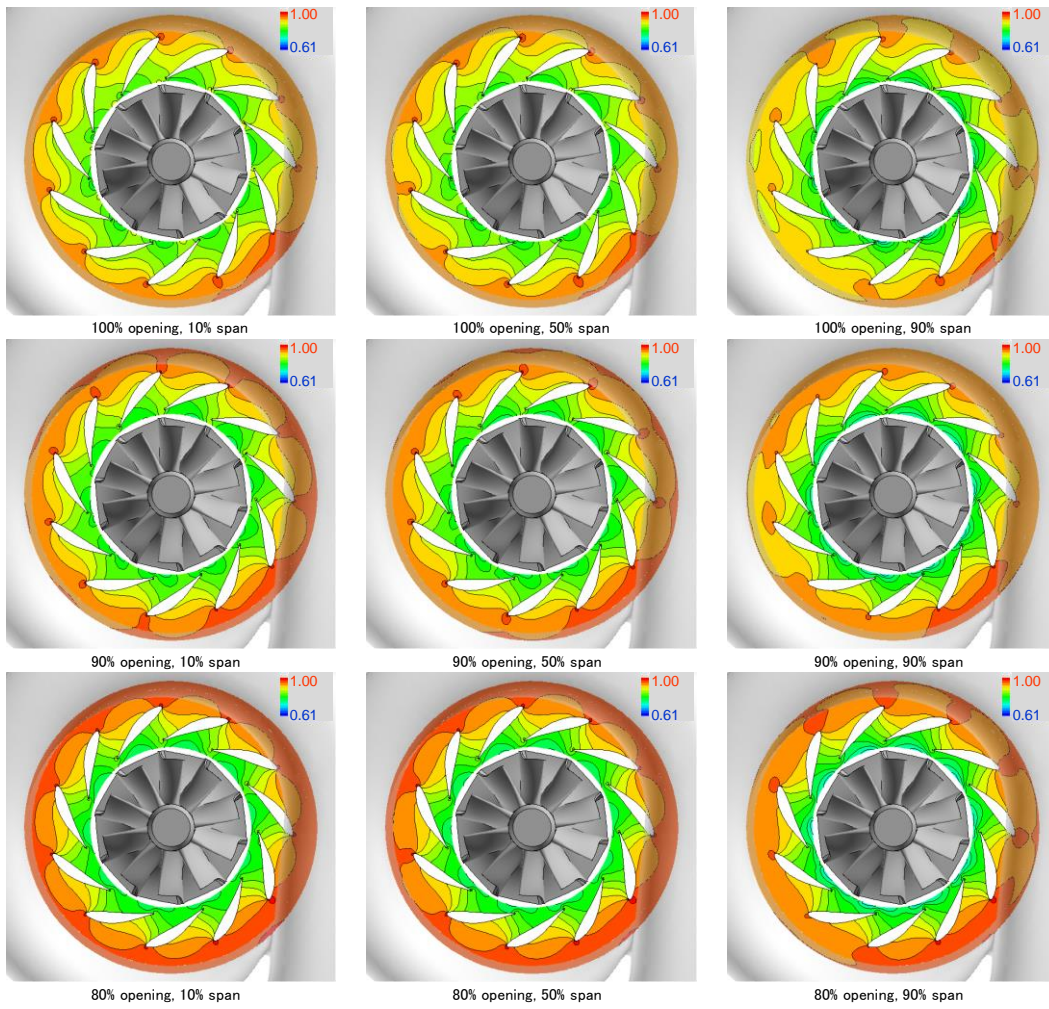


図 3-2-7a. Case1 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

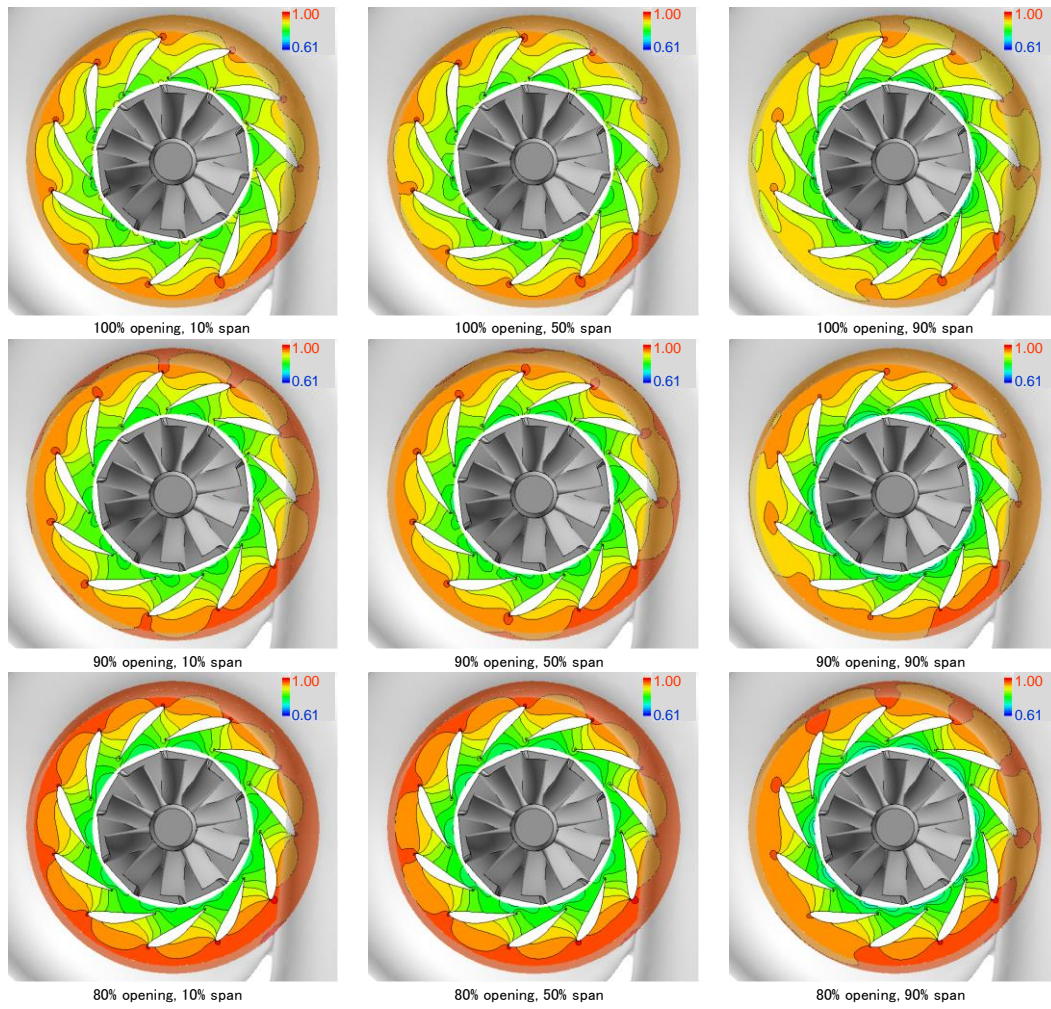


図 3-2-7b. Case1 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

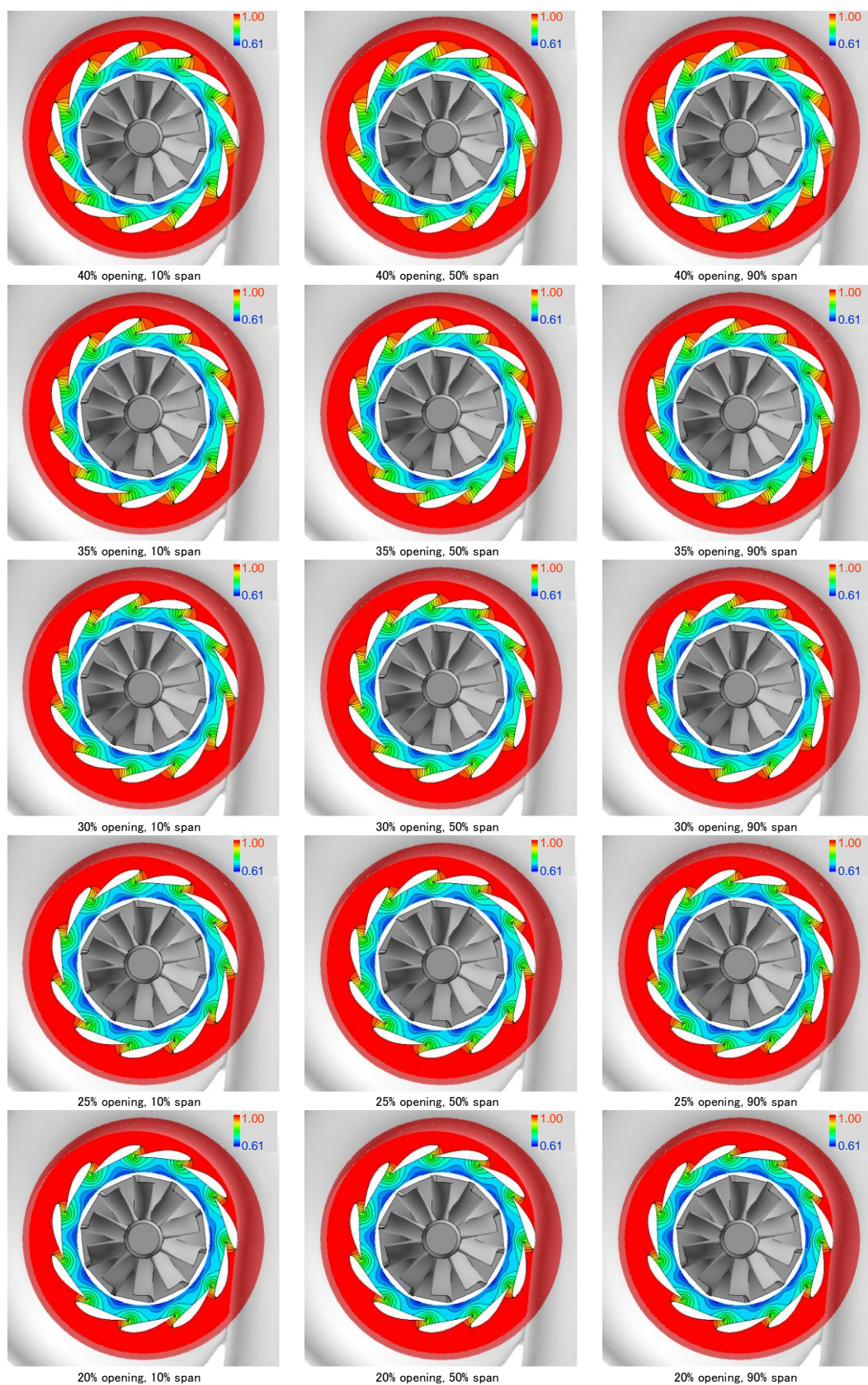


図 3-2-7c. Case1 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

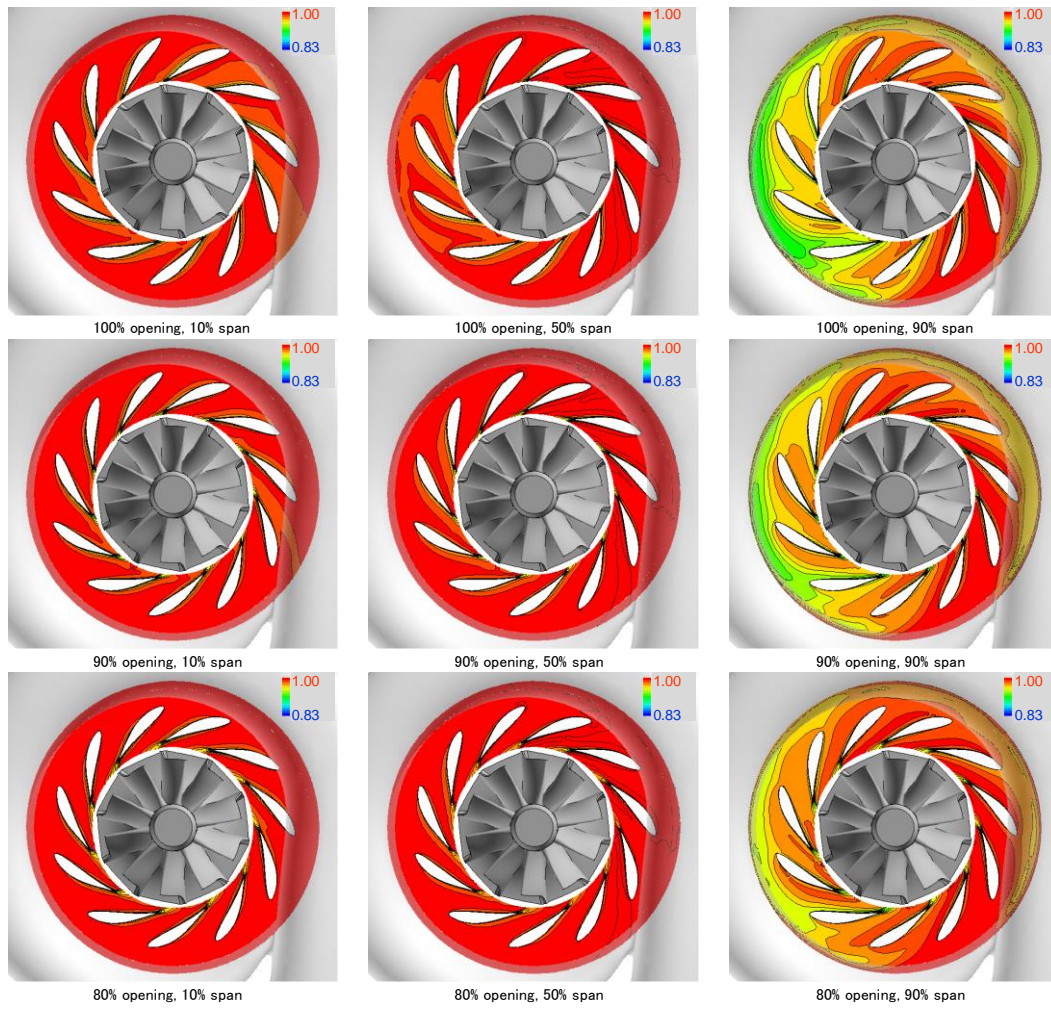


図 3-2-8a. Case1 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

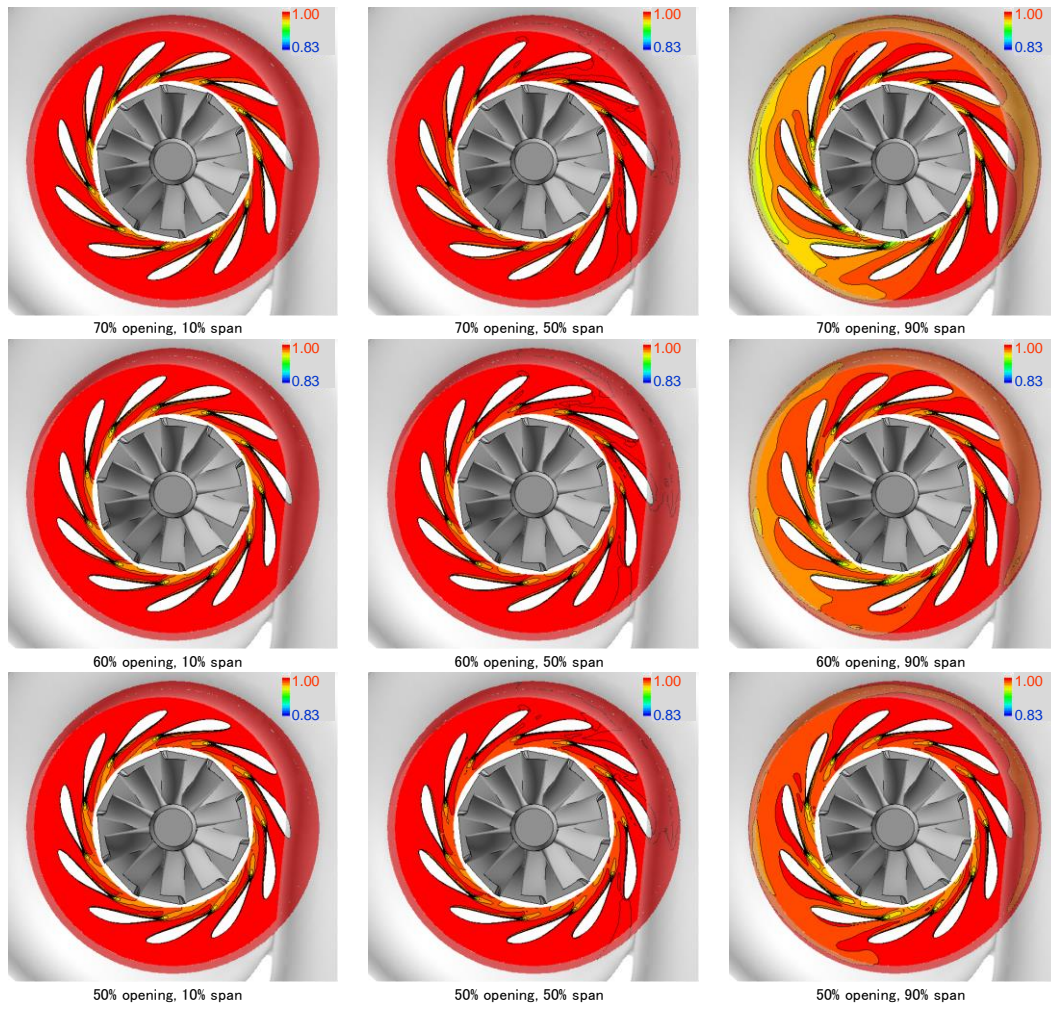


図 3-2-8b. Case1 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

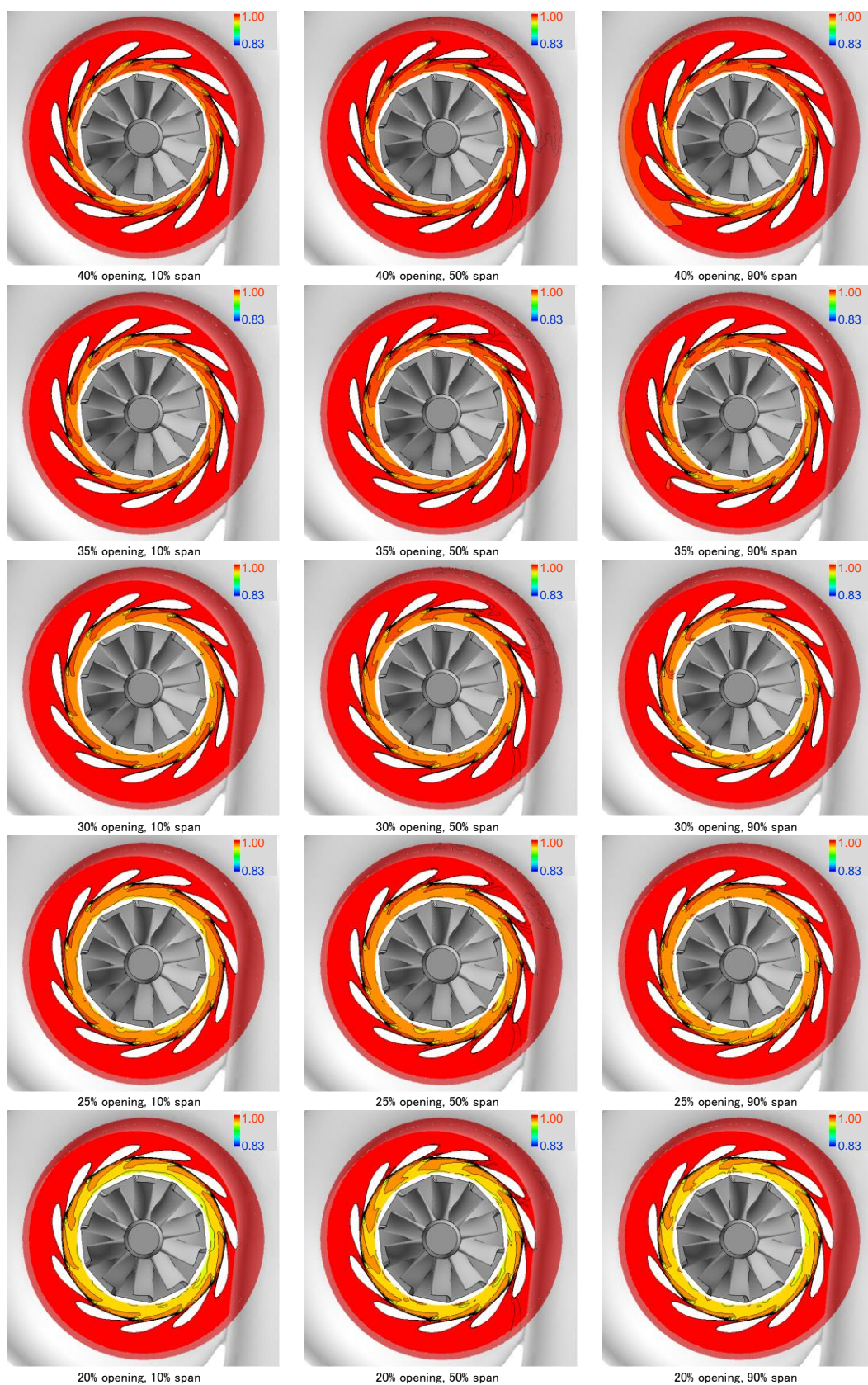


図 3-2-8c. Case1 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

図 3-2-9~11 に Case2 でのノズル翼間のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。Case1 と同じく、左からハブ面より 10%、50%および 90%流路断面を、上からノズル開度を徐々に変化させたときの流れ場を示している。ノズル大開度にてシュラウド側にスクロールで発達した低速かつ低圧な流体が流入する傾向は Case1 と同じである。Case1 と異なる点として、ノズルを中開度から小開度に徐々に閉じた際に、ノズル後半部での顕著なクリアランス流れにより、ハブ、シュラウド側で明確な全圧損失領域が観察され、本結果よりノズルクリアランスの有無は主に小開度でのタービン性能差に影響することが推察される。

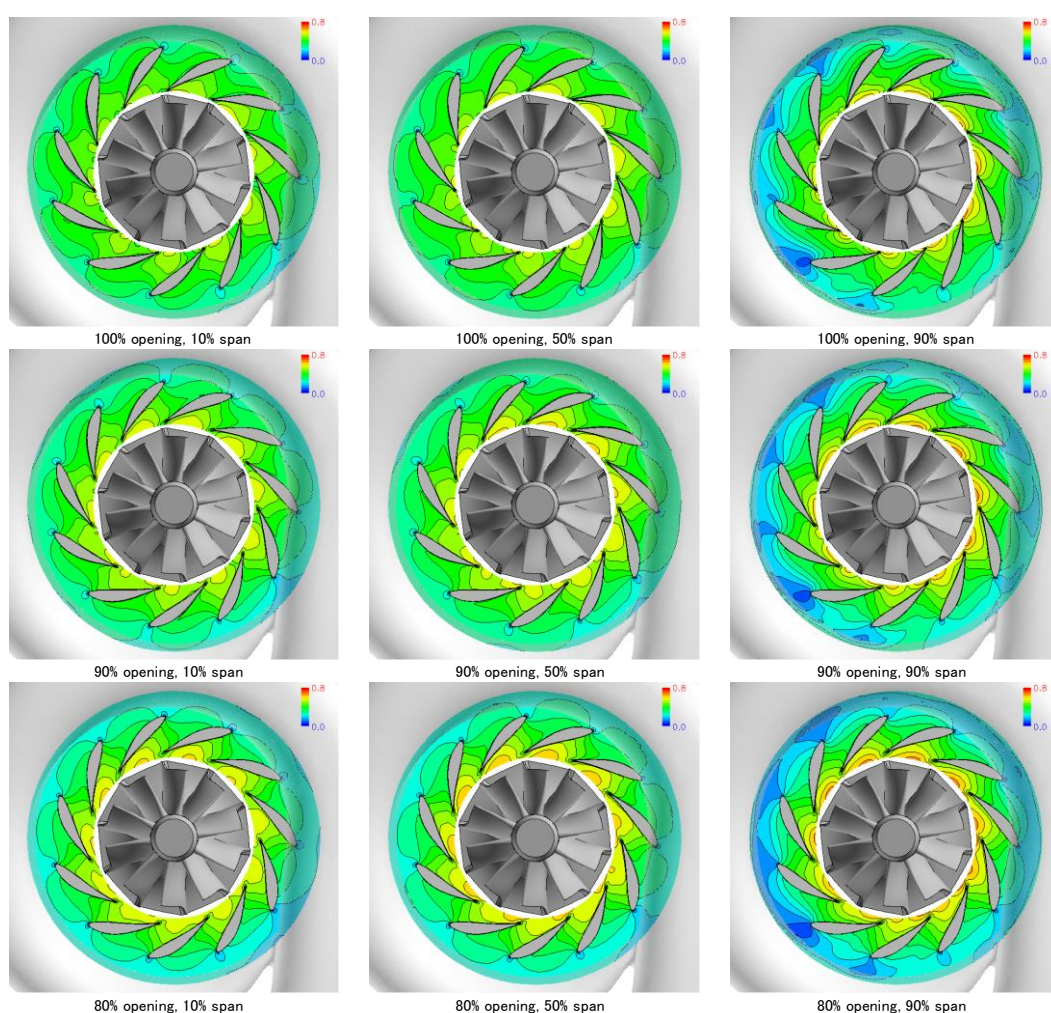


図 3-2-9a. Case2 ノズル翼間マッハ数分布 (100~80%開度)

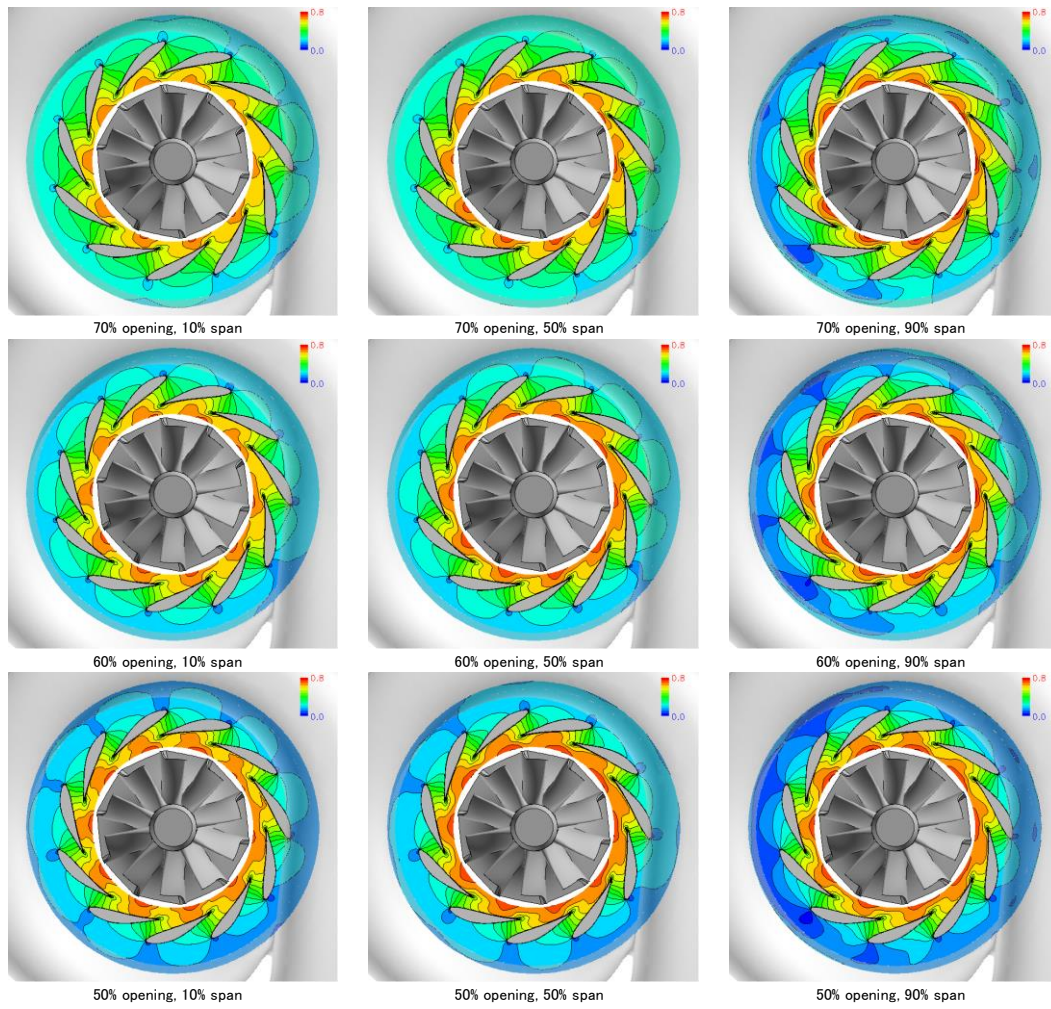


図 3-2-9b. Case2 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

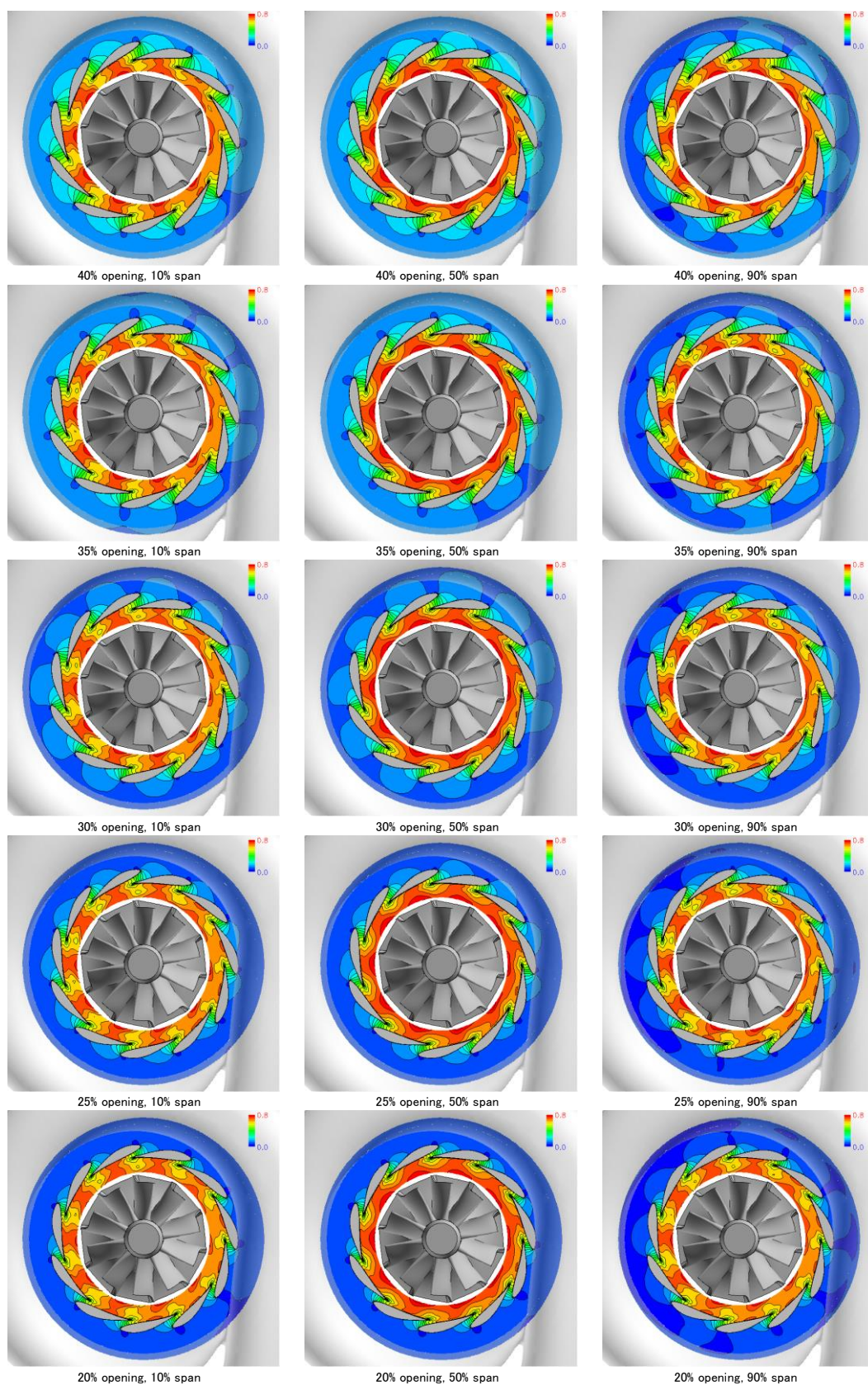


図 3-2-9c. Case2 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

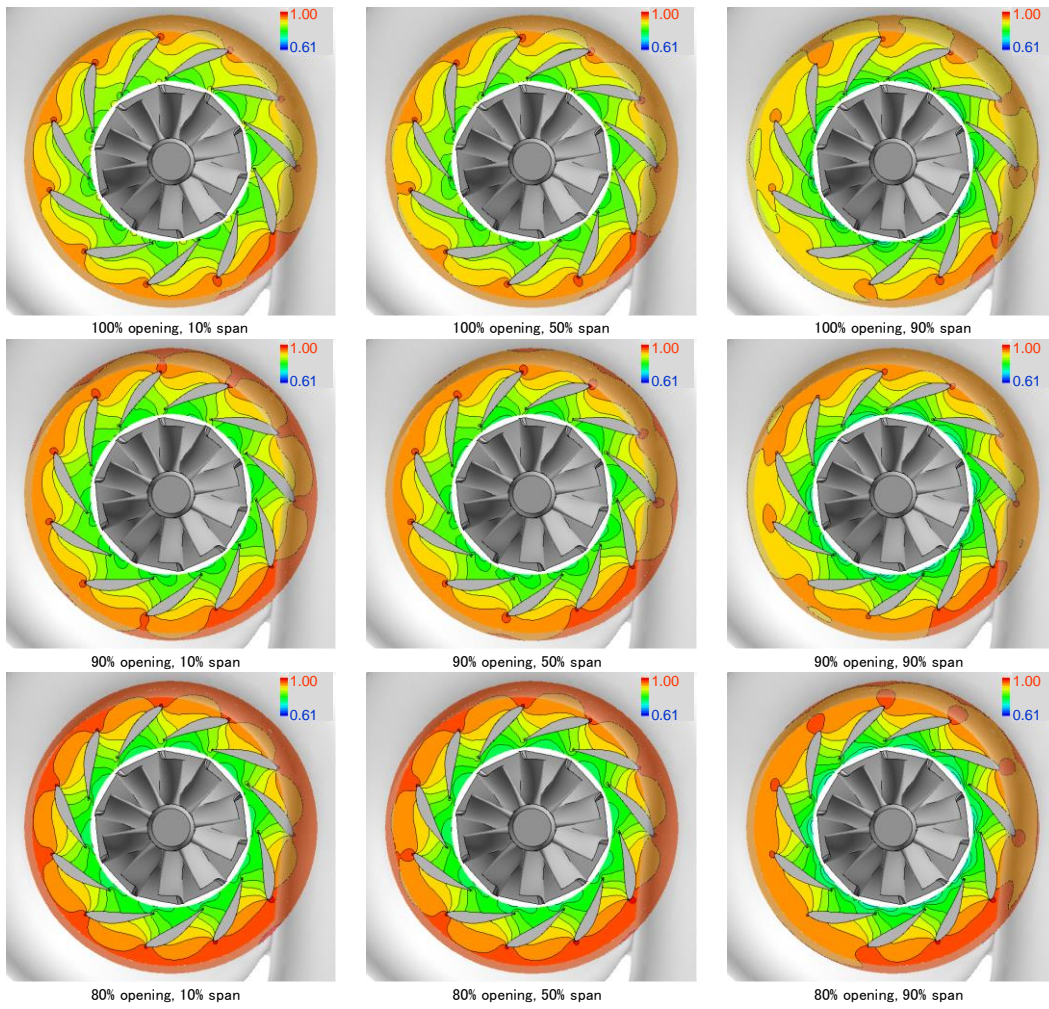


図 3-2-10a. Case2 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

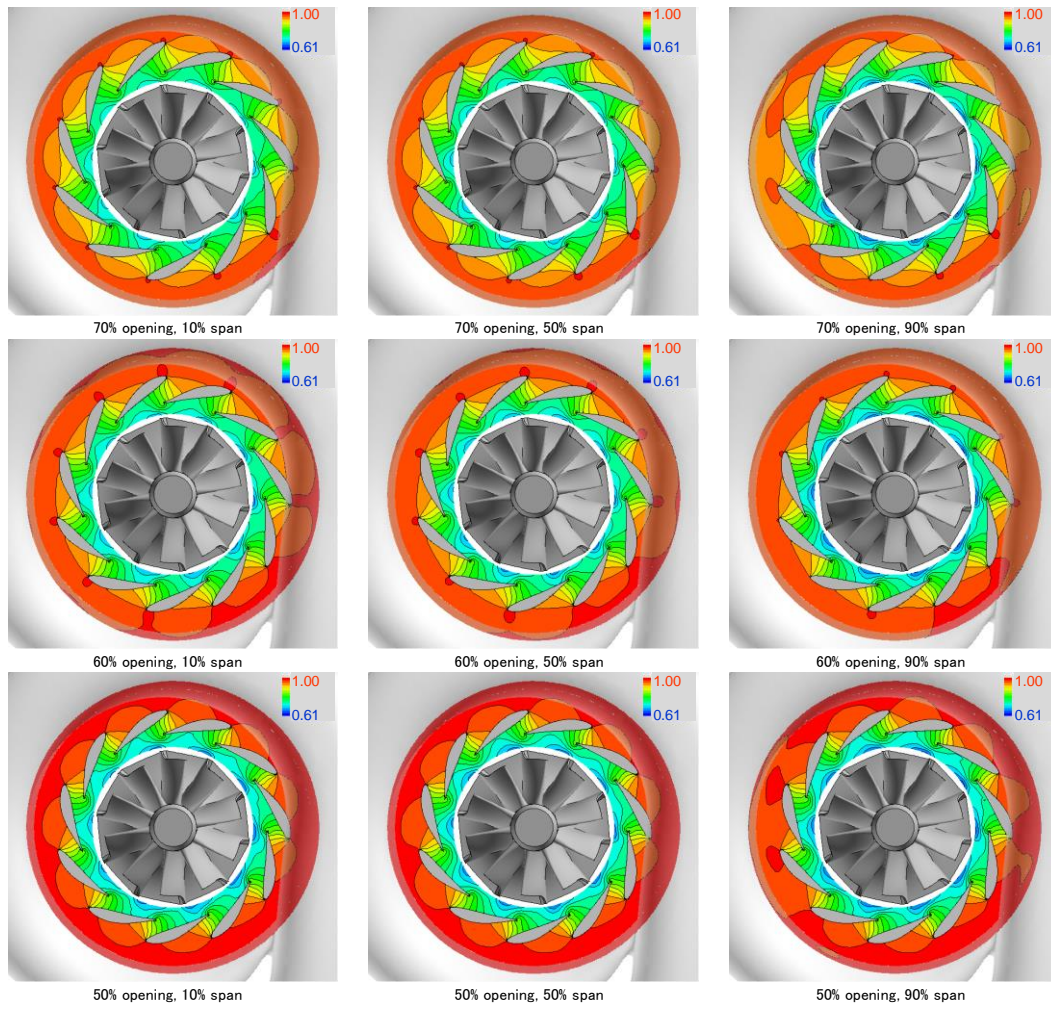


図 3-2-10b. Case2 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

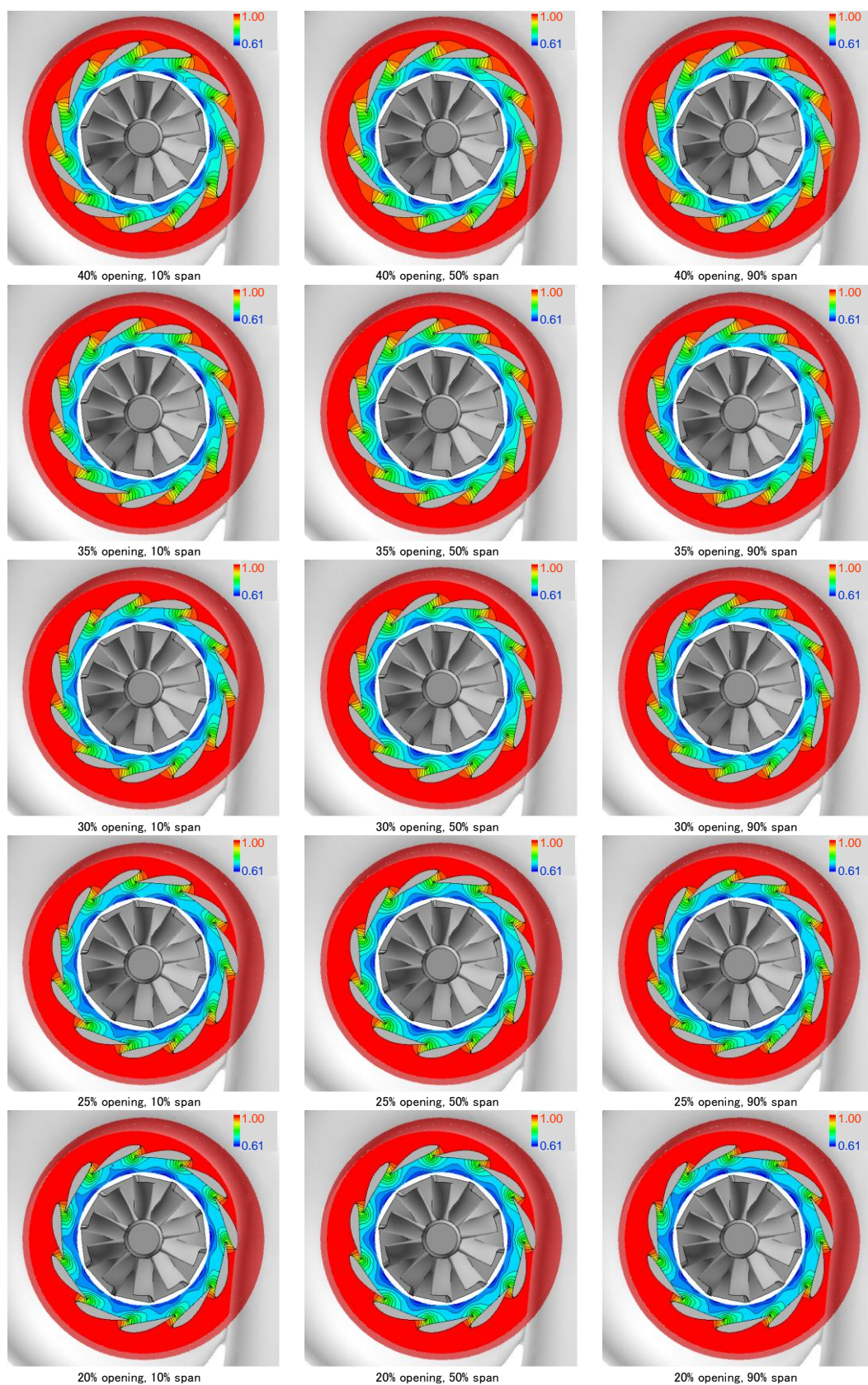


図 3-2-10c. Case2 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

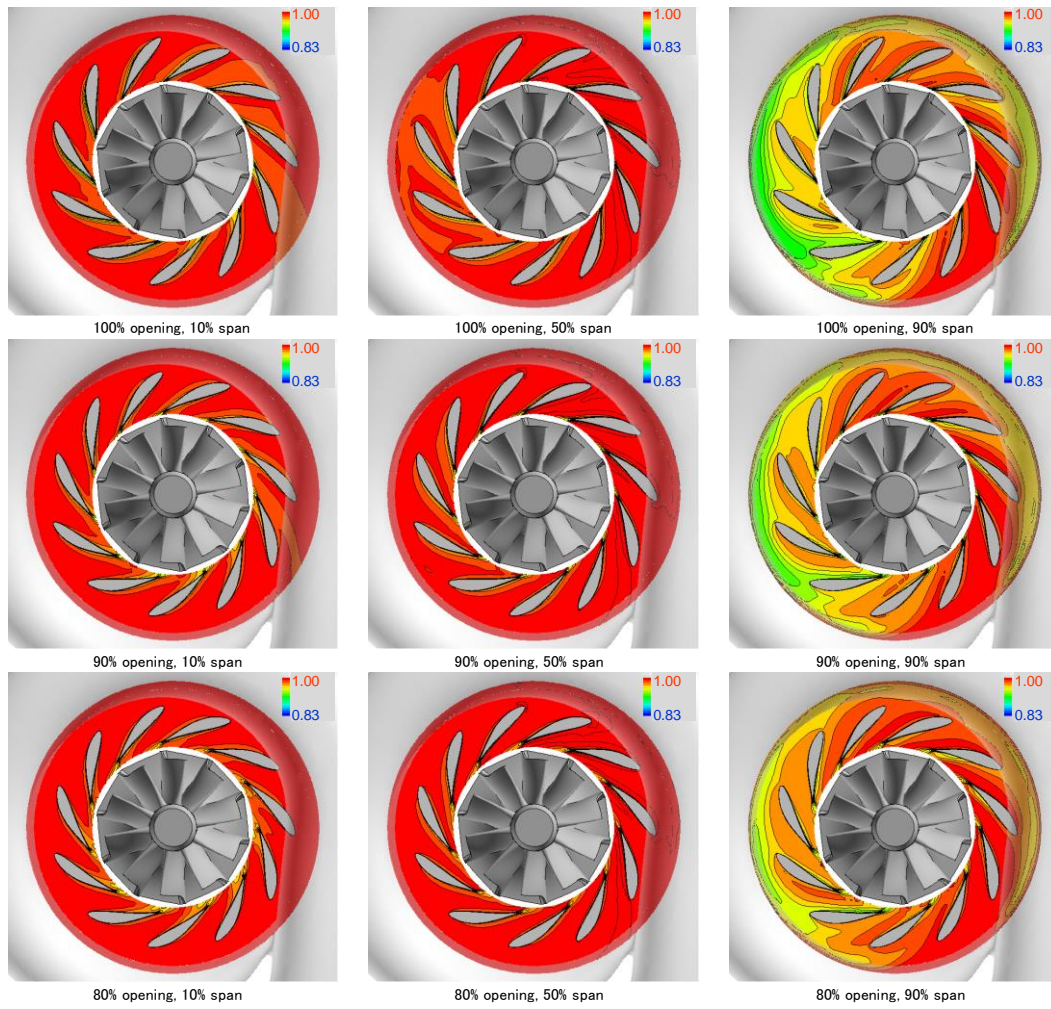


図 3-2-11a. Case2 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

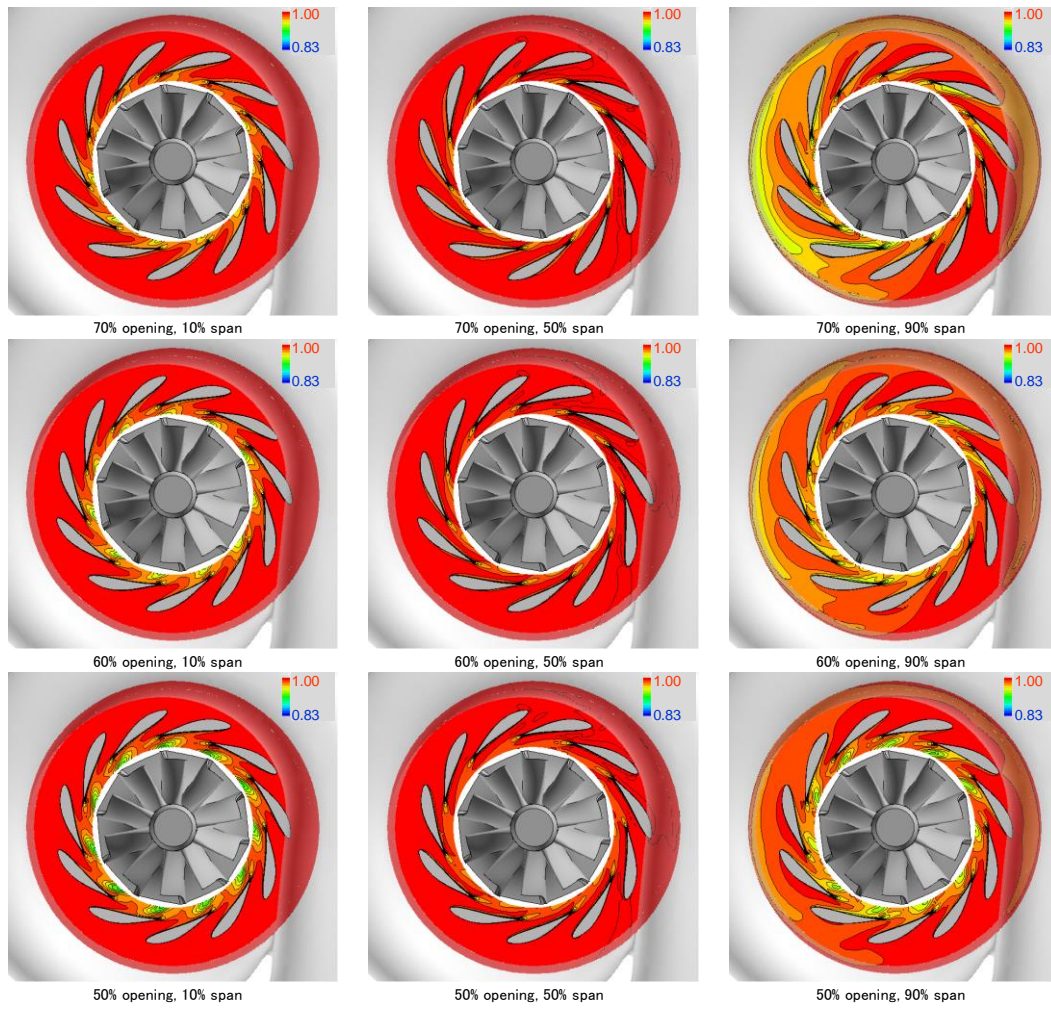


図 3-2-11b. Case2 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

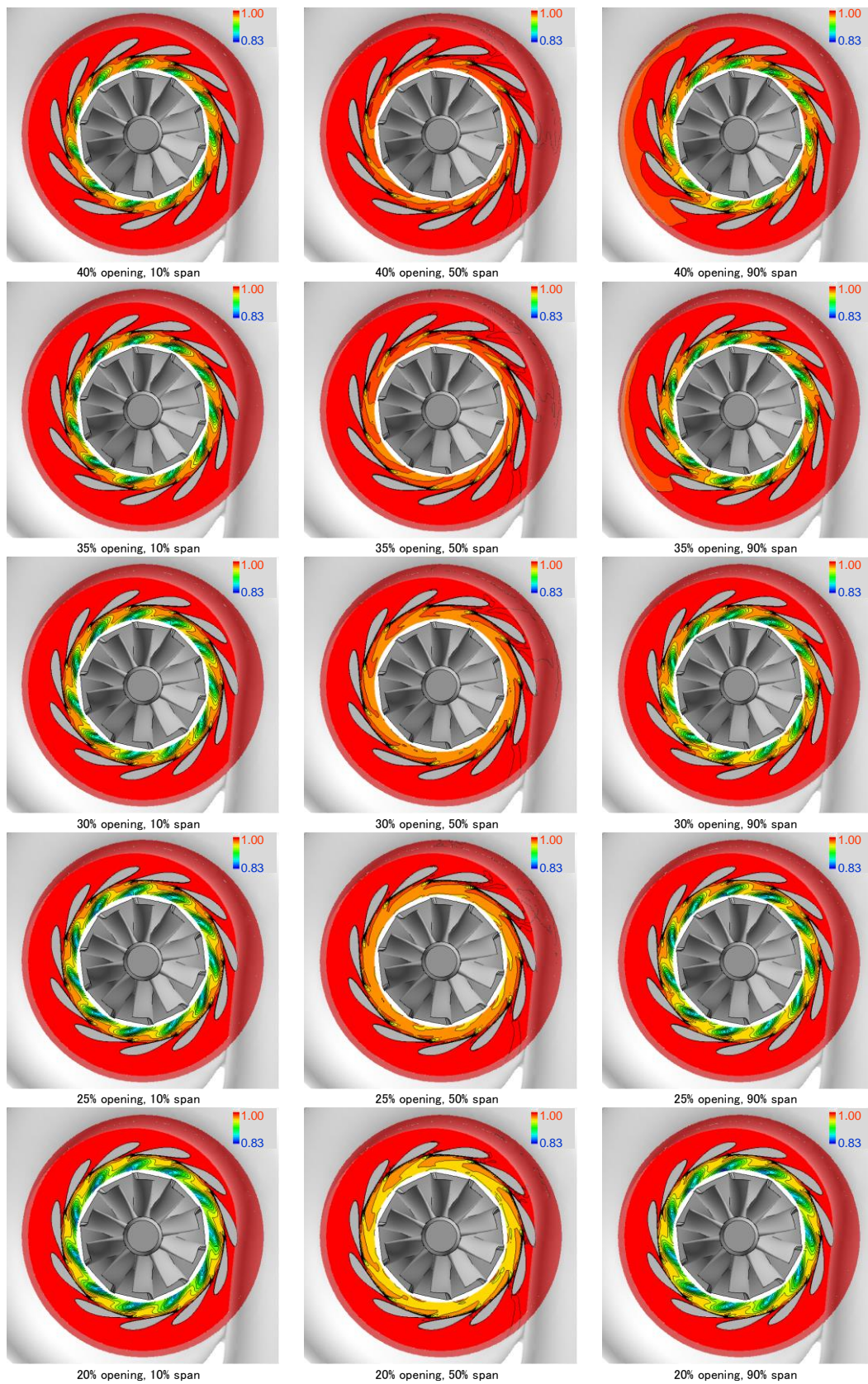


図 3-2-11c. Case2 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

図 3-2-12~14 に Case3 でのマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図の配置は Case1、Case2 と同じである。Case2 との差異はノズル上流に CC ピンが周方向に 3 本配置されていることである。これによりノズル大開度すなわちタービン流量が大きい条件にて、CC ピン下流に大きな速度欠損および全圧損失の領域が発生している。大開度で観察された速度欠損、全圧損失領域は、大開度から中開度へとノズルを閉じていくに従って弱まり、小開度では CC ピン下流の全圧分布は Case2 とほとんど変化ないと言ってよいレベルに留まっている。上記の結果より、CC ピンによるタービン性能の変化は主にノズル大開度すなわちタービン流量の大きい条件に限定され、ノズル小開度でのタービン性能への影響は微小であると推察される。

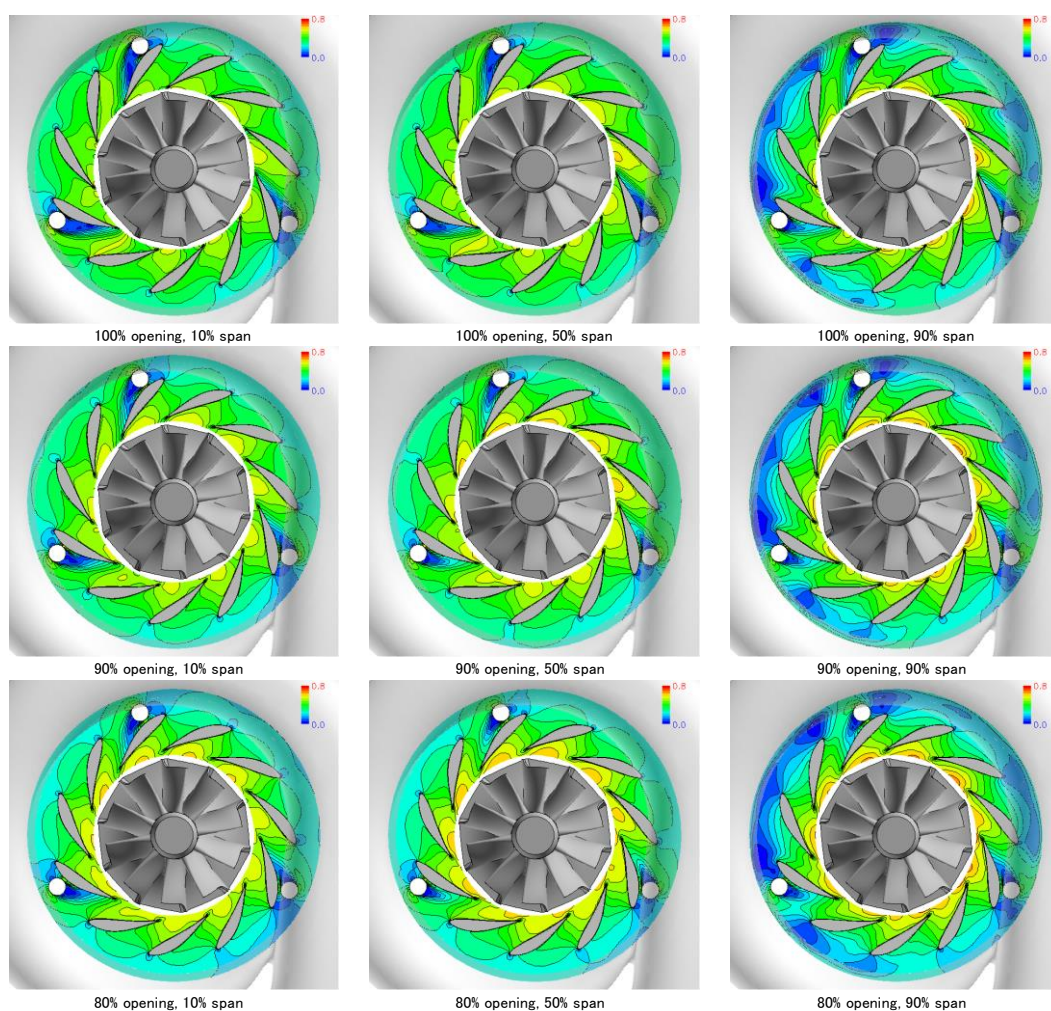


図 3-2-12a. Case3 ノズル翼間マッハ数分布 (100~80%開度)

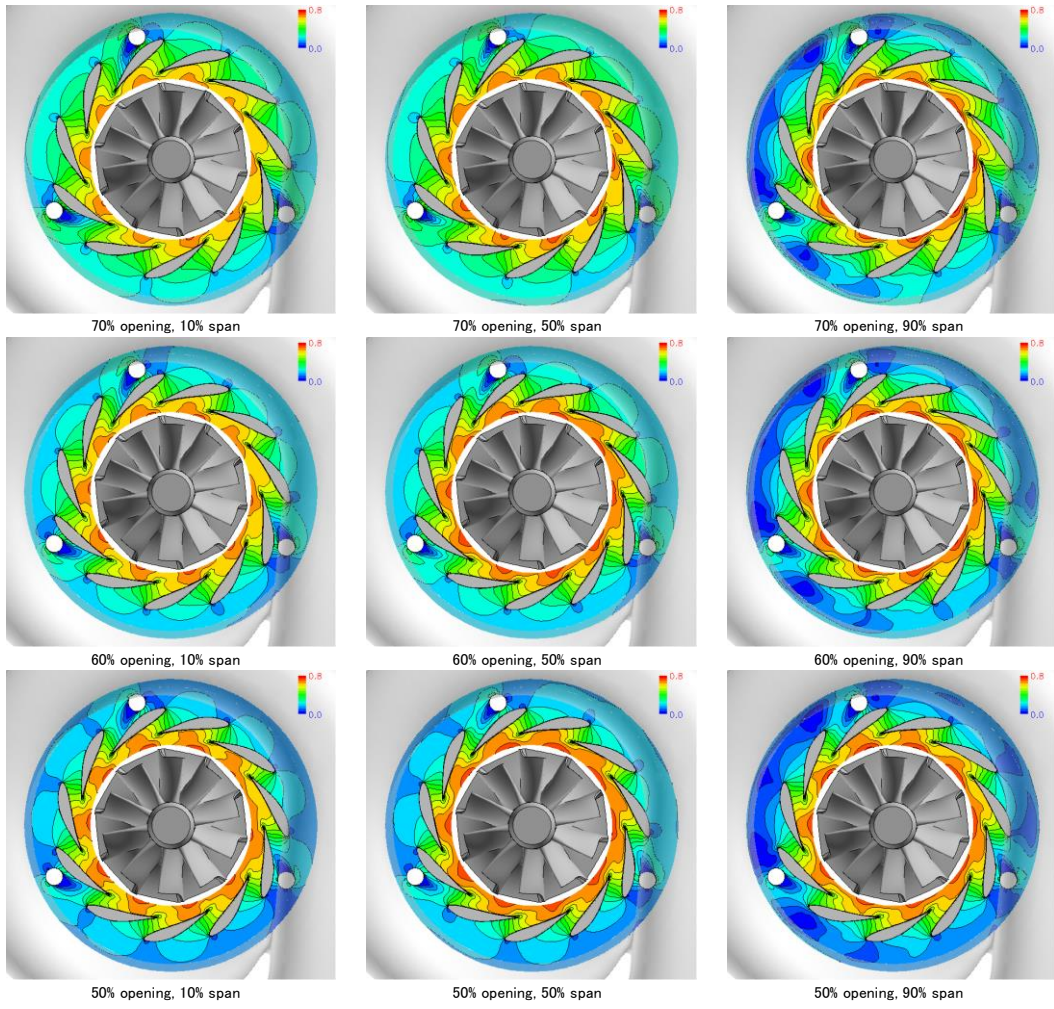


図 3-2-12b. Case3 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

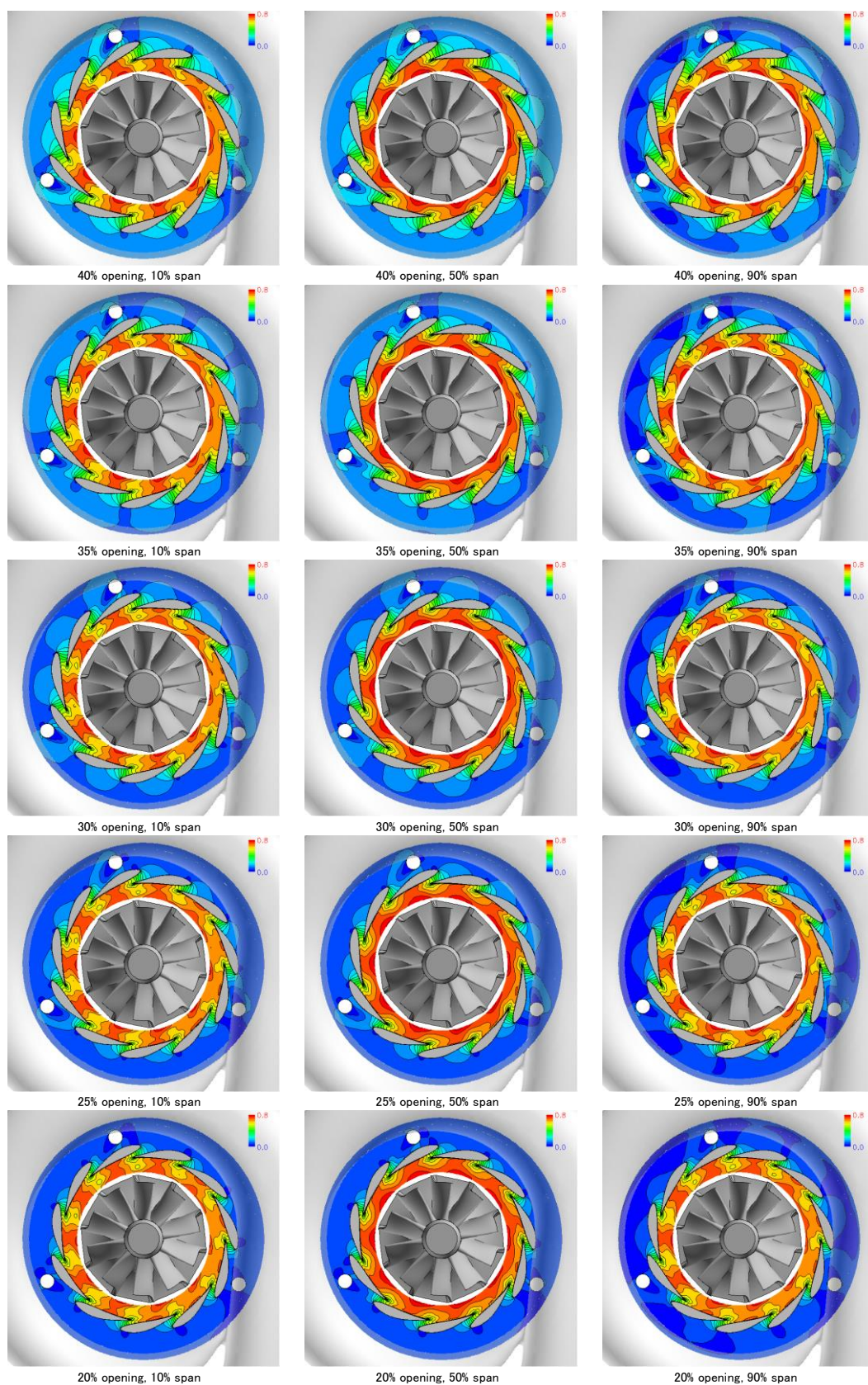


図 3-2-12c. Case3 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

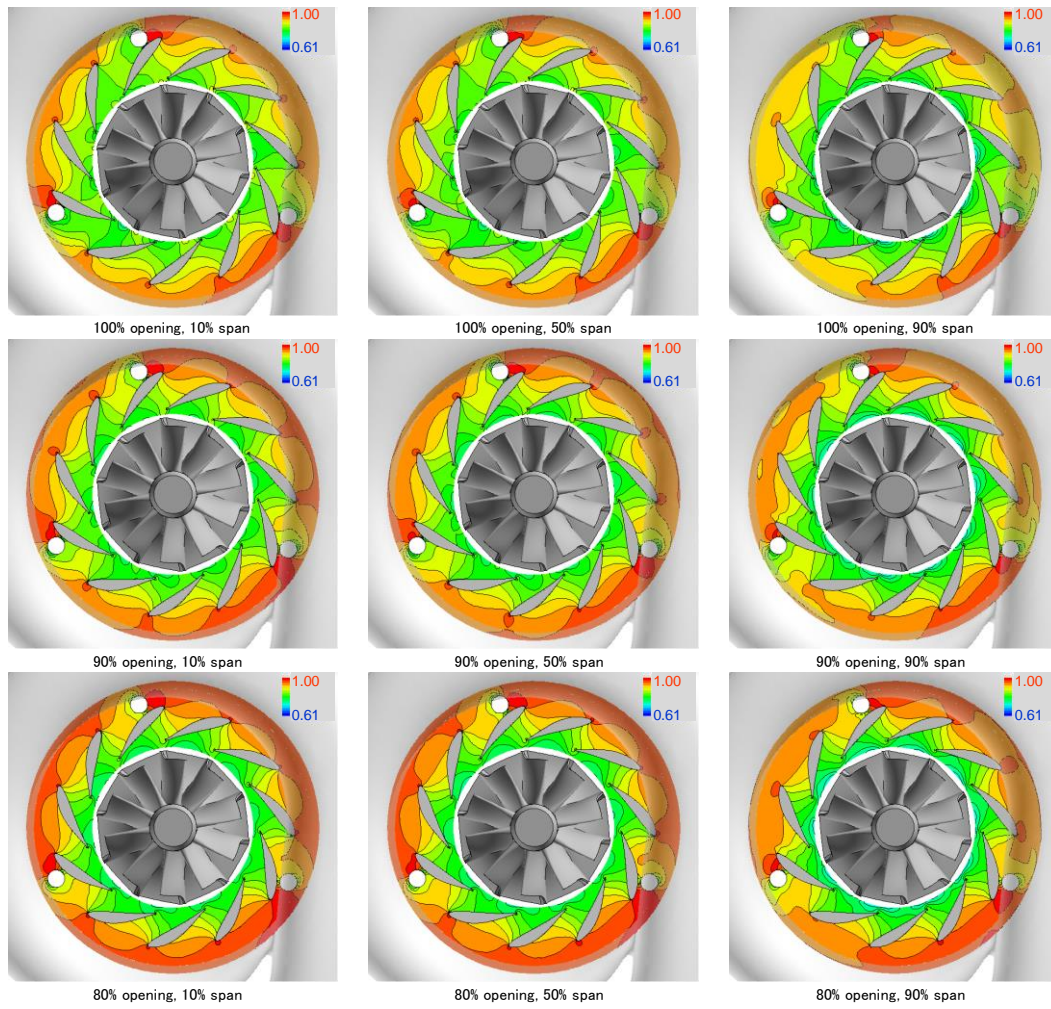


図 3-2-13a. Case3 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

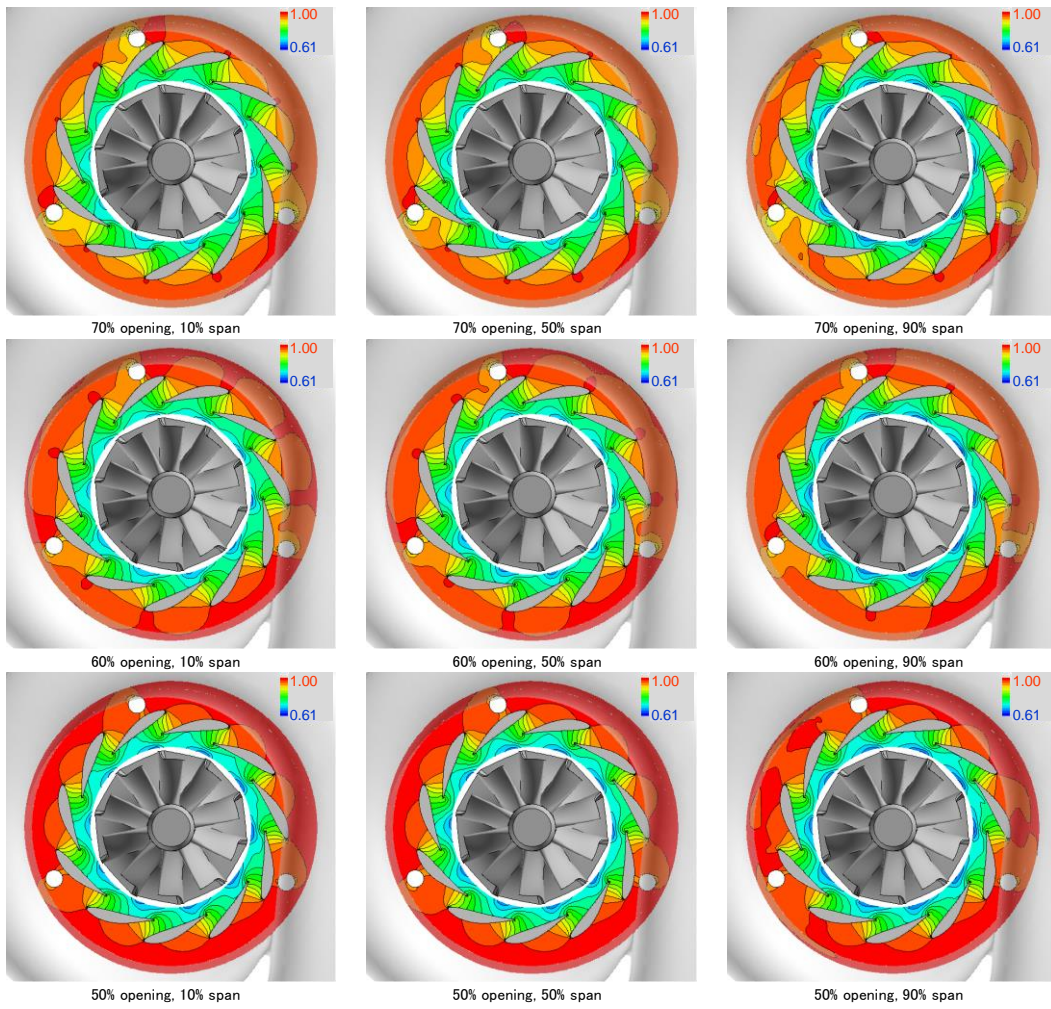


図 3-2-13b. Case3 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

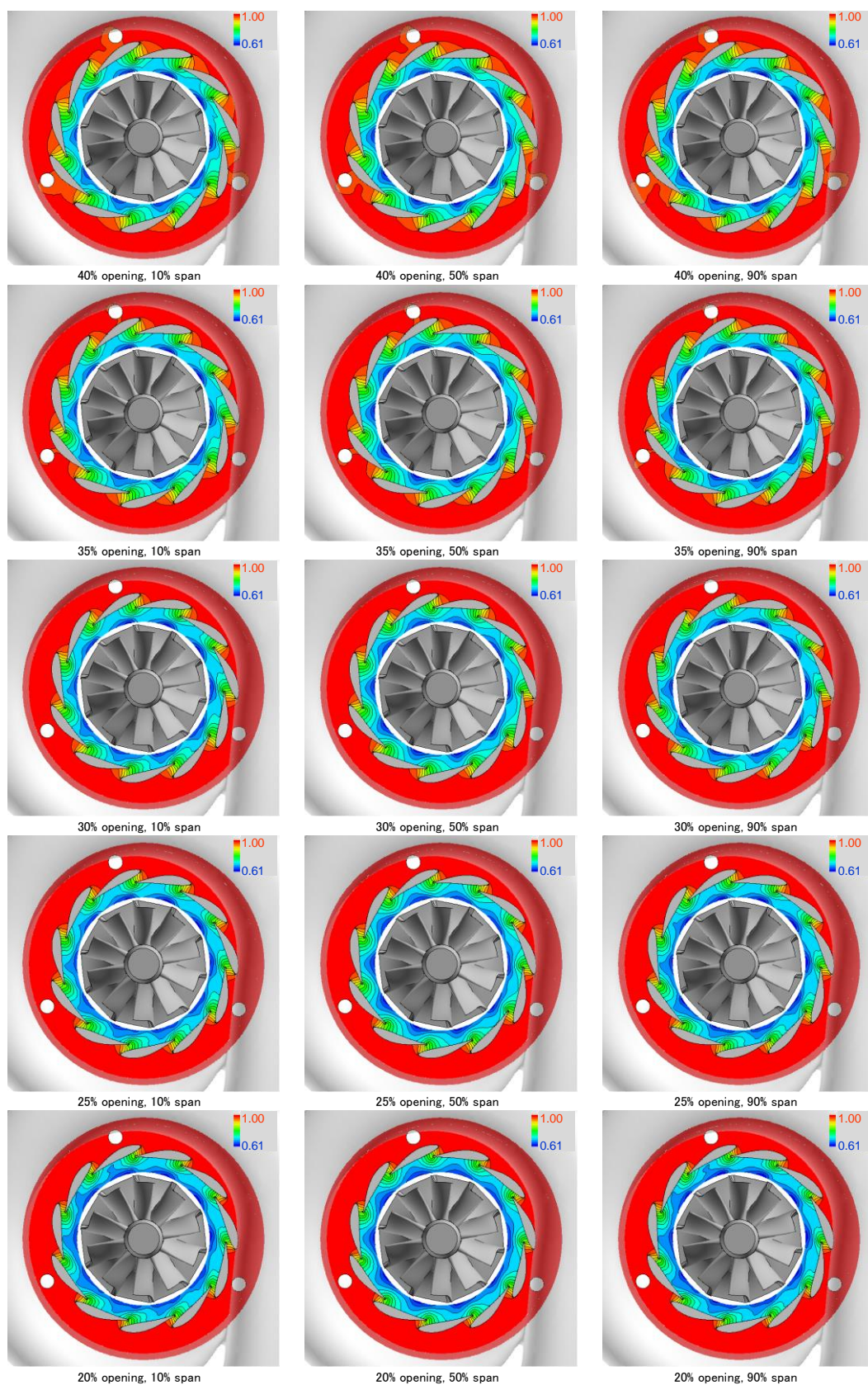


図 3-2-13c. Case3 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

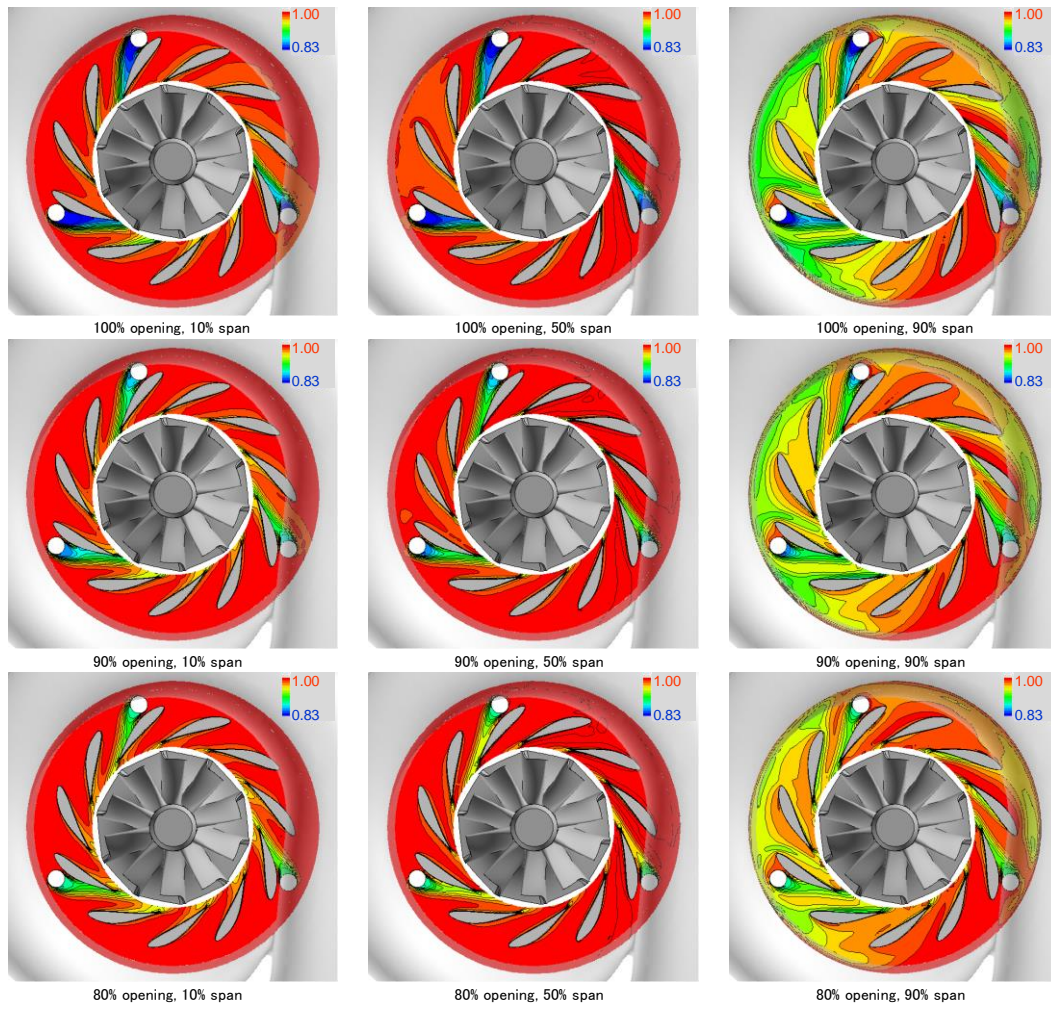


図 3-2-14a. Case3 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

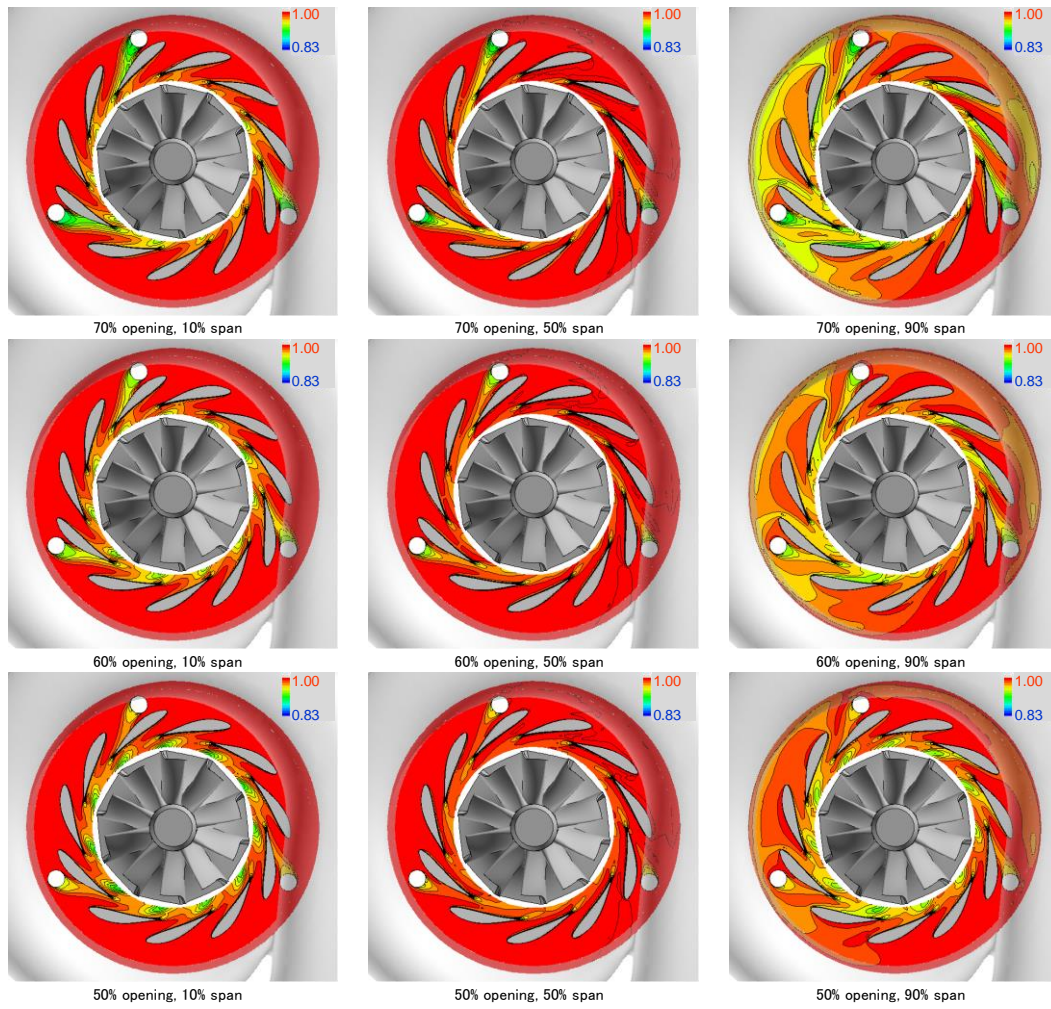


図 3-2-14b. Case3 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

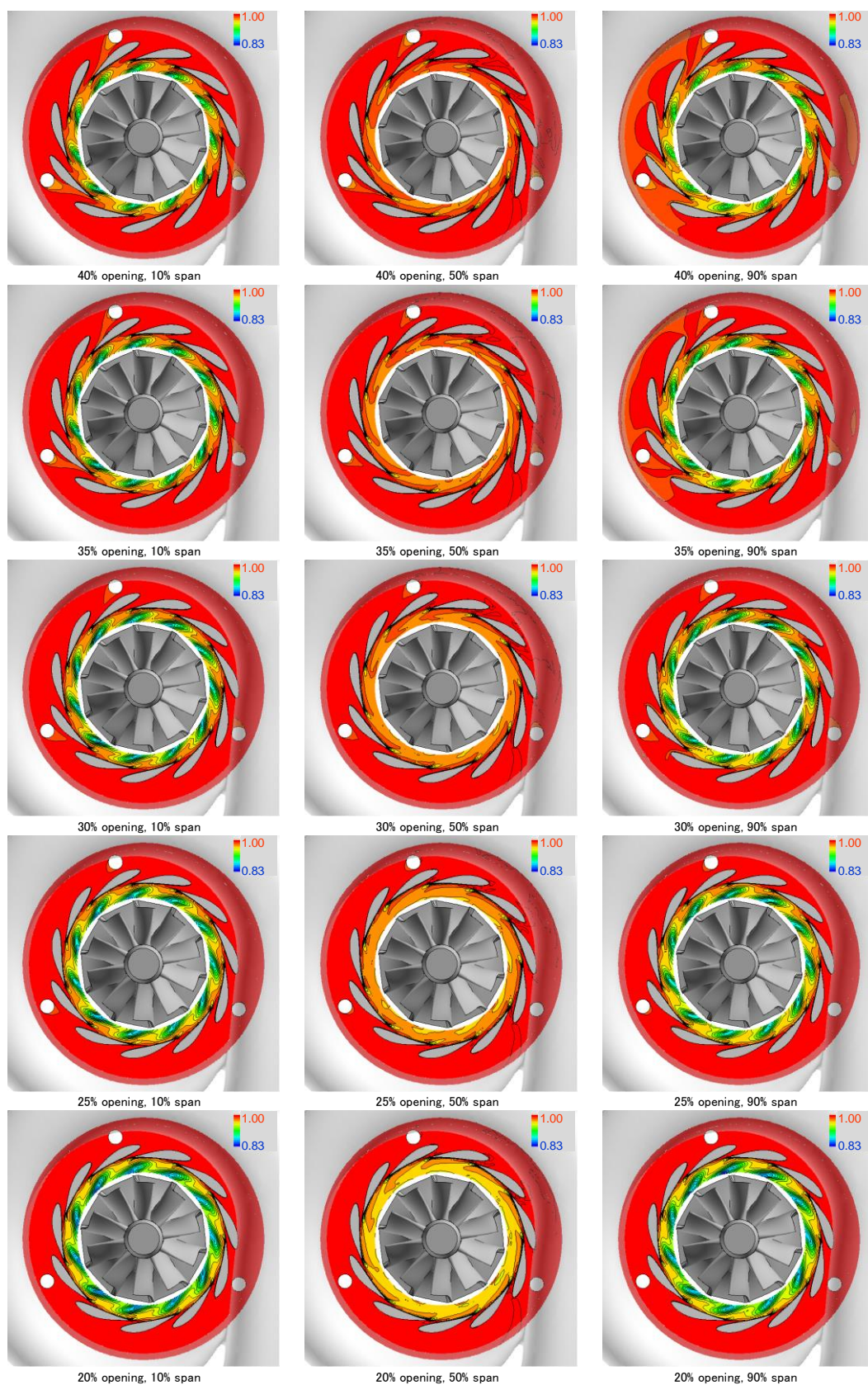


図 3-2-14c. Case3 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

図 3-2-15~17 に Case4 でのマッハ数、静圧および全圧分布を示す。Case3 との差異は、ノズルベーン端部のハブ、シュラウドの両方に鏝の付いた回転軸を考慮していることであるが、これによるノズル大開度での流れ場への影響はわずかである。一方、図 3-2-15 のマッハ数分布および図 3-2-17 の全圧分布より、ノズルを中開度から小開度へと閉じていくに従って、回転軸の存在するハブ、シュラウド側において円形の鏝の下流、特に内径側の高マッハ数域に速度欠損と全圧損失が増加している領域が観察される。これによりノズル中開度から小開度にかけて、鏝の付いた回転軸によるタービン性能への影響があると考える。

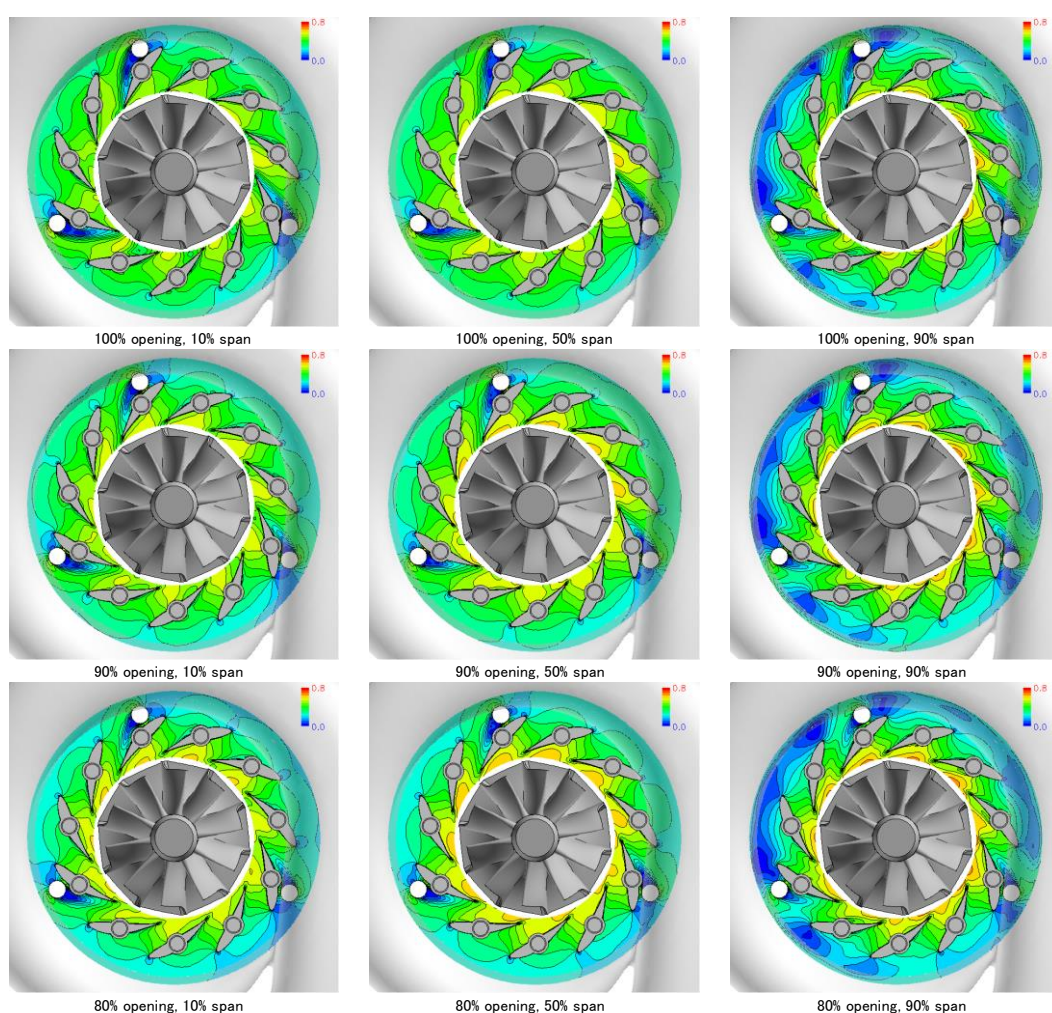


図 3-2-15a. Case4 ノズル翼間マッハ数分布 (100~80%開度)

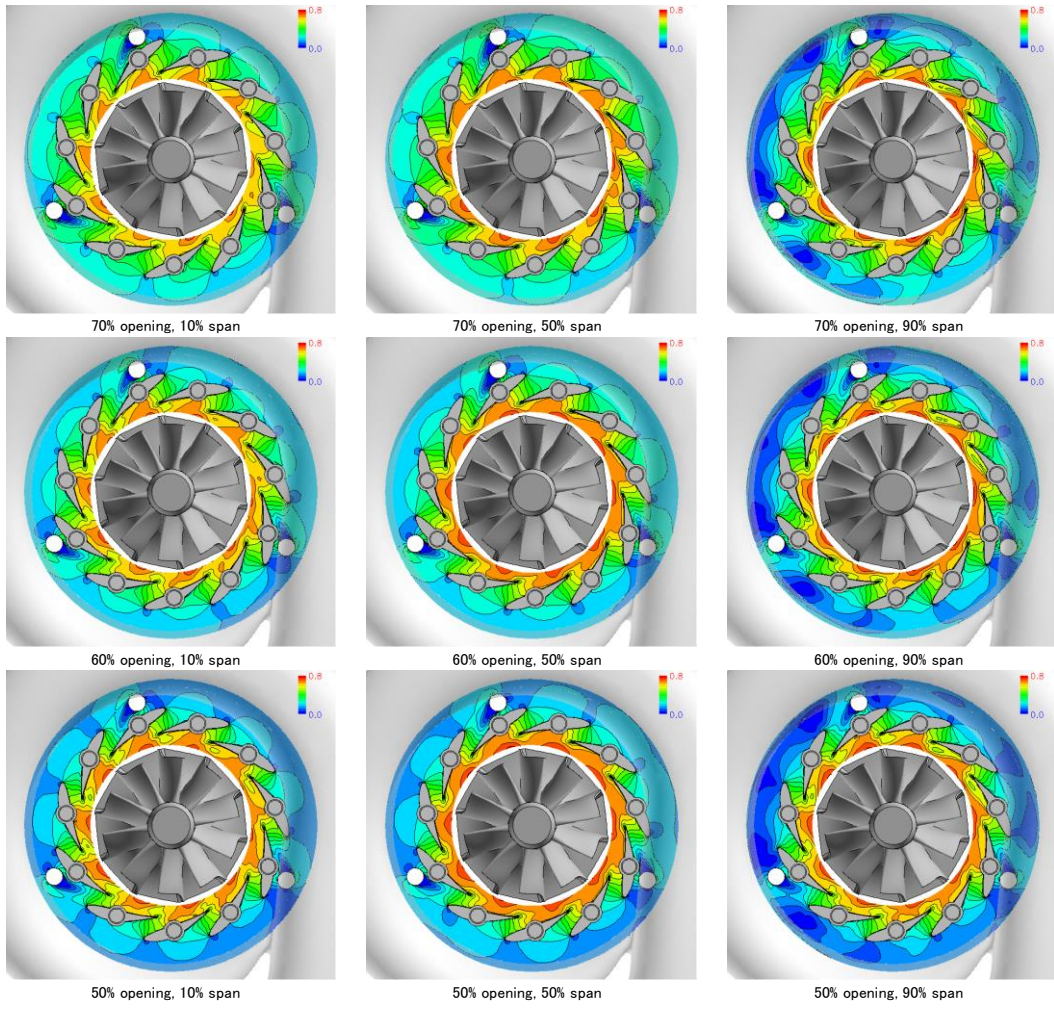


図 3-2-15b. Case4 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

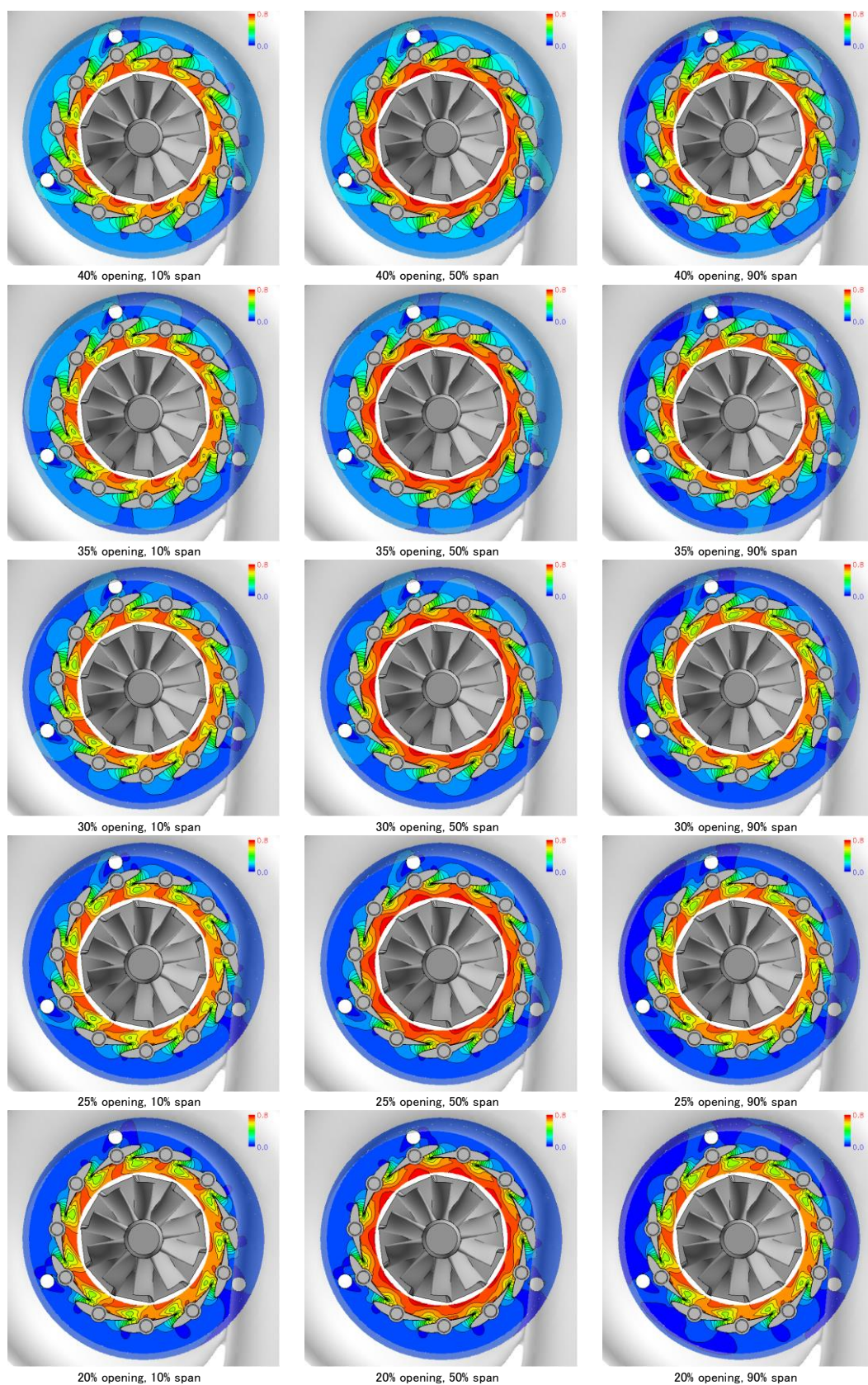


図 3-2-15c. Case4 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

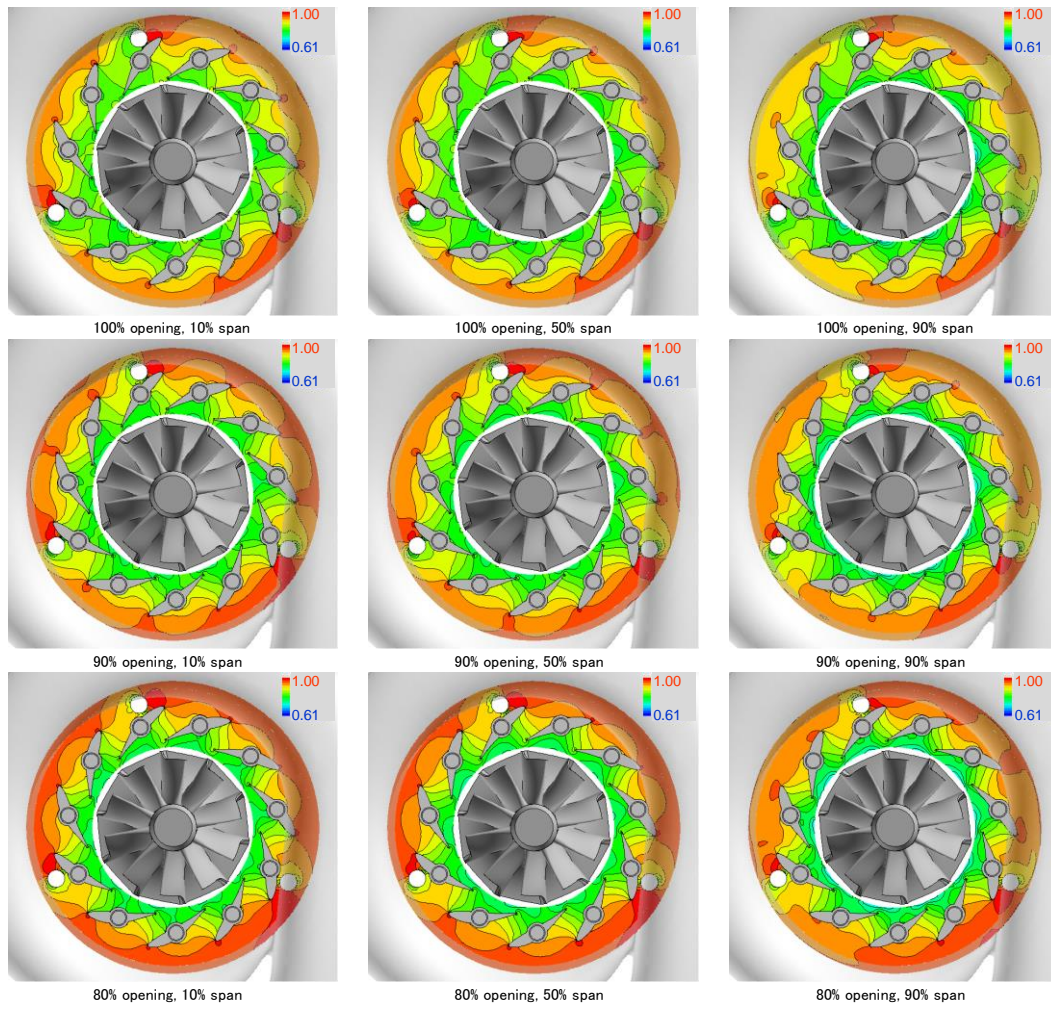


図 3-2-16a. Case4 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

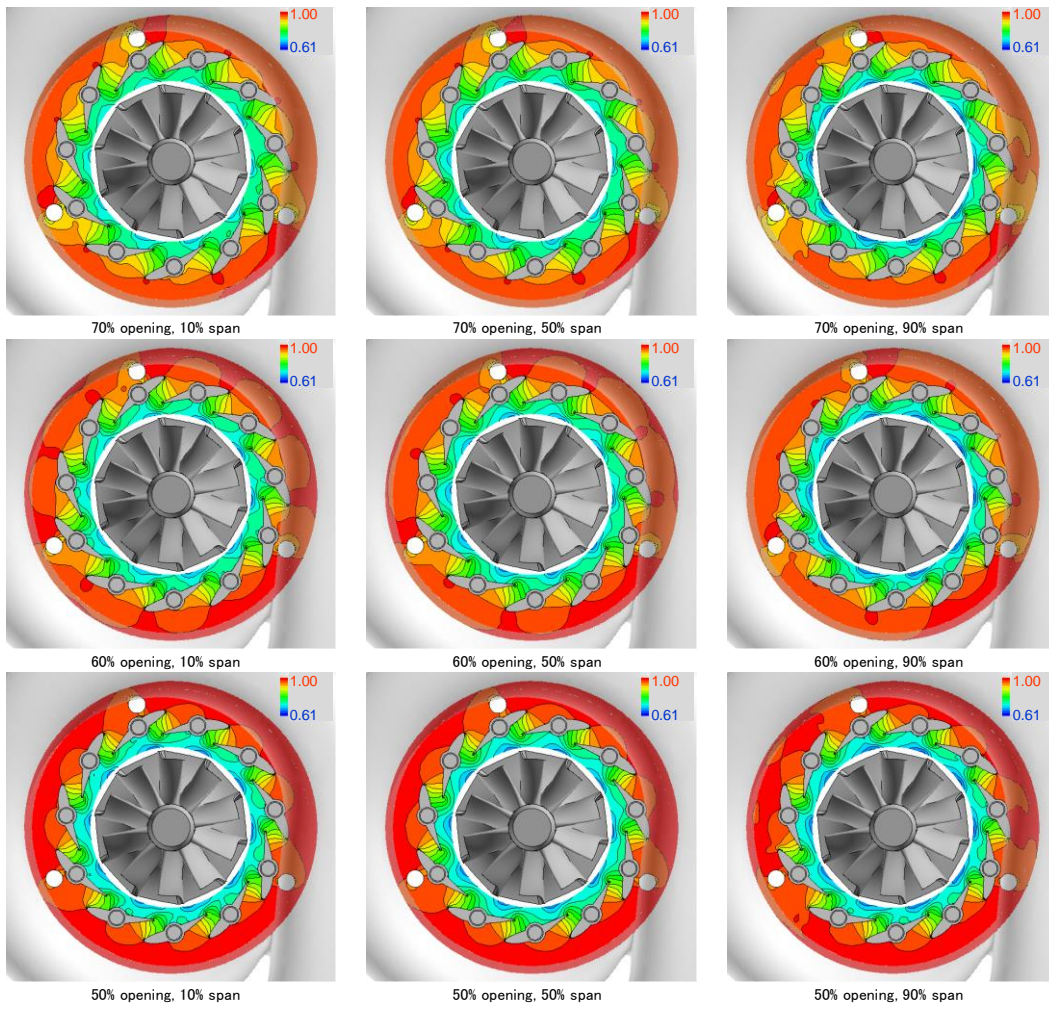


図 3-2-16b. Case4 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

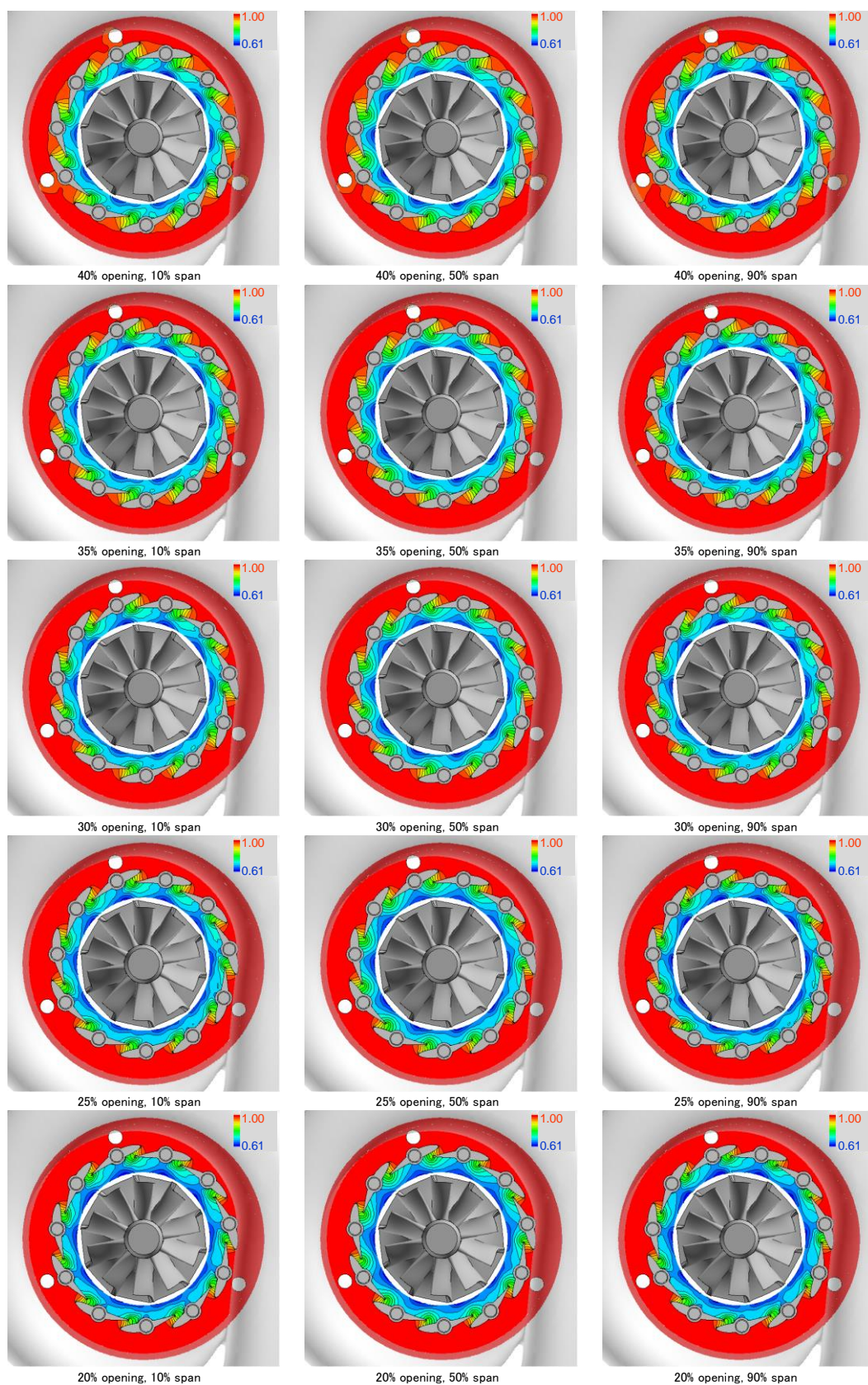


図 3-2-16c. Case4 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

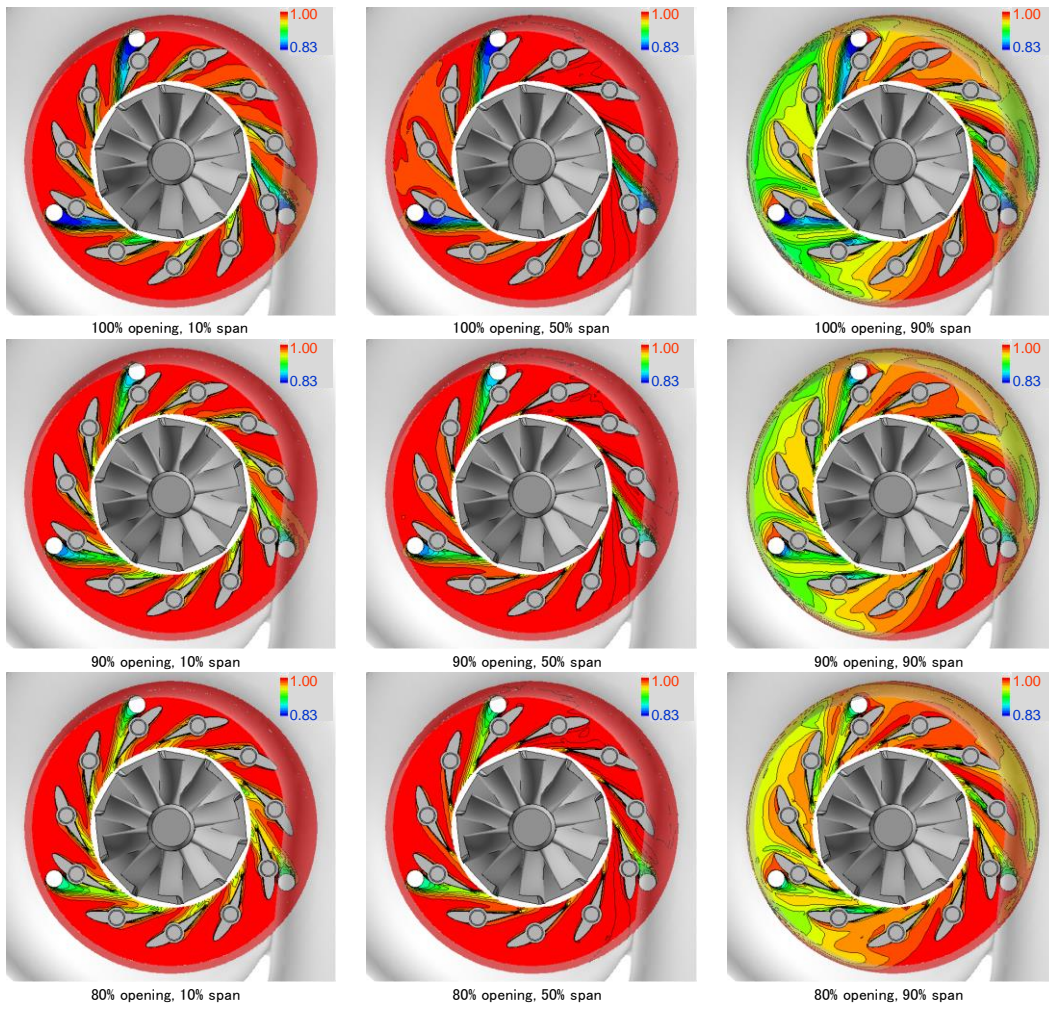


図 3-2-17a. Case4 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

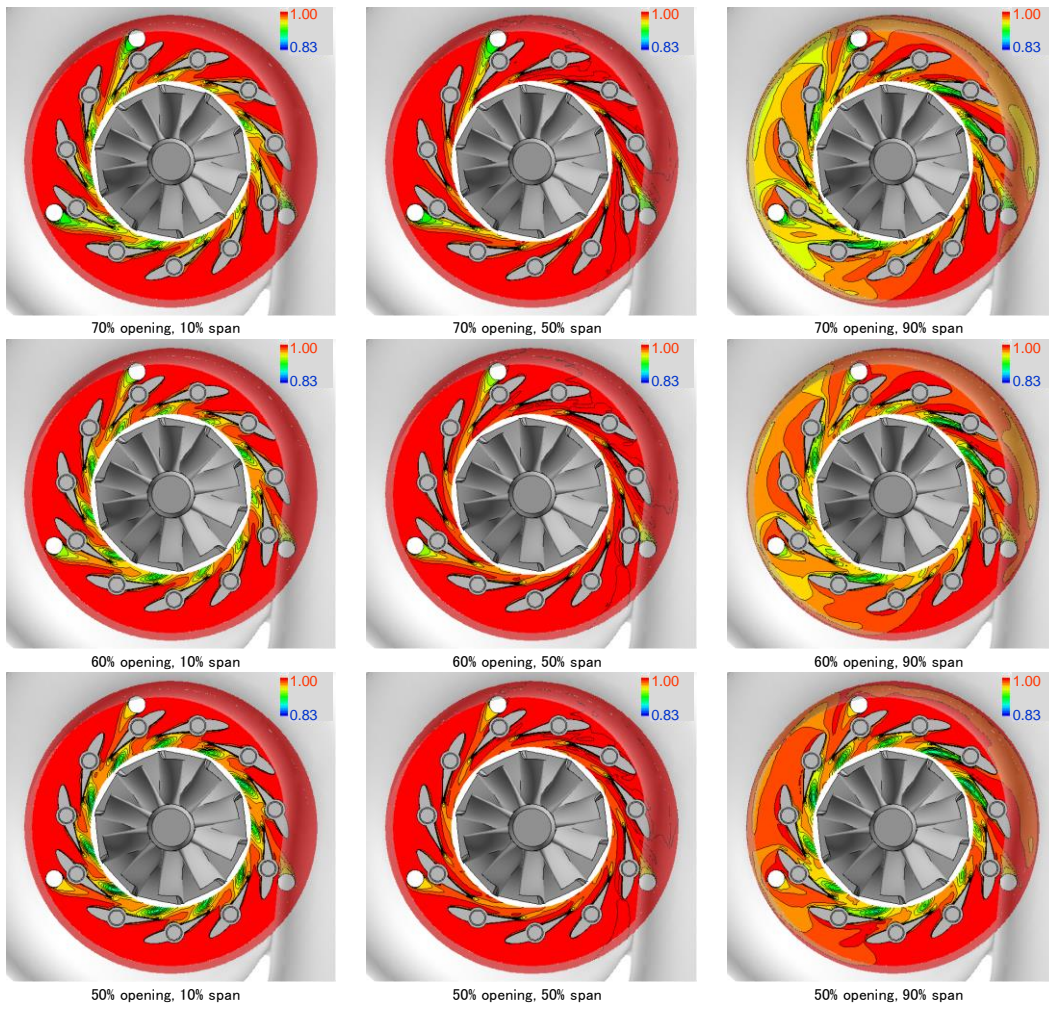


図 3-2-17b. Case4 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

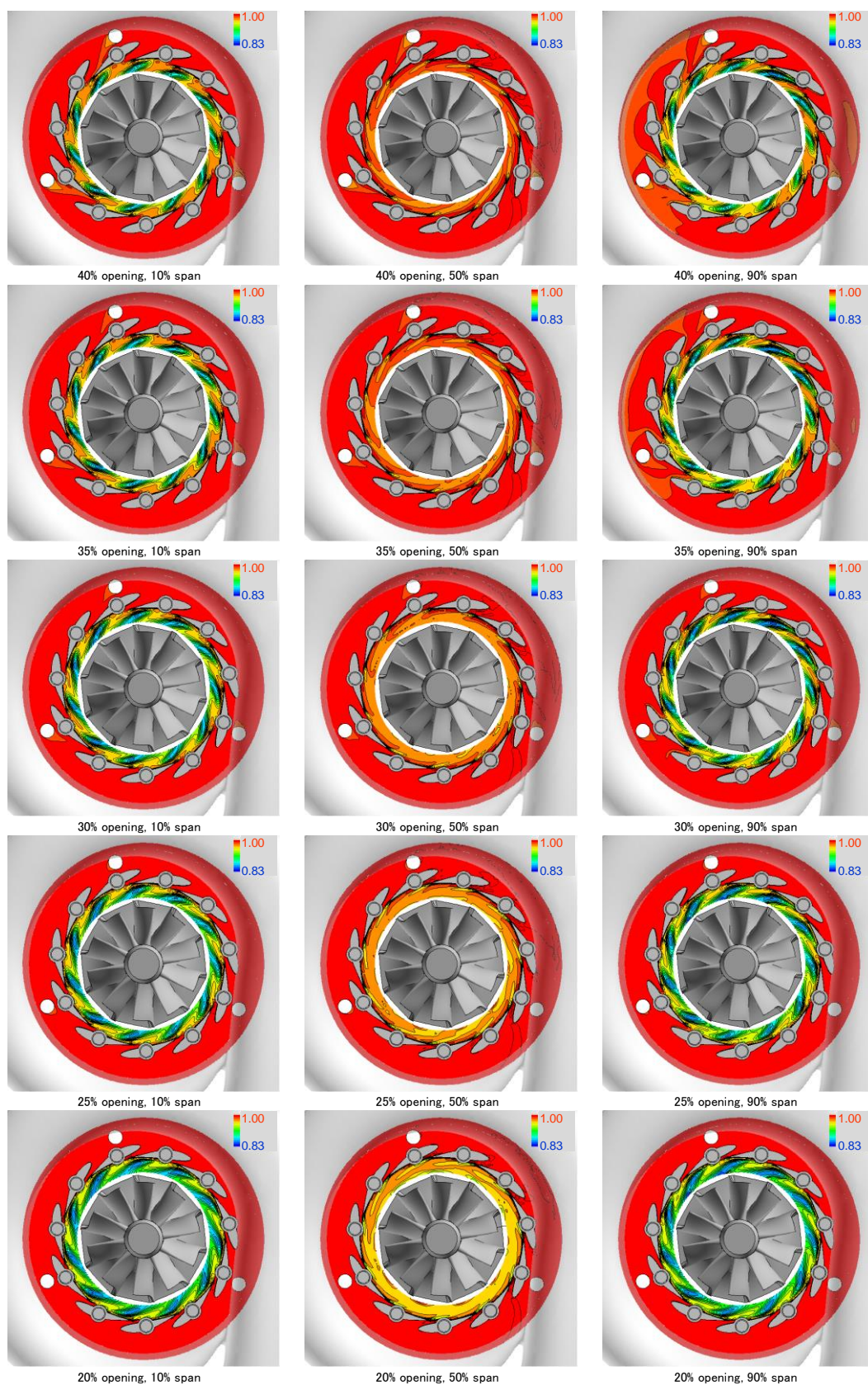


図 3-2-17c. Case4 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

Case1~4について、各ノズル開度での全圧損失の差異をより定量的に評価するため、ノズル下流における周方向の全圧分布をハブ面から10%、50%および90%断面について比較した結果を図3-2-18に示す。図の横軸は舌部付近を0°の位相とした方位角を、縦軸はタービン入口での全圧値で正規化したノズル下流での全圧を示している。図3-2-18a~cのノズル大開度でのCase1~4の比較より、主な差異はCase2とCase3の間すなわちCCピンの有無によって発生しており、前述のノズル翼間の流れ場の比較より推察された傾向と一致している。

図3-2-18d~fのノズル中開度での比較より、50%断面における差異は大開度同様Case2とCase3すなわちCCピン有無によるものである。一方、10%、90%のハブ、シュラウド断面では、クリアランス、CCピン、回転軸の3つの差異がすべて現れており、どの差異が最もタービン性能に影響を及ぼすのかを言及するのは難しい。図3-2-18g~kのノズル小開度での比較より、大開度、中開度で見られた50%断面でのCCピンによる全圧損失は消失している。一方、10%、90%のハブ、シュラウド断面では、Case1とCase2すなわちクリアランス有無の影響が支配的であり、それに加えてCase3とCase4の回転軸による全圧損失が影響していることがわかる。

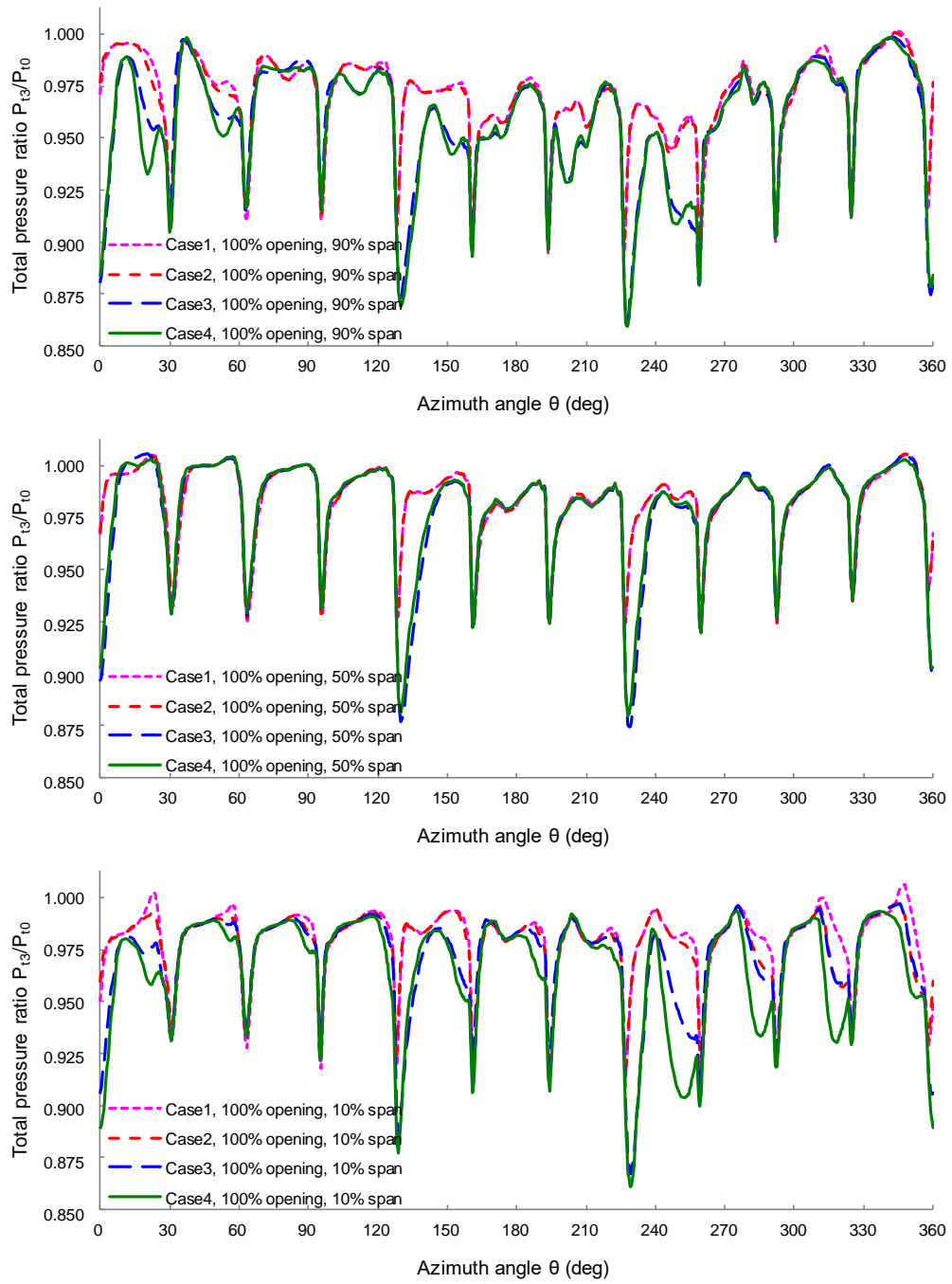


図 3-2-18a. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (100%開度)

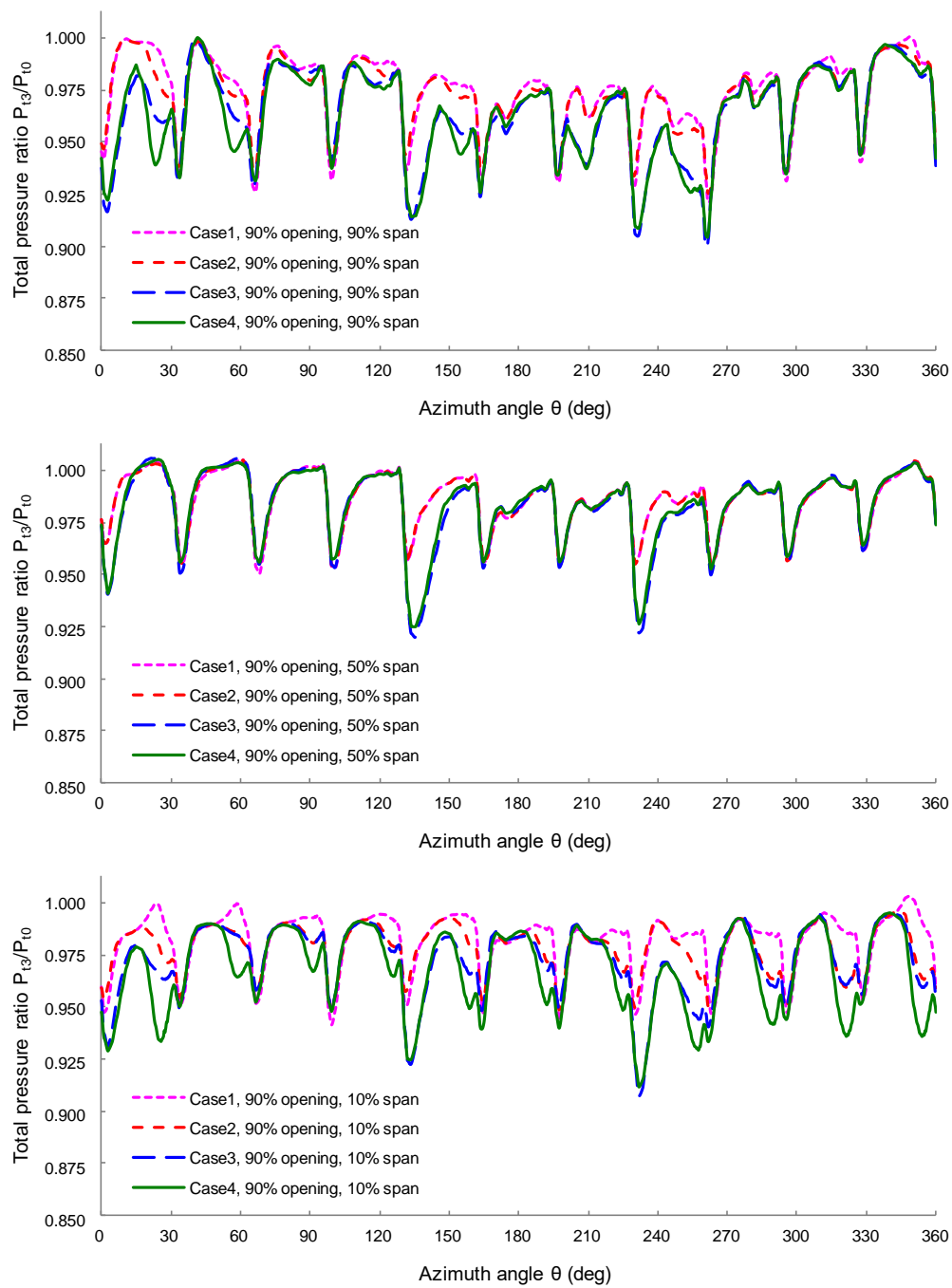


図 3-2-18b. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (90%開度)

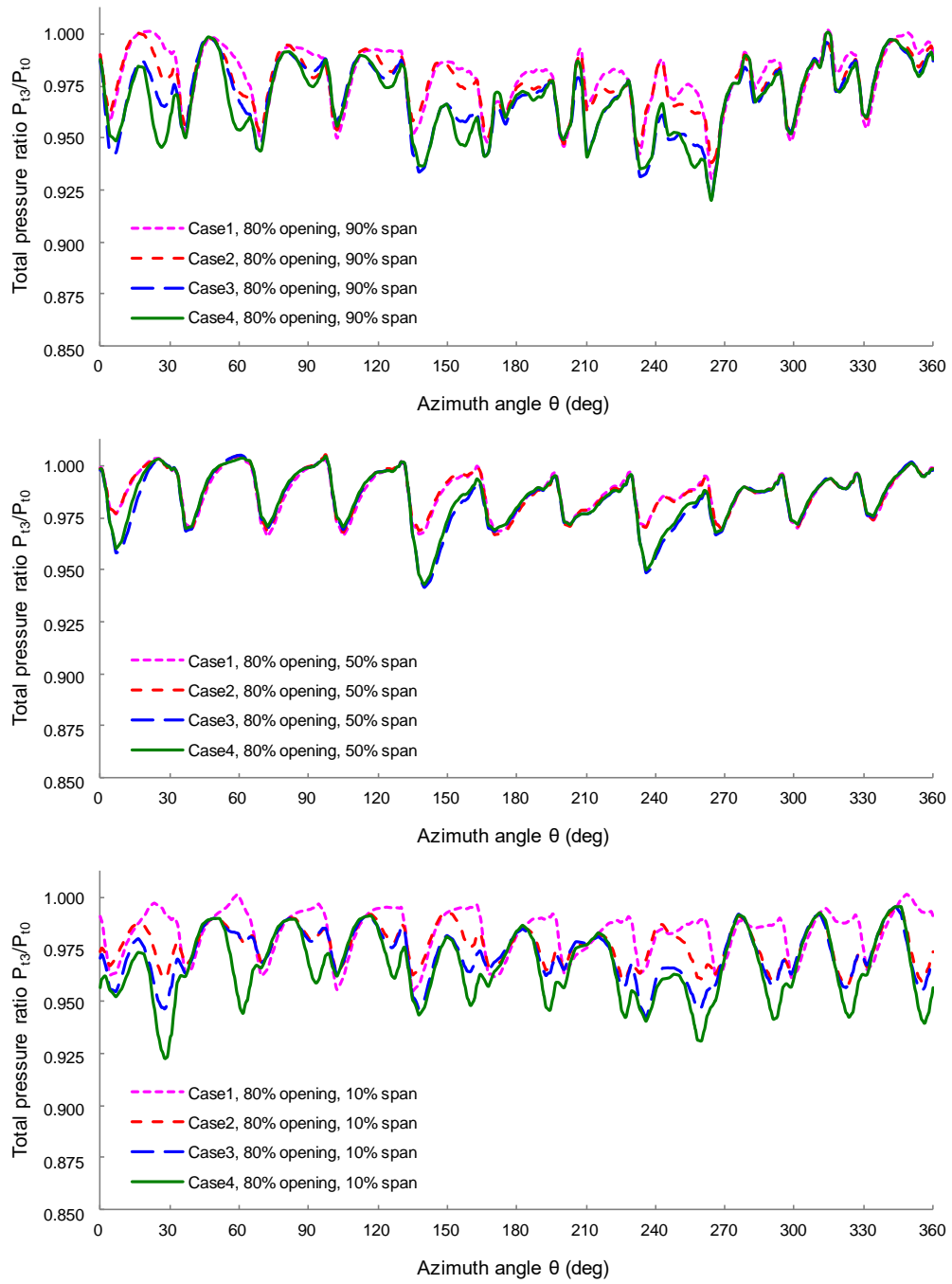


図 3-2-18c. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (80%開度)

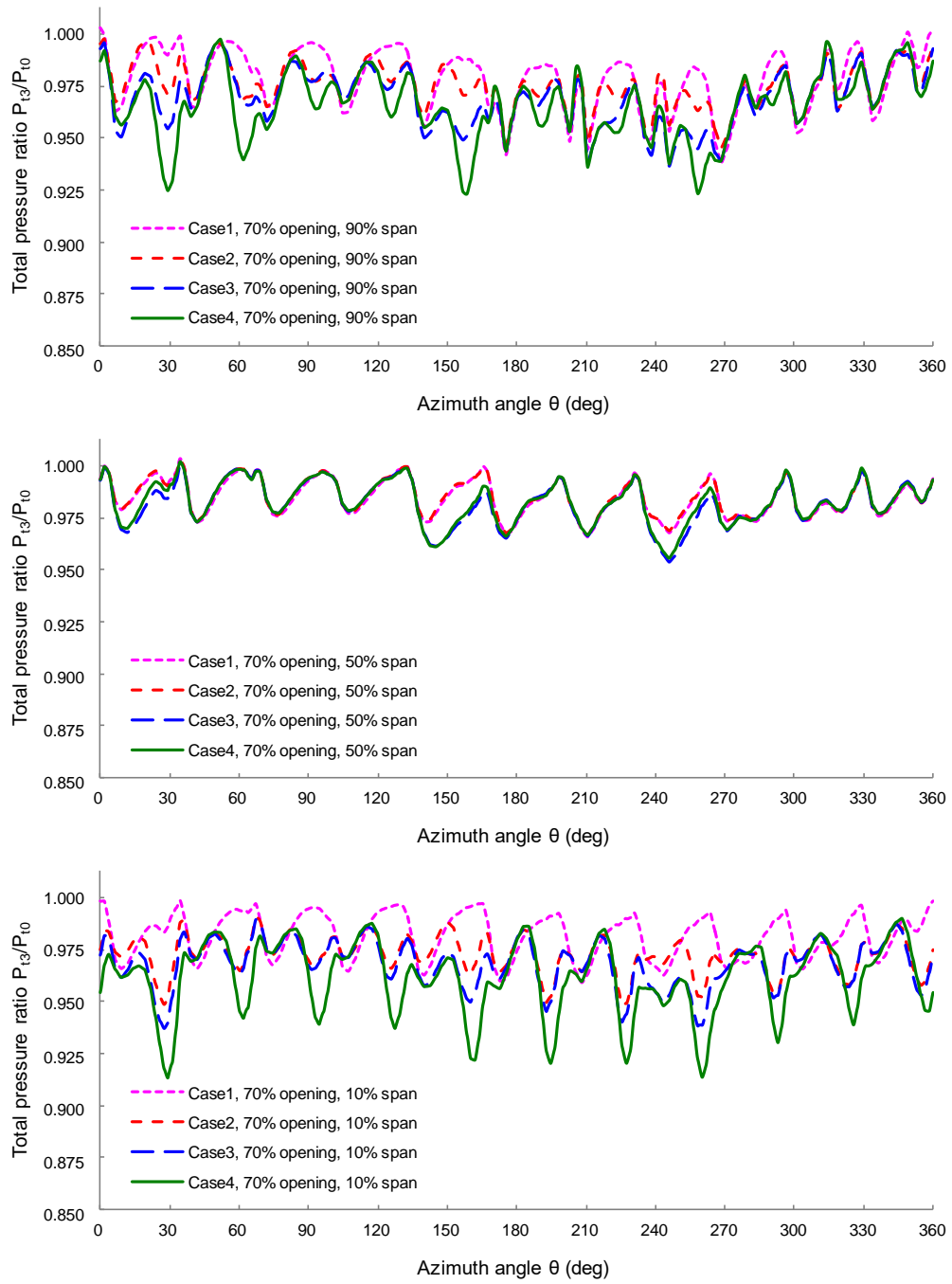


図 3-2-18d. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (70%開度)

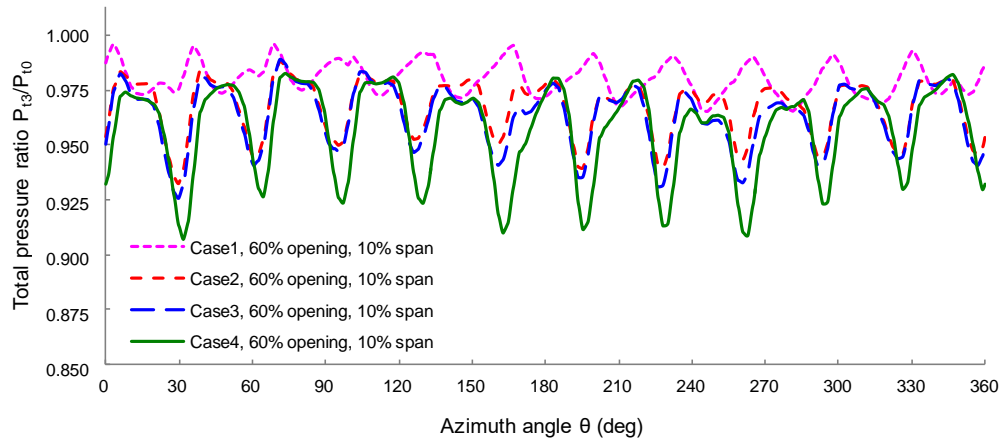
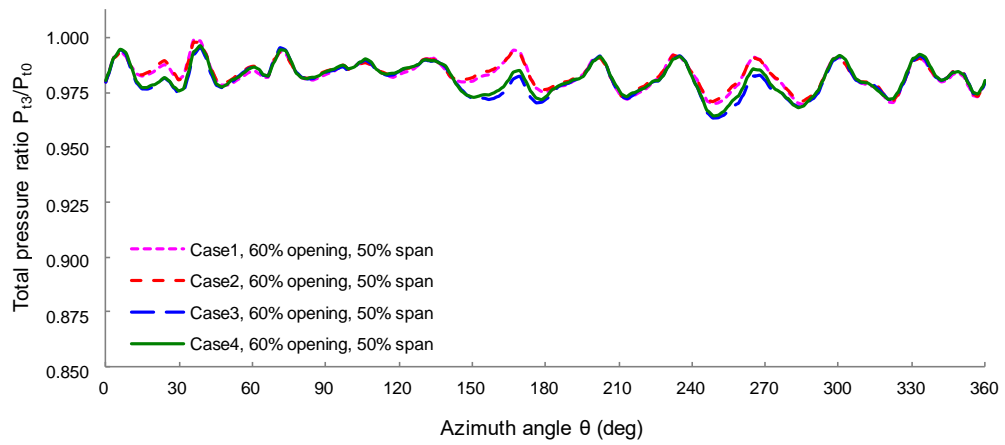


図 3-2-18e. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (60%開度)

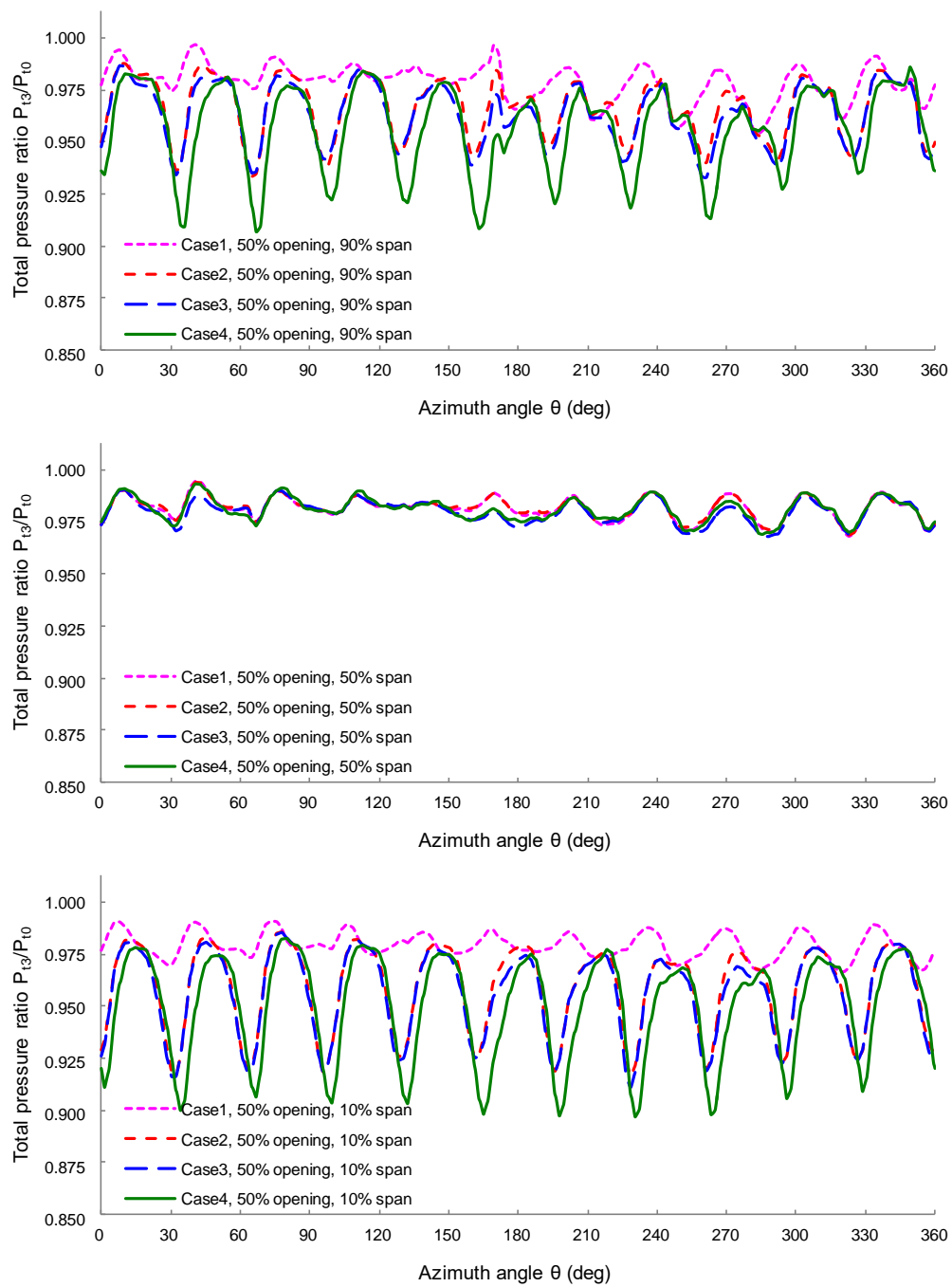


図 3-2-18f. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (50%開度)

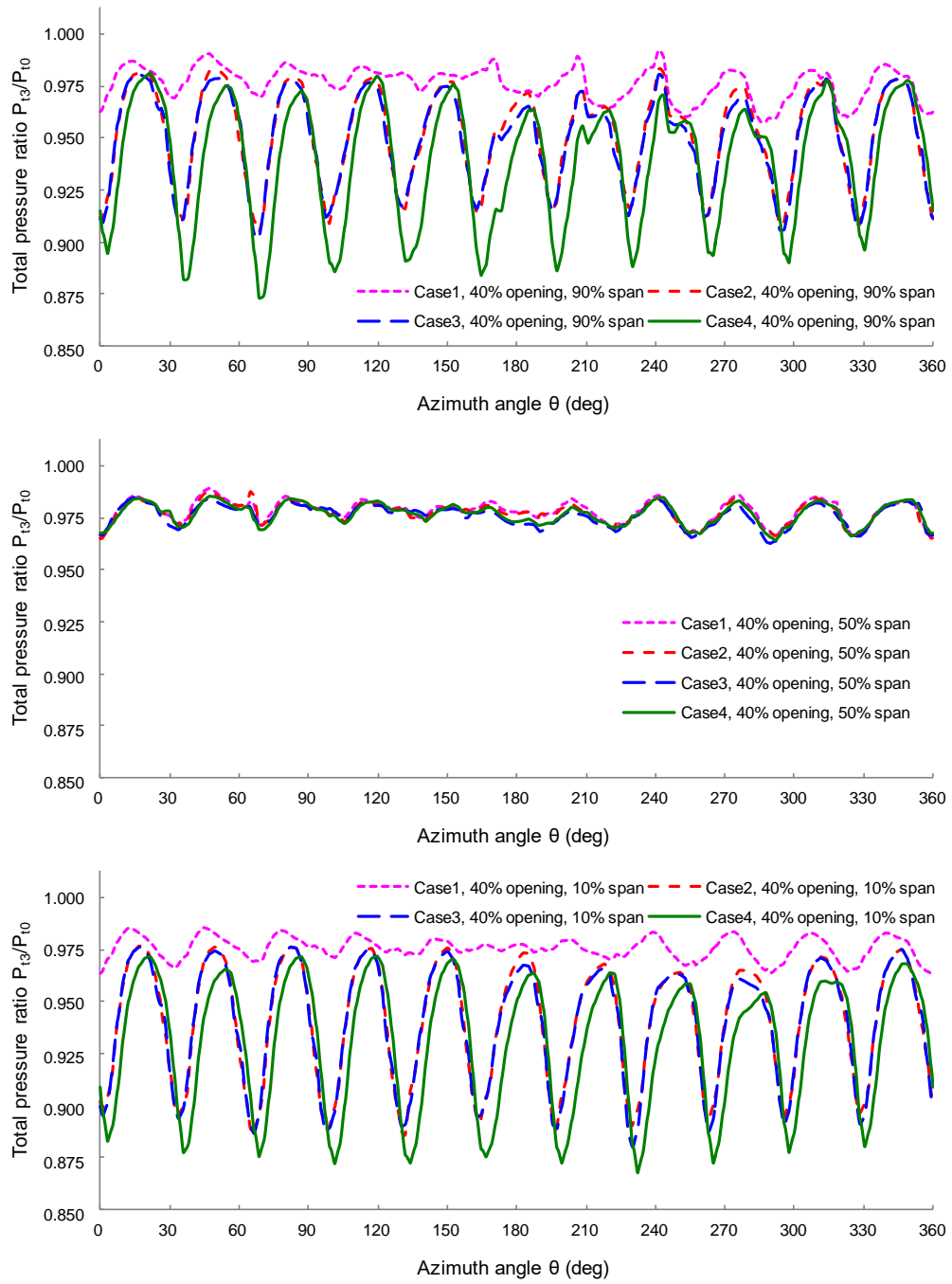


図 3-2-18g. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (40%開度)

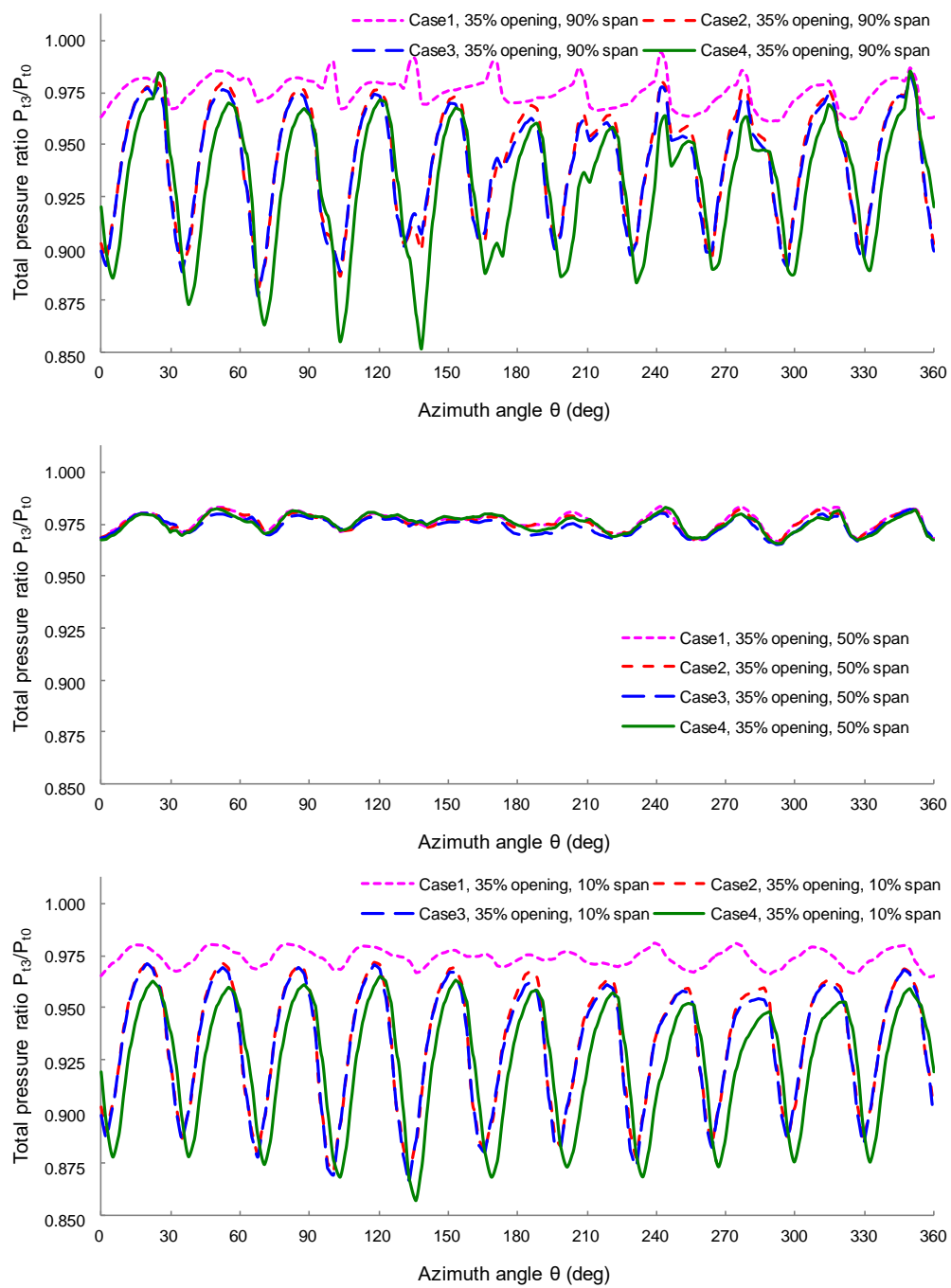


図 3-2-18h. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (35%開度)

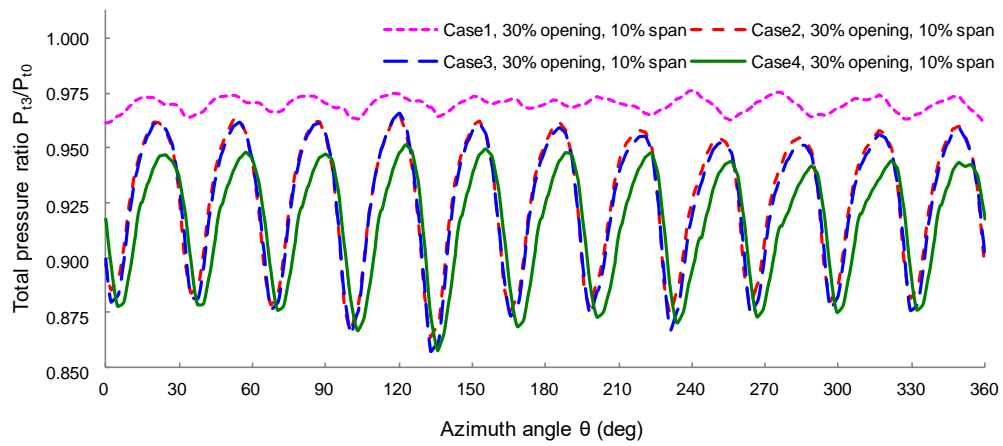
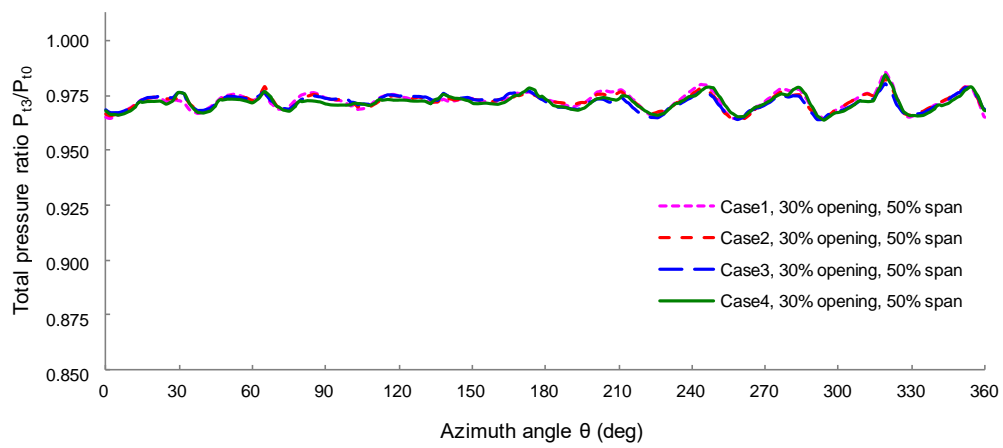
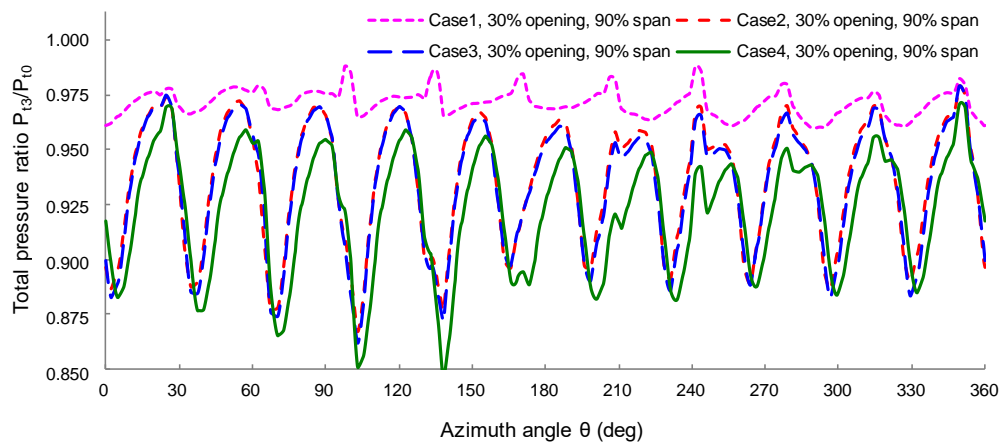


図 3-2-18i. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (30%開度)

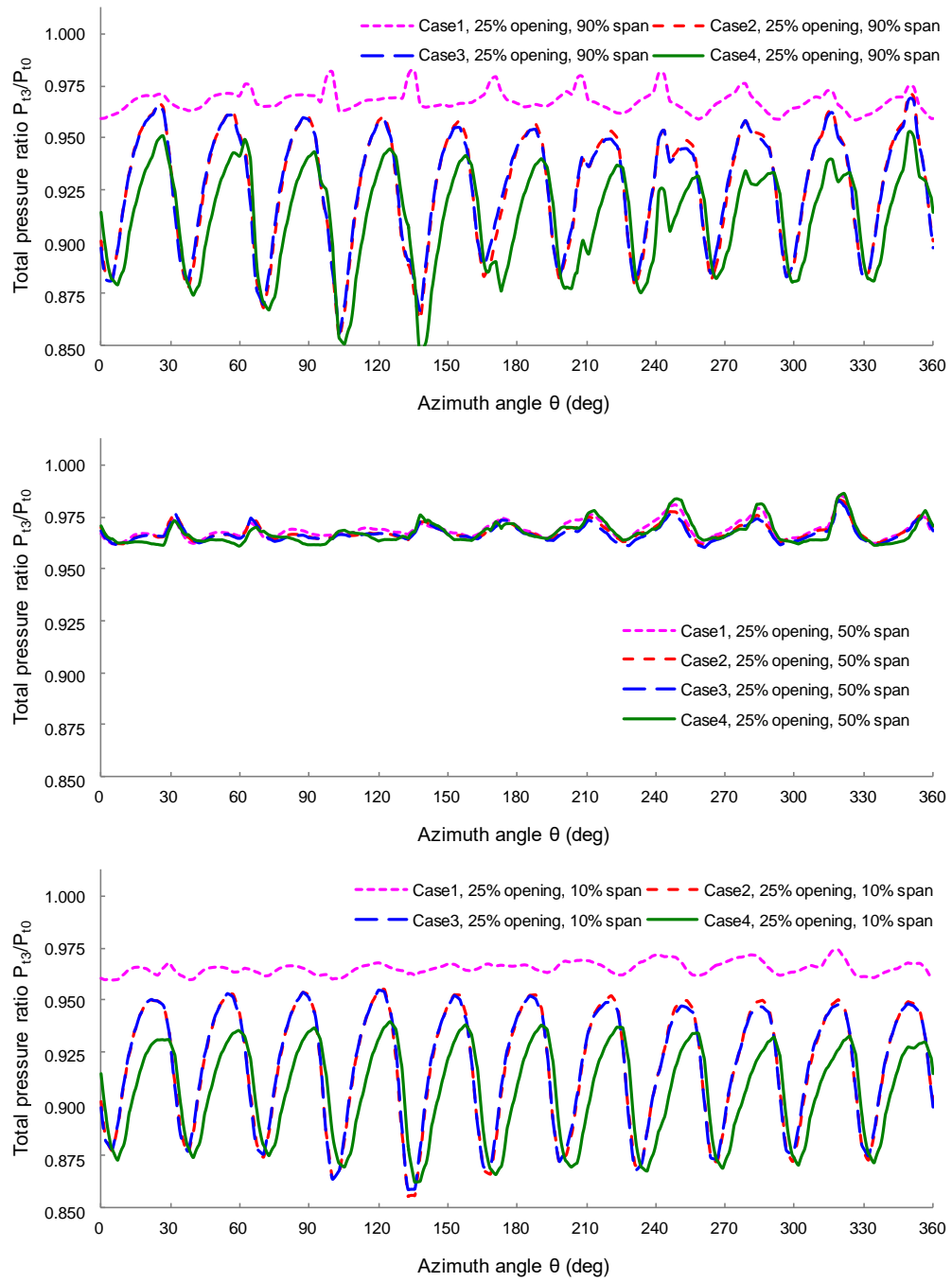


図 3-2-18j. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (25%開度)

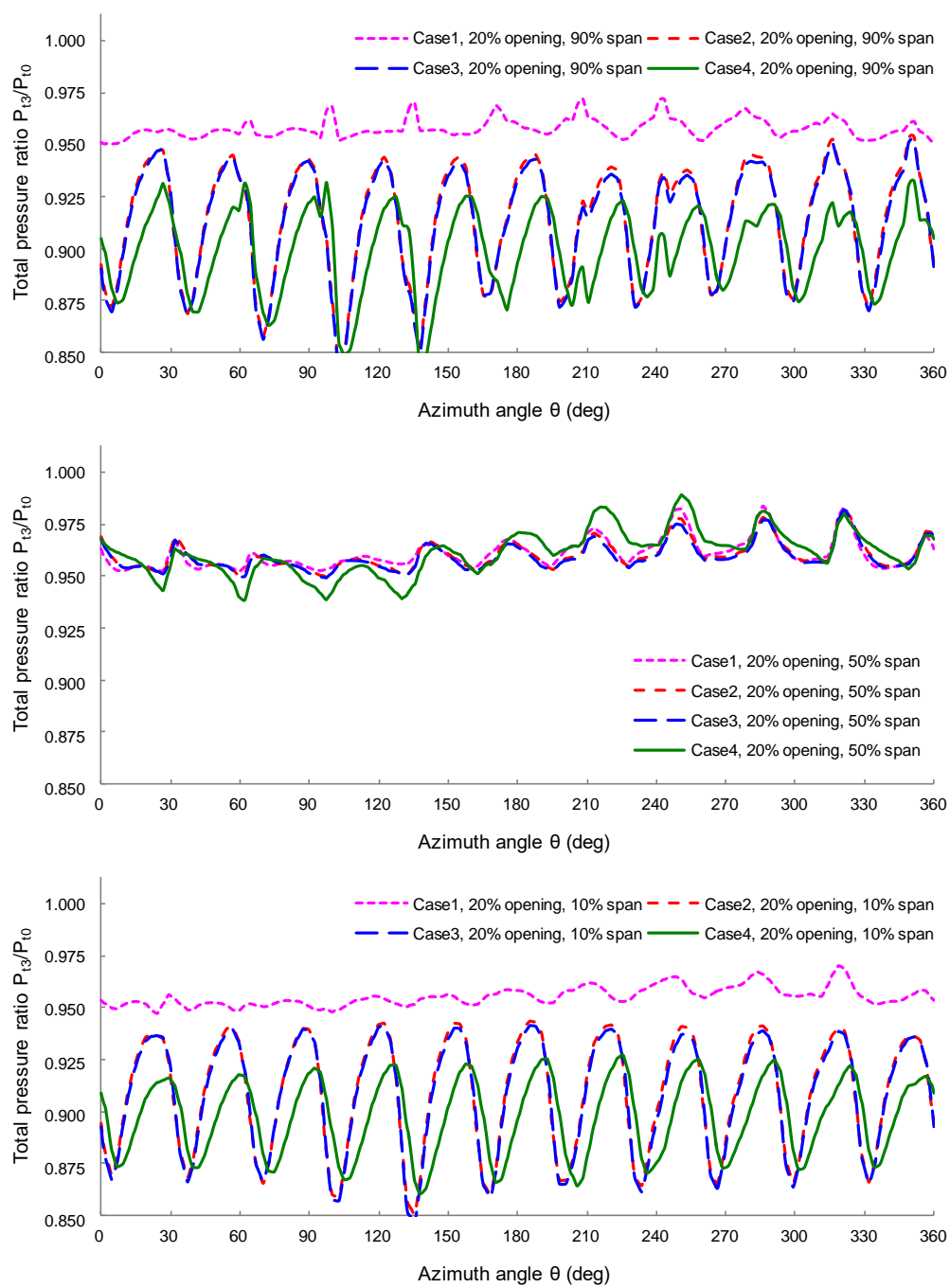


図 3-2-18k. ノズル下流周方向全圧分布の比較 (20%開度)

次にタービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較を行う。要素性能試験の実施方法は 2.4 節と同様であるため、詳細については 2.4 節を参照のこと。図 3-2-19 に要素性能試験結果を示す。タービン要素性能は翼車周速マッハ数 $M_u=0.42, 0.56, 0.70, 0.84$ の4つの回転数について、タービン圧力比 π_t を変化させて計測している。タービン圧力比 π_t は、同軸上の圧縮機の駆動動力すなわち圧縮機流量と圧力比を圧縮機吐出のバルブの開閉により、チョーク～サージの範囲で変化させることにより調整している。横軸はタービンの修正流量 $G\sqrt{T}/P$ を最大流量で正規化した値を、縦軸はタービン効率の絶対値を最高効率で正規化した値を示しており、ノズル最大開度を除いてタービン修正流量がそれぞれ 0.2 (極小開度)、0.3 (小開度)、0.6 (中開度)となるようノズル開度を調整している。

図 3-2-20 に Case1～4 の CFD 解析結果と要素性能試験結果との比較を示す。CFD 解析は回転数およびタービン圧力比一定で、ノズル開度すなわちタービン流量を変化させているのに対して、要素性能試験ではノズル開度固定でタービン圧力比を変化させているため、両者の比較のためには CFD 解析結果と要素試験結果の修正流量および圧力比が一致している点、すなわち流量-圧力比のカーブが交差している点で比較する必要があることに注意する。Case1～4 のタービン効率の比較より、ノズル小開度ではクリアランス有無の影響が大きく、Case1 と Case2～4 に 10%以上の効率差が発生している。中開度ではクリアランス有無による効率差は 4%弱まで縮小し、最大開度においては Case1 と Case2 すなわちクリアランス有無による効率差はない結果となっている。一方、Case2 と Case3 すなわち CC ピン有無による効率差は、ノズル小開度および中開度では 0.5%程度と微小であったが、最大開度においては 3%程度まで拡大している。これはノズルが開くに従ってタービン流量が増加し、ノズル入口でのマッハ数が増加することにより CC ピン後流の損失が増加し、タービン効率の低下に繋がった結果である。Case3 と Case4 すなわちノズルベーンの影響については、前述の流れ場の分析から、ノズル下流での圧力損失、特にノズル小開度における損失増加に伴うタービン効率の低下が推察されたが、CFD 解析上の効率低下量はノズル開度によらず 0.5%程度に留まっており、その影響は微小である。回転軸および鏝形状の影響が微小となった要因として、Case3 ではノズル端面のクリアランスがベーン前縁から後縁まで全面に存在するのに対して、Case4 では回転軸によりベーン中間部分のクリアランスが存在しないため、ノズル小開度において支配的となるクリアランス流れによる損失の低減と回転軸およびその鏝形状による損失の増加が相殺されたためと推察する。結論として Case1～4 の CFD 解析とタービン要素性能試験との比較の結果、ノズル端面のクリアランス、

CC ピン、ノズルベーン回転軸および鏝形状を再現することにより、解析と実測のタービン効率差は縮小するが、依然 CFD 解析はタービン効率を過大評価する傾向にある。特に実際の車両で重要となるエンジン低速域すなわちノズル小開度の条件においてタービン効率に 5%以上の乖離があり、上記の CFD 解析で考慮されていない現象、再現されていない損失が存在することがあると推察する。

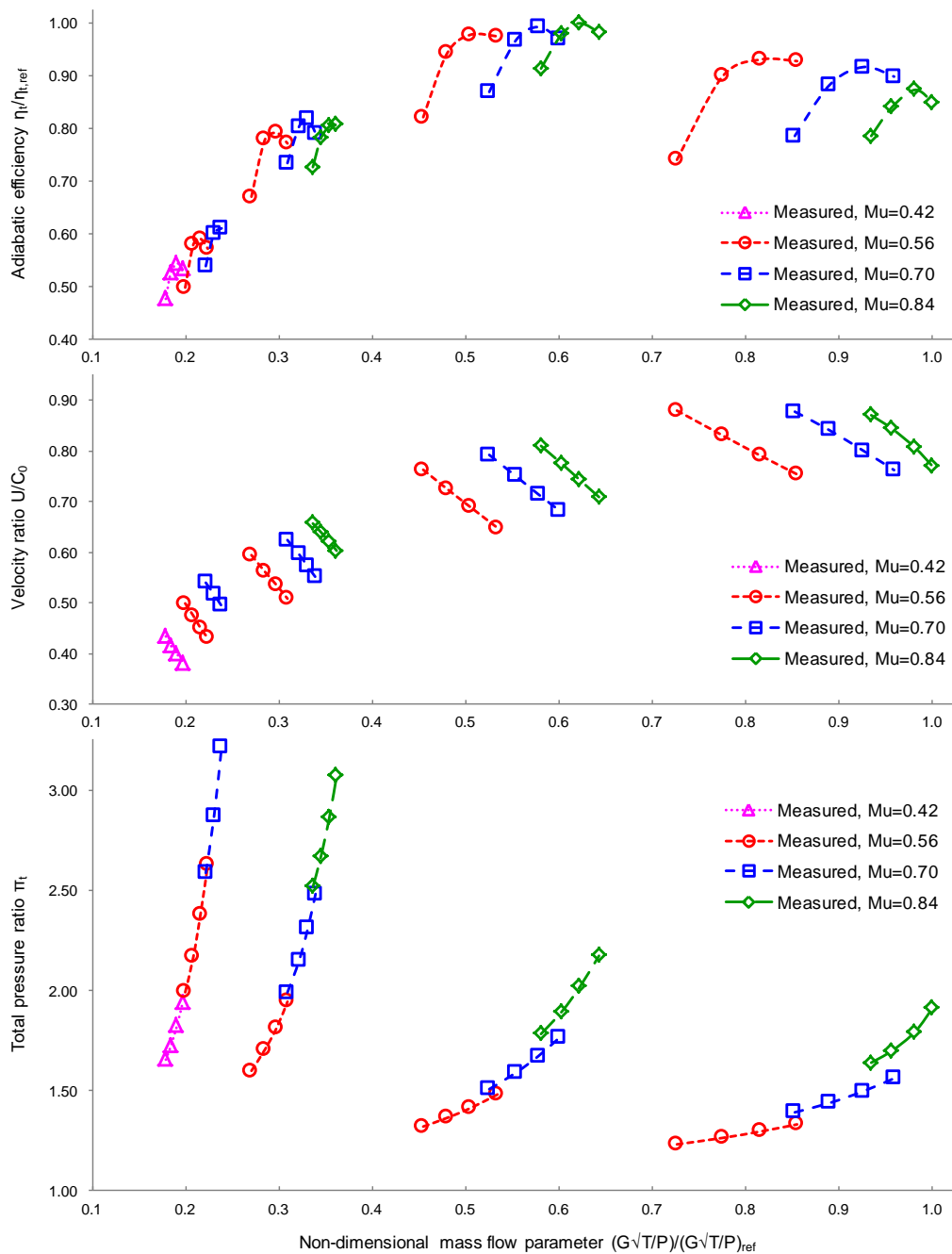


図 3-2-19. タービン要素性能試験結果

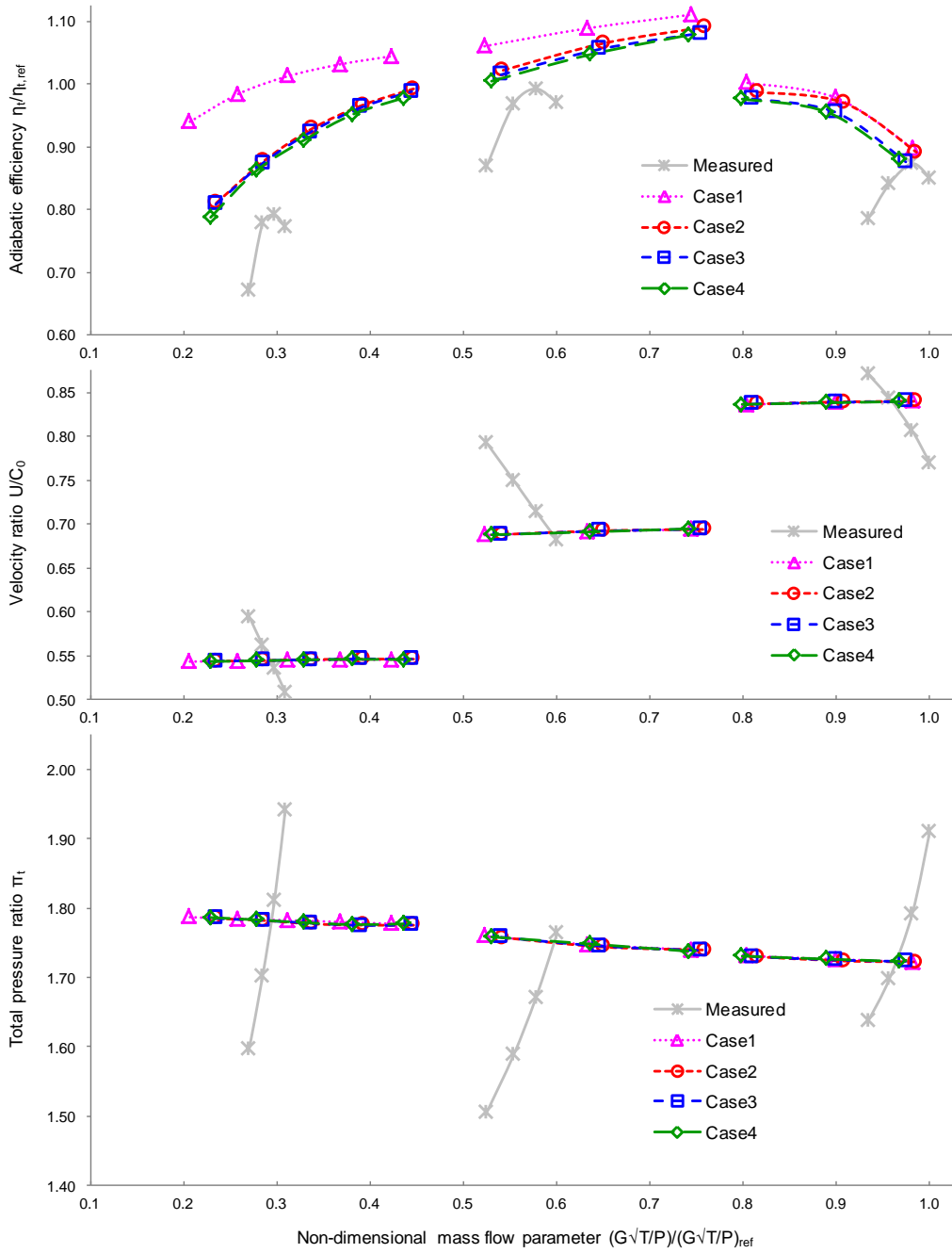


図 3-2-20. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較

3.3 シュラウドシールおよびリンクキャビティの影響

前節では、可変ノズルの主流路に存在するベーン端部のクリアランスと CC ピン、ノズルベーンの回転軸と鏝形状を考慮した CFD 解析を行ないこれらの詳細形状がタービン性能に及ぼす影響について調査した。その結果、解析と実測で未だタービン効率に最大 5%の乖離が存在することが明らかとなった。本節では解析範囲を可変ノズル機構周辺のキャビティやシールなど二次空気流路にまで拡大し、これらの二次空気流路の漏れ流れがタービン性能に及ぼす影響について検討する。

本検討に用いた CFD 解析モデルの概要を図 3-3-1 に示す。解析領域は前節 Case4 で検討したクリアランスと CC ピン、ノズルベーンの回転軸と鏝形状を考慮したタービン主流路に加えて、ノズルおよび翼車背面のキャビティとノズル前面に配置されているシール部を含んでいる。背面キャビティおよび前面シール部の計算格子を図 3-3-2 に示す。Case1~4 と同様に polyhedral mesh を使用した非構造格子にて構成されており、タービン主流路を含んだ総格子点数は約 1 千万セルである。ノズル背面のキャビティはバランスホールと呼ばれる調圧穴を介してノズル主流路と繋がっている。またタービン翼車背面のキャビティは遮熱板との隙間を介してノズル背面キャビティと繋がっており、翼車背面への漏れ流れも考慮されている。ノズルベーン回転軸およびリンクレバー周辺の計算格子を図 3-3-3 に示す。ノズル主流路と背面キャビティは前述のバランスホールに加えて、ノズルベーン回転軸とその軸穴との隙間によっても繋がっている。またノズルベーンはハブ・シュラウドで両端支持されているため、ノズル前面のシュラウド側キャビティとも回転軸と軸穴間の隙間を介して繋がっている。前述のシールリング同様、ノズルベーンについても背面および前面キャビティの差圧によってハブ側、シュラウド側のいずれかの方向に押される可能性が考えられるが、Case4 との差分を抽出するため、ノズルベーンはハブとシュラウドの中央に位置すると仮定した。またノズルリンク機構はハブ側外部に設置されているリンクレバーによって駆動されるが、リンクレバーの駆動軸と軸穴の隙間を介して外部への漏れ流れの発生が懸念されたため、本部分についても計算格子を作成し、外部境界条件として大気圧を与えている。

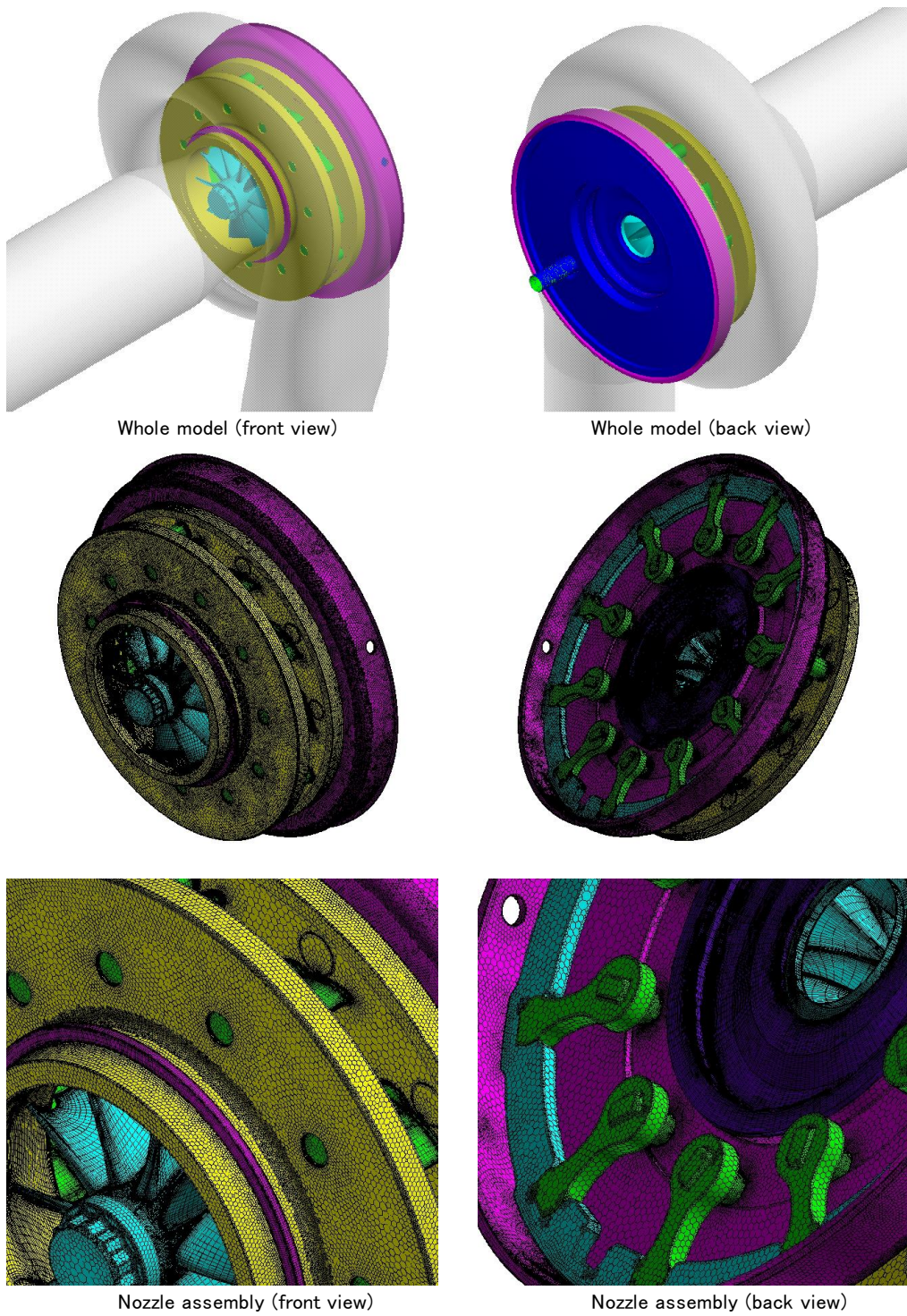


図 3-3-1. タービン詳細 CFD 解析モデル

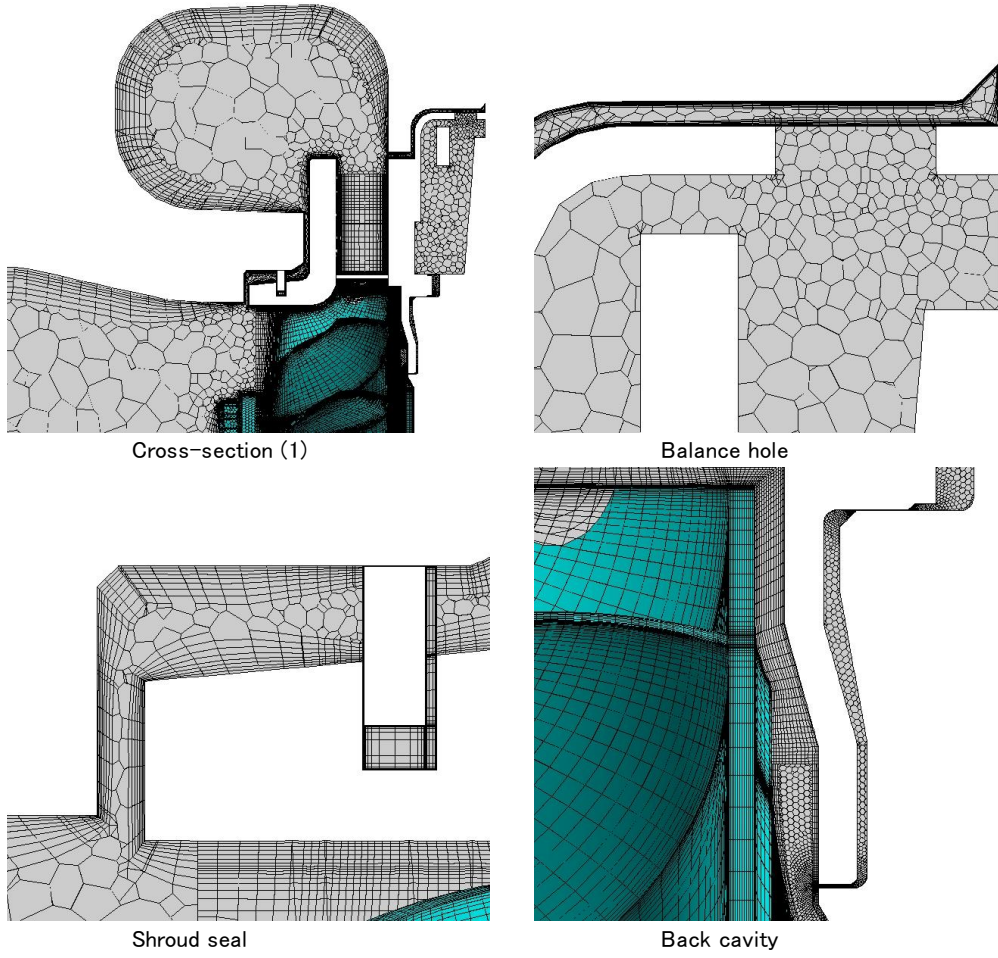


図 3-3-2. 背面キャビティおよび前面シール部計算格子

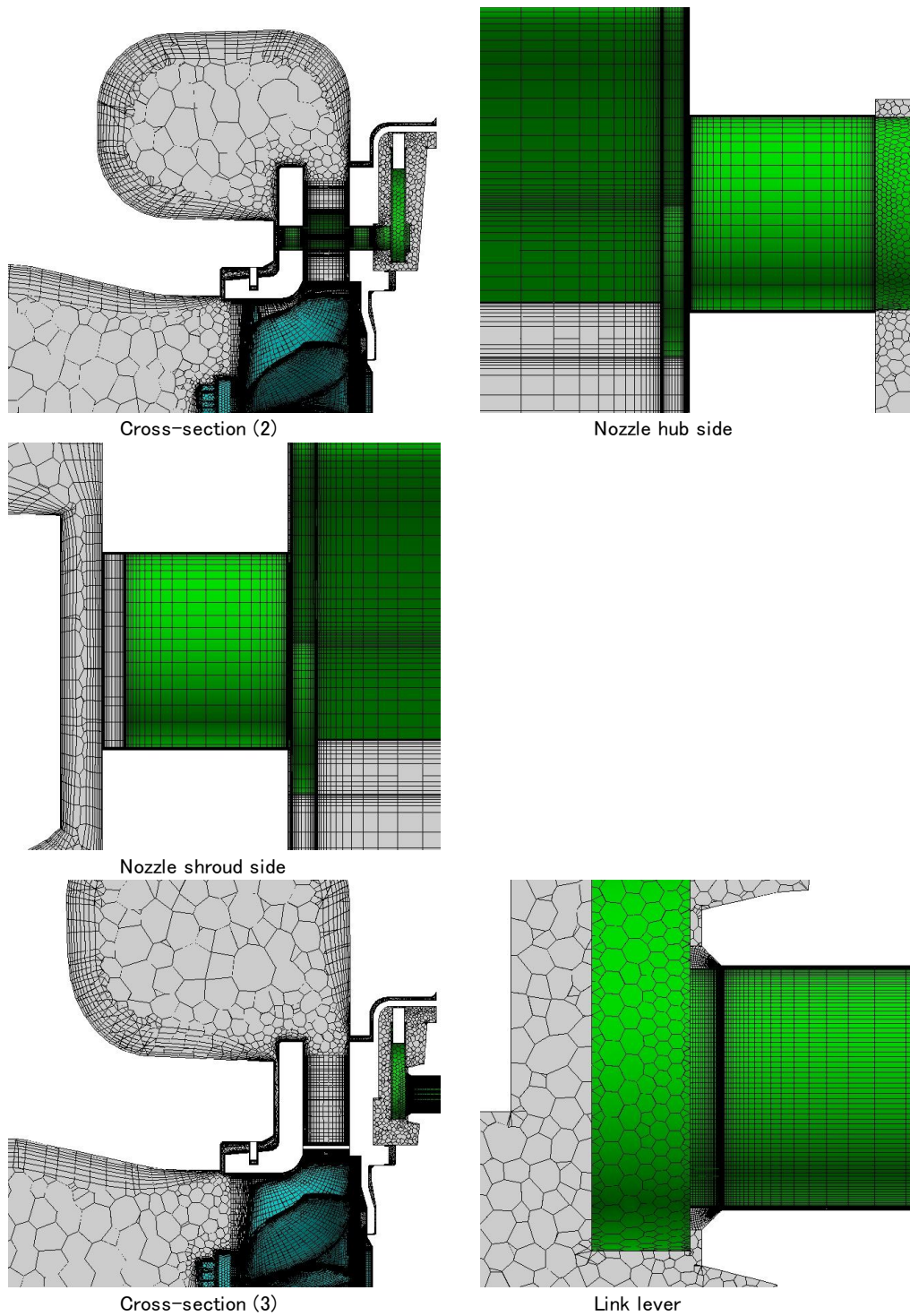


図 3-3-3. ノズルベーン回転軸およびリンクレバー部計算格子

図 3-3-4 に各ノズル開度での主流路部の計算格子を示す。前節の Case1~4 と同様にノズルを全開（100%開度）から最小開度（20%開度）まで変化させた条件について解析を行なった。タービン回転数および圧力比等の境界条件についても前節と同

条件である。ソルバーは前節同様、汎用 CFD コード Fluent を用いており、動静翼境界には frozen-rotor を適用し、乱流粘性の評価には $k-\varepsilon$ Realizable 2 方程式モデルと Enhanced Wall Treatment を用いている。

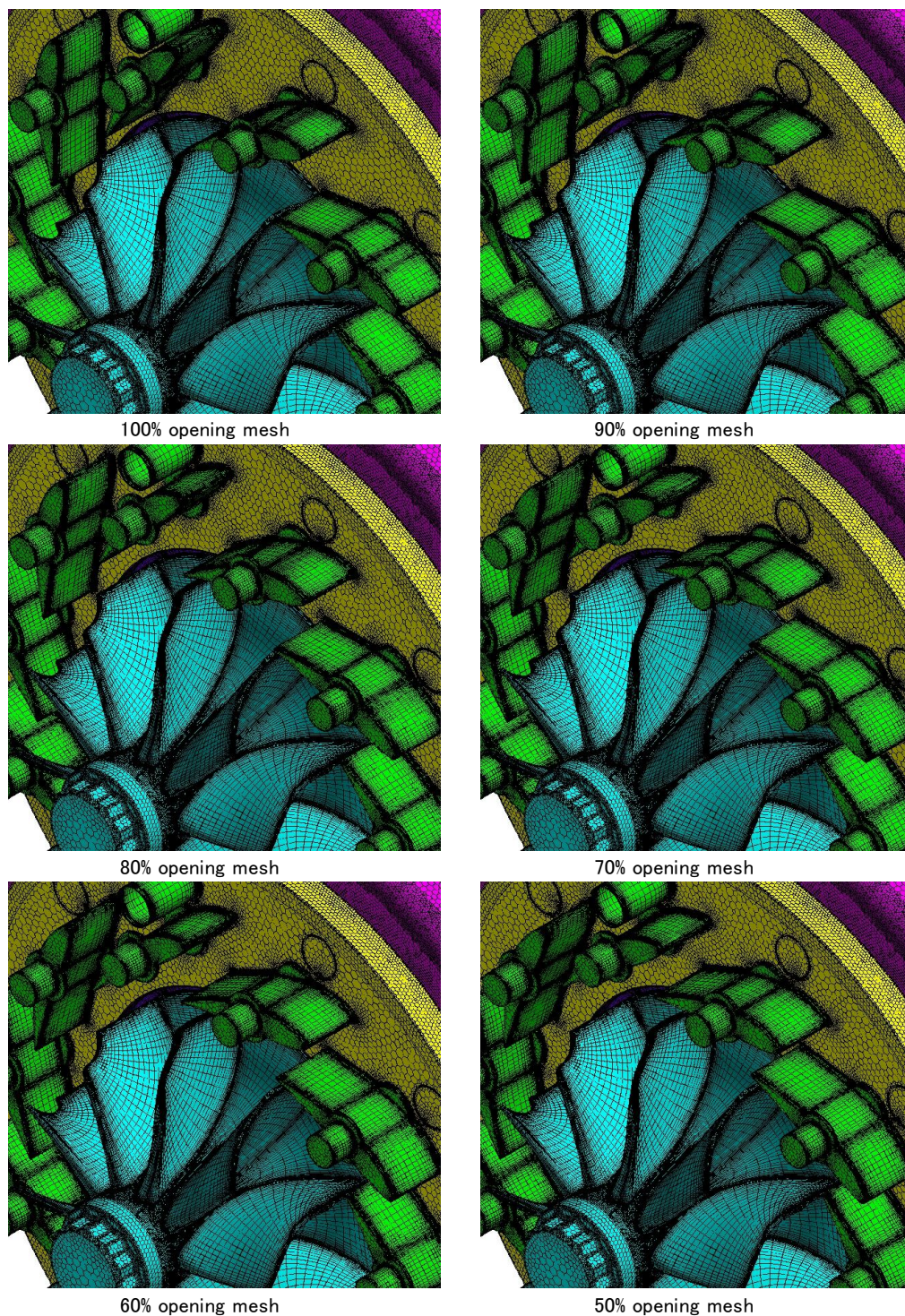
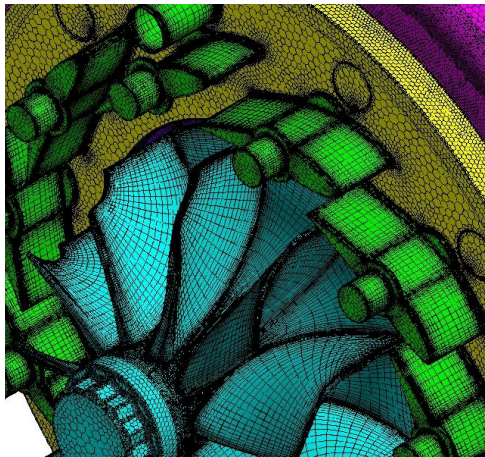
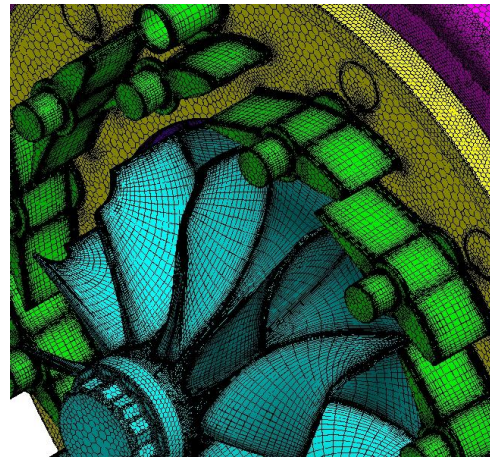


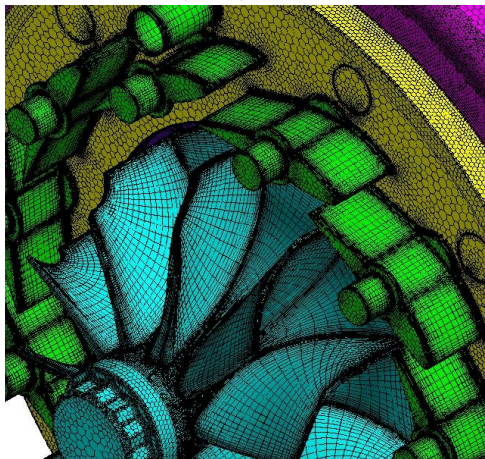
図 3-3-4a. タービン主流路部計算格子 (100~50%開度)



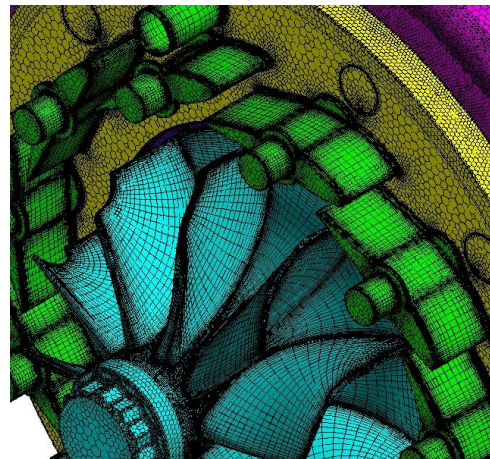
40% opening mesh



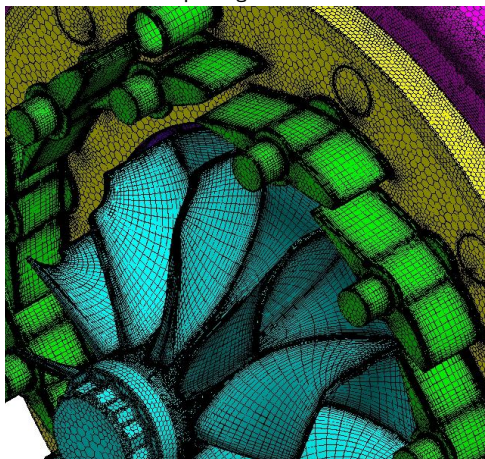
35% opening mesh



30% opening mesh



25% opening mesh



20% opening mesh

図 3-3-4b. タービン主流路部計算格子 (40~20%開度)

図 3-3-5~7 に背面キャビティおよび前面シール部を考慮した形態（以後、Case5 と呼称）でのノズル翼間のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図は 10%、50%、90% スパンでの分布をノズル開度毎に示している。図 3-2-15~17 の Case4 の結果と比べてノズル翼間の流れに大きな変化はなく、二次空気流路の有無によるノズル主流への明確な差異は観察されない。

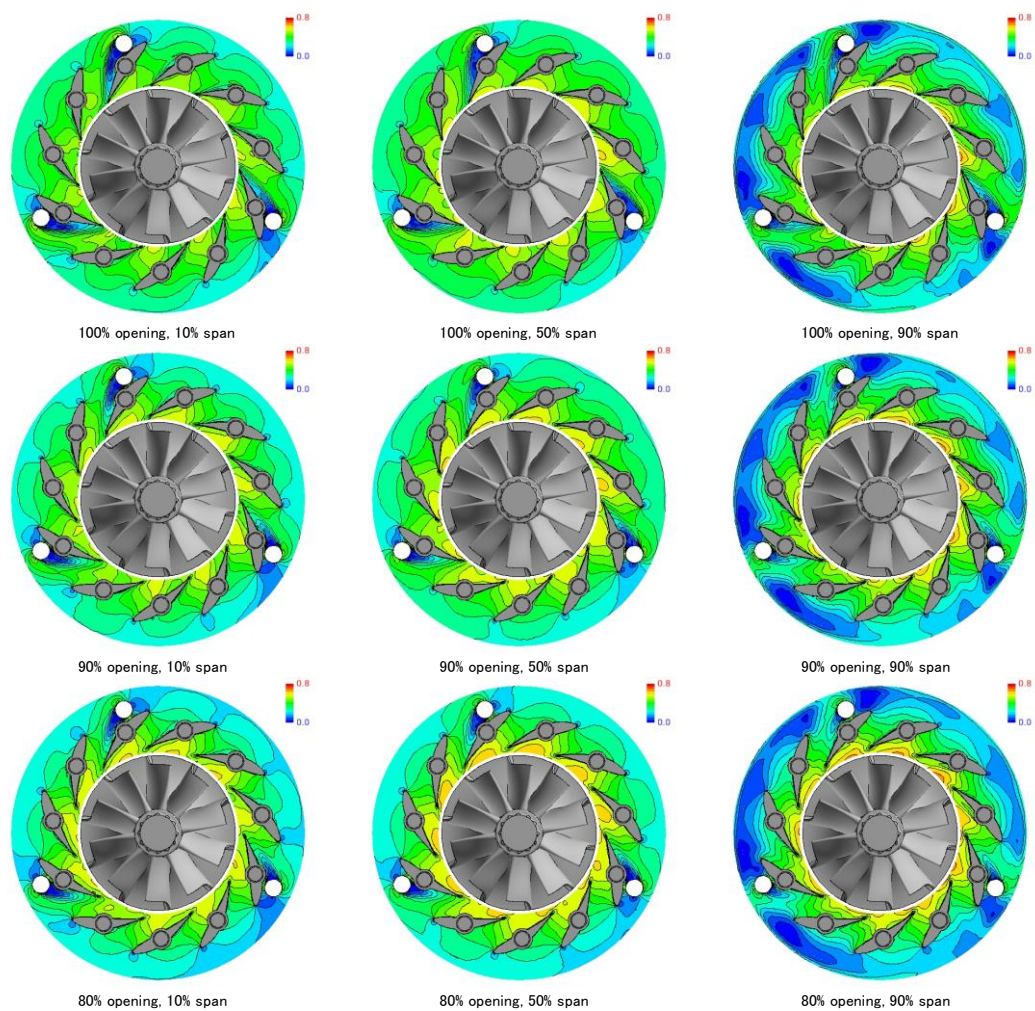


図 3-3-5a. Case5 ノズル翼間マッハ数分布（100~80%開度）

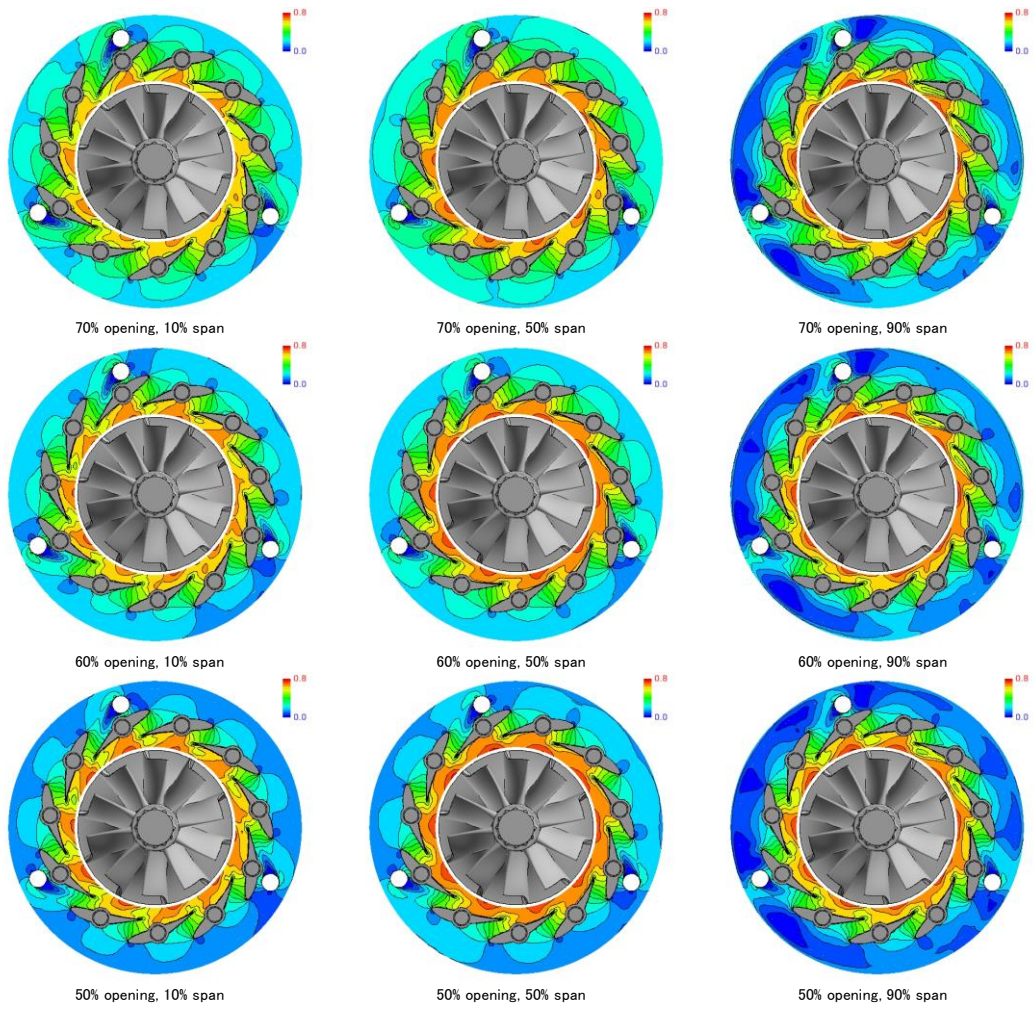


図 3-3-5b. Case5 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

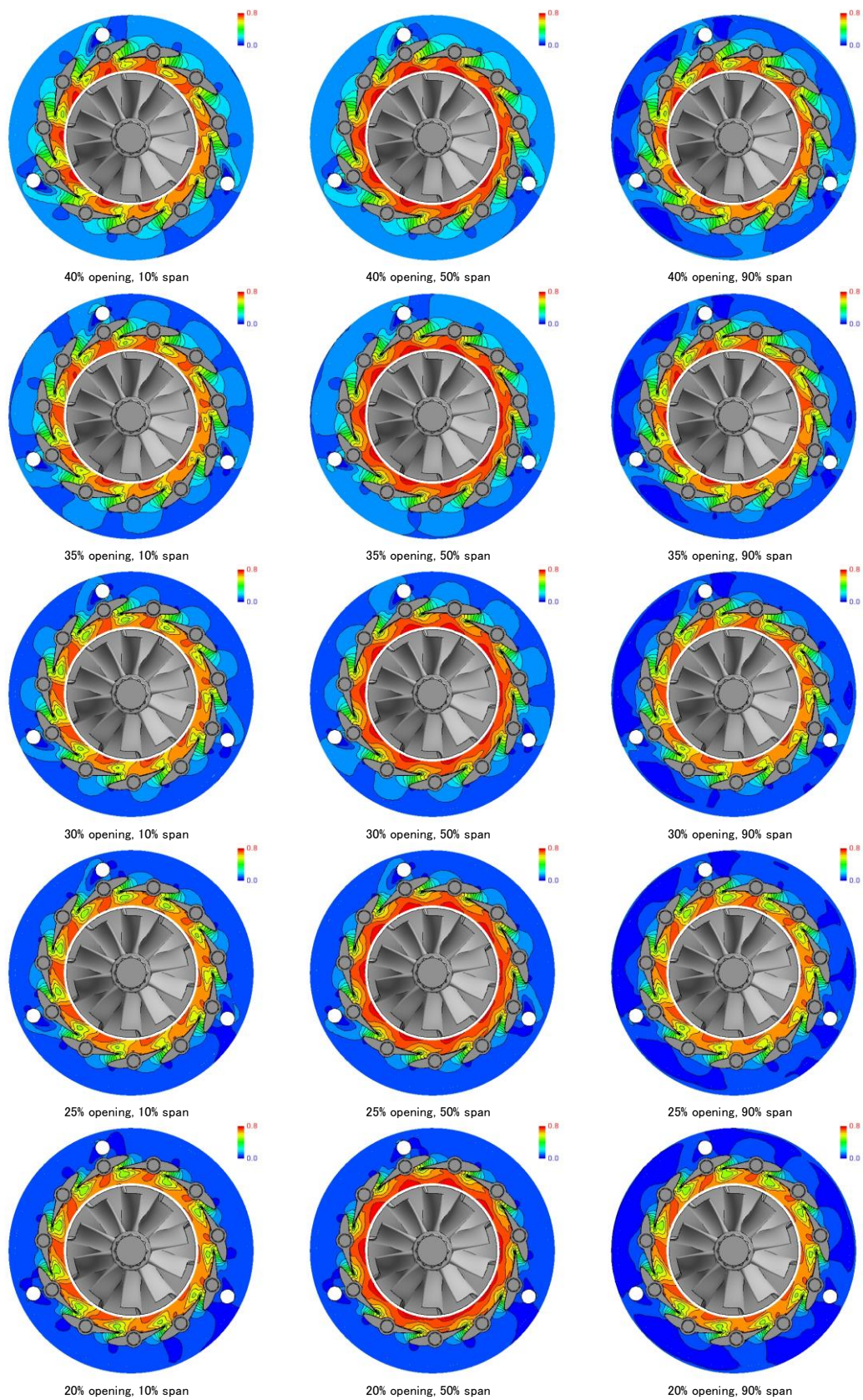


図 3-3-5c. Case5 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

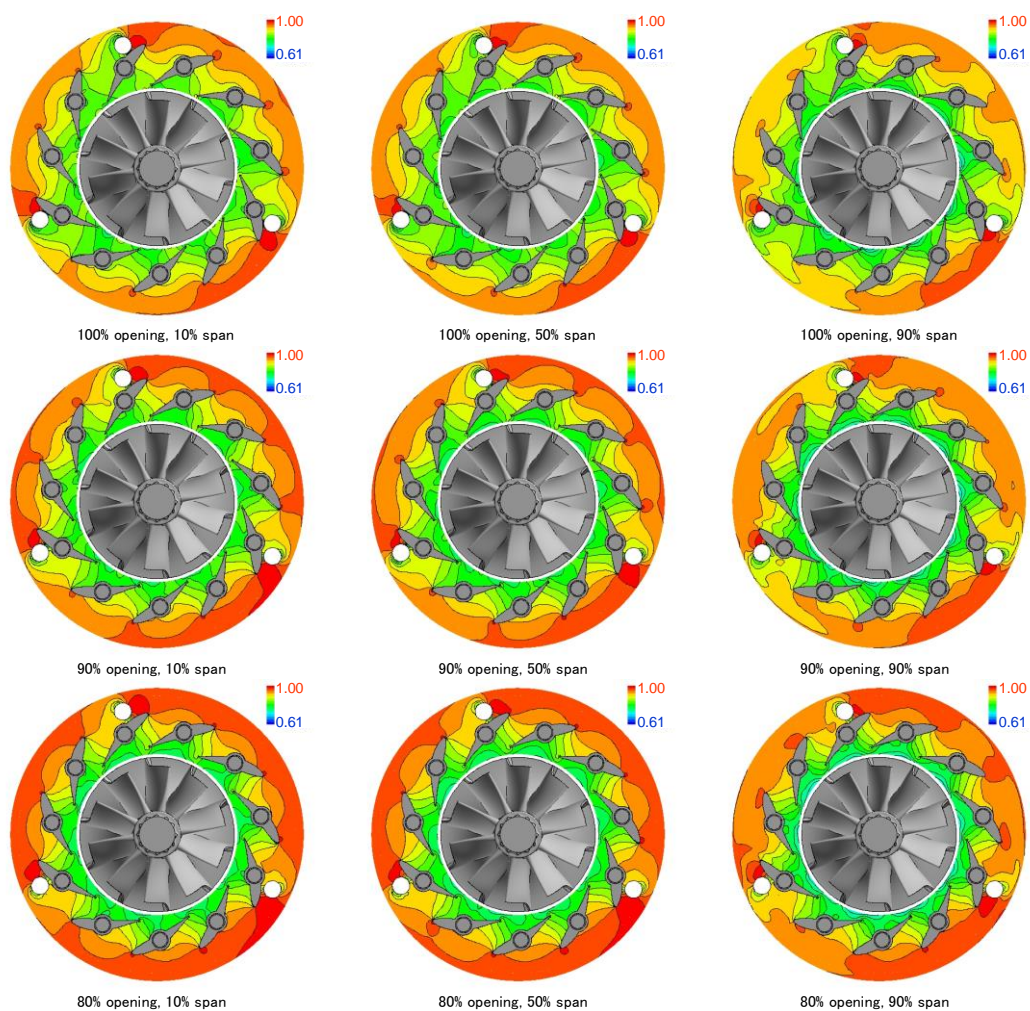


図 3-3-6a. Case5 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

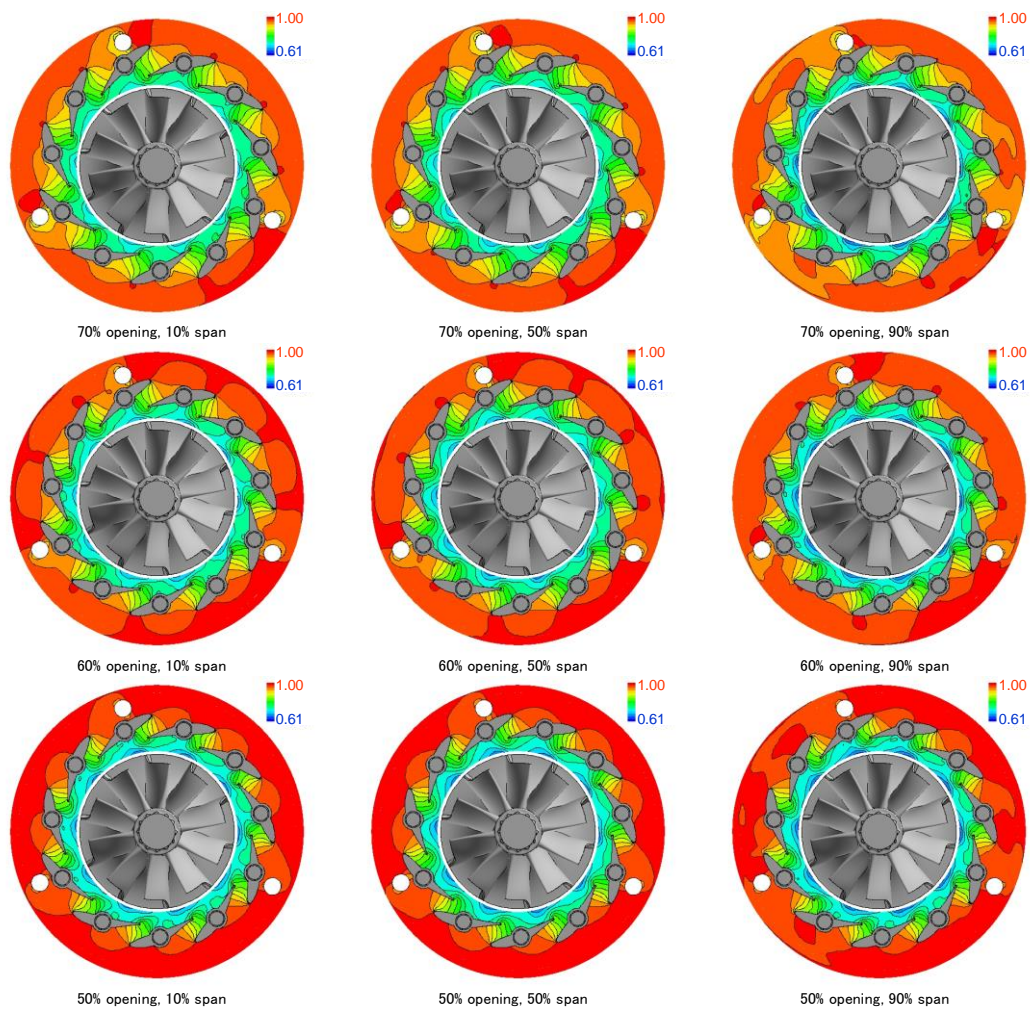


図 3-3-6b. Case5 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

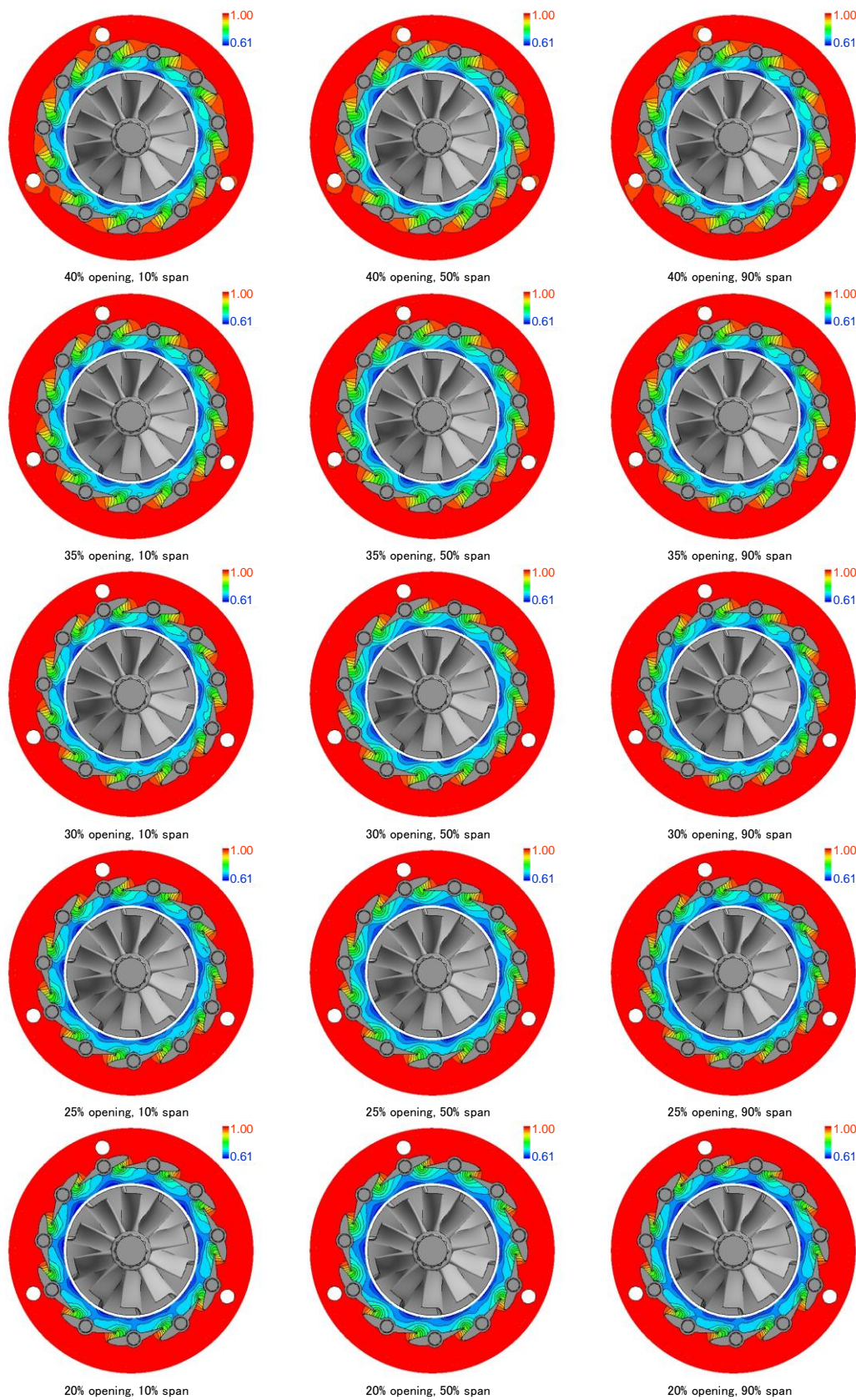


図 3-3-6c. Case5 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

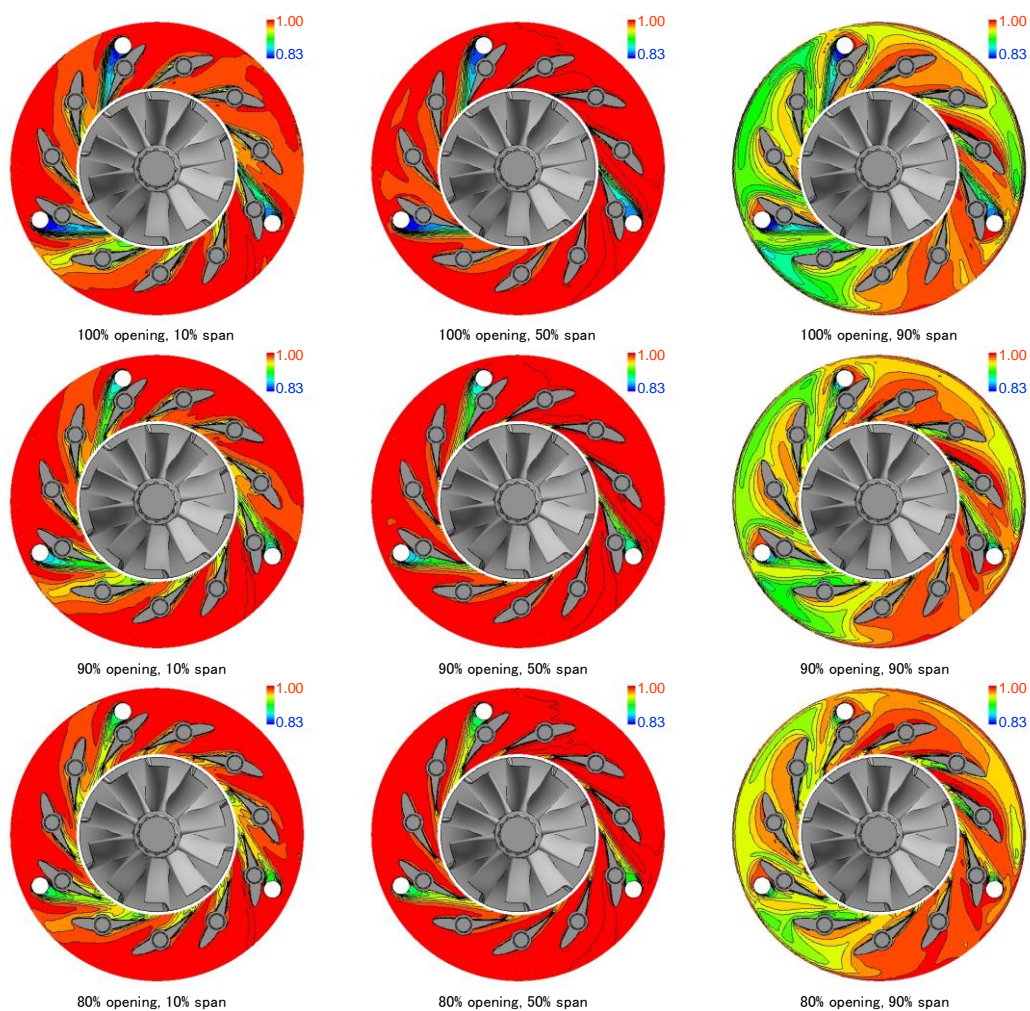


図 3-3-7a. Case5 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

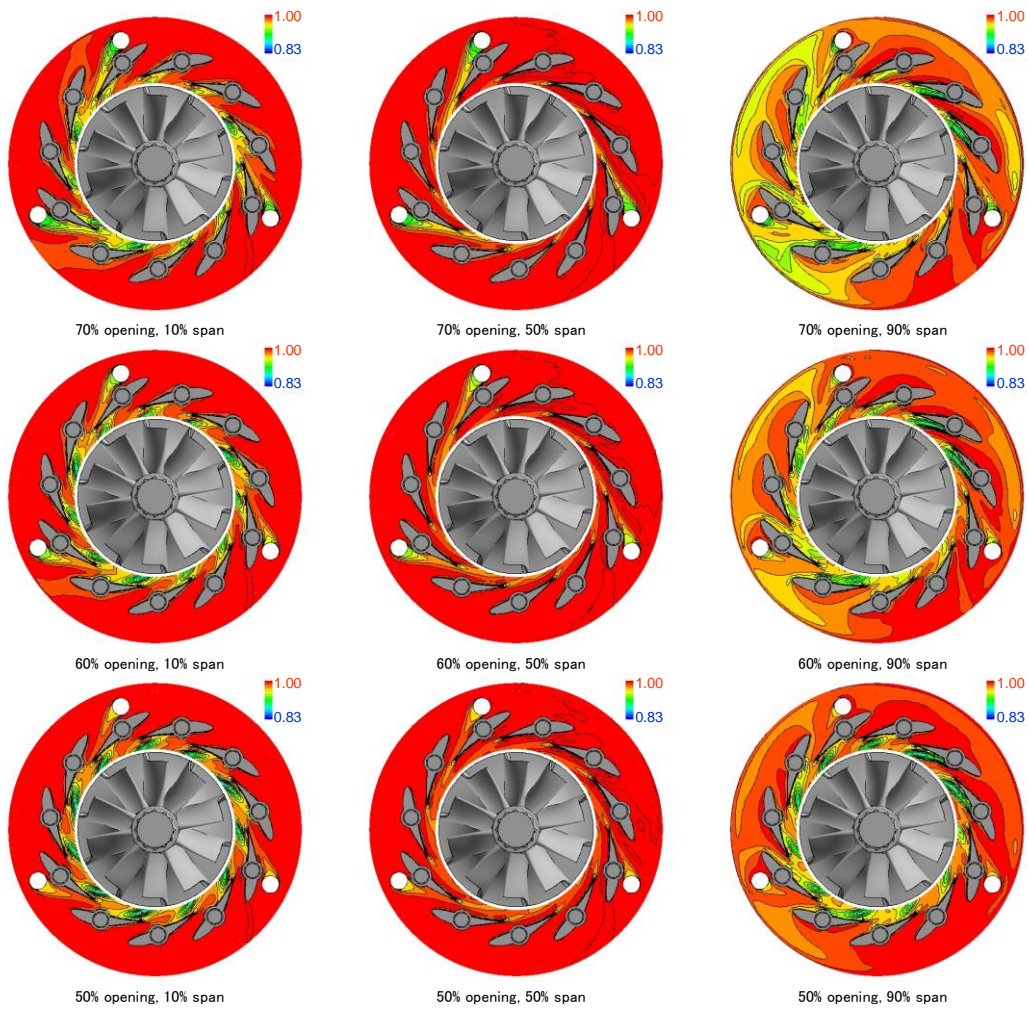


図 3-3-7b. Case5 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

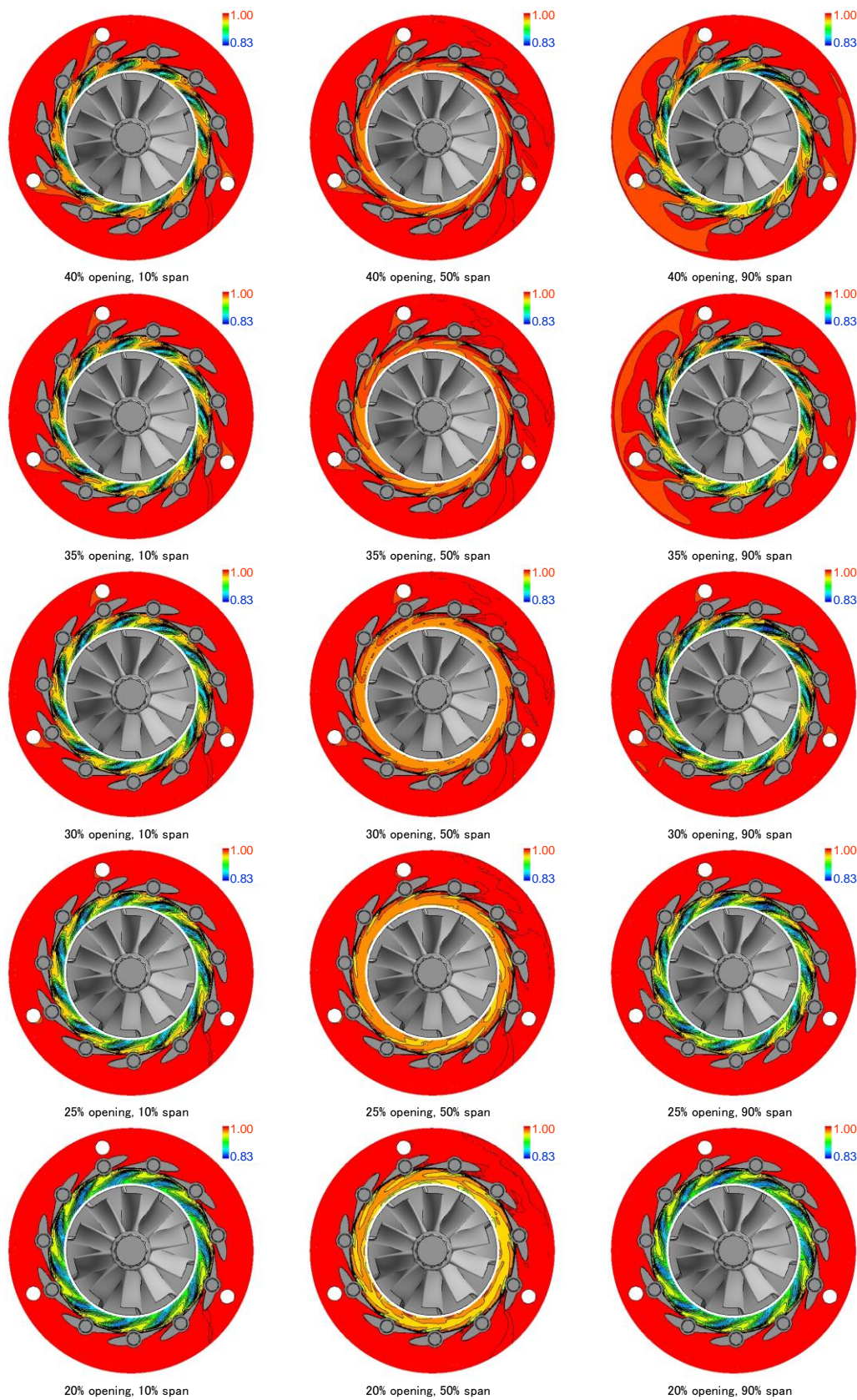


図 3-3-7c. Case5 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-8~10 に同じく各ノズル開度での背面キャビティおよび前面シール部のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。静圧および全圧値は、タービン入口全圧値にて正規化している。図 3-3-8 のマッハ数分布より、外径側に配置されたバランスホールを介して、背面キャビティに漏れ流れが発生しており、ノズルを閉じていくに従って漏れ流れが増加する傾向であることがわかる。図 3-3-9 の静圧分布より、ノズル閉時にタービン流量すなわちスクロール内の流速が減少しスクロール内圧力が上昇した結果、バランスホール前後の圧力差の増加により前述の漏れ流れの発生に繋がっていると推察される。前面のシール部についても同様にノズル閉に従いスクロール内圧力が増加し、シールリング前後の差圧の上昇とそれに伴うシール部の漏れ流れの増加が観察される。

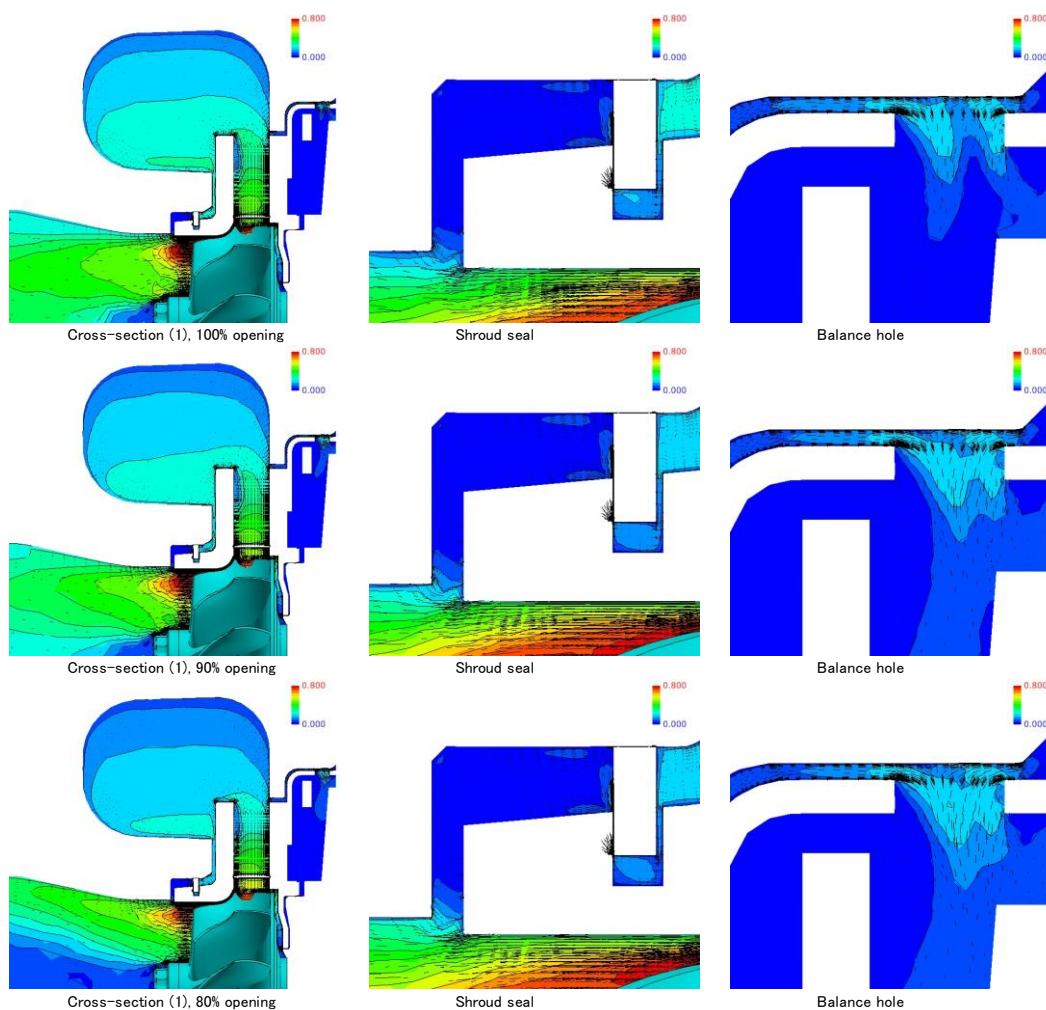


図 3-3-8a. Case5 背面および前面キャビティ部マッハ数分布 (100~80%開度)

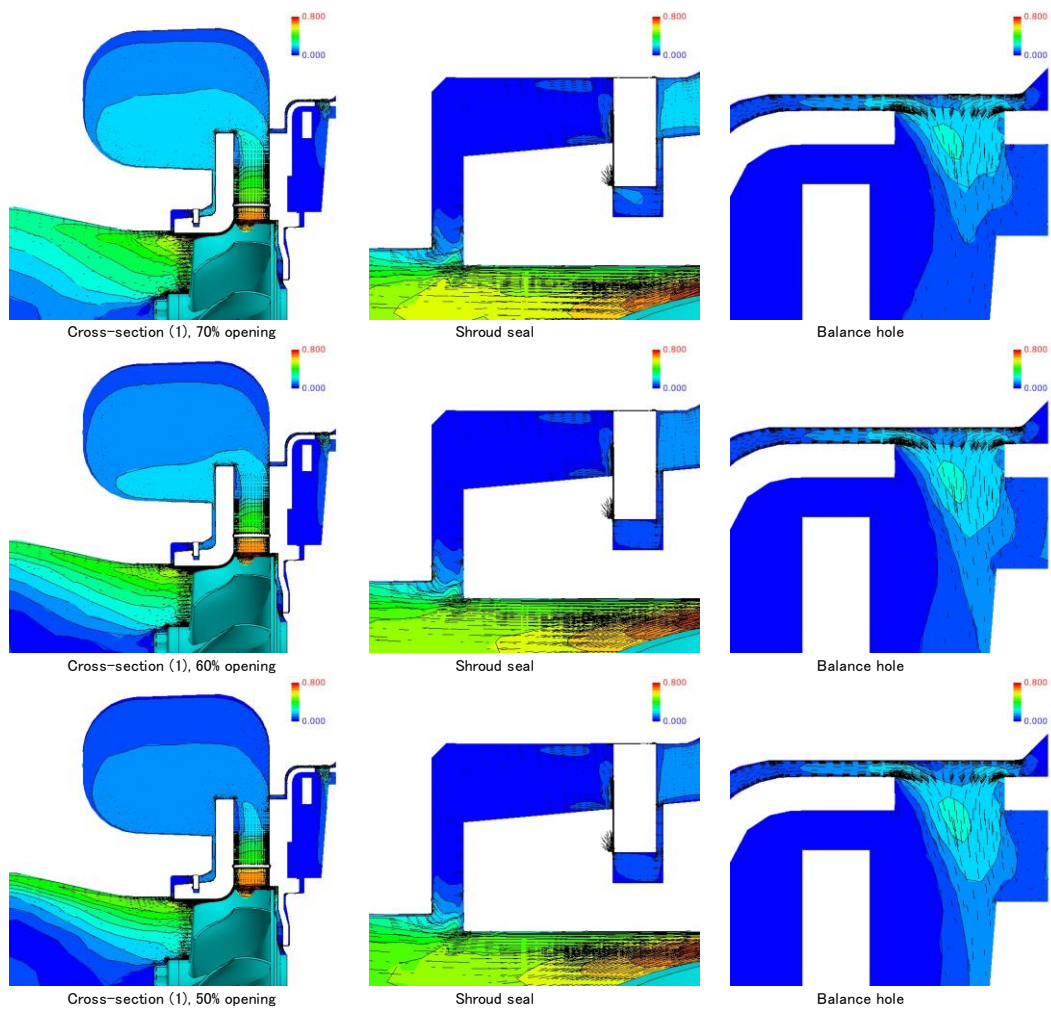


図 3-3-8b. Case5 背面および前面キャビティ部部マッハ数分布 (70~50%開度)

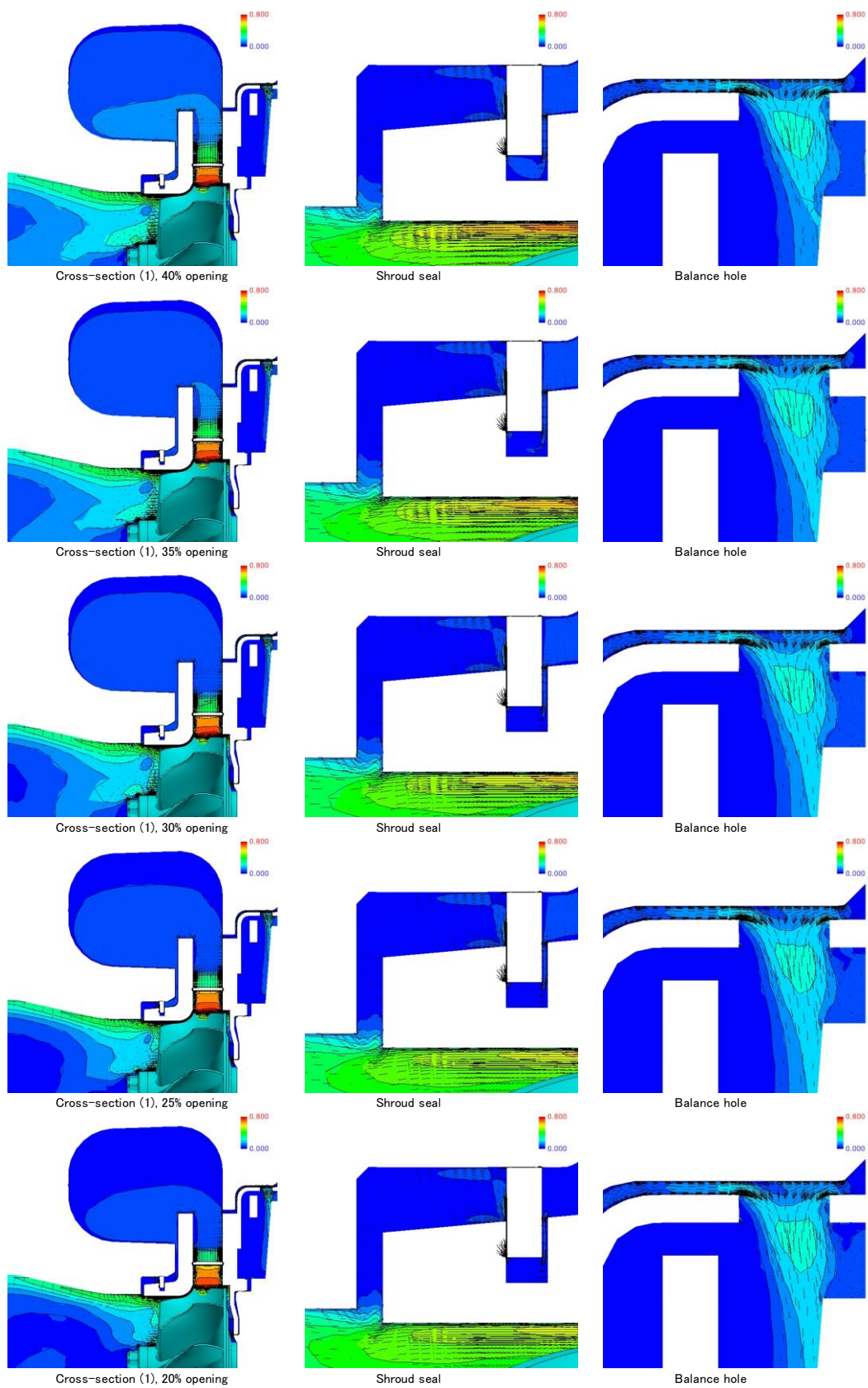


図 3-3-8c. Case5 背面および前面キャビティ部マッハ数分布 (40~20%開度)

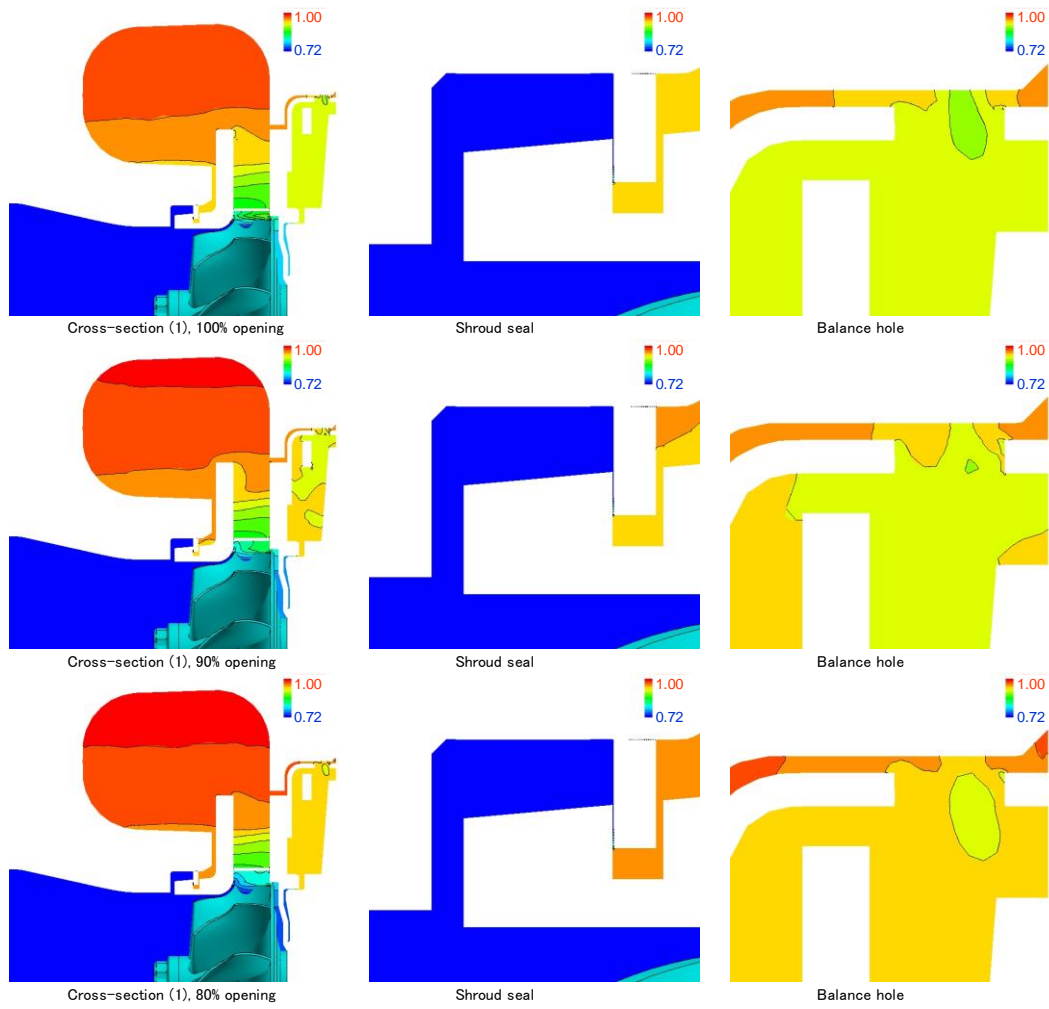


図 3-3-9a. Case5 背面および前面キャビティ部静圧分布 (100~80%開度)

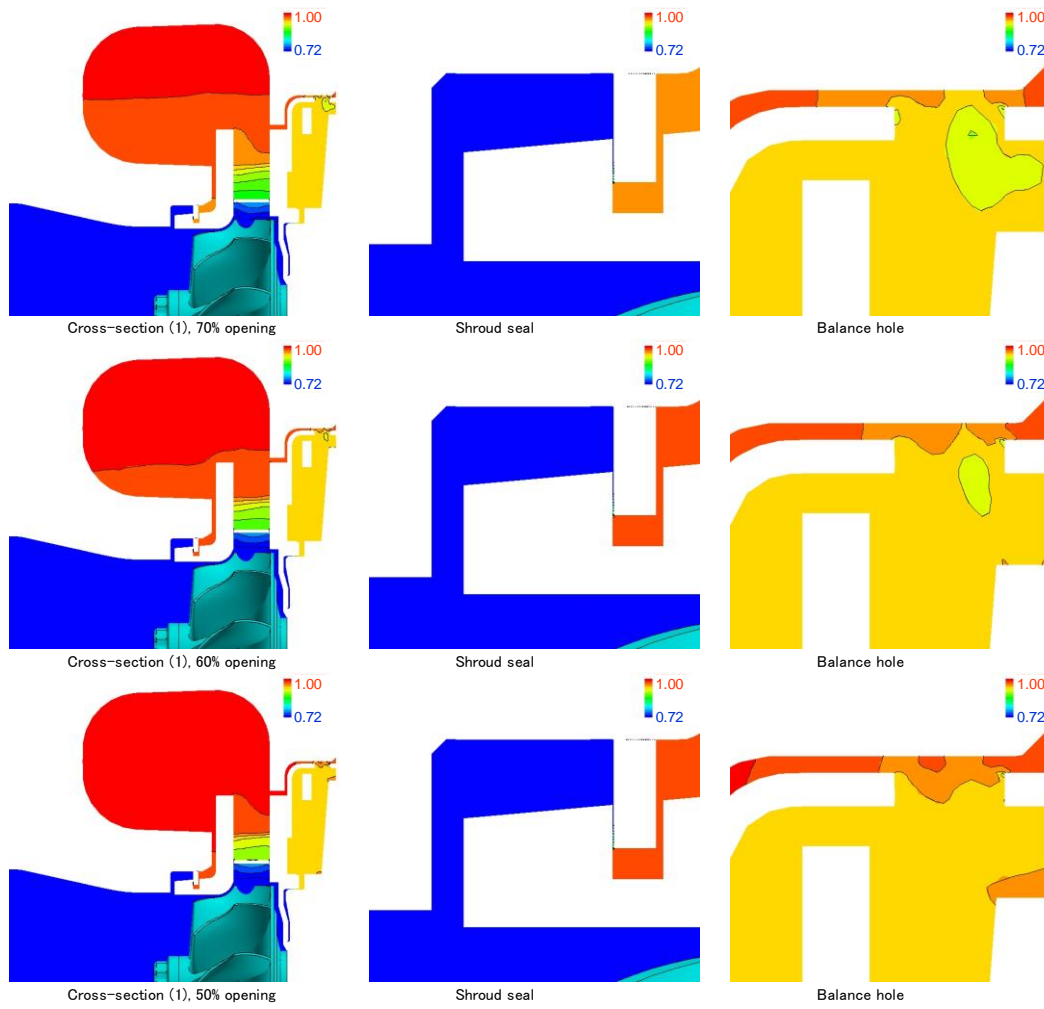


図 3-3-9b. Case5 背面および前面キャビティ部静圧分布 (70~50%開度)

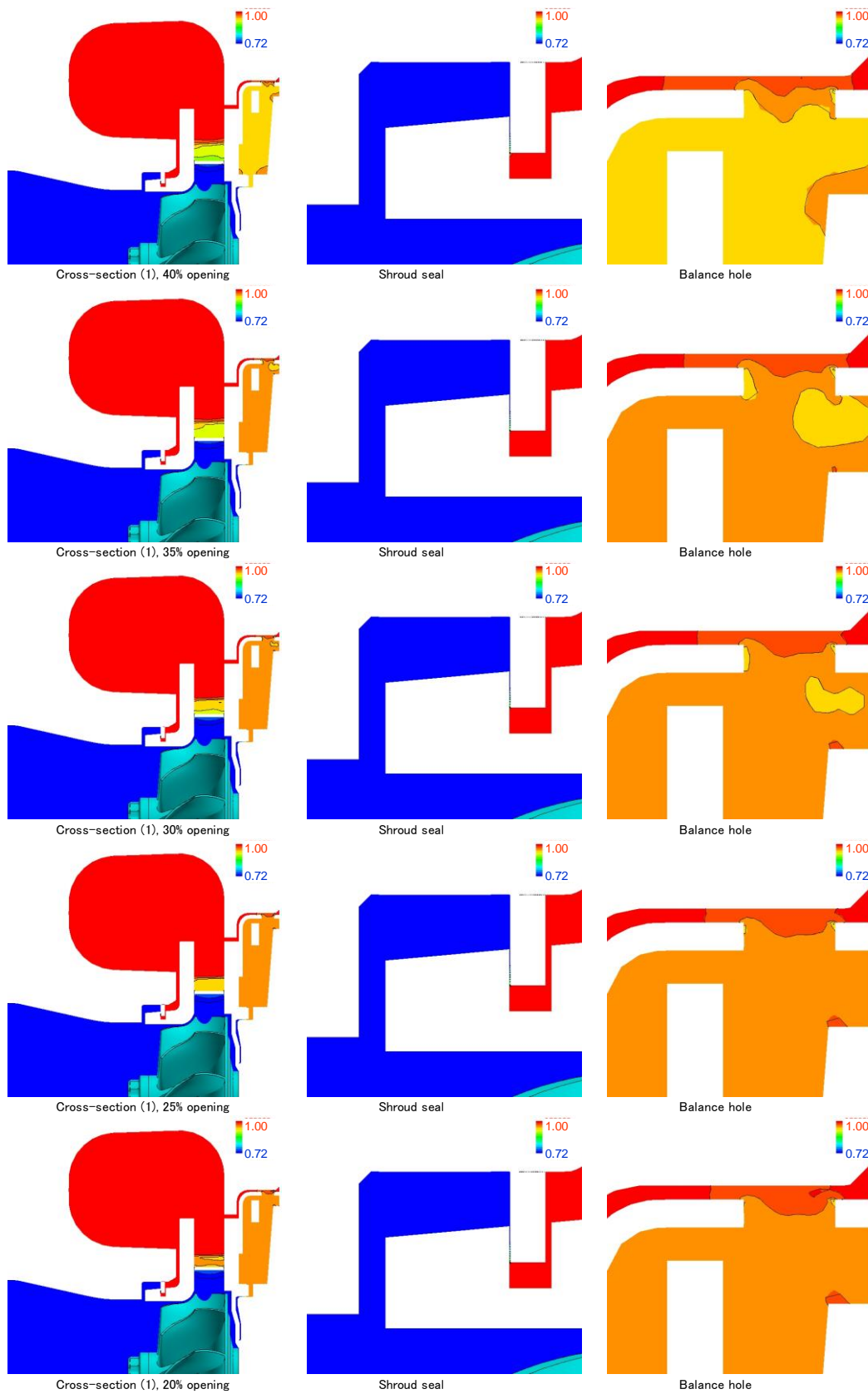


図 3-3-9c. Case5 背面および前面キャビティ部静圧分布 (40~20%開度)

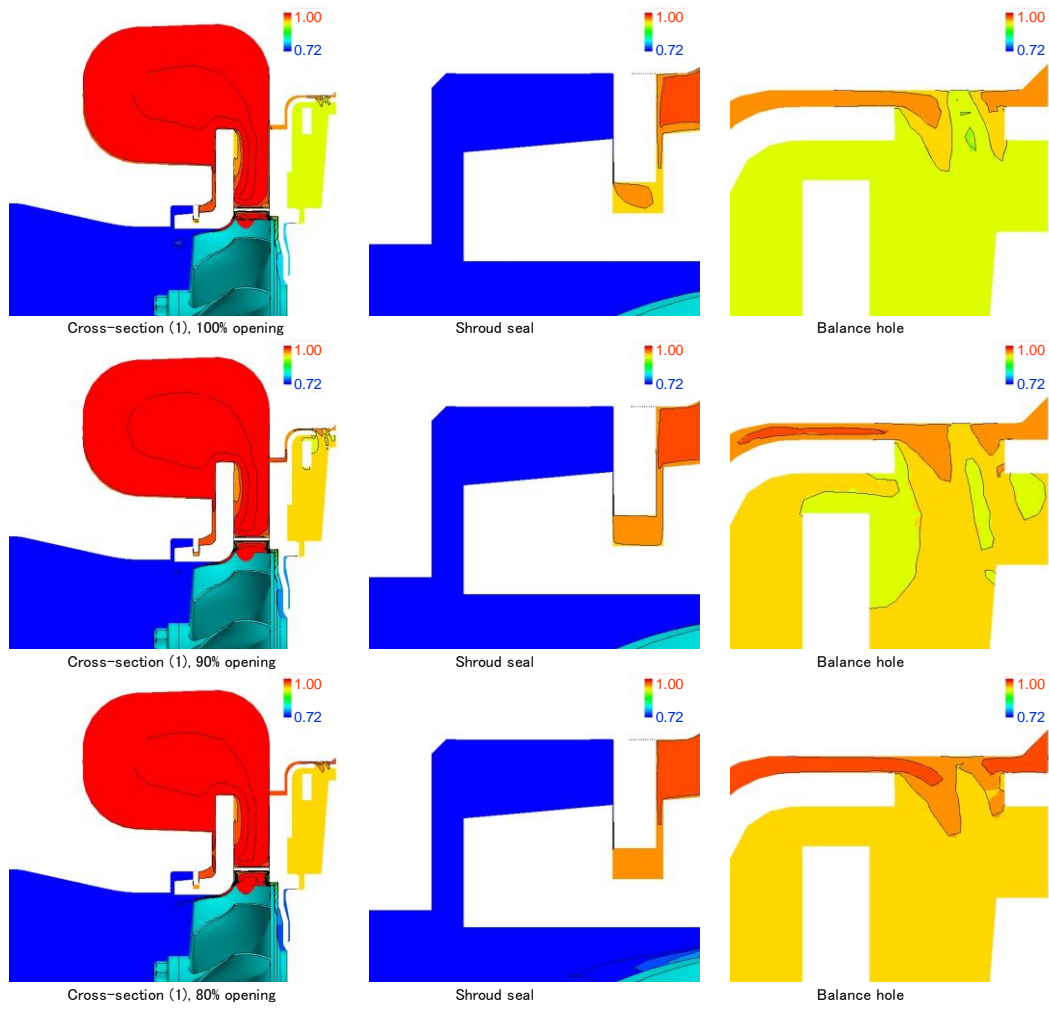


図 3-3-10a. Case5 背面および前面キャビティ部全圧分布 (100~80%開度)

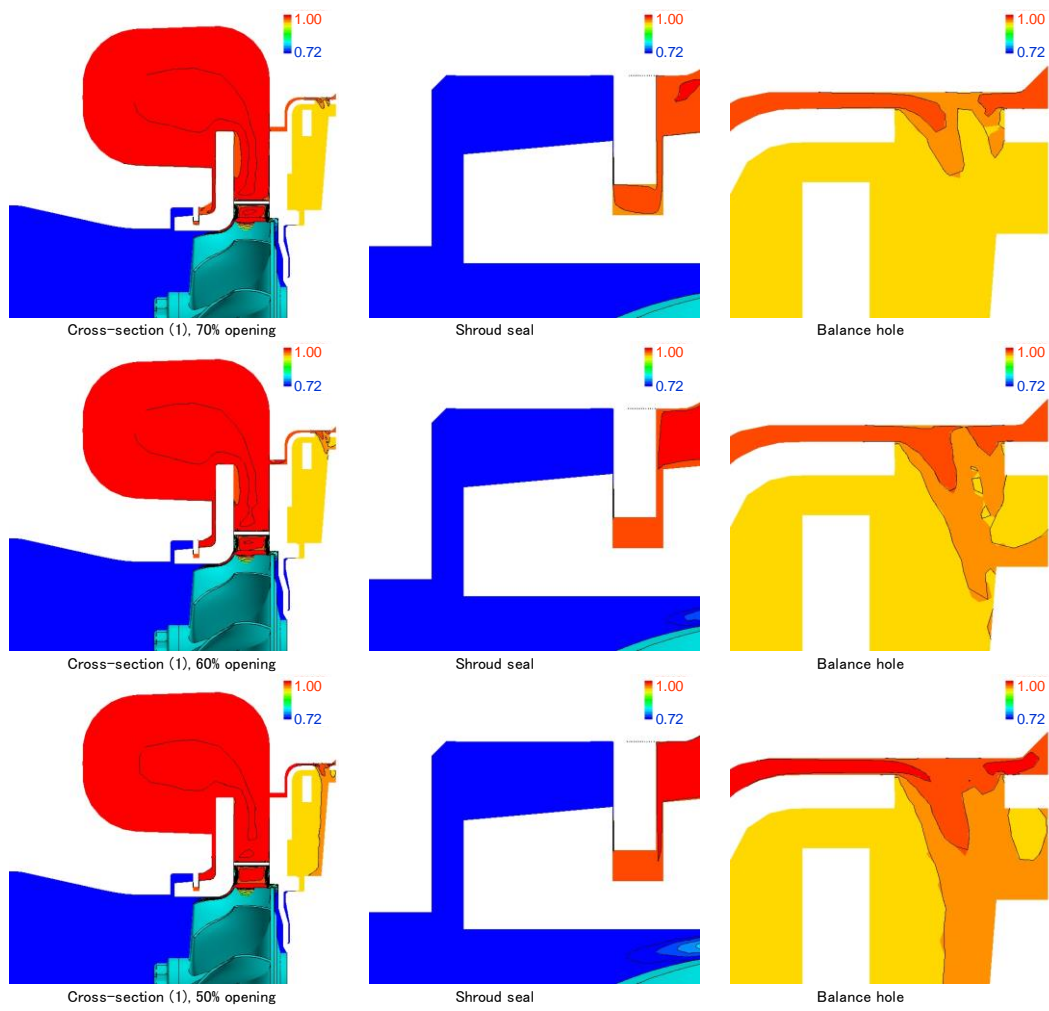


図 3-3-10b. Case5 背面および前面キャビティ部全圧分布 (70~50%開度)

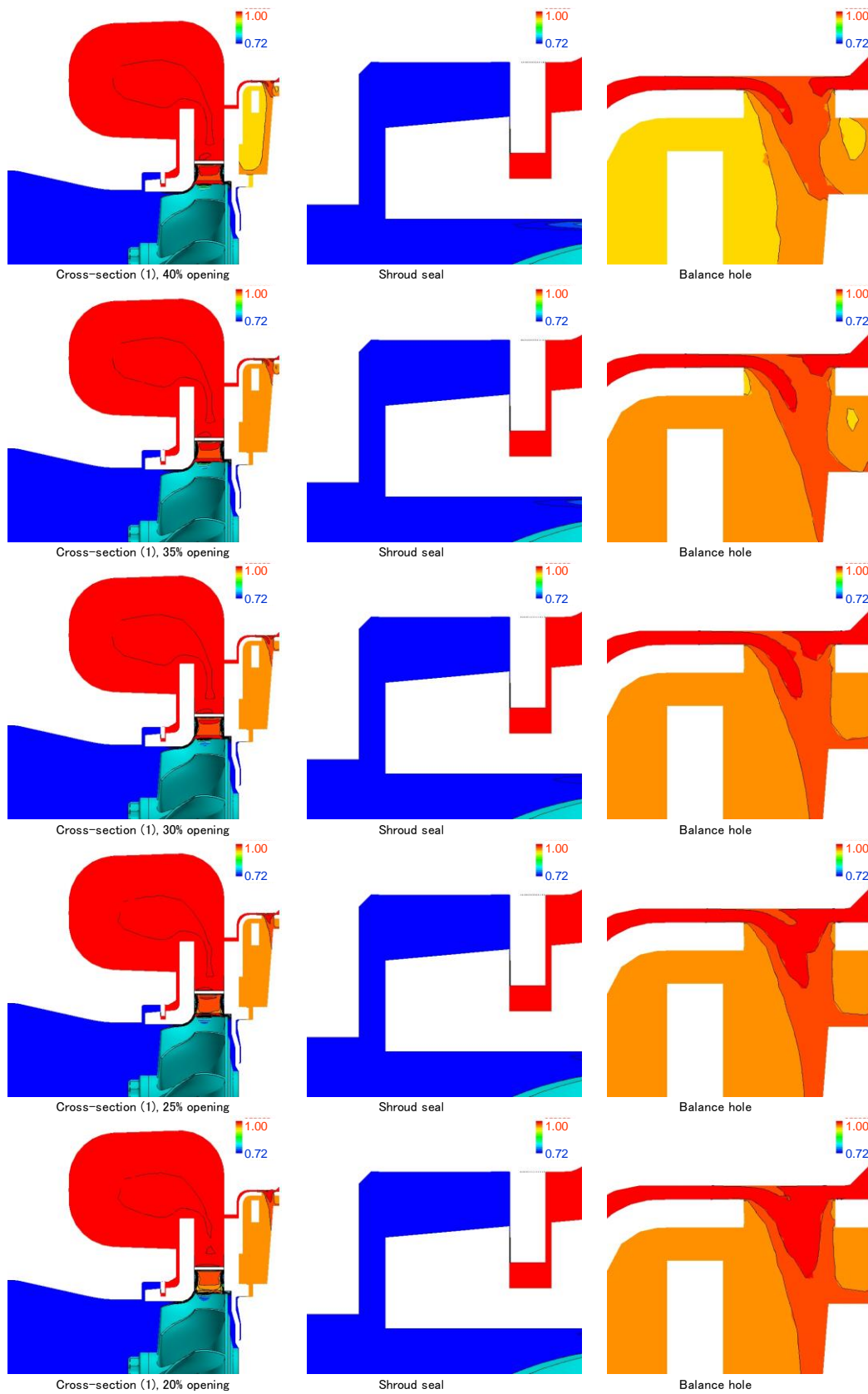


図 3-3-10c. Case5 背面および前面キャビティ部全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-11～13 に各ノズル開度でのベーン回転軸周囲のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図 3-3-11 のマッハ数分布および図 3-3-13 の全圧分布より、各ノズル開度においてハブ・シュラウド側の鏝形状の下流に死水域が発生、全圧損失となっており、ノズルを閉じていくに従って損失領域とその強さが拡大していく様子が観察される。またベーン回転軸の隙間の流れについて、ノズル大开度の条件では、ノズル主流路と前後のキャビティの差圧が小さいため、明確な流れは観察されない。一方ノズル小開度の条件では、ノズル上流で主流路の圧力が高いため前後のキャビティに流れ出る流れが発生し、ノズル下流では逆にノズルで急増速された流れと前述の鏝部での圧力損失により、主流路の圧力が低下し前後のキャビティから流れ込む流れが支配的となっている。図 3-3-12 の静圧分布より、背面キャビティよりも前面シール部の圧力が相対的に高くなっており、その傾向はノズルを閉じるに従って増加する傾向であることがわかる。これは前面シール部がスクロール流路とほぼ同じ圧力となっているのに対して、背面キャビティはバランスホールを通過する流れの発生によって常にスクロール部よりも低い圧力となるためであり、この圧力差によってノズルベーンはシュラウドからハブ側へと押し付けられる流体力を受けると推察される。

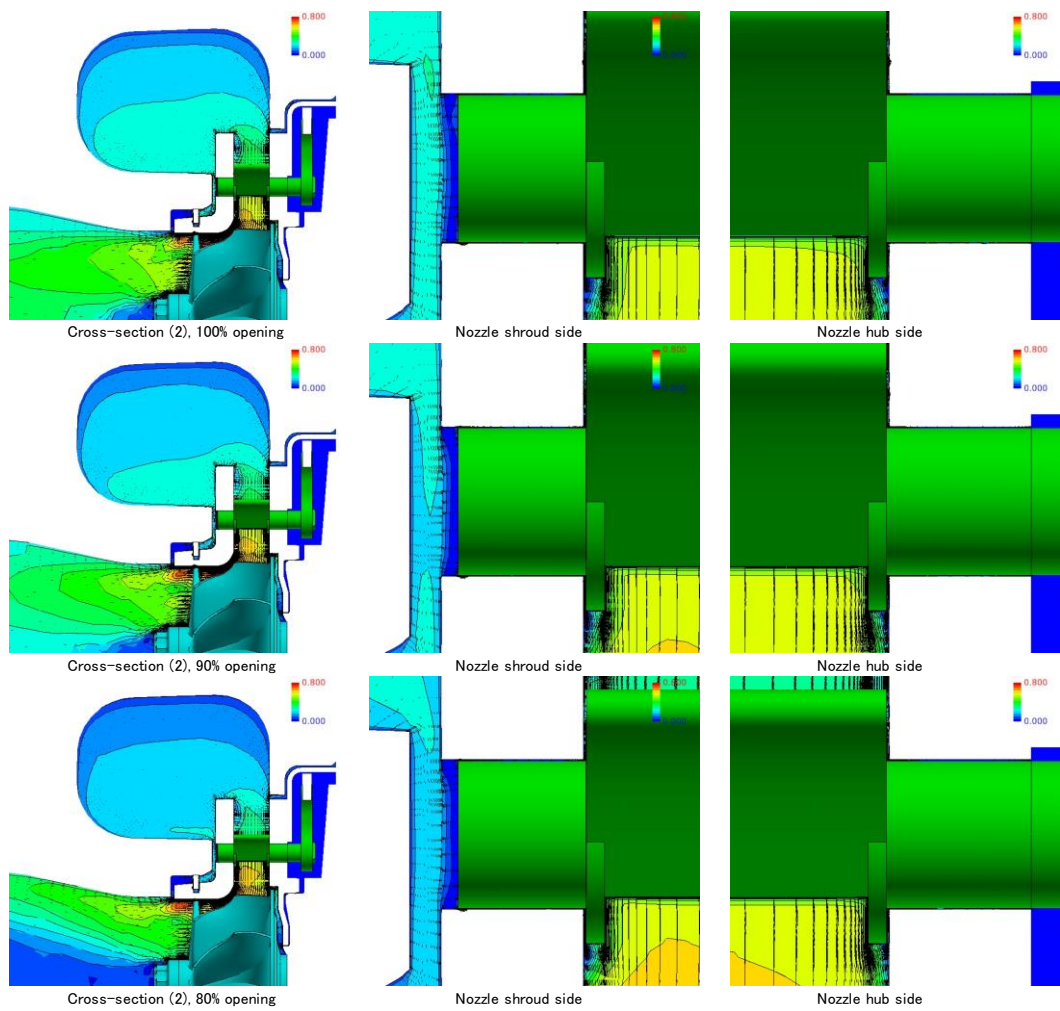


図 3-3-11a. Case5 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (100~80%開度)

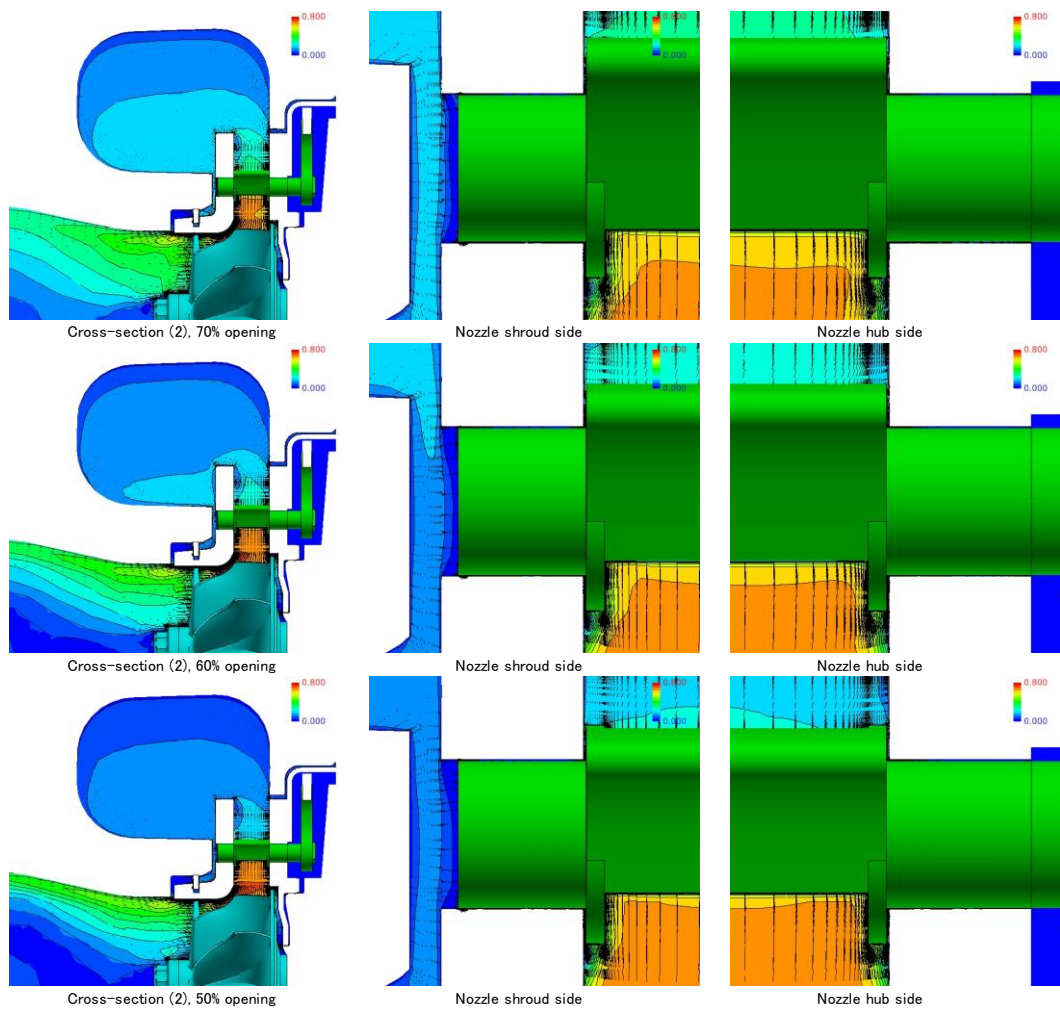


図 3-3-11b. Case5 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (70~50%開度)

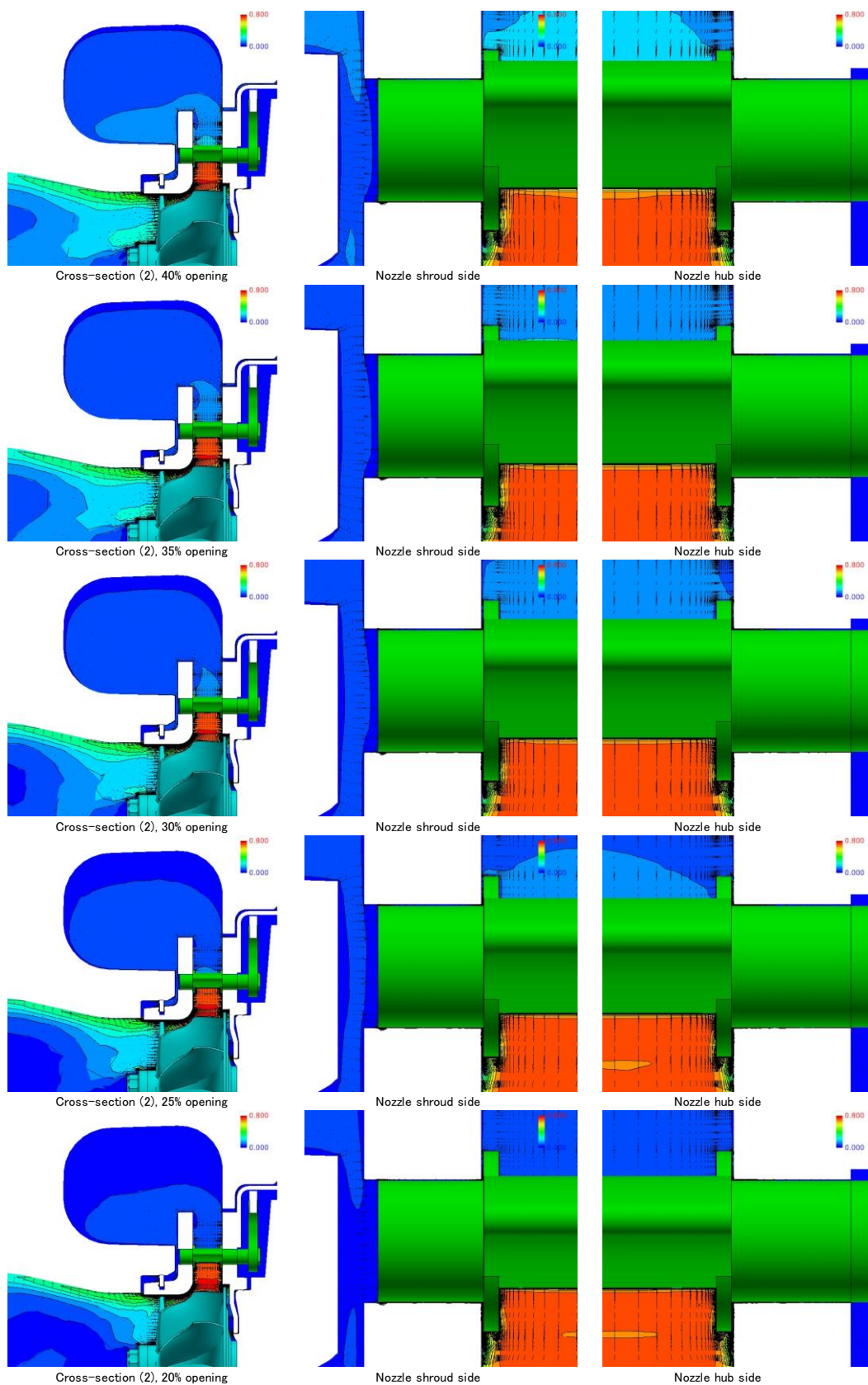


図 3-3-11c. Case5 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (40~20%開度)

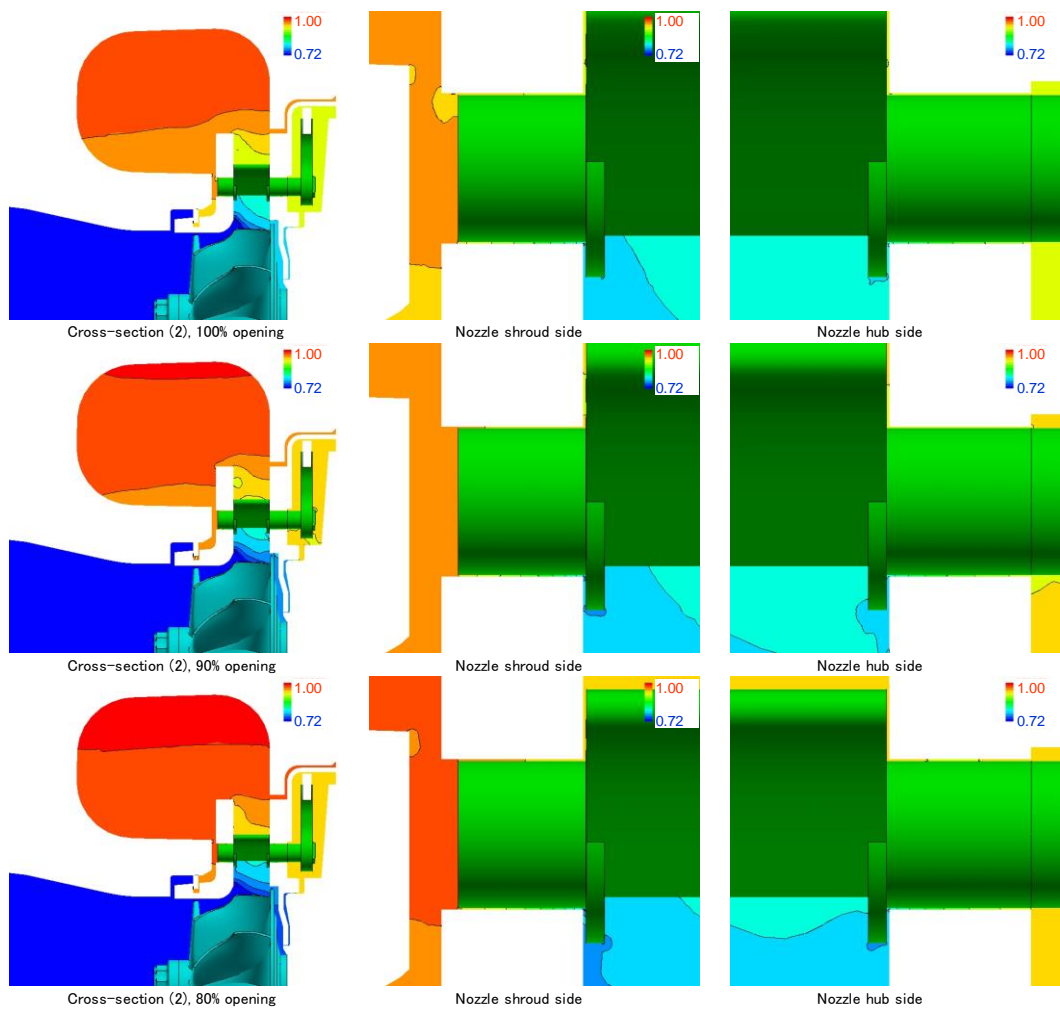


図 3-3-12a. Case5 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (100~80%開度)

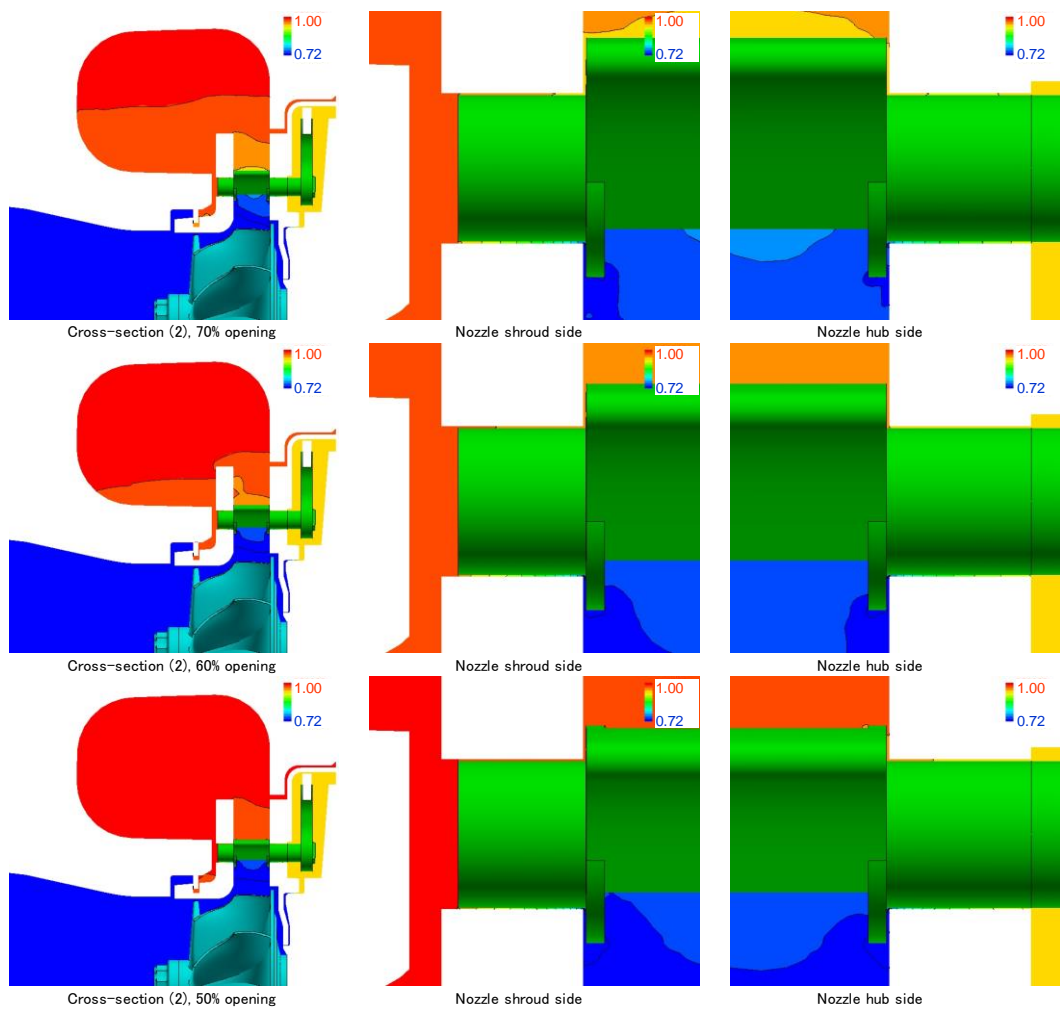


図 3-3-12b. Case5 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (70~50%開度)

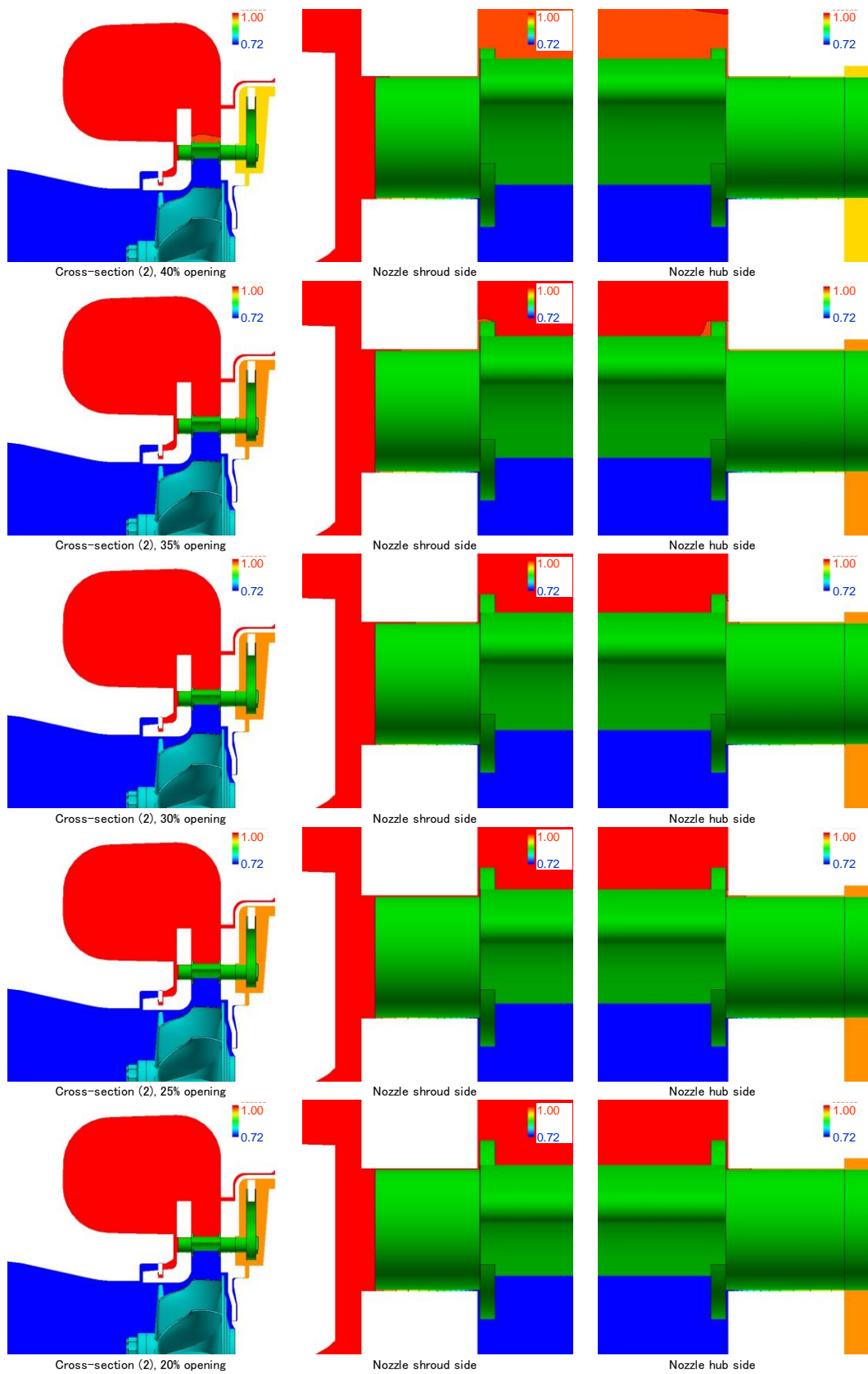


図 3-3-12c. Case5 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (40~20%開度)

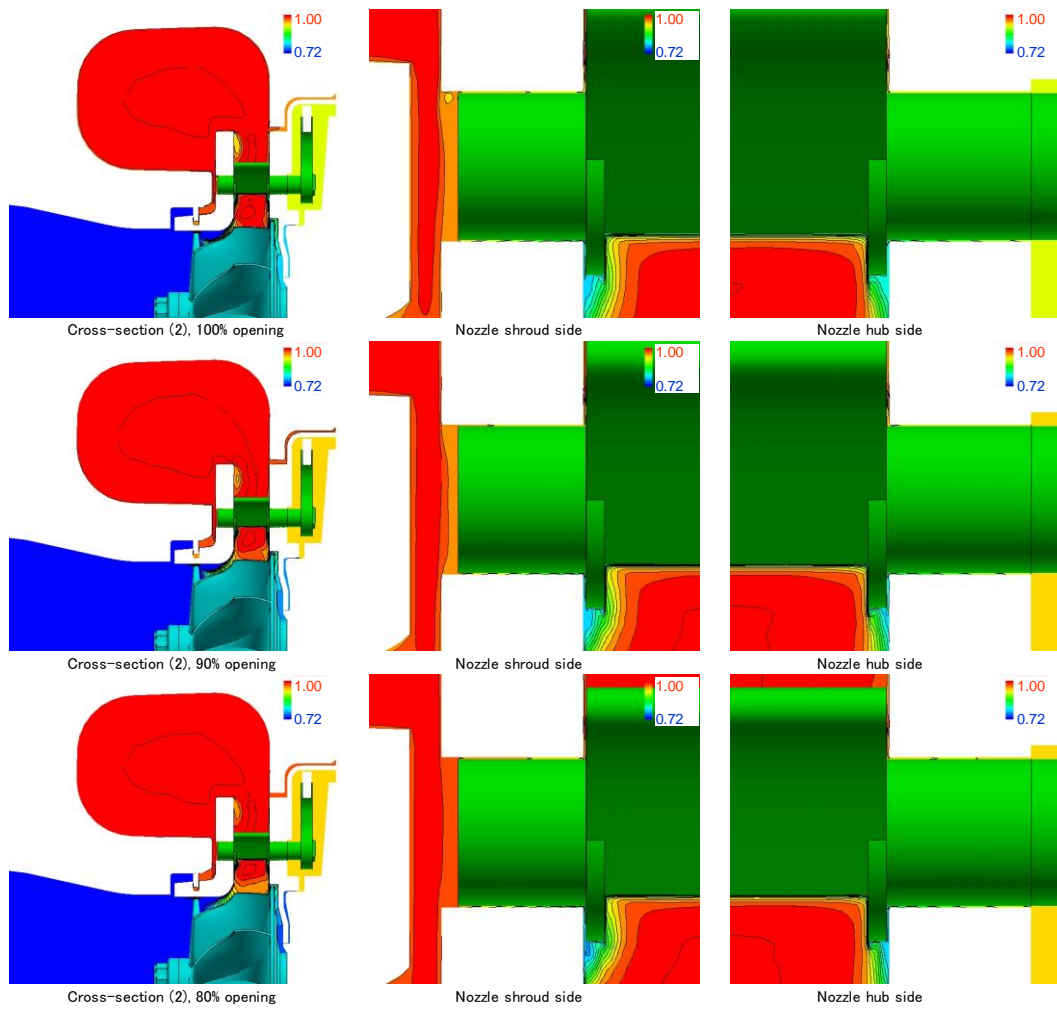


図 3-3-13a. Case5 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (100~80%開度)

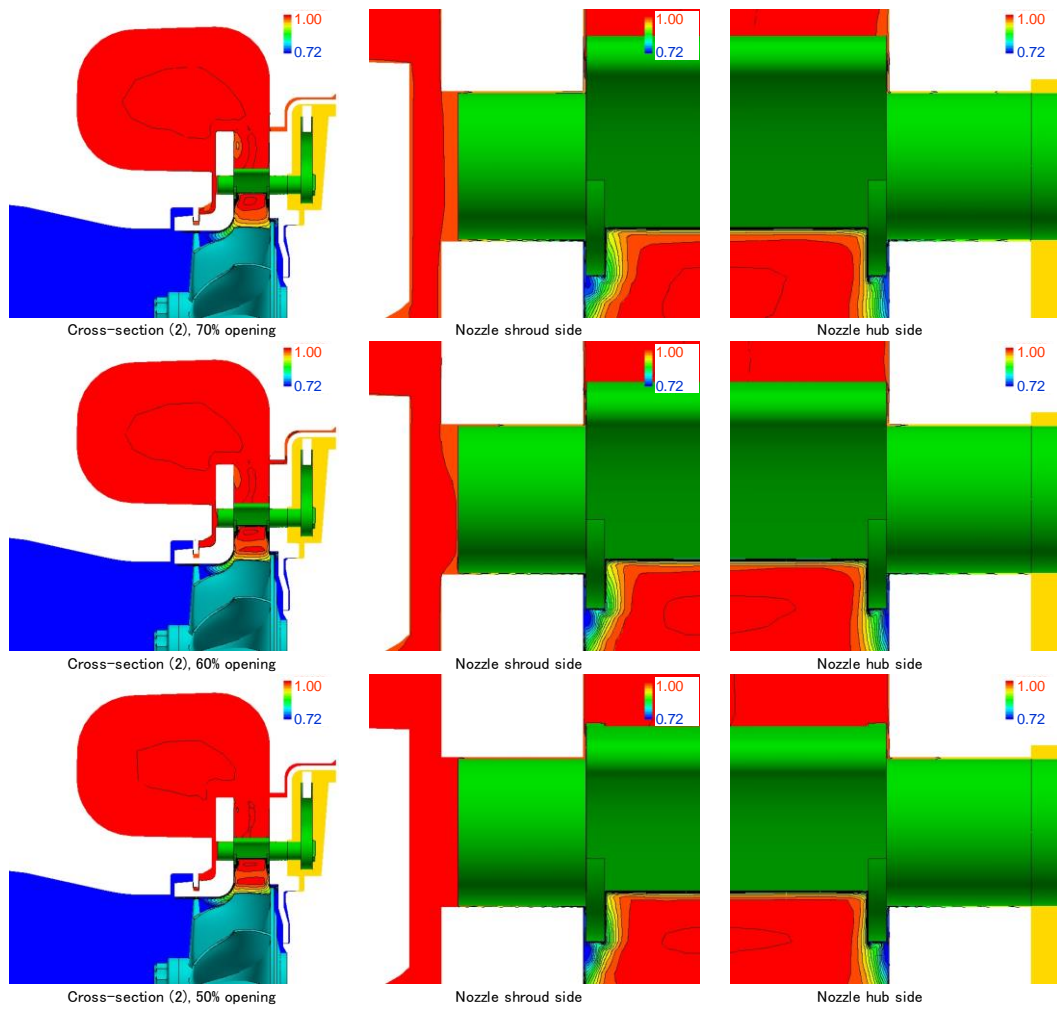


図 3-3-13b. Case5 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (70~50%開度)

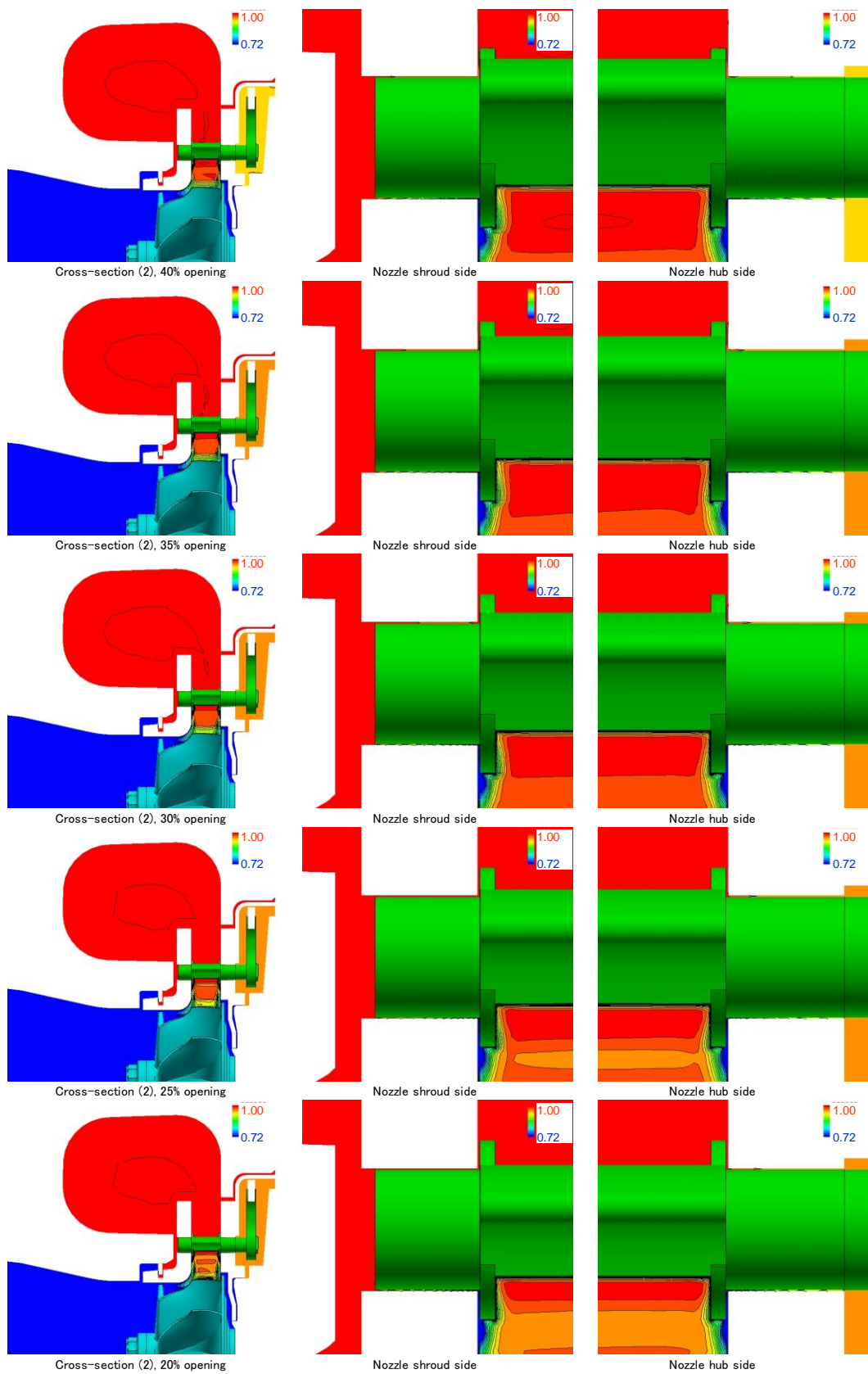


図 3-3-13c. Case5 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-14~16 に翼車背面キャビティおよびリンクレバー隙間のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図 3-3-14 のマッハ数分布より、背面キャビティ内部には翼車の回転に伴う旋回流れにより径方向に流速分布が発生している。リンクレバー隙間については、軸隙間自体が狭いため、どのノズル開度においても明確な流れは観察されなかった。

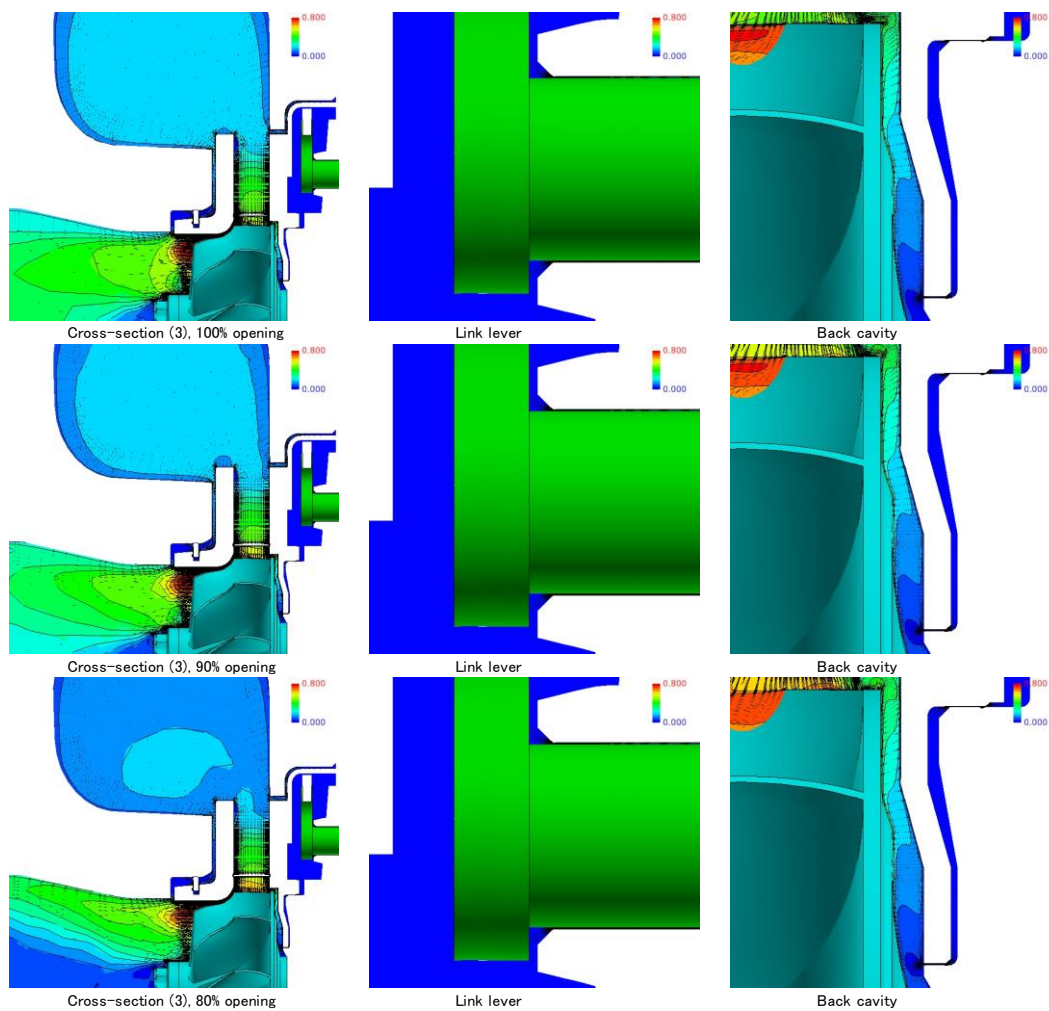


図 3-3-14a. Case5 翼車背面およびリンクレバー部マッハ数分布 (100~80%開度)

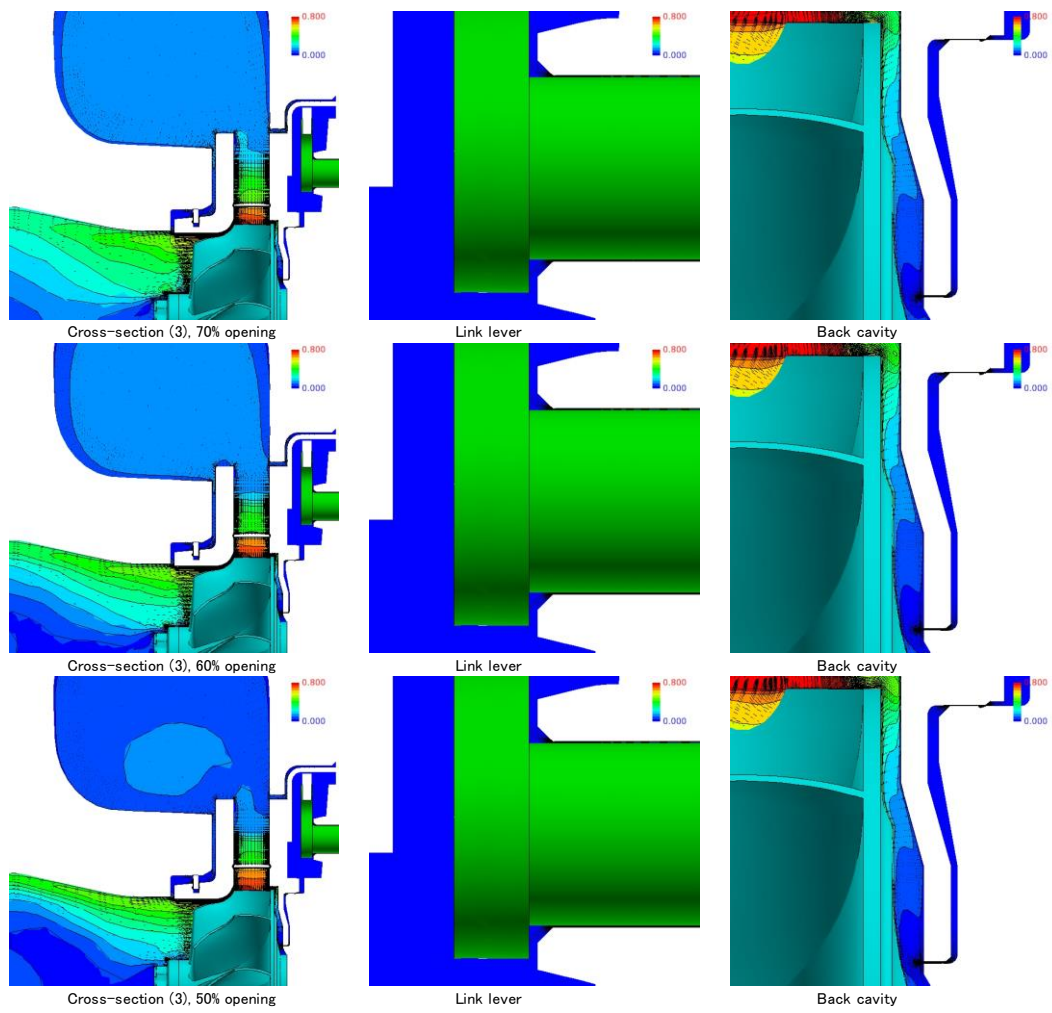


図 3-3-14b. Case5 翼車背面およびリンクレバー部マッハ数分布 (70~50%開度)

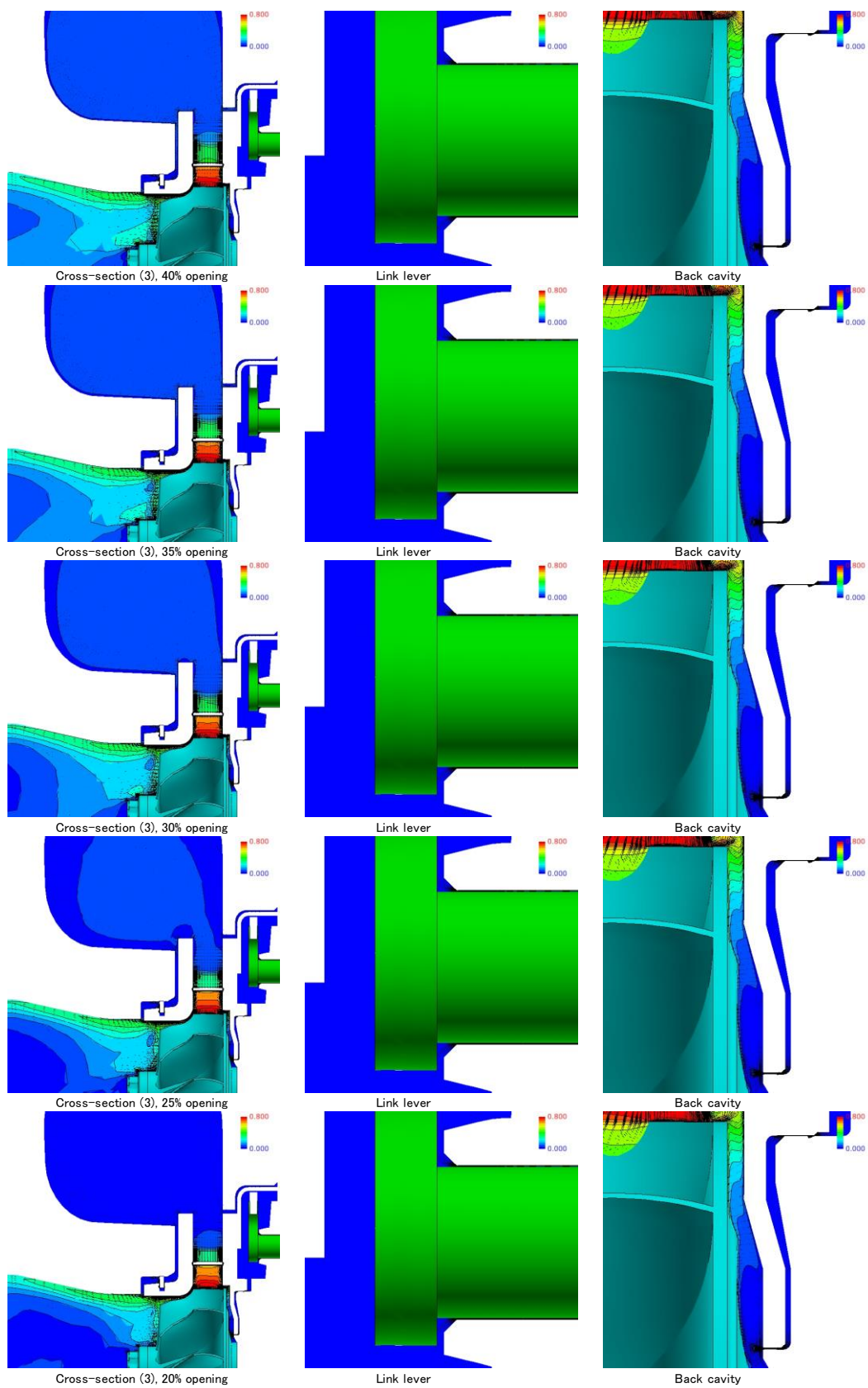


図 3-3-14c. Case5 翼車背面およびリンクレバー部マッハ数分布 (40~20%開度)

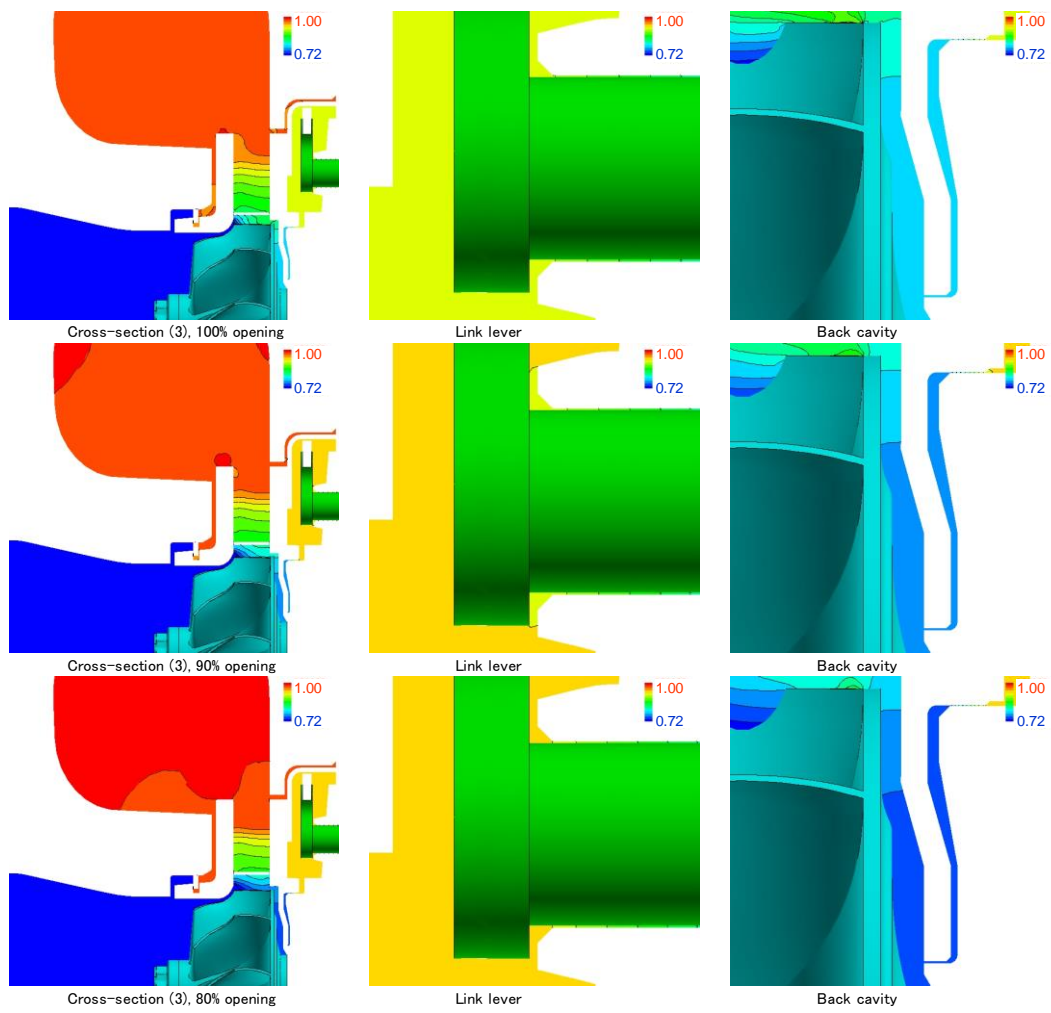


図 3-3-15a. Case5 翼車背面およびリンクレバー部静圧分布 (100~80%開度)

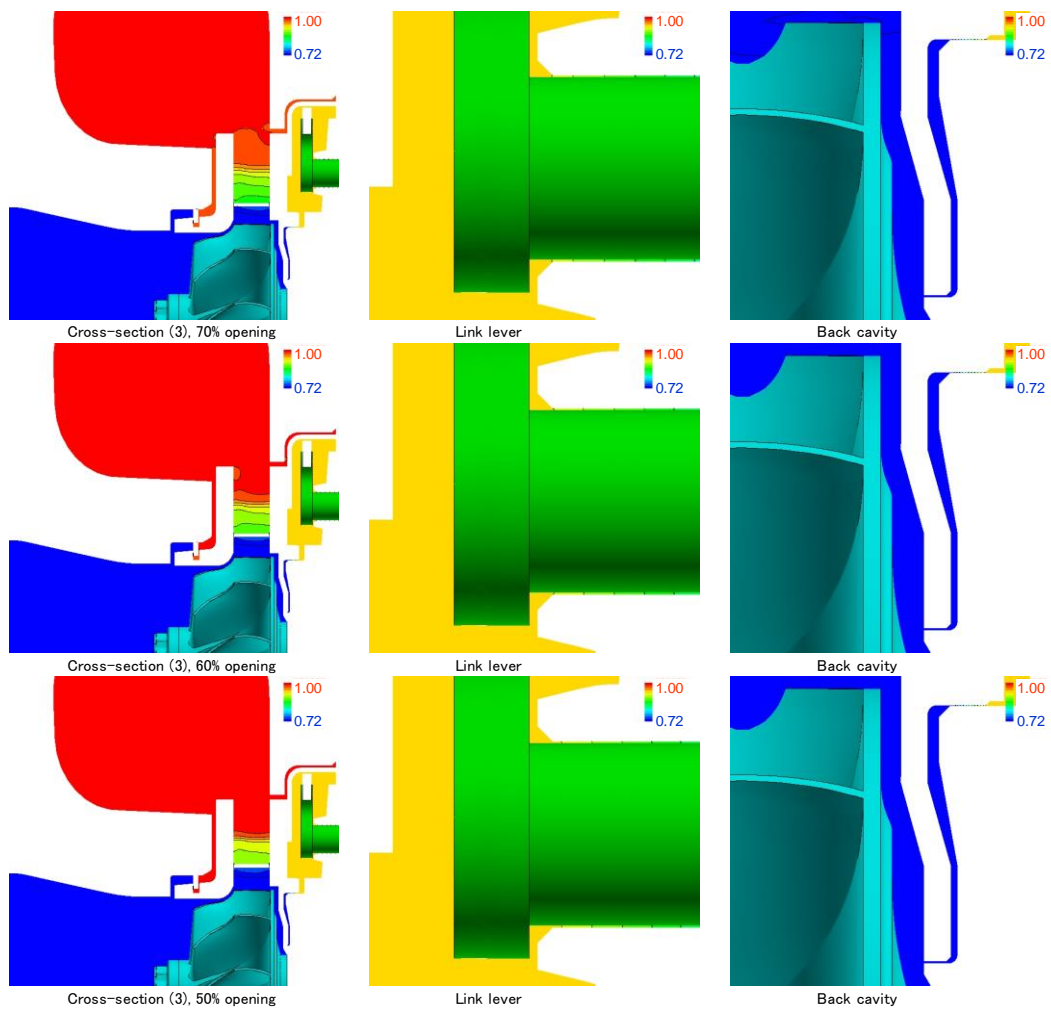


図 3-3-15b. Case5 翼車背面およびリンクレバー部静圧分布 (70~50%開度)

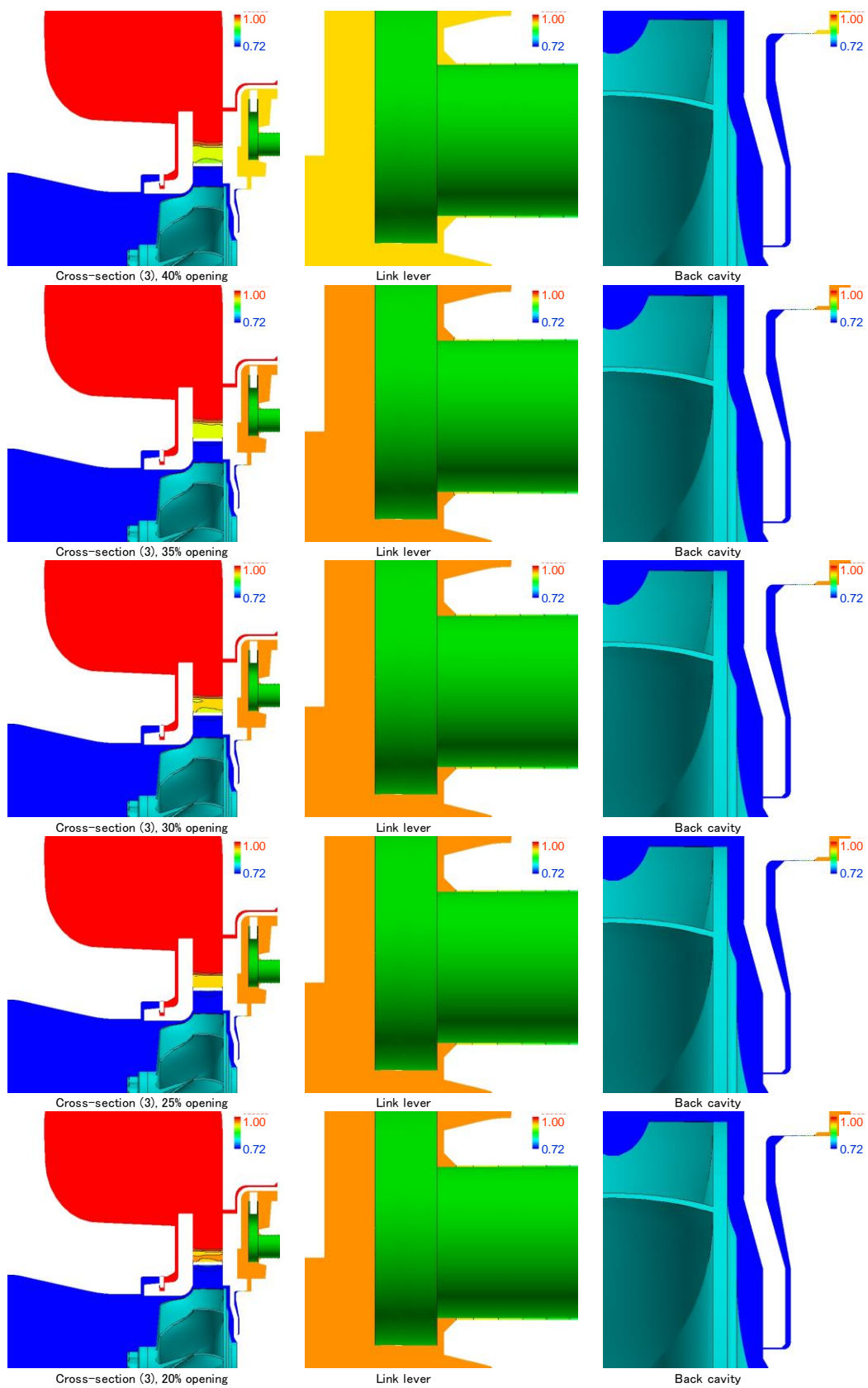


図 3-3-15c. Case5 翼車背面およびリンクレバー部静圧分布 (40~20%開度)

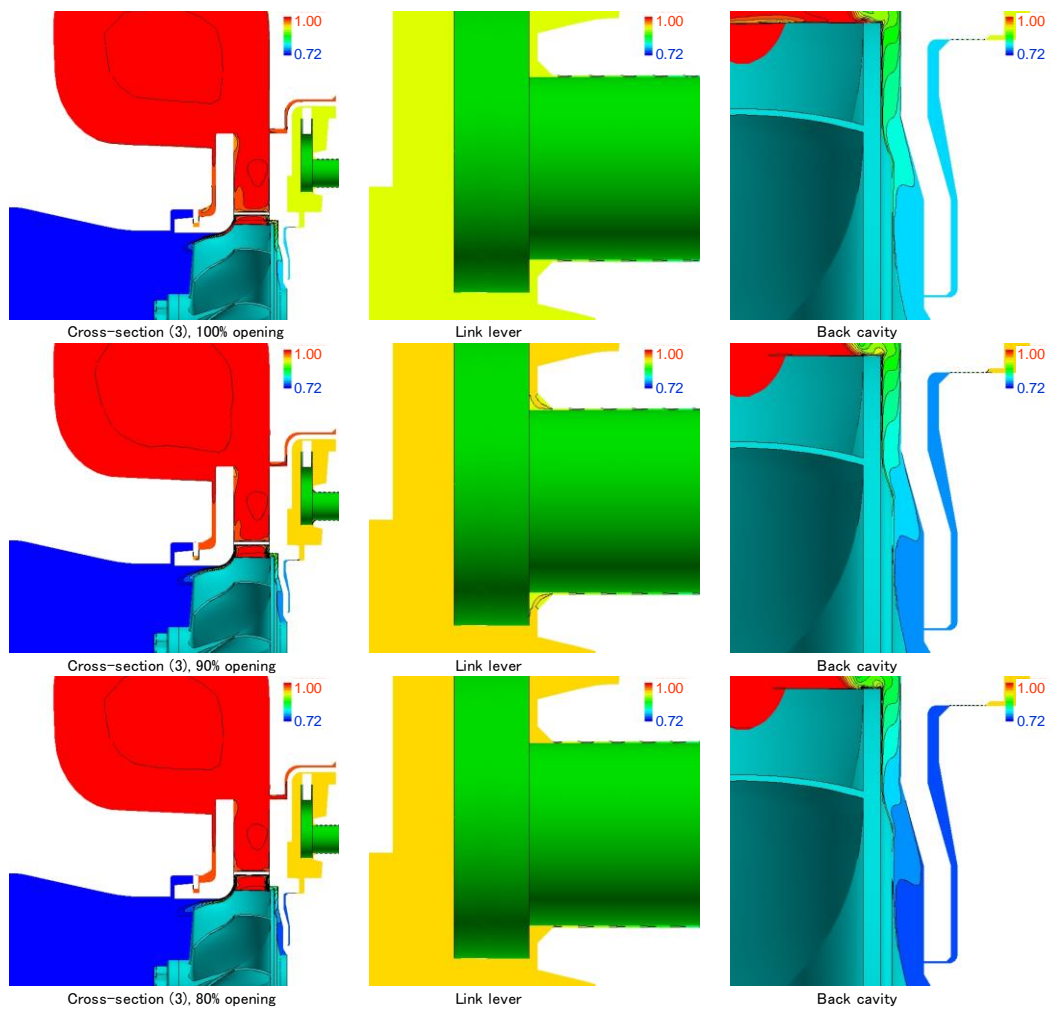


図 3-3-16a. Case5 翼車背面およびリンクレバー部全圧分布 (100~80%開度)

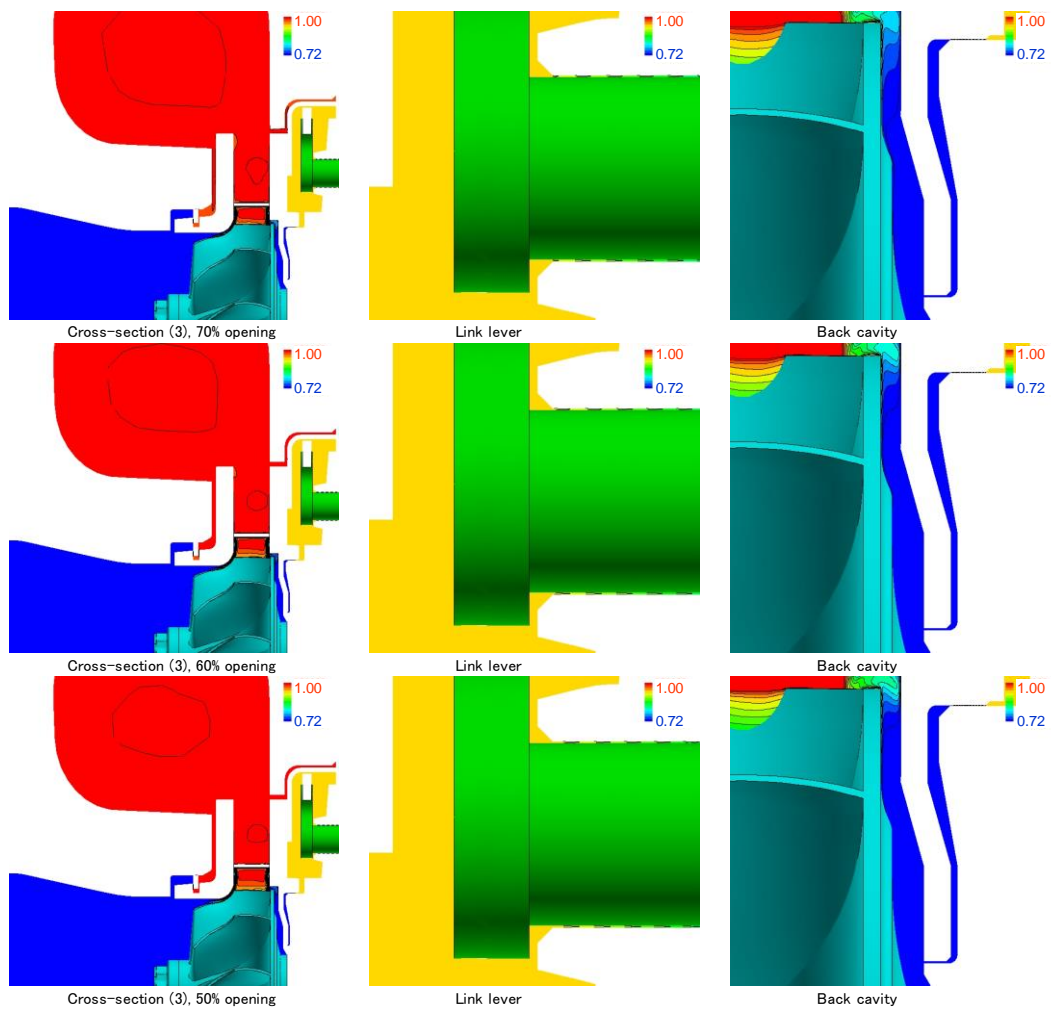


図 3-3-16b. Case5 翼車背面およびリンクレバー部全圧分布 (70~50%開度)

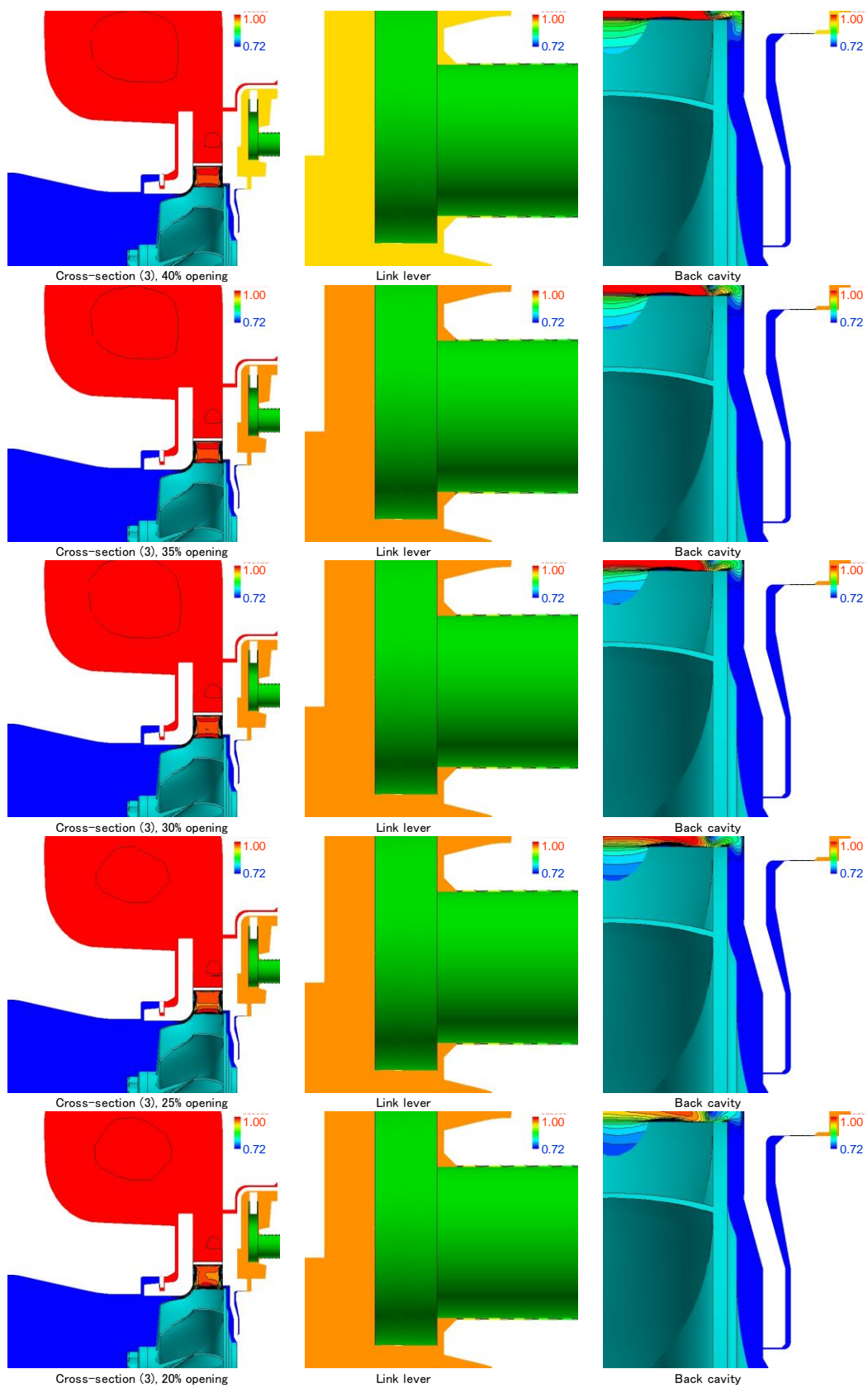


図 3-3-16c. Case5 翼車背面およびリンクレバー部全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-12 のノズル回転軸周辺の静圧分布の考察より、背面キャビティと前面シール部の圧力差によってノズルベーンがハブ側に押し付けられる流体力を受けることを考慮して、ノズルベーンを流路中央位置ではなくハブ側に配置した解析（以後 Case6 と呼称）を実施した。Case6 のノズルベーン回転軸周辺の計算格子を図 3-3-17 に示す。Case5 においてノズル端面のクリアランスをハブ側、シュラウド側で均等としていたのに対し、Case6 ではハブ側、シュラウド側を合計したクリアランスは Case5 と同等としつつハブ側、シュラウド側のクリアランスの比率を 1:7 とした。ハブ側にわずかながらクリアランスを設定した理由としては、ノズルベーン端面およびハブ面の加工公差やノズルベーン自体の傾き等により、完全にクリアランスがゼロとなる可能性は低いという考察に基づくものである。なお Case5 と Case6 の解析モデルの差異はノズル主流路部の計算格子のみであり、タービンスクロールやタービン翼車、背面キャビティ、前面シール部の計算格子は全て同一である。

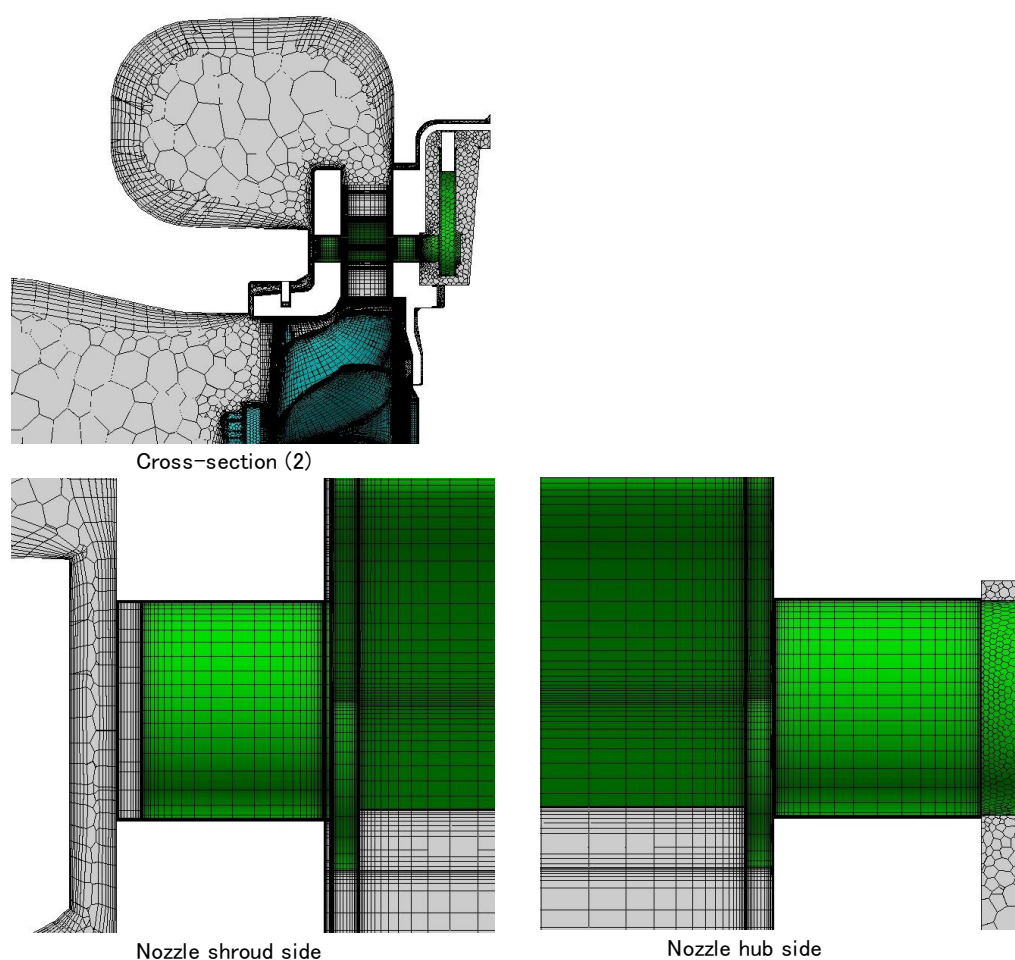


図 3-3-17. Case6 ノズルベーン回転軸周辺部計算格子

図 3-3-18~20 に Case6 でのノズル翼間のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。図 3-3-6 の Case5 の静圧分布と図 3-3-19 の Case6 の静圧分布の比較より、クリアランスが均等であるか否かによってノズル翼間の静圧分布には大きな変化はなく、スパン方向に一様な圧力分布が発生している。その一方で、図 3-3-5 の Case5 のマッハ数分布と図 3-3-18 の Case6 のマッハ数分布の比較より、ノズルベーンがハブ側に寄ることにより、ノズル小開度においてハブ側でのクリアランス流れの減少とシュラウド側のクリアランス流れの増加に伴い、ノズル下流においてハブ側のマッハ数増とシュラウド側のマッハ数減が観察されている。同様に図 3-3-20 の全圧分布より、クリアランス流れによる損失の増大が顕著となるノズル小開度において、ノズル下流ハブ側での損失領域が低減される一方で、シュラウド側に高い損失領域が発生している。

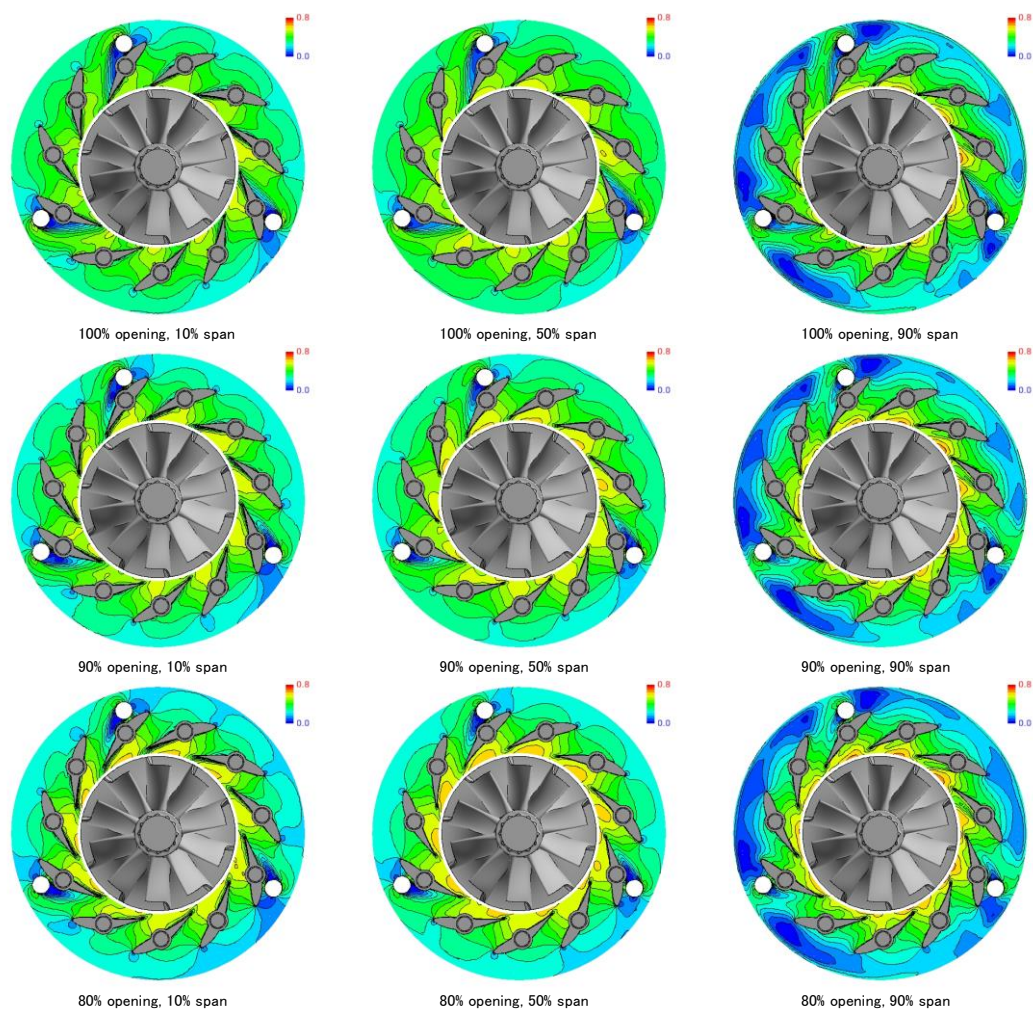


図 3-3-18a. Case6 ノズル翼間マッハ数分布 (100~80%開度)

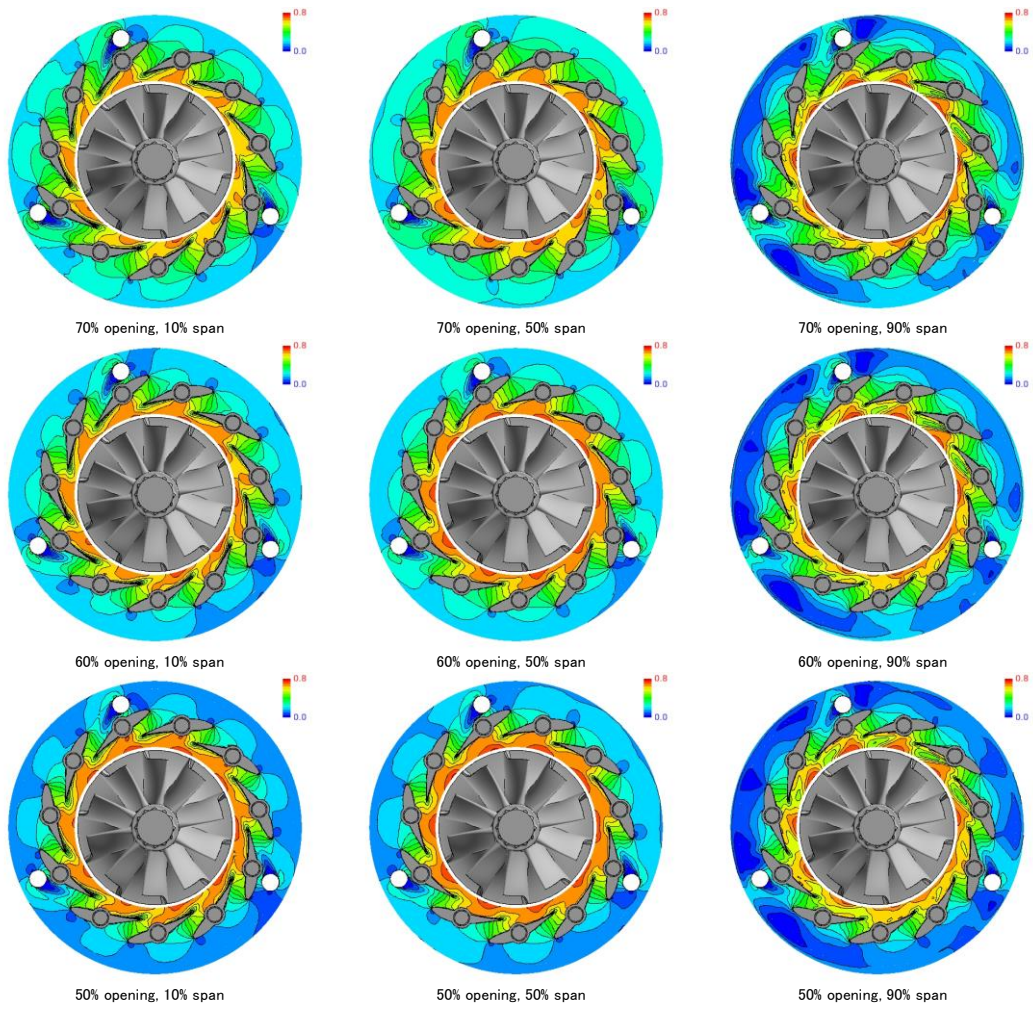


図 3-3-18b. Case6 ノズル翼間マッハ数分布 (70~50%開度)

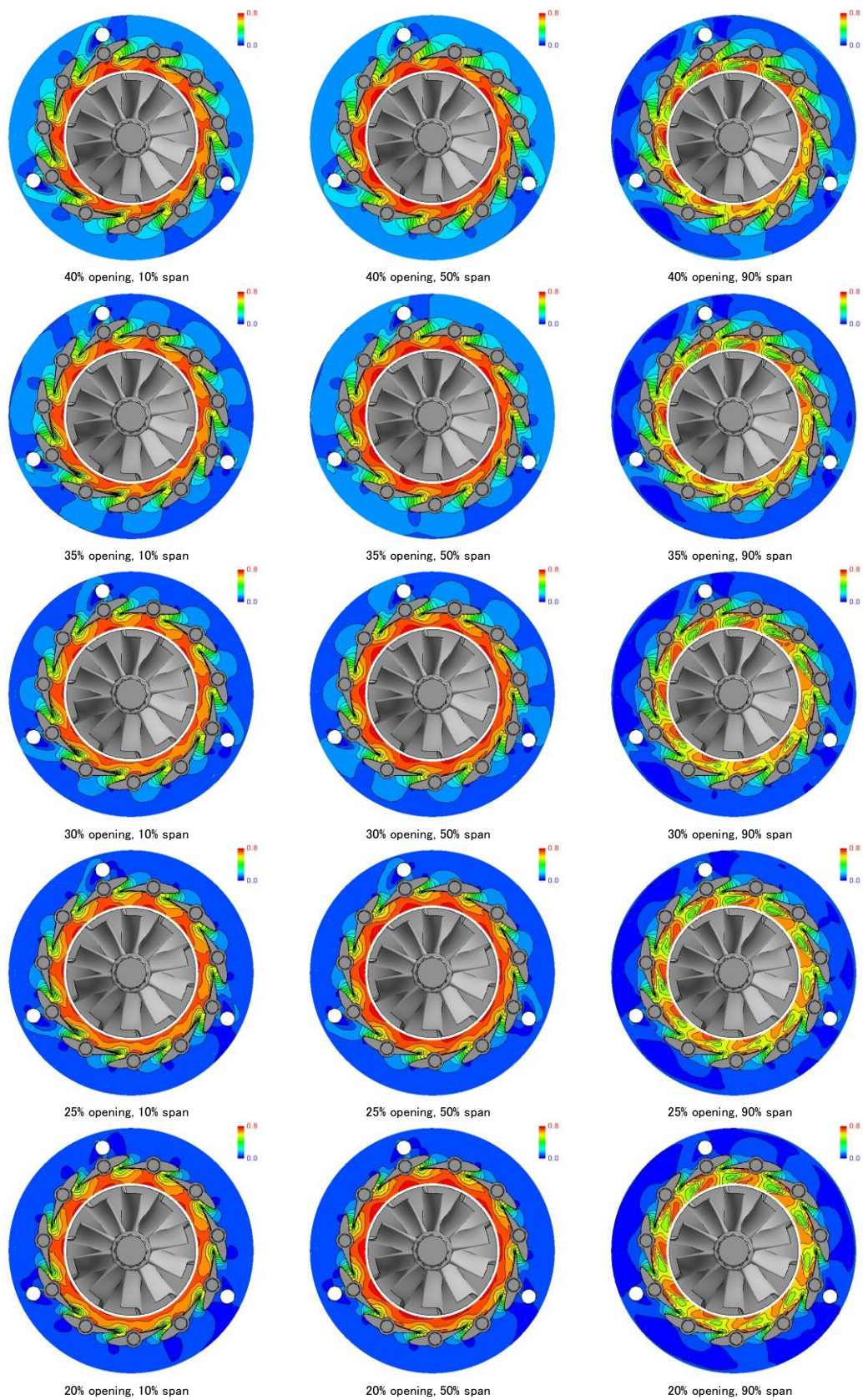


図 3-3-18c. Case6 ノズル翼間マッハ数分布 (40~20%開度)

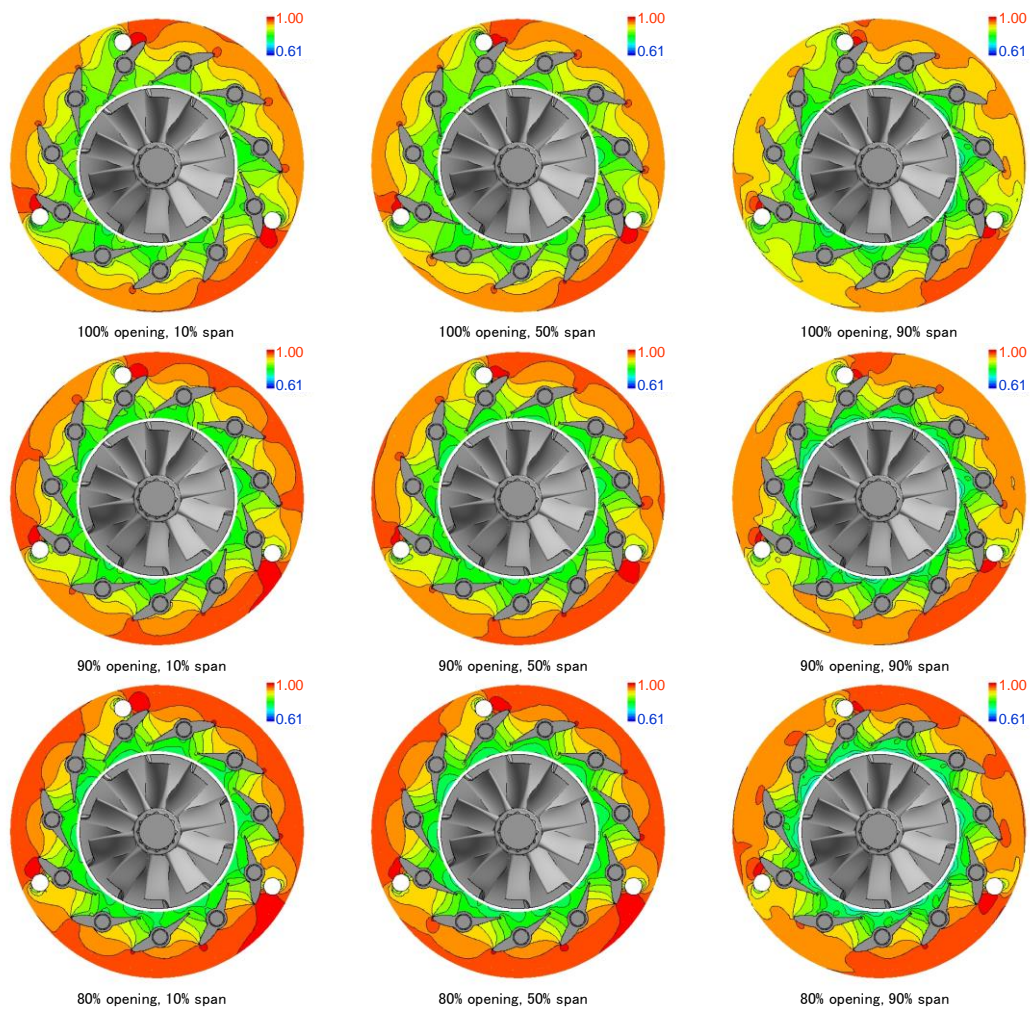


図 3-3-19a. Case6 ノズル翼間静圧分布 (100~80%開度)

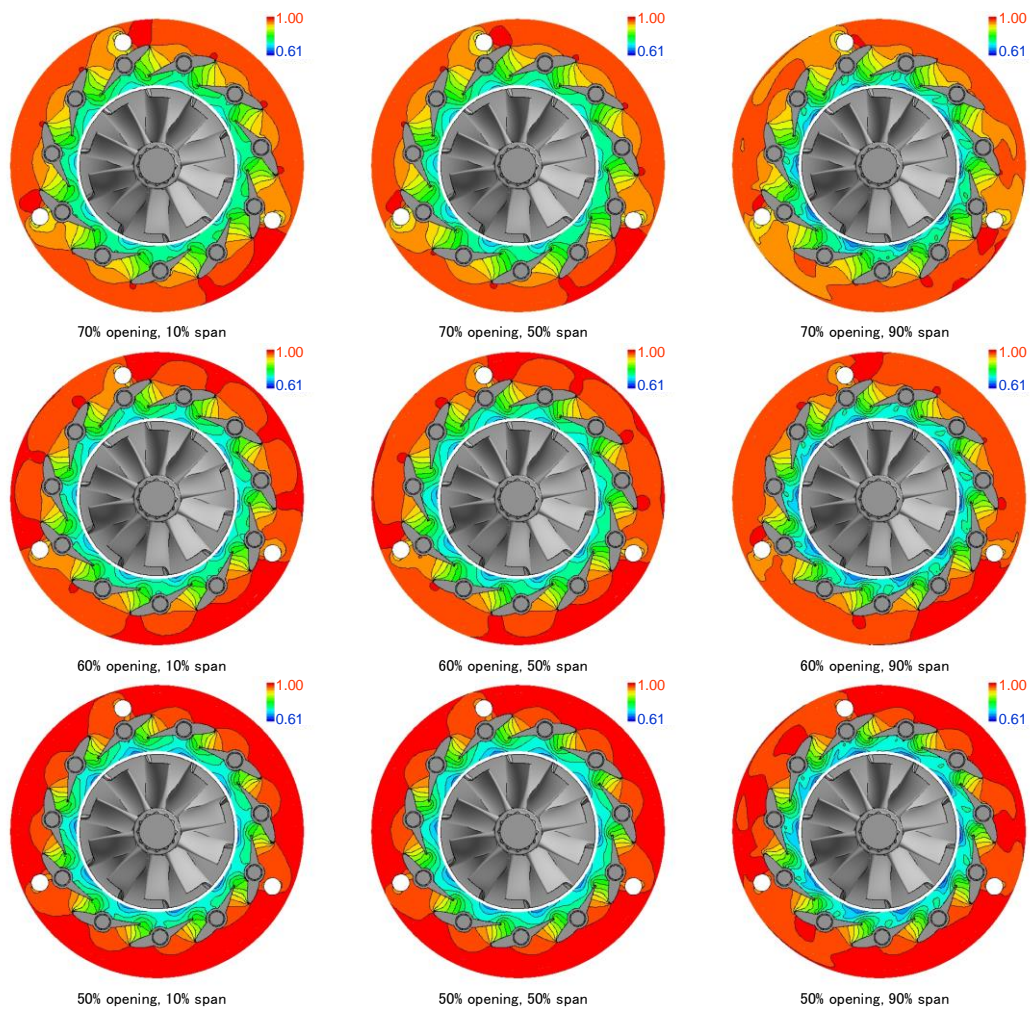


図 3-3-19b. Case6 ノズル翼間静圧分布 (70~50%開度)

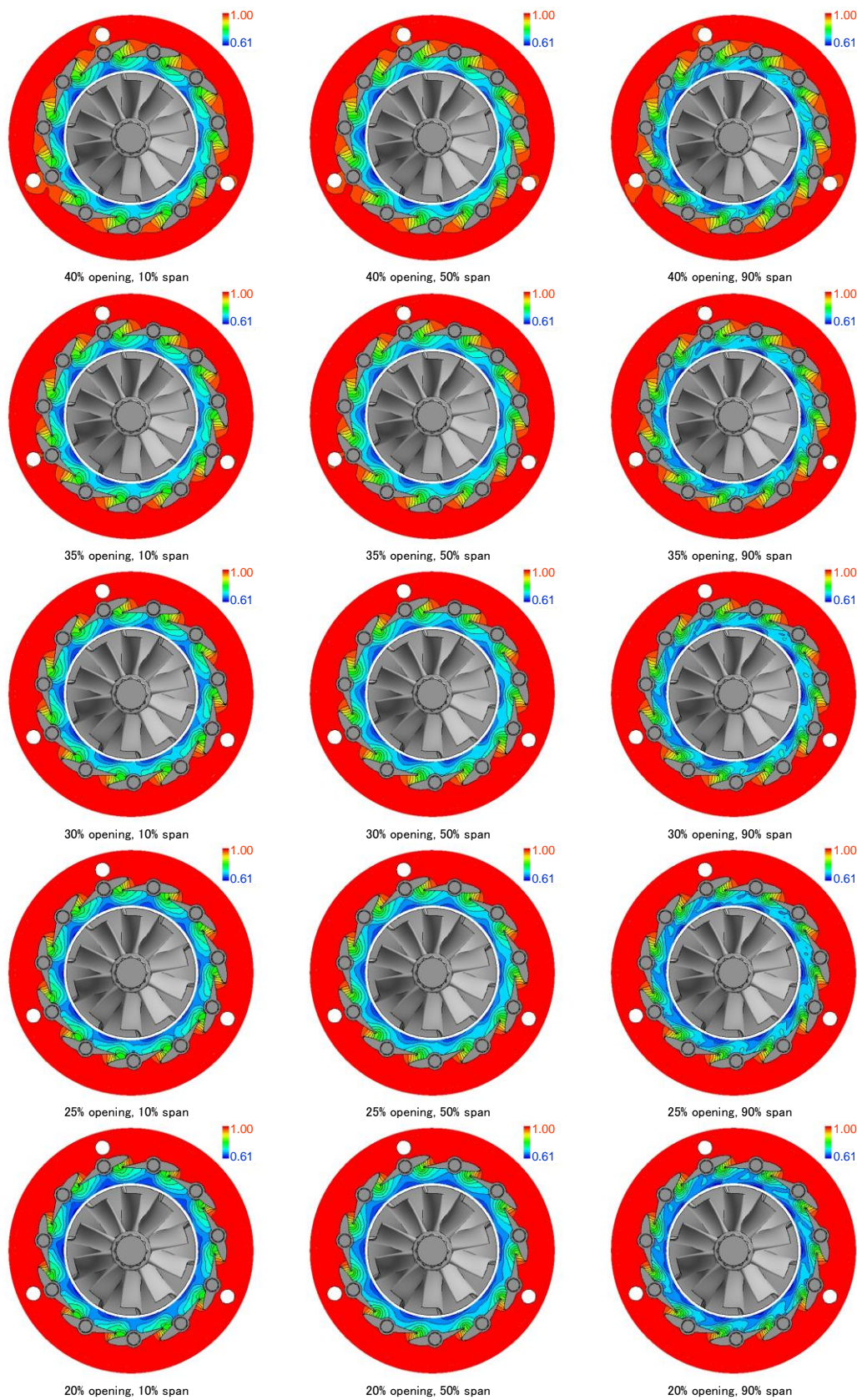


図 3-3-19c. Case6 ノズル翼間静圧分布 (40~20%開度)

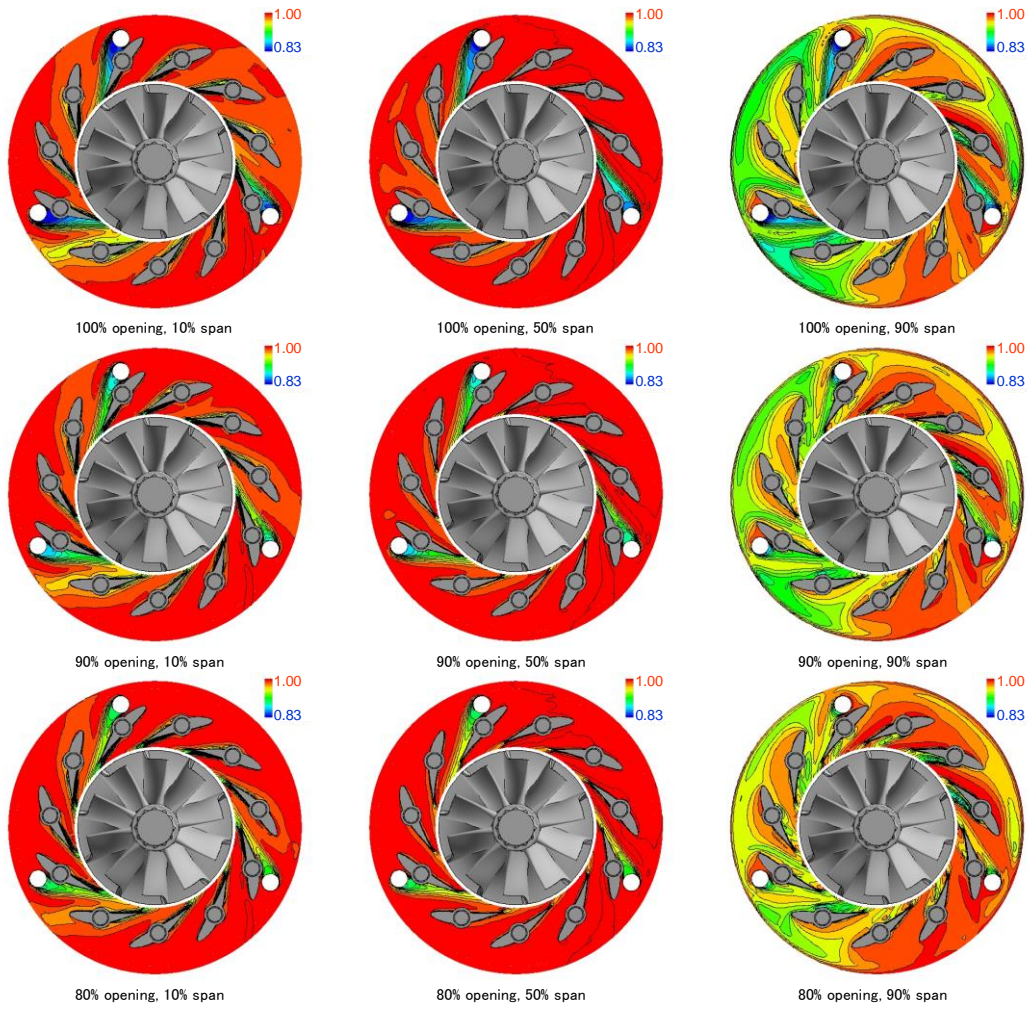


図 3-3-20a. Case6 ノズル翼間全圧分布 (100~80%開度)

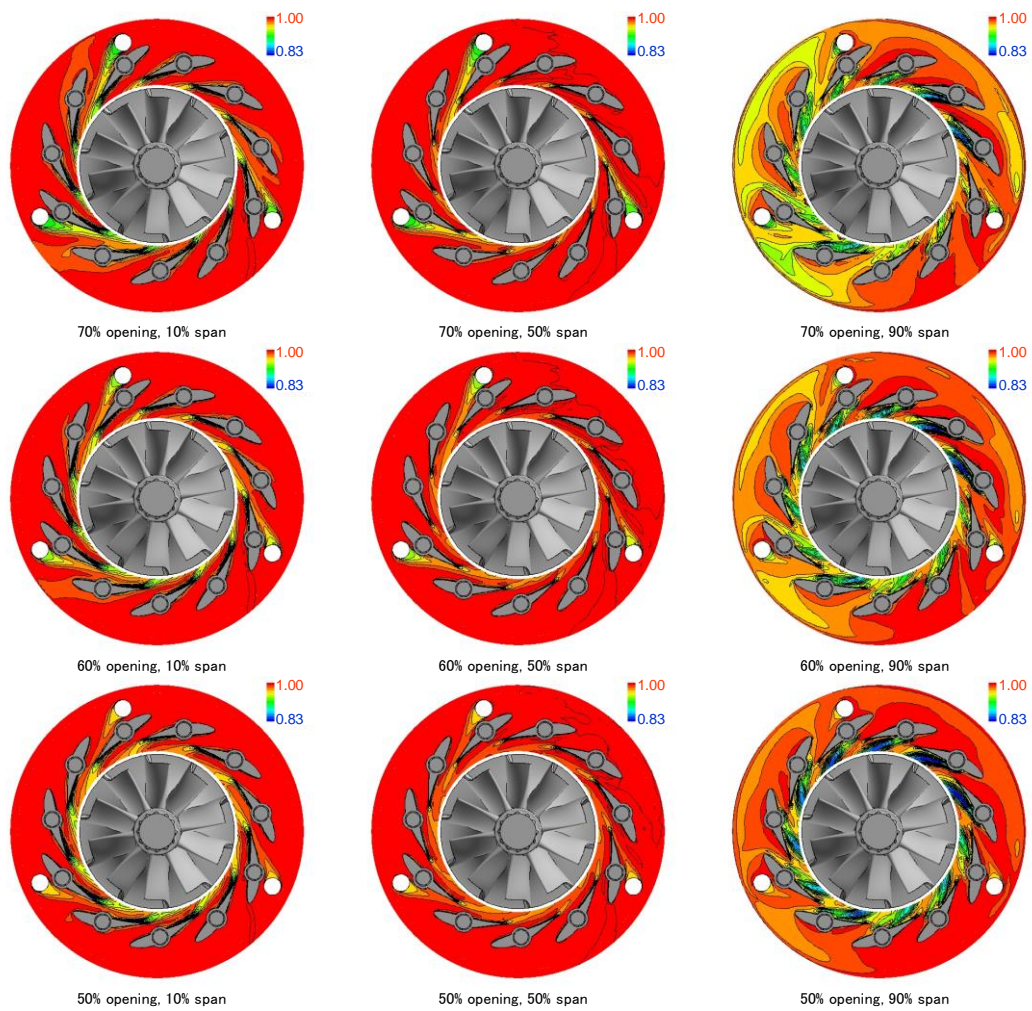


図 3-3-20b. Case6 ノズル翼間全圧分布 (70~50%開度)

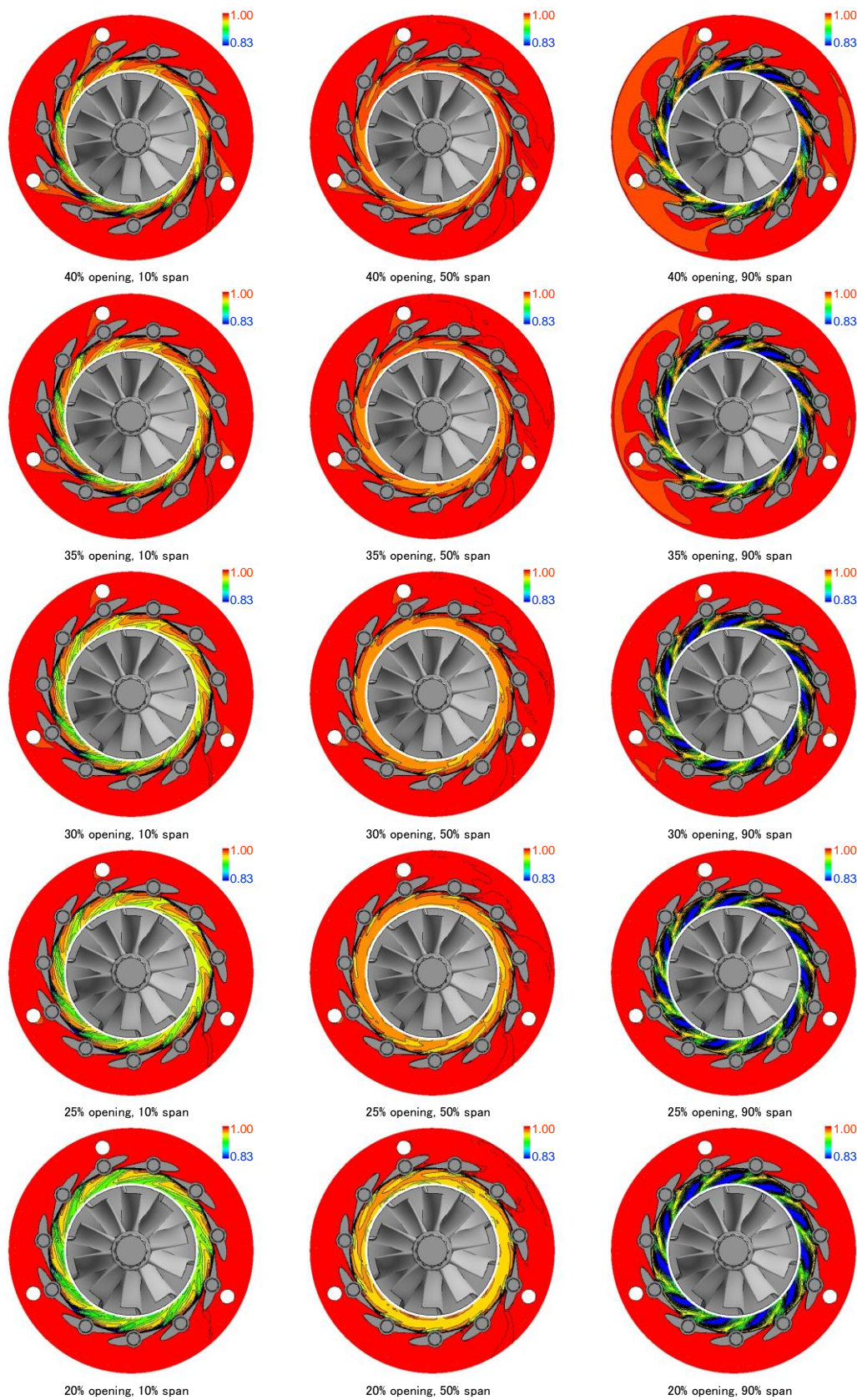


図 3-3-20c. Case6 ノズル翼間全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-21～23 に Case6 に各ノズル開度でのベーン回転軸周囲のマッハ数、静圧および全圧分布を示す。前述のようにノズルベーンがハブ側に寄ることにより、クリアランス流れによる損失の増大が顕著となるノズル小開度において、ハブ側でのクリアランス流れの減少とシュラウド側のクリアランス流れの増加に伴い、ノズル下流ハブ側での損失領域が低減される一方で、シュラウド側に高い損失領域が発生していることが確認できる。

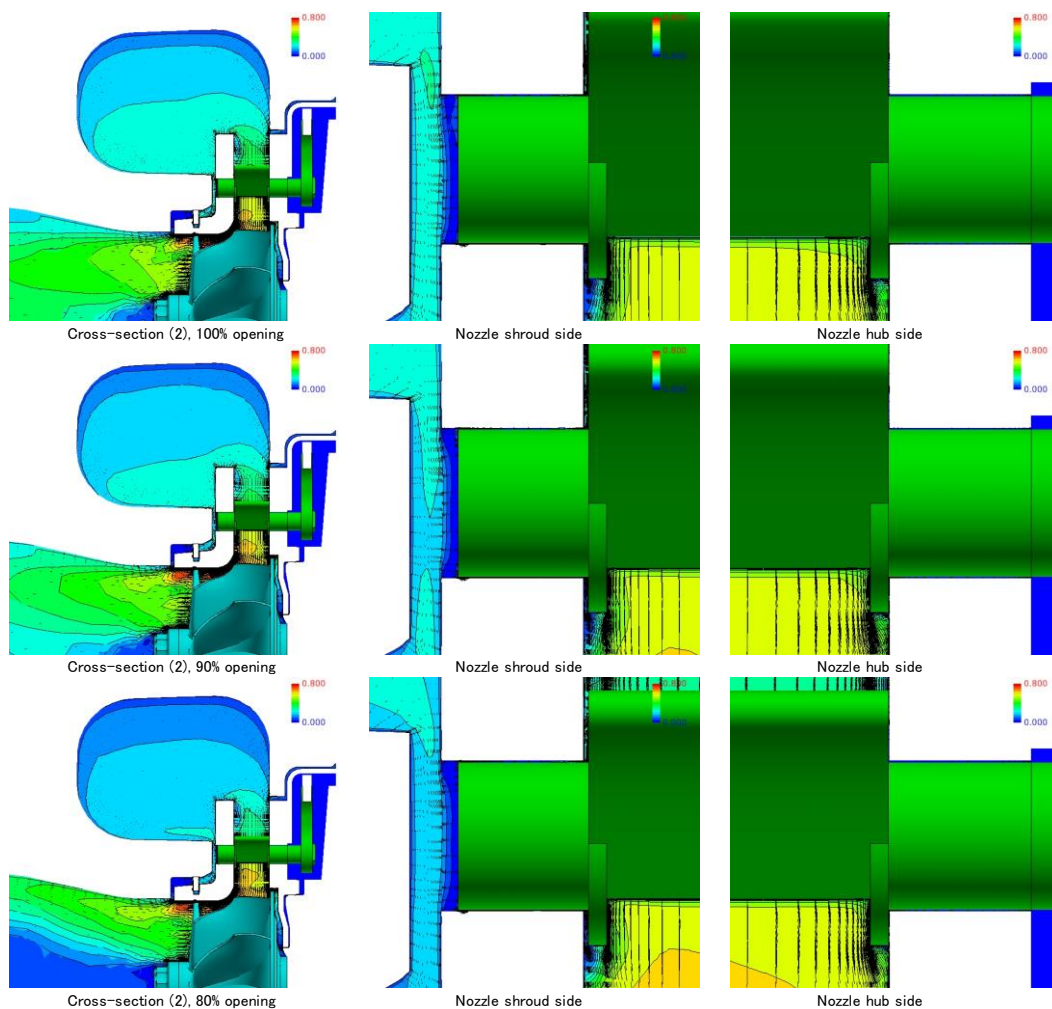


図 3-3-21a. Case6 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (100～80%開度)

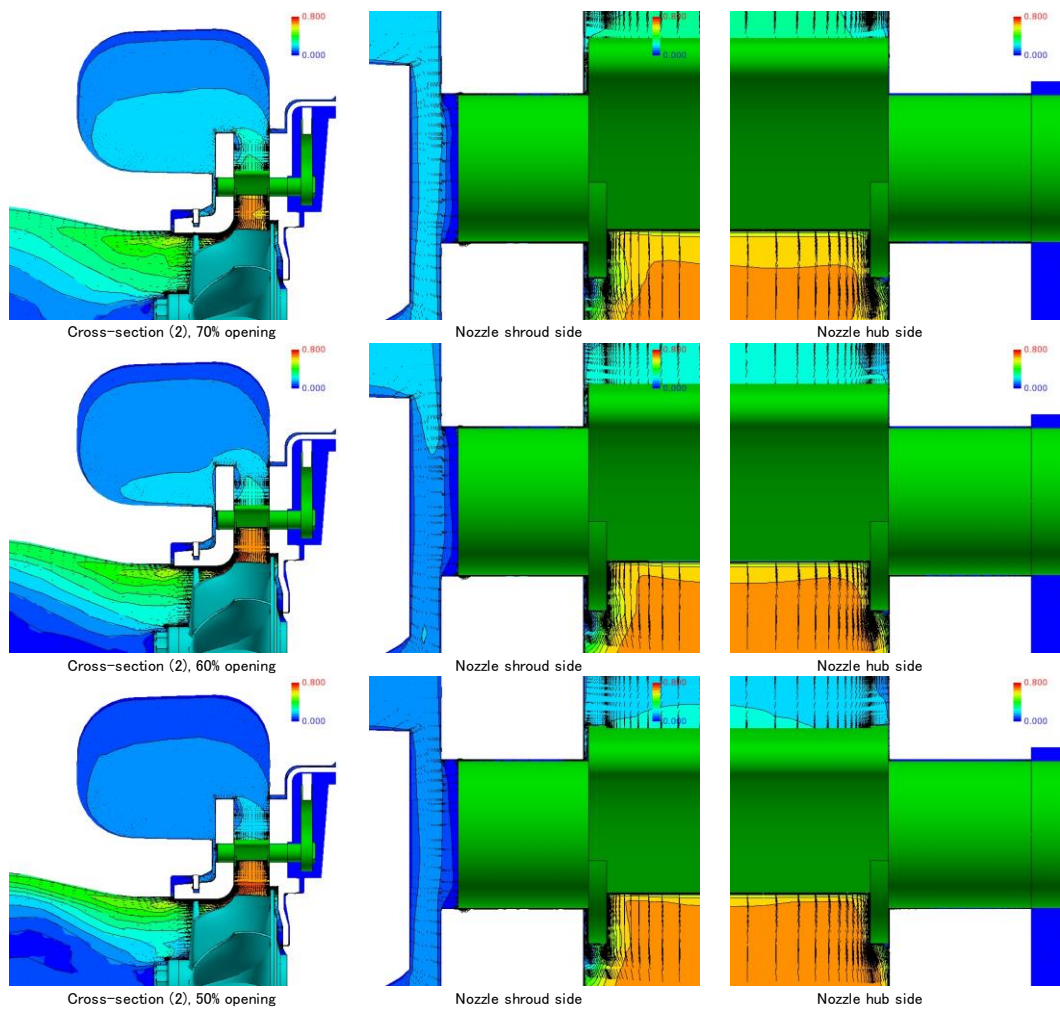


図 3-3-21b. Case6 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (70~50%開度)

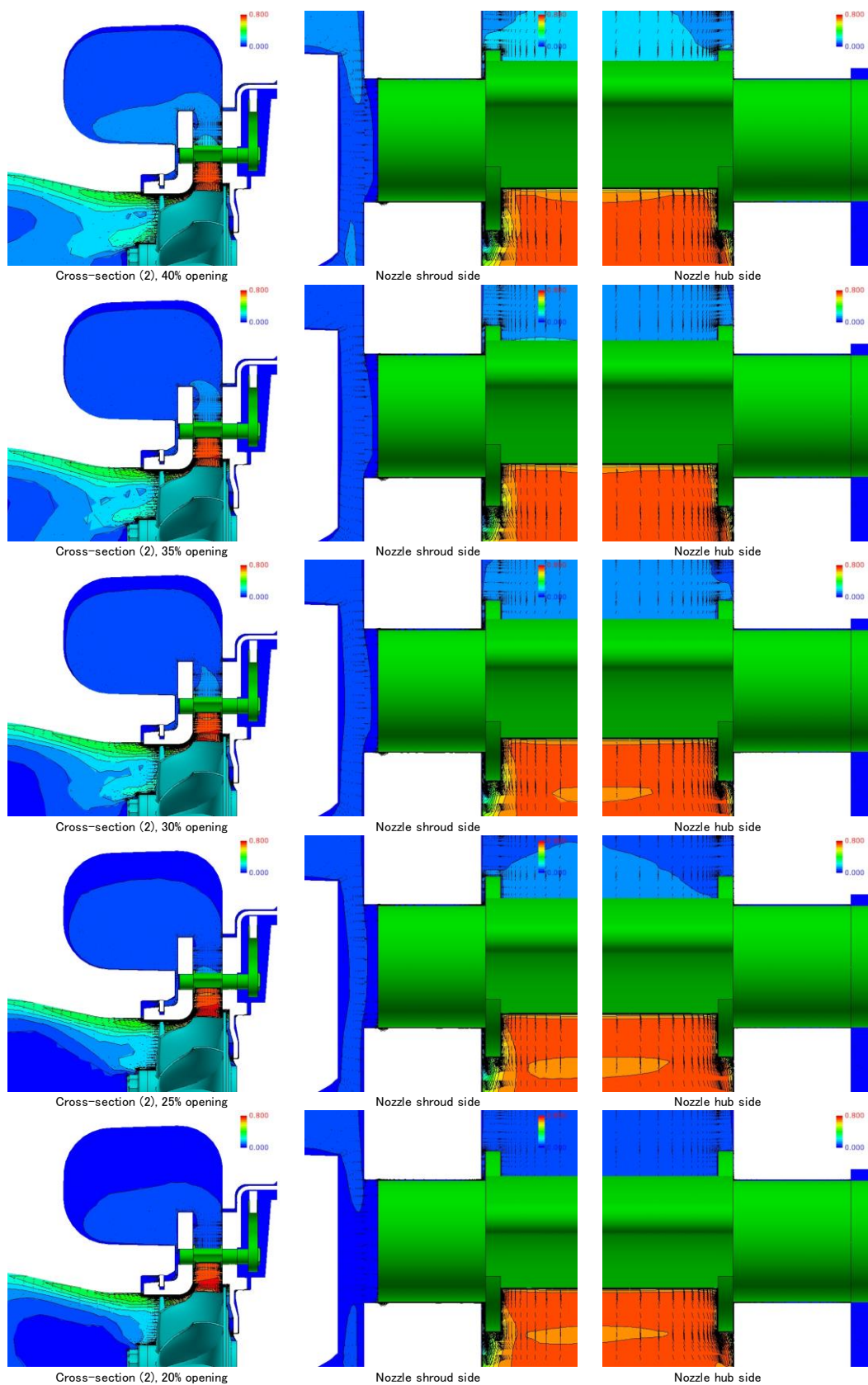


図 3-3-21c. Case6 ベーン回転軸周辺部マッハ数分布 (40~20%開度)

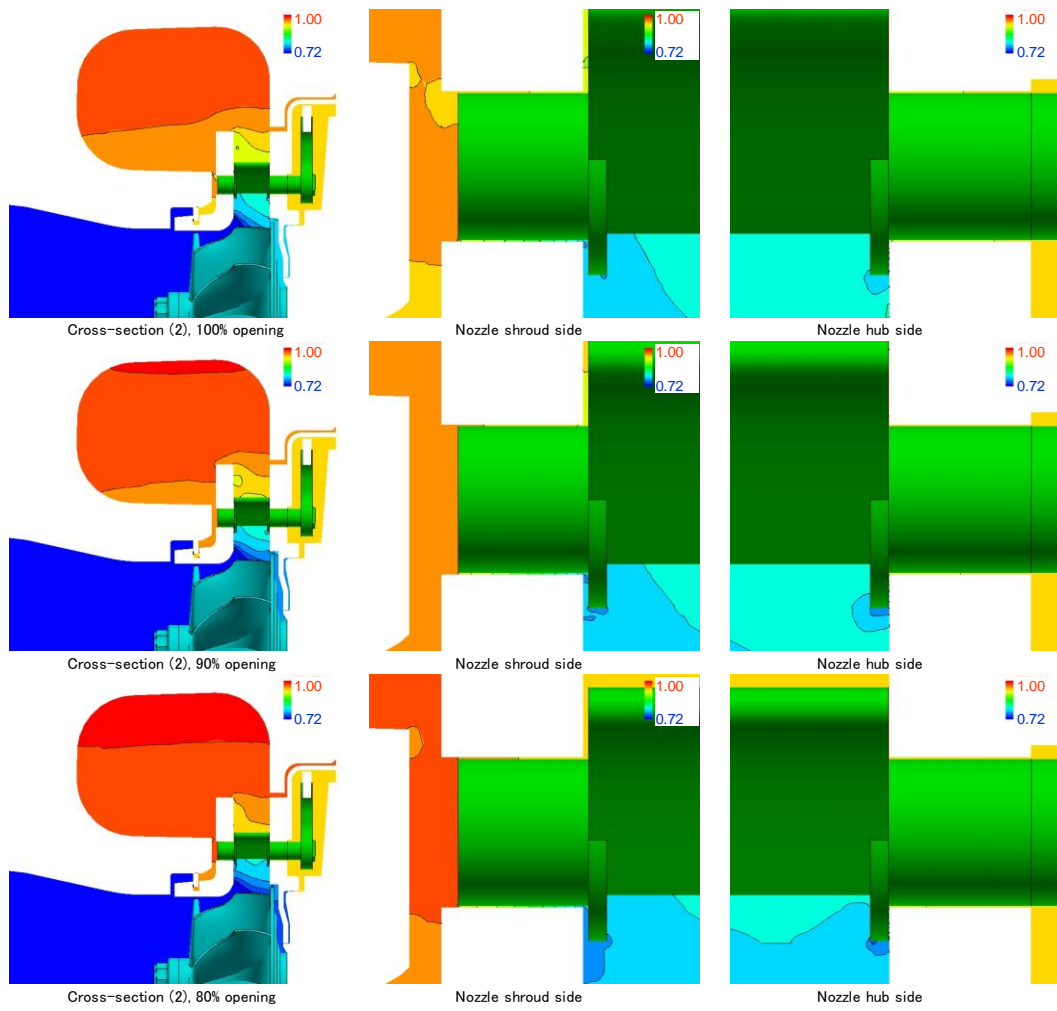


図 3-3-22a. Case6 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (100~80%開度)

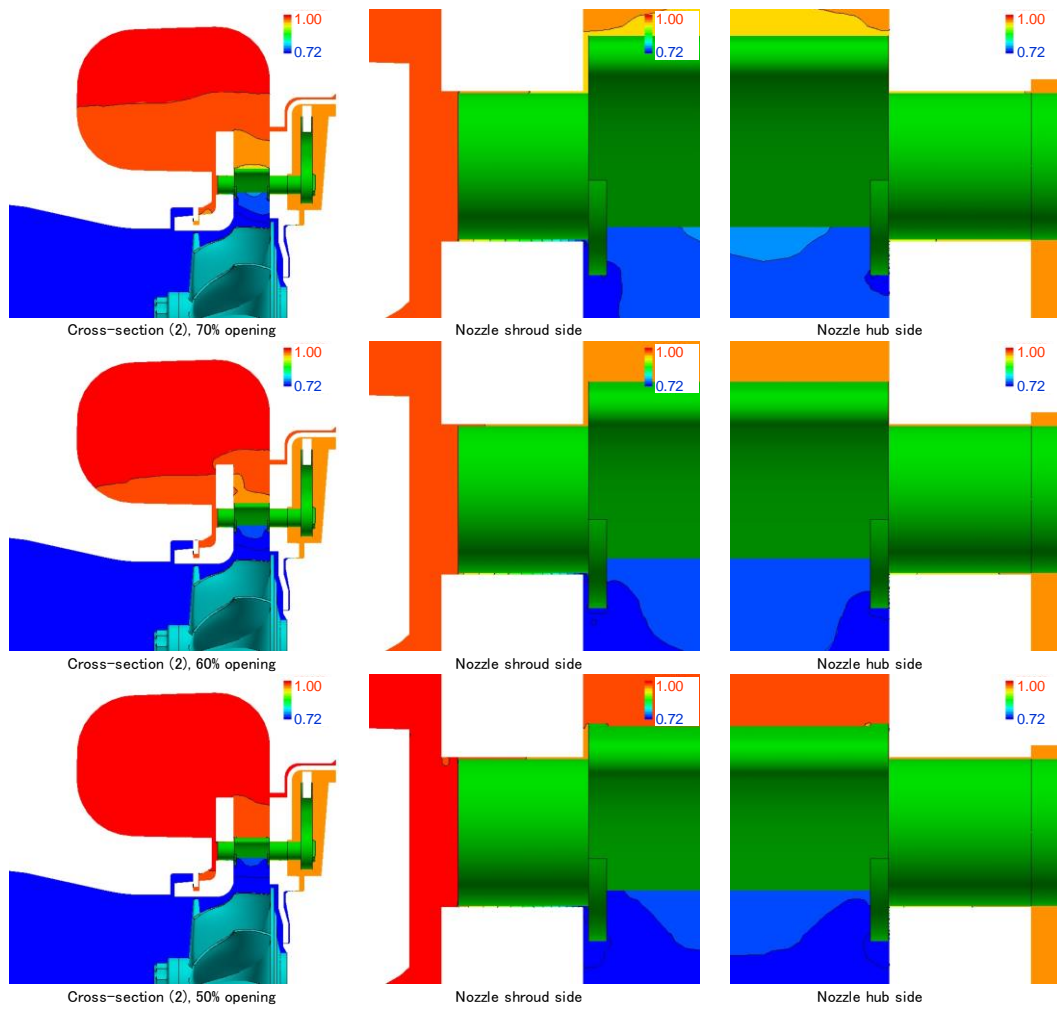


図 3-3-22b. Case6 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (70~50%開度)

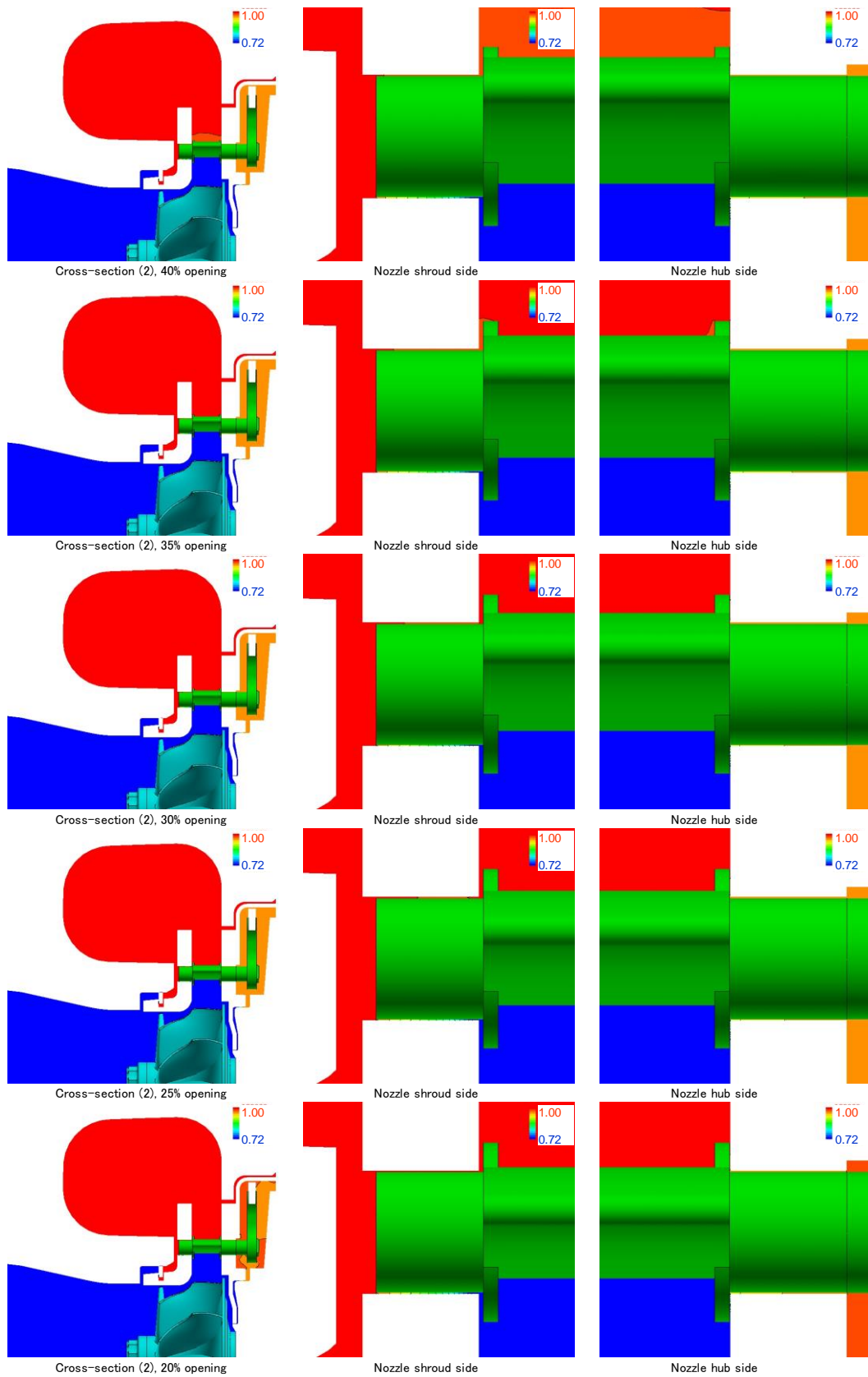


図 3-3-22c. Case6 ベーン回転軸周辺部静圧分布 (40~20%開度)

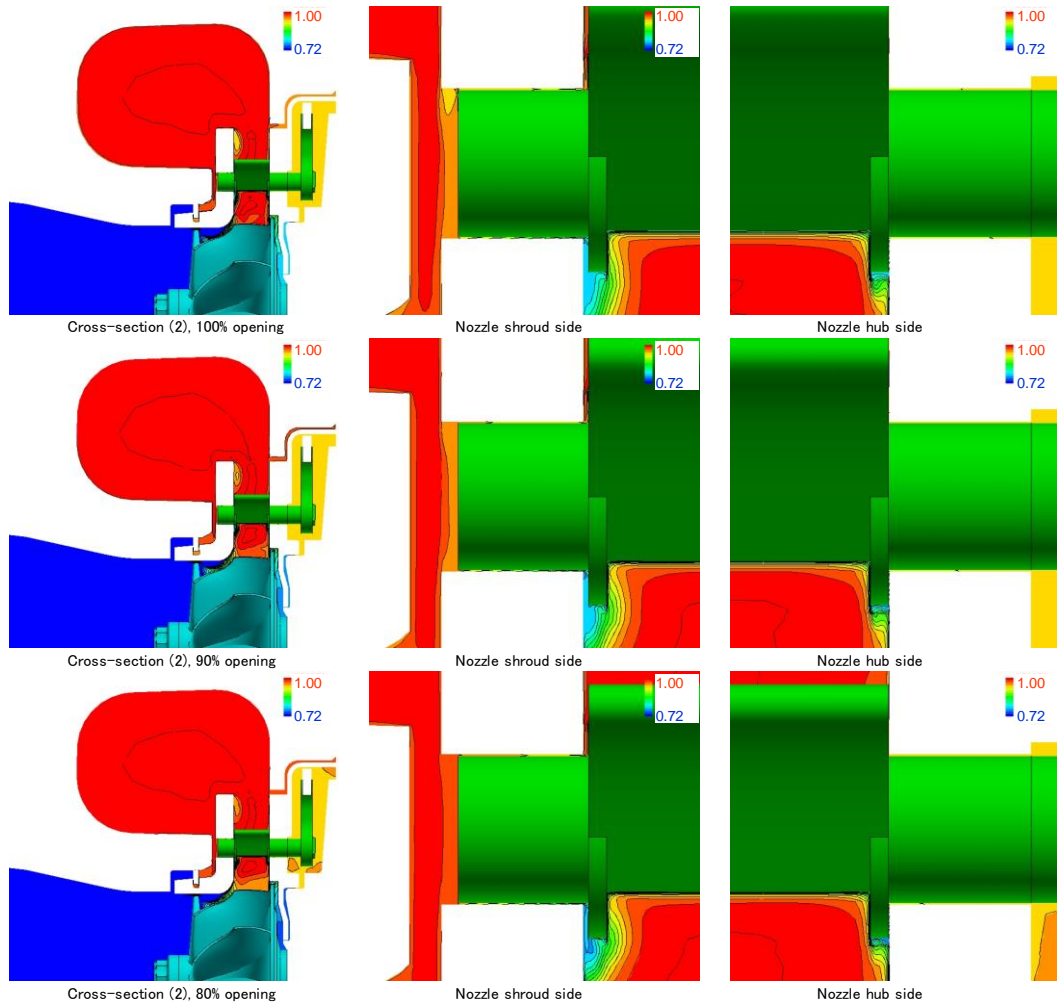


図 3-3-23a. Case6 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (100~80%開度)

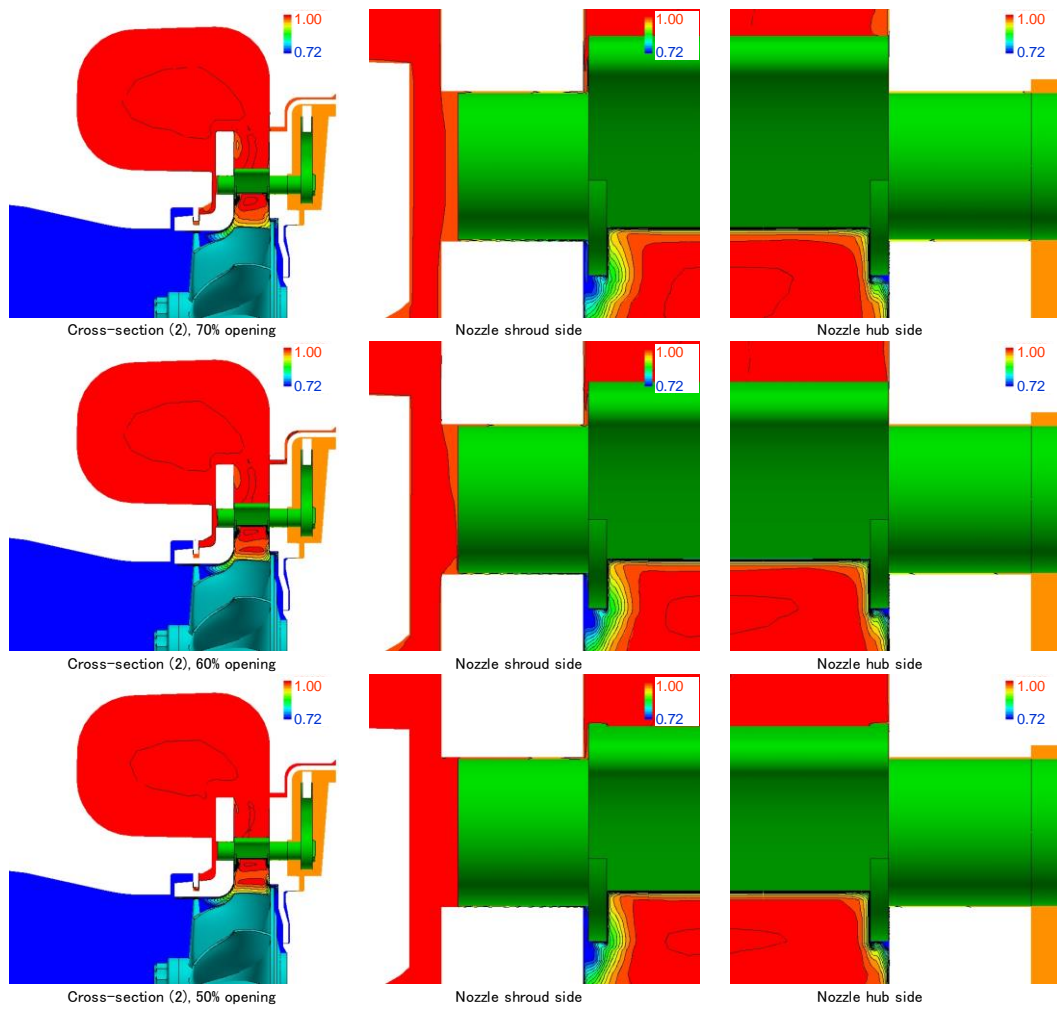


図 3-3-23b. Case6 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (70~50%開度)

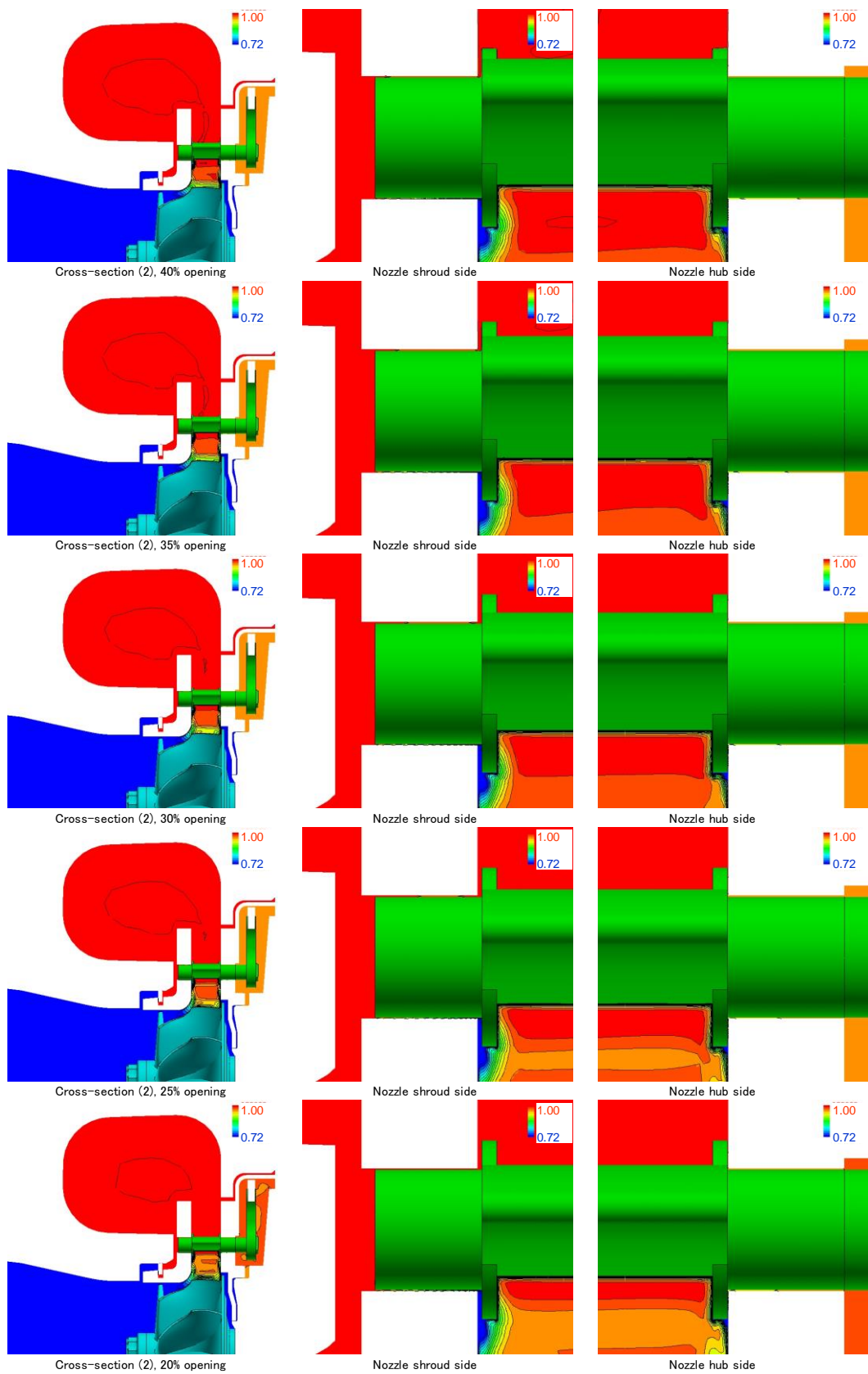


図 3-3-23c. Case6 ベーン回転軸周辺部全圧分布 (40~20%開度)

図 3-3-24 に Case5 および Case6 の CFD 解析結果と要素性能試験結果との比較を示す。背面キャビティおよび前面シール部考慮の有無による影響を評価するため、これらを含まない Case4 についても併記している。前節でも述べたとおり、CFD 解析結果と要素性能試験結果の比較は同じ周速マッハ数の流量-圧力比のカーブが交差している点で比較する必要がある。Case4 と Case5 の比較の結果、背面キャビティおよび前面シール部の考慮により、ノズル小開度で 5%強、中開度および最大開度にて 2%強のタービン効率の低下が発生しており、背面キャビティおよび前面シール部の流れがタービン性能に大きな影響を及ぼすことがわかる。さらに Case5 と Case6 の比較より、ノズルベーン端部のハブ・シュラウドのクリアランスの配分の違いにより、ノズル小開度において 3%程度の効率低下が発生しており、ノズルベーンのスパン方向の位置もタービン性能に無視できない影響を及ぼすことが判明した。一方、中開度および最大開度でのハブ・シュラウドのクリアランス違いによるタービン効率の変化は 0.5%以下と微小である。この結果からも中～大開度ではクリアランス流れによる損失は相対的に小さく、ノズル小開度においてのみクリアランス流れの影響が重要であることがわかる。最終的に Case6 と要素性能試験のタービン効率の比較より、ノズル小開度で 0.5%、中開度で 3%、最大開度で 1%強の差となっており、背面キャビティと前面シール部の流れおよびノズルベーン端部のクリアランスの不均等を考慮することにより、タービン効率を定量的に十分な精度で予測可能であることを確認した。なお補足としてノズル中開度で CFD 解析と要素性能試験の乖離が相対的に大きくなっている要因として、タービン出力の計測方法の問題が挙げられる。2.4 節で述べたように、タービンで発生する軸出力は同軸上の圧縮機で吸収し、回転数一定で圧縮機の作動点をチョーク側からサージ近傍まで変化させることで、タービン圧力比を変化させている。タービン出力は、圧縮機および軸受でのエンタルピー上昇すなわち空気および潤滑油の温度と流量から算出しているため、流量および温度計測の精度に多大な影響を受ける。通常、圧縮機の作動点が非設計点すなわちサージ側やチョーク側となる場合、圧縮機入口出口での流れの剥離や逆流、強い旋回等により、圧縮機の入口出口での温度計測に誤差が生じ、結果としてタービン効率の計測精度に影響する可能性がある。今回ノズル中開度の条件において CFD 解析との比較に用いた要素性能試験結果は、タービンが最も高圧力比となる圧縮機のチョーク側の計測点となっており、上記のような要因によりタービン計測精度に誤差が発生したと考える。一方ノズル小開度および最大開度は相対的に安定な中間的な計測点であり、CFD 解析とも良い一致を示したと考える。

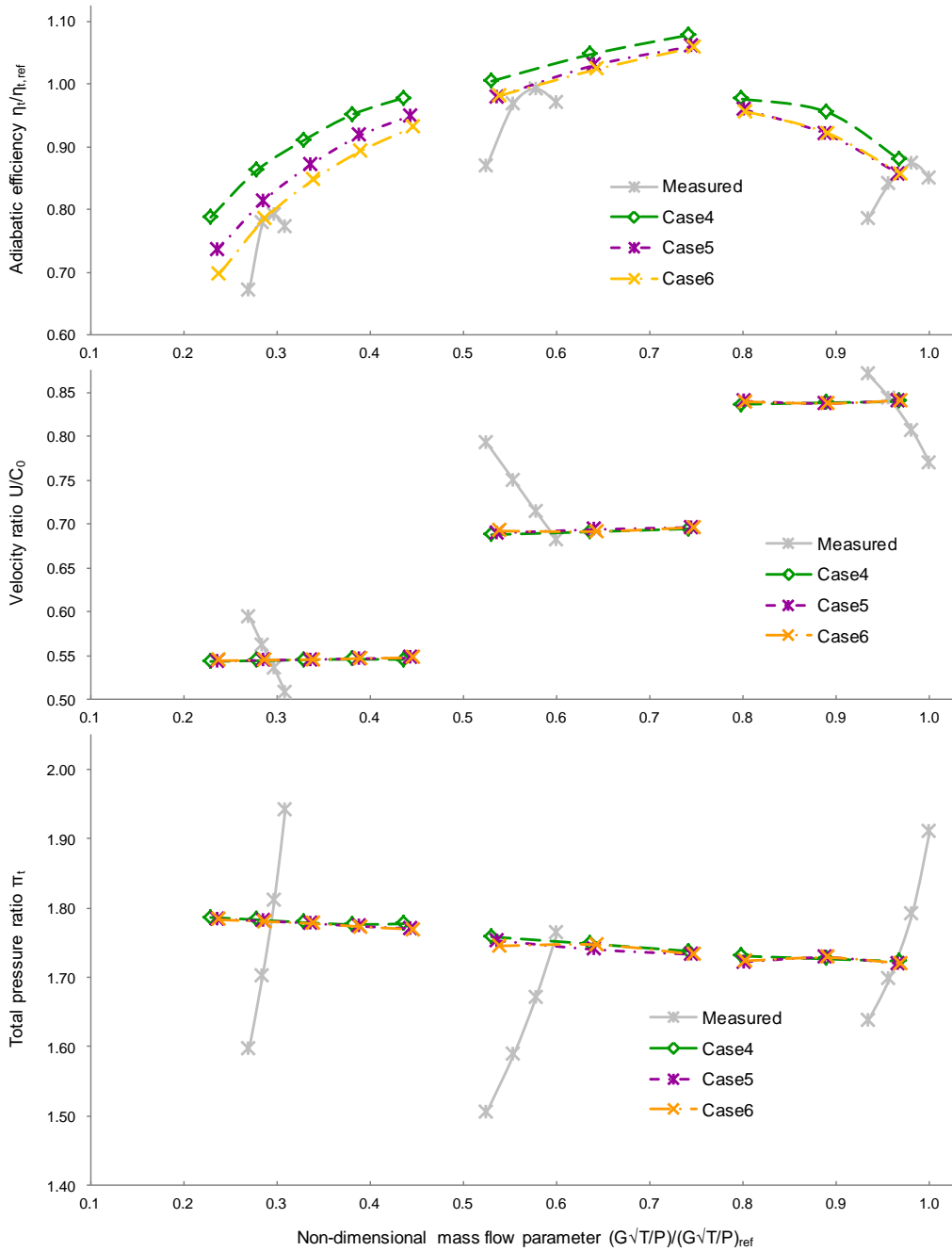


図 3-3-24. タービン要素性能試験結果と CFD 解析結果の比較

Case1~6 の CFD 解析結果より、ノズル小開度、中開度および最大開度におけるタービン効率低下量を発生要因毎に分析した結果を図 3-3-25 に示す。図には前述の CFD 解析と要素性能試験の結果の差異も誤差として併記している。ノズル小開度において、ノズルベーン端部のクリアランスの漏れ流れによる効率低下が 11.8%発生

しており最も支配的である。続いて背面キャビティおよび前面シール部の影響による効率低下が 5.4%、ノズルベーン端部のクリアランスの不均衡による効率低下が 3%発生している。ノズル中開度ではノズル端部のクリアランス、背面キャビティおよび前面シール部の影響が支配的であるが、効率低下量はそれぞれ 3.8%、2.3%まで低減している。ノズル最大開度においてはノズル端部のクリアランスの影響は微小となる一方で CC ピン後流の損失と背面キャビティおよび前面シール部の流れの影響が支配的であり、それぞれの効率低下量は 2.7%と 2.4%となっている。

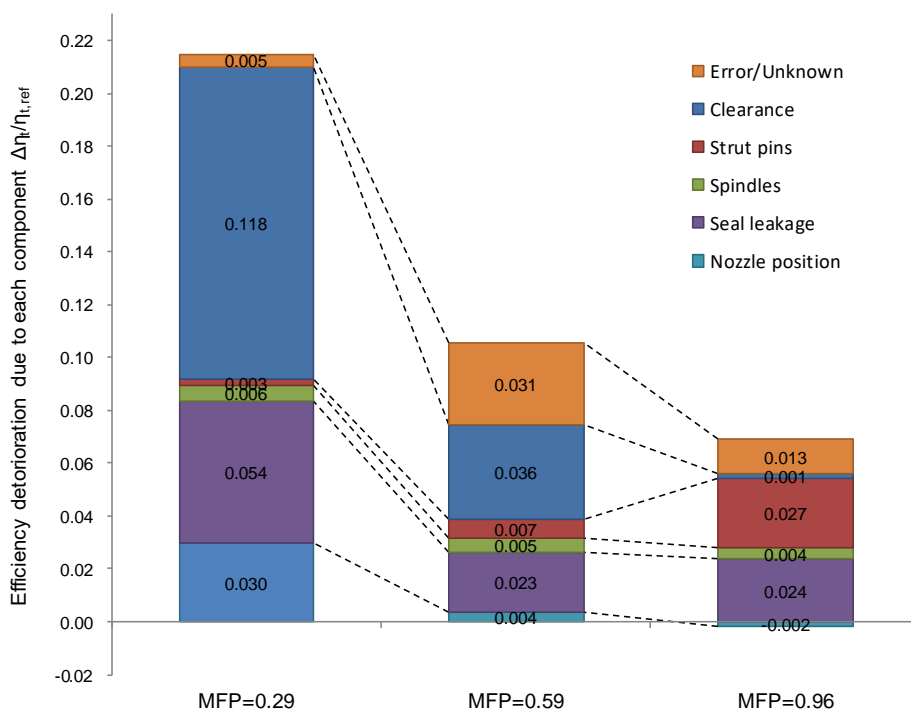


図 3-3-25. 要因別タービン効率低下量分析結果

タービン要素性能試験と同時に背面キャビティおよび前面シール部の静圧計測を実施し、Case6 の CFD 解析結果との比較を行った。背面キャビティおよび前面シール部の静圧計測位置を図 3-3-26 に、ノズル開度すなわちタービン流量違いでの CFD 解析結果と静圧計測結果の比較を図 3-3-27 に示す。解析、計測ともにタービン入口全圧にて正規化した静圧値を示している。図 3-3-27 より、解析、計測ともにタービン流量増に伴い背面キャビティおよび前面シール部の圧力が低下していることが確認できる。これはノズル開度大にてタービン流量が増加した結果、スクロール部での増速と損失増加によりスクロール内部の圧力が低下し、スクロールと繋がっているキャビティ内部の圧力も低下することによるものである。背面キャビティに比べ

て前面シール部の圧力が高くなる傾向についても、解析と計測で定性的に一致している。これは背面キャビティがバランスホールを介してスクロールと繋がっているのに対し、前面シール部はスクロール流路と直接連通しているため圧力損失がより小さいことによるものであり、この圧力差によりノズルベーンをハブ側に押し付ける流体力が発生することが圧力計測結果からも確認された。その一方で CFD 解析は静圧計測に比べて背面キャビティと前面シール部の差圧を過小評価する傾向にある。これは背面バランスホールおよび前面シール部の漏れ流量の大小に依存すると考えられ、今後更なる予測精度向上のためには、これらの漏れ流量の正確な把握とそれに基づいたバランスホールおよびシール部の適切な流量係数の設定が必要であると考える。

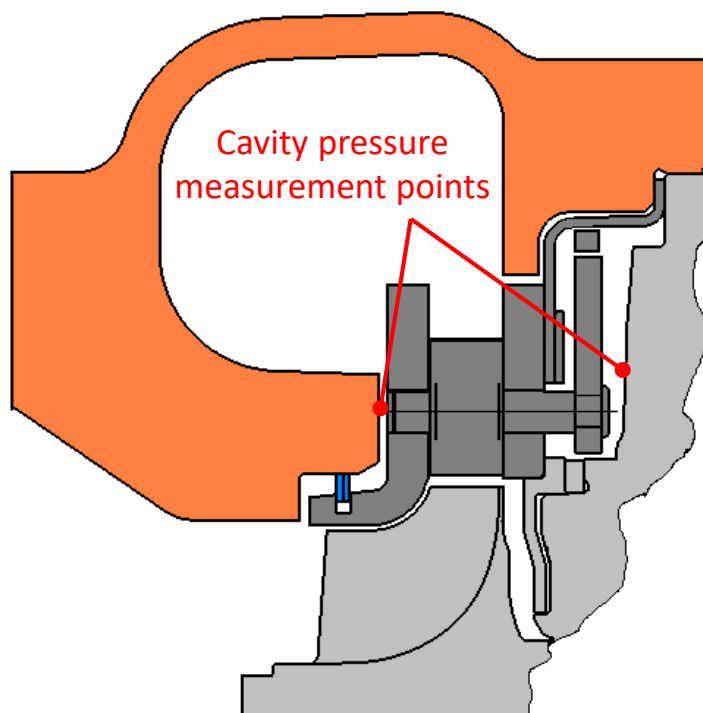


図 3-3-26. 背面キャビティおよび前面シール部静圧計測位置

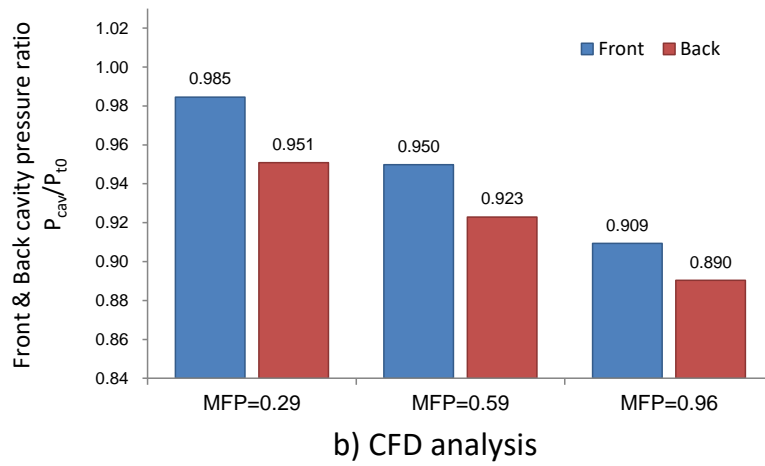
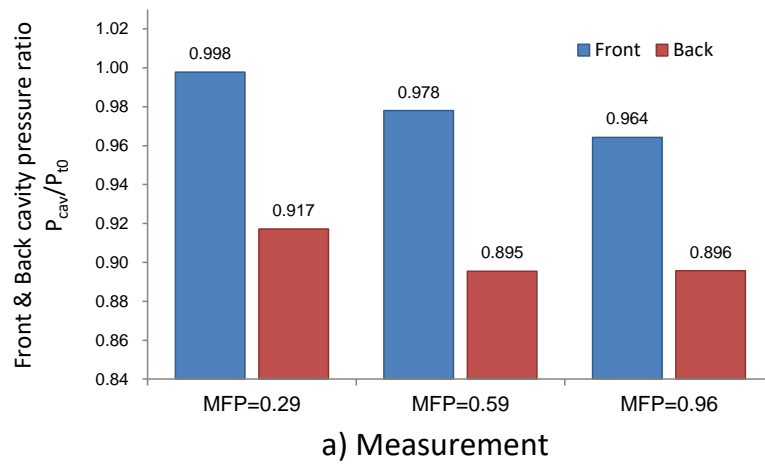


図 3-3-27. 背面キャビティおよび前面シール部静圧の比較

3.5 結言

可変ノズル機構の詳細形状がタービン性能に及ぼす影響を調査するため、ベーン端部の隙間（クリアランス）と回転軸（鏝形状含む）、ハブとシュラウドのプレートを支持するストラット（CCピン）およびノズル背面キャビティと前面シールを段階的にモデル化したCFD解析を行ない、これらの解析結果とタービン要素性能試験との比較により、以下の知見を得た。

- ・ノズル小開度では、ノズルベーンの偏りの影響も含めてベーン端部のクリアランスの漏れ流れによる効率低下が最も支配的であり、続いて背面キャビティおよび前面シール部の漏れの影響が大きい。
- ・ノズル中開度ではノズル端部のクリアランス、背面キャビティおよび前面シール部の漏れによる効率低下は減少し、ノズル最大開度ではノズル端部のクリアランスの影響が微小となる一方でCCピン下流での損失増加の影響が支配的となる。
- ・これらの可変ノズル機構の詳細を考慮したCFD解析を行うことにより、タービン効率を定量的に十分な精度で予測可能である。

第4章 結論

可変ノズルを有す可変容量型タービン性能に対するノズル流路形状の影響を把握するため、ノズル翼間の流路幅 W の分布と流路長さ L 、ベーンを取付角 α_v を算出する方法を構築し、翼型の異なる4種のノズルベーンについてCFD解析およびタービン要素性能試験を行なった。また可変ノズル機構の詳細形状がタービン性能に及ぼす影響を調査するため、ベーン端部の隙間と回転軸、ストラットおよびノズル背面キャビティと前面シールを段階的にモデリングする手法を構築し、これらを考慮したCFD解析を行なった。以下に得られた知見を示す。

- ・ノズル小開度の条件にて、ベーンコード長を拡大し、ノズル出入口での流路幅比 W_{in}/W_{th} と翼間流路長さとして出口流路幅の比 L/W_{th} を増加させることにより、ノズル翼間での急加速が緩和され、ノズルでの全圧損失が低減される。その結果、 W_{in}/W_{th} および L/W_{th} が大きいほどタービン効率 η_t が向上するため、可変ノズルを設計する上で上記2つのパラメータを適切に設定することが重要となる。
- ・同じくノズル小開度では、ノズルベーンの偏りの影響も含めてベーン端部のクリアランスの漏れ流れによる効率低下が最も支配的であり、続いて背面キャビティおよび前面シール部の漏れの影響が大きい。
- ・ノズル大开度の条件にて、ベーン前縁の取付角度 α_v が過小すなわちインシデンス角が過大なノズルでは、ベーン負圧面で流れが剥離しノズルでの全圧損失が増加する。その結果、タービン効率 η_t が大幅に低下するため、適切なインシデンス角を確保するために、ノズル前縁付近にキャンバーを持たせることが重要となる。
- ・同じくノズル大开度では、ノズル小開度で支配的だったノズル端部のクリアランス、背面キャビティおよび前面シール部の漏れによる効率低下が減少する一方で、ストラット下流での損失増加の影響が支配的となる。
- ・上記の可変ノズル機構の詳細を考慮したCFD解析を行うことにより、タービン効率を定量的に十分な精度で予測可能である。

上記の知見に基づき、可変ノズル形状として好適な W_{in}/W_{th} 、 L/W_{th} および α_v の条件を定め、特許として申請、登録した^[49, 50]。また可変ノズル機構の構造についても、ノズル端部のクリアランスの設定方法^[51, 52]およびノズルベーン回転軸形状^[53]に関する発明の特許として申請、登録した。

謝辞

本論文の執筆にあたり、筆の遅い私を丁寧にご指導いただいた九州大学 大学院工学研究院 航空宇宙工学部門 教授 山崎 伸彦先生、副査を担当いただいた航空宇宙工学部門 教授 安倍 賢一先生、機械工学部門 教授 古川 雅人先生に御礼を申し上げます。長期間に渡りご指導ありがとうございました。

また企業における研究開発の成果を学位論文という形で発表する機会を与えてくださった株式会社 I H I 技術開発本部 技術基盤センターおよび産業システム・汎用機械事業領域 車両過給機 S B U の関係者の皆様にも感謝の意を表します。多大な支援とご協力をいただき、ありがとうございました。

最後に論文執筆に悪戦苦闘していた夫・父を影で支えてくれた妻・娘たちに感謝します。いつも応援してくれて、どうもありがとう。

ご指導、ご協力、ご支援いただいたすべての皆様に深く感謝いたします。

参考文献

- [1] 山方, 2016, “自動車用ターボチャージャの流体性能開発”, 自動車技術会 関東支部 2016年度 第2回 講演会
- [2] Yamagata, A., 2017, “Automotive turbocharger development using the latest CAE technologies”, 2nd International Symposium on Engine Boosting and Energy Recovery
- [3] Whitfield, A., Baines, N. C., 1990, “Design of Radial Turbomachines”, Longman Scientific & Technical
- [4] Japikse, D., Baines, N. C., 1994, “Introduction to Turbomachinery”, Concepts NREC
- [5] 谷田, 長島, 2000, “ガスタービンエンジン”, 朝倉書店
- [6] Moustapha, H., Zelesky, M. F., Baines, N. C., 2003, “Axial and Radial Turbines”, Concepts NREC
- [7] Baines, N. C., 2005, “Fundamentals of Turbocharging”, Concepts NREC
- [8] Fairbanks, F., 1980, “The Determination of Deviation Angles at Exit from the Nozzle of Inward Flow Radial Turbine”, ASME Turbo Expo 1980, 80-GT-147
- [9] Meitner, P. L., Glassman, A. J., 1980, “Loss Model for Off-Design Performance Analysis of Radial Turbines with Pivoting Vane Variable Area”, SAE Technical Papers, 801135
- [10] Hayami, H., Hyun, Y., 1987, “Flow Field in Outlet of Variable Nozzle for Radial Turbine”, Kyushu University Report No. 82, pp.149-158
- [11] Senoo, Y., Yamaguchi, M., Hyun, Y., 1987, “The Influence of Tip-Clearance on the Performance of Nozzle Blades of Radial Turbines”, JSME International Journal Vol. 30 No.264, pp.929-935
- [12] Hyun, Y., Senoo, Y., Yamaguchi, M., 1988, “The Influence of Tip Clearance on the Performance of Nozzle Blades Radial Turbines (Experimental and Performance Prediction at Three Nozzle Angles)”, JSME International Journal Vol.31 No.2, pp.258-262
- [13] Okazaki, Y., Matsudaira, N., 1986, “A Case of Variable Geometry Turbocharger Development”, IMechE C111/86, pp.191-195
- [14] Matsumoto, K., Jinnai, Y., 1998, “Development of Variable Geometry Turbocharger for Diesel Passenger Car”, IMechE C554/005/98, pp.329-346

- [15] Dambach, R., Hodson, H.P., Huntsman, I., 1999, "An Experimental Study of Tip Clearance Flow in a Radial Inflow Turbine", ASME Journal of Turbomachinery Vol. 121 No. 4, pp. 644-650
- [16] Dambach, R., Hodson, H.P., 2001, "Tip Leakage Flow in a Radial Inflow Turbine with Varying Gap Height", AIAA Journal of Propulsion and Power Vol. 17 No. 3, pp. 644-650
- [17] Tamaki, H., Unno, M., 2008, "Study on Flow Fields in Variable Area Nozzles for Radial Turbines", International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 1 No. 1, pp. 47-56
- [18] Tamaki, H., Goto, S., Unno, M., 2008, "The Effect of Clearance Flow of Variable Area Nozzles on Radial Turbine Performance", ASME Turbo Expo 2008, GT2008-50461
- [19] O'Neill, J. W., Spence, S. W. T., Cunningham, G., 2005, "An Assessment of Stator Vane Leakage in a Variable Geometry Radial Turbine", ETC 6th European Conference on Turbomachinery, Volume II, 065_04/65
- [20] Walkingshaw, J. R., Spence, S. W. T., Ehrhard, J., 2010, "A Numerical Study of the Flow Fields in a Highly Off-Design Variable Geometry Turbine", ASME Turbo Expo 2010, GT2010-22669
- [21] Walkingshaw, J. R., Spence, S. W. T., Ehrhard, J., 2011, "A Numerical Study of Stator Vane Tip Leakage Effects on Flow Development in a Variable Geometry Turbocharger Turbine", ETC 9th European Conference on Turbomachinery, B269
- [22] Walkingshaw, J. R., Spence, S. W. T., Thornhill, D., 2012, "An Experimental Assessment of the Effects of Stator Vane Clearance Location on an Automotive Turbocharger Turbine", IMechE 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, pp. 243-255
- [23] Walkingshaw, J. R., Spence, S. W. T., Ehrhard, J., 2012, "An Experimental Assessment of the Effects of Stator Vane Tip Clearance Location and Back Swept Blading on an Automotive Variable Geometry Turbocharger", ASME Turbo Expo 2012, GT2012-69776
- [24] Segawa, K., Iwakami, A., Yamaguchi, S., 2010, "Improvement of Turbine Performance for Small Size Variable Geometry System Turbocharger", IMechE 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, No. 018

- [25] Morita, I., Tamaki, H., Unno, M., 2010, "Numerical Analysis on Aerodynamic Effects of Impeller Back Cavity and Disk Shape of Radial Turbine", IMechE 9th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, No.024
- [26] Natkaniec, C. K., Kammeyer, J., Seume, J. R., 2011, "Influence of Variable Nozzle Geometry on Radial Turbine Performance", International Gas Turbine Congress 2011 Osaka, 2011-0112
- [27] Natkaniec, C. K., Kammeyer, J., Seume, J. R., 2011, "Secondary Flow Structures and Losses in a Radial Turbine Nozzle", ASME Turbo Expo 2011, GT2011-46753
- [28] 森田, 2014, "可変ノズル翼型改良による過給機用ラジアルタービン性能向上の研究", ターボ機械第 42 巻第 2 号, pp. 80-88
- [29] Morita, I., Yamagata, A., 2017, "Improved Design of the Three-Dimensional Profile of Variable Nozzle Vane for the Radial Turbine in Turbochargers", 2nd International Symposium on Engine Boosting and Energy Recovery
- [30] Sato, W., Yamagata, A., Hattori, H., 2014, "A Study on Unsteady Aerodynamic Excitation Forces on Radial Turbine Blade due to Rotor-Stator Interaction", IMechE 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, C1384/040
- [31] 井上, 小林, 松山, 2011, "RHV4 可変容量型 (STEP4) ターボチャージャの開発", IHI 技報 Vol. 51 Np. 3, pp. 48-53
- [32] 松尾, 1988, "高速ターボプロップ流れの数値解析", 東京大学 学位論文, pp. 67-139
- [33] Chakravarthy, S. R., Osher, S., 1983, "High Resolution Application of the OSHER Upwind Scheme for the Euler Equations", AIAA Technical Report, 83-1943
- [34] Spalart, P.R., Allmaras, S.R., 1992, "A One-equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows", AIAA Technical Report, 92-0439
- [35] Chima, R. V., 1998, "Calculation of Multistage Turbomachinery Using Steady Characteristic Boundary Conditions", AIAA Technical Report, 98-0968
- [36] Chorin, A. J., 1968, "Numerical Solution of Navier-Stokes Equations", Mathematics of Computation Vol. 22, pp. 745-762
- [37] Barth, T. J., Jespersen, D., 1989, "The Design and Application of Upwind Schemes on Unstructured Meshes", AIAA Technical Report, 89-0366

- [38] Luo, J. Y., Issa, R. I., Gosman, A. D., 1994, "Prediction of Impeller-Induced Flows in Mixing Vessels Using Multiple Frames of Reference", IChemE Symposium Series No.136, pp.549-556
- [39] Shih, T. H., Liou, W. W., Shabbir, A., 1995, "A New $k-\epsilon$ Eddy Viscosity Model for High Reynolds Number Turbulent Flows - Model Development and Validation", Computers and Fluids Vol.24 No. 3, pp.227-238
- [40] Kim, J. S., Williams, F. A., 1997, "Extinction of Diffusion Flames with Non-Unity Lewis Number", Engineering Mathematics Vol.31, pp.101-118
- [41] Kader, B., 1981, "Temperature and Concentration Profiles in Fully Turbulent Boundary Layers", International Journal of Heat and Mass Transfer Vol.24 No.9, pp.1541-1544
- [42] White, F., Christoph, G., 1971, "A Simple New Analysis of Compressible Turbulent Skin Friction under Arbitrary Conditions", AFFDL Technical Report, TR-70-133
- [43] Huang, P., Bradshaw, P., Coakley, T., 1993, "Skin Friction and Velocity Profile Family for Compressible Turbulent Boundary Layers", AIAA Journal Vol.31 No.9, pp.1600-1604
- [44] Yamagata, A., 2015, "Effect of Variable Nozzle Vane Profile on Radial Turbine Performance for Automotive Turbochargers", International Gas Turbine Congress 2015 Tokyo, 2015-079
- [45] 山方, 2016, "車両過給機用ラジアルタービン性能への可変ノズル翼型の影響", ターボ機械第44巻第4号, pp.197-204
- [46] Yamagata, A., 2011, "CFD Analysis of a Variable Nozzle Turbine for Automotive Turbocharger Considering Actual Geometries", International Gas Turbine Congress 2011 Osaka, 2011-0239
- [47] Motoda, N., Yamagata, A., 2012, "Effect of Actual Gaps and Leakage Flow of Variable Geometry Turbine on its Performance", SAE International Journal of Engines Vol.5 No.2, pp.560-570
- [48] 山方, 2020, "車両過給機用可変ノズルタービンの詳細形状が流体性能に及ぼす影響", ターボ機械第48巻第4号, pp.224-234
- [49] 山方, 2013, "可変ノズルベーンのベーン形状及び可変容量過給機", 特許公報, 特許第5201333号

- [50] 山方, 2013, “可変ノズルベーンのパーン形状及び可変容量過給機”, 特許公報, 特許第 5339103 号
- [51] 山方, 2013, “可変容量タービン及び過給機”, 特許公報, 特許第 5310132 号
- [52] 山方, 2013, “可変容量タービン及び過給機”, 特許公報, 特許第 5338379 号
- [53] 山方, 2017, “可変ノズルユニット及び可変容量型過給機”, 特許公報, 特許第 6197302 号
- [54] 山方, 2012, “過給機”, 特許公報, 特許第 5110288 号
- [55] 山方, 2012, “スクロール部構造及び過給機”, 特許公報, 特許第 5163904 号
- [56] 山方, 2016, “スクロール部構造及び過給機”, 特許公報, 特許第 5954494 号

付録 A 定常・非定常 CFD 解析の差異について

第 2 章では、静止部品であるノズルベーンと回転部品であるタービン翼車の動静翼境界に Mixing-plane^[35]を仮定した 1 ピッチの定常 CFD 解析により、ノズルベーンおよび流路形状の違いがタービン内部流れおよび全体性能に与える影響について論じた。ここで Mixing-plane による 1 ピッチの定常 CFD 解析の妥当性検証のため、ノズルベーンおよびタービン翼車間の動静翼干渉を考慮した Sliding-mesh による全周非定常 CFD 解析を実施し、定常・非定常解析によるタービン性能の差異について調査する。検証に用いた CFD 解析モデルを図 A-1 に示す。対象は車両過給機用可変ノズル付きラジアルタービン^[30]で、翼車の外径は 52.5mm、翼枚数はノズルベーン 14 枚、翼車 9 枚である。本研究同様、ノズル、翼車とも H 型の構造格子にて構成されており、定常解析、非定常解析で同じ計算格子を用いている。解析条件を表 A-1 に、解析を行ったノズル開度を図 A-2 に示す。ノズル小開度、中開度、大開度のそれぞれについて、IHI 内製の翼列専用コードを用い、定常解析は圧力比 2.0~3.5（大開度のみ収束性の問題で圧力比 3.0 まで）、非定常解析は圧力比 2.5、3.0 の 2 条件について解析を実施した。非定常解析の時間刻みは 1 回転あたり 16,800 ステップで、1 ステップでの内部イタレーションは 4 回である。

定常・非定常 CFD 解析の結果得られた各ノズル開度での P-Q 特性および効率の比較を図 A-3 に示す。なお非定常解析結果は、各計算点について動的安定に至るまでタービン 5 回転以上計算させた後、1 回転分を時間平均した値を示している。また図中のタービン流量および効率は最大値にて正規化している。比較の結果、ノズル小開度の圧力比 3.0 の点を除いて、定常解析と非定常解析で流量、効率ともに 1% 以内の精度で一致しており、第 2 章にてノズルベーン違いでのタービン性能の優劣を議論する上で、Mixing-plane による 1 ピッチの定常 CFD 解析で評価可能であると考える。

表 A-1. 定常・非定常 CFD 解析条件

Pressure ratio π_t	2.0 – 3.5 (steady) 2.5 – 3.0 (unsteady)
Nozzle opening	Closed / Medium / Opened
Tip Mach number M_u	0.71

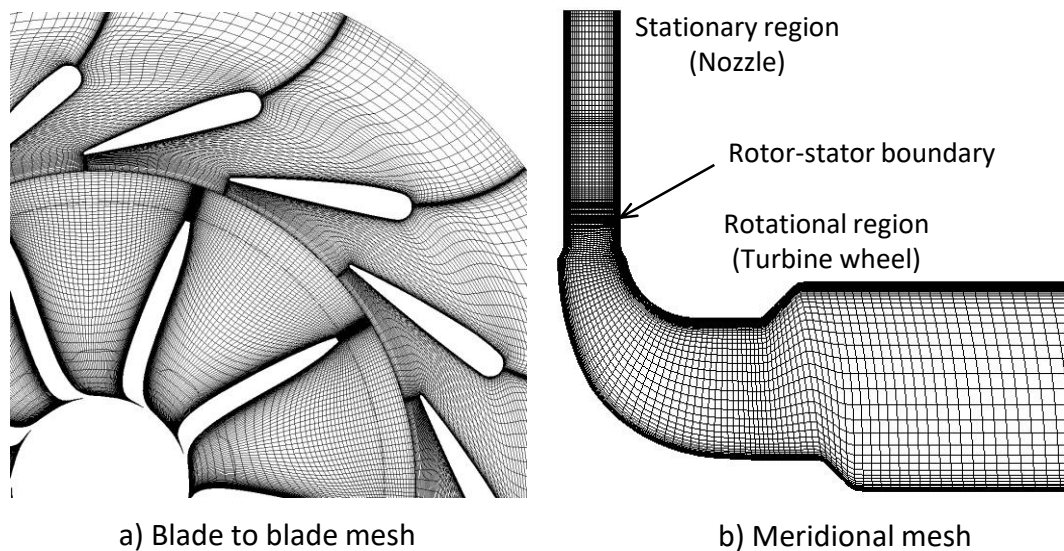


図 A-1. 定常・非定常 CFD 解析モデル

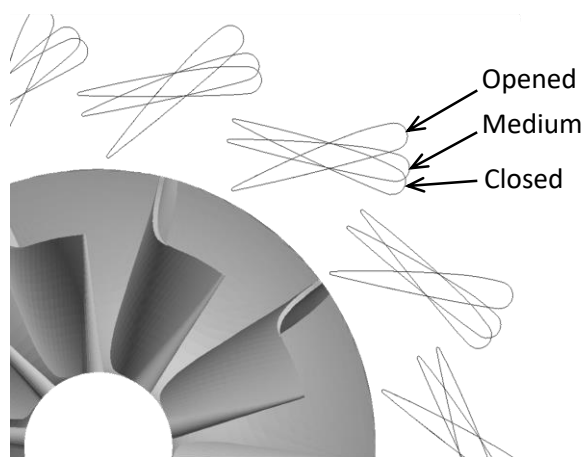


図 A-2. 定常・非定常 CFD 解析ノズル開度

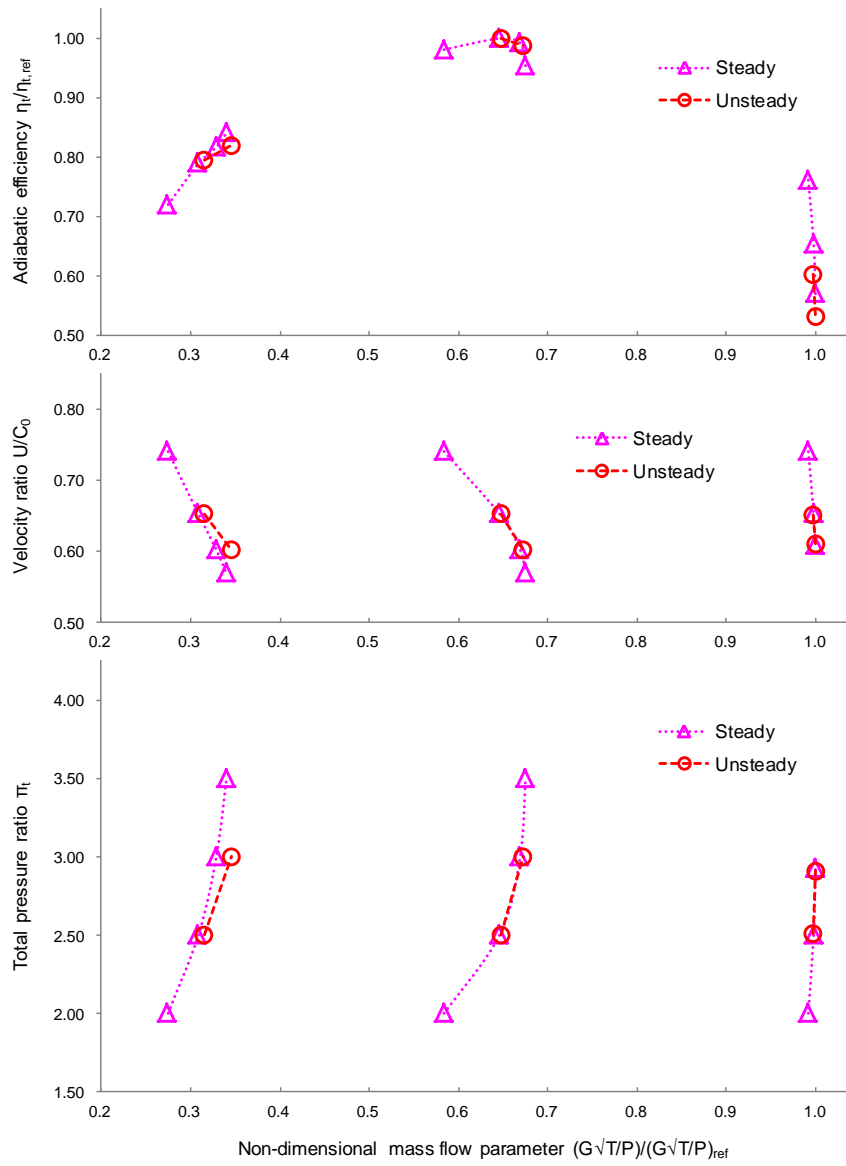


図 A-3. 定常・非定常 CFD 解析結果比較

付録B ノズル全圧損失係数の簡易予測について

第2章において、翼型の異なるノズルベーンのCFD解析および要素性能試験の結果から、ノズル部での全圧損失がノズル前縁での迎え角過大およびノズル流路での急縮小によって発生していることが明らかとなった。この結果より、ノズルベーンおよびノズル流路の主要形状から、ノズル部での全圧損失係数 ξ_{nzl} を簡易に予測する手法を構築した。

ノズル全圧損失係数 ξ_{nzl} は、ノズルベーン前縁での流れの衝突および迎え角過大による全圧損失係数 $\xi_{incidence}$ 、ノズル流路での急縮小による全圧損失係数 $\xi_{contraction}$ および壁面摩擦による全圧損失係数 $\xi_{friction}$ の和で表されると仮定する。

$$\xi_{nzl} = \xi_{incidence} + \xi_{contraction} + \xi_{friction}$$

ここでノズル全圧損失係数 ξ_{nzl} は、ノズル部での全圧損失 $P_{t,in} - P_{t,out}$ をノズル出口での動圧 $P_{t,out} - P_{s,out}$ で無次元化したものである。

$$\xi_{nzl} = \frac{P_{t,in} - P_{t,out}}{P_{t,out} - P_{s,out}}$$

簡便のため、流れは非圧縮すなわち密度一定として、ノズル出口動圧 $P_{t,out} - P_{s,out}$ はノズル出口での密度 ρ および流速 v_{out} を用い、以下のように表されると仮定する。

$$P_{t,out} - P_{s,out} = \frac{\rho v_{out}^2}{2}$$

ノズル入口での速度 v_{in} は、ノズル入口・出口での流量保存から、ノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} を用いて以下のように表される。

$$v_{in} = \frac{v_{out}}{W_{in}/W_{th}}$$

ここで小開度でのノズル#1のように、 W_{in} と W_{th} が同一位置にあり、 $W_{in}/W_{th} = 1$ となる場合、 $v_{in} = v_{out}$ となりノズルで流れが加速しないことになってしまうため、簡易予測の中では、 W_{in} をノズルベーン前縁での半径 $R_{v,in}$ と翼枚数 z_v およびノズルへの流入角 $\alpha_{f,in}$ を用いて以下のように定義する。

$$W_{in} = \frac{2\pi R_{v,in}}{z_v} \cos \frac{\alpha_{f,in}}{180} \pi$$

ノズル入口動圧 $P_{t,in} - P_{s,in}$ についても非圧縮を仮定して以下のように表す。

$$P_{t,in} - P_{s,in} = \frac{\rho v_{in}^2}{2}$$

ノズルベーン前縁直後では、ノズルベーン前縁の厚み $t_{0,in}$ の影響により、流路面積が減少する。ノズルベーン前縁の厚みを考慮した入口流路幅 W_{in}^* と流速 v_{in}^* は以下のように表される。

$$W_{in}^* = W_{in} - t_{0,in}$$

$$v_{in}^* = \frac{v_{in}}{W_{in}^*/W_{in}}$$

ノズルベーン前縁での衝突による全圧損失 $\Delta P_{t,inc1}$ は、ノズルベーン前縁直前直後の動圧変化に比例すると考え、以下のように定義する。

$$\Delta P_{t,inc1} = k_{i1} \frac{\rho(v_{in}^{*2} - v_{in}^2)}{2}$$

ノズルベーン前縁での迎え角すなわちノズル入口での流れ角 $\alpha_{f,in}$ とベーン取付角 $\alpha_{v,in}$ の差 $\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in}$ が限界値 $\Delta\alpha_{limit}$ を超えた場合に、入口動圧 $\rho v_{in}^2/2$ に比例した全圧損失 $\Delta P_{t,inc2}$ が発生するものとする。

$\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} > \Delta\alpha_{limit}$ の場合、

$$\Delta P_{t,inc2} = k_{i2} \frac{\rho v_{in}^2}{2} \left(\frac{\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} - \Delta\alpha_{limit}}{180} \pi \right)^{k_{i3}}$$

また負の迎え角の場合を含めて $\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in}$ が $\Delta\alpha_{limit}$ 以下の場合は、全圧損失 $\Delta P_{t,inc2}$ は生じないものとする。

$\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} \leq \Delta\alpha_{limit}$ の場合、

$$\Delta P_{t,inc2} = 0$$

最終的に、ノズルベーン前縁での流れの衝突および迎え角過大による全圧損失係数 $\xi_{incidence}$ は、 $\Delta P_{t,inc1}$ と $\Delta P_{t,inc2}$ の和をノズル出口動圧 $\rho v_{out}^2/2$ にて除して、以下のように表される。

$\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} > \Delta\alpha_{limit}$ の場合、

$$\xi_{incidence} = \left[k_{i1} \left\{ \left(\frac{W_{in}}{W_{in} - t_{0in}} \right)^2 - 1 \right\} + k_{i2} \left(\frac{\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} - \Delta\alpha_{limit}}{180} \pi \right)^{k_{i3}} \right] / \left(\frac{W_{in}}{W_{th}} \right)^2$$

$\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} \leq \Delta\alpha_{limit}$ の場合、

$$\xi_{incidence} = k_{i2} \left(\frac{\alpha_{f,in} - \alpha_{v,in} - \Delta\alpha_{limit}}{180} \pi \right)^{k_{i3}} / \left(\frac{W_{in}}{W_{th}} \right)^2$$

本ケースでは、CFD解析によって算出されたノズル#1の全圧損失係数と傾向が一致するよう $\Delta\alpha_{limit} = 10\text{deg}$ 、 $k_{i1} = 0.05$ 、 $k_{i2} = 0.14$ 、 $k_{i3} = 1.0$ とした。

次に急縮小による全圧損失について考える。ノズル入口出口での増速率 v_{out}/v_{in} が大きい、すなわちノズル流路幅比 W_{in}/W_{th} が大きい場合に急縮小による全圧損失が発生し、ノズル入口出口で等速すなわち $W_{in}/W_{th} = 1$ の場合には全圧損失が発生しないものとする。またノズル流路が長い場合、すなわちノズル流路長さ比 L/W_{th} が大きい場合に急縮小による全圧損失が低減されると仮定する。結果として急縮小による全圧損失係数 $\xi_{contraction}$ を以下のように定義した。

$W_{in}/W_{th} \geq 1$ の場合、

$$\xi_{contraction} = k_{c1} \frac{(W_{in}/W_{th} - 1)^{k_{c2}}}{(L/W_{th})^{k_{c3}}}$$

ノズル流路幅比 $W_{in}/W_{th} < 1$ すなわち流路がノズルではなくディフューザとなり流れが下流に向かって減速する場合の全圧損失係数を以下のように表す。ここで減速時の方が増速時よりも全圧損失が大きくなるように定義した。

$W_{in}/W_{th} < 1$ の場合、

$$\xi_{contraction} = 2k_{c1} \frac{(1 - W_{in}/W_{th})^{k_{c2}}}{(L/W_{th})^{k_{c3}}}$$

$\xi_{incidence}$ と同様に、 $\xi_{contraction}$ の各係数 $k_{c1} \sim k_{c3}$ はノズル#1のCFD解析結果と傾向が一致するよう $k_{c1} = 0.13$ 、 $k_{c2} = 1.25$ 、 $k_{c3} = 0.15$ とした。またノズル#1は小開度で $L/W_{th} = 0$ となり、全圧損失係数が無限大となってしまうため、 $L/W_{th} < 0.02$ の場合は $L/W_{th} = 0.02$ となるように調整した。

最後に壁面摩擦による全圧損失 $\xi_{friction}$ をレイノルズ数 Re の関数として以下のよう
に定義した。

$$\xi_{friction} = k_f \frac{0.3164}{Re^{0.25}}$$

本ケースでは $Re = 1.0 \times 10^4$ 、 $k_f = 1.5$ とした。上式からわかるように、 $\xi_{friction}$ は
ノズル開度および流路形状の影響を受けることなく一定となる。

上記で定義したノズルベーン前縁での流れの衝突および迎え角過大による全圧損
失係数 $\xi_{incidence}$ 、急縮小による全圧損失係数 $\xi_{contraction}$ および壁面摩擦による全圧損
失係数 $\xi_{friction}$ とその合計であるノズル全圧損失係数 ξ_{nzl} を、ノズル#1~4について
算出し CFD 解析と比較した結果を図 B-1 に示す。前述のように各全圧損失式の係数
はノズル#1 の CFD 解析結果と一致するよう合わせこんだ後、ノズル#2~4 の計算に
同じ値を適用している。比較の結果、ノズル#1~4 のすべてについて簡易予測手法
は CFD 解析結果と定量的に良い一致を示していることがわかる。

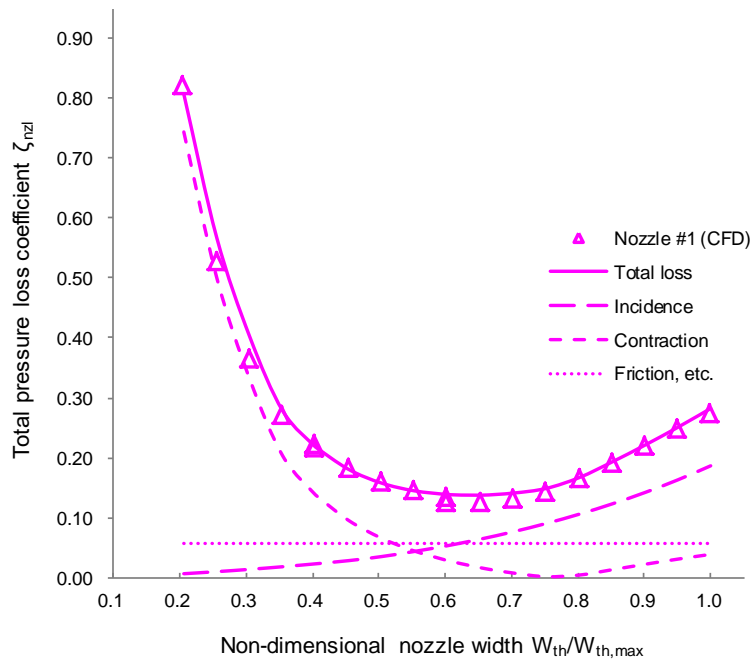


図 B-1a. ノズル全圧損失係数の簡易予測結果 (ノズル#1)

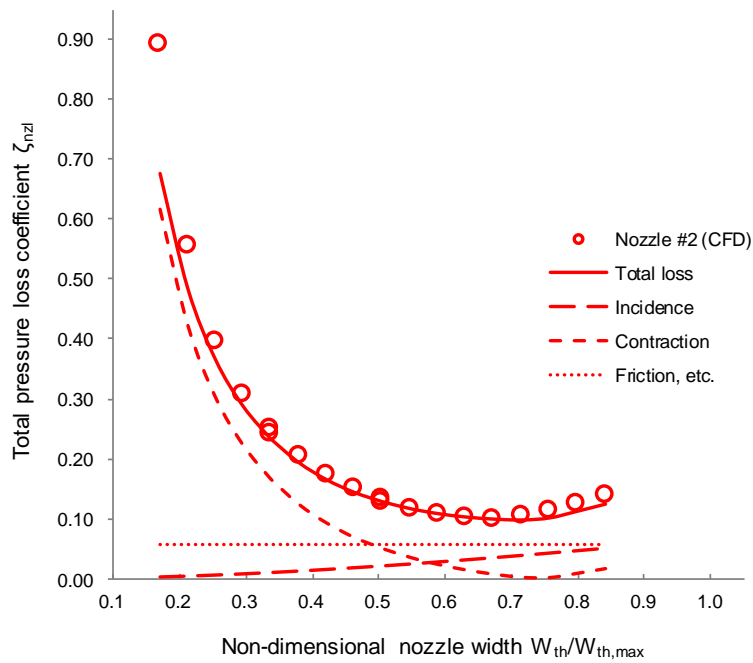


図 B-1b. ノズル全圧損失係数の簡易予測結果 (ノズル#2)

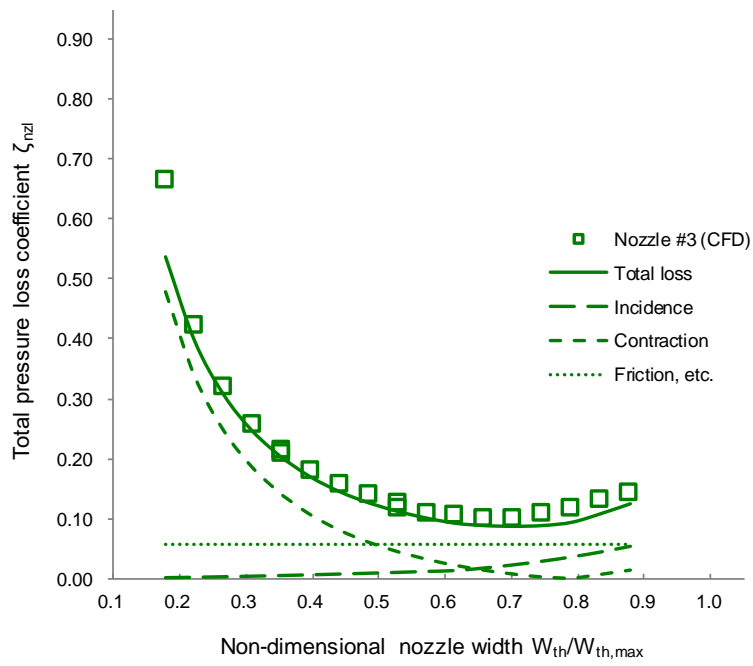


図 B-1c. ノズル全圧損失係数の簡易予測結果 (ノズル#3)

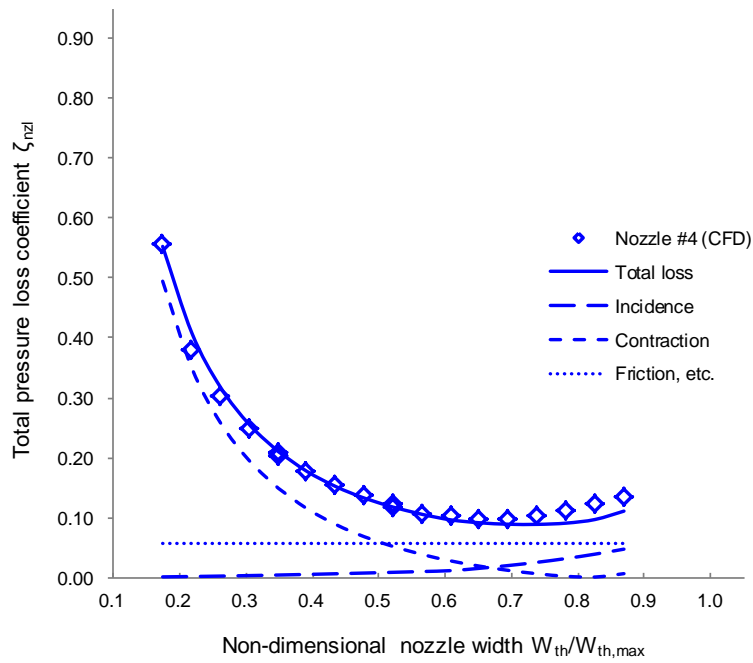


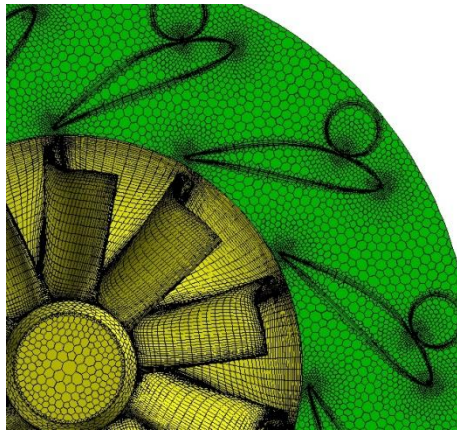
図 B-1d. ノズル全圧損失係数の簡易予測結果 (ノズル#4)

付録C frozen-rotor における動翼位置の影響について

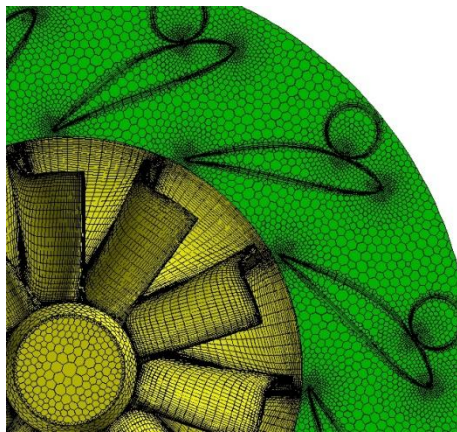
第3章にて、動翼と静翼の相対的な位置が変化しない frozen-rotor を適用した全周定常 CFD 解析により、可変ノズル機構の詳細形状がタービン内部流れおよび全体性能に与える影響について論じた。ここで frozen-rotor における動翼（タービン翼車）と静翼（ノズルベーン）の相対位置の違いがタービン流量および効率に与える影響について調査する。検証に用いた CFD 解析モデルを図 C-1 に示す。対象は第3章 Case3 ノズルクリアランスおよびストラットピンを考慮したケースである。解析条件を表 C-1 に示す。動静翼間の干渉が最も大きいと思われるノズル最大開度について、タービン翼車をノズル翼間の 1/5 ピッチずつ回転させ、同一圧力比での流量および効率を評価した。解析に用いたソルバーは第3章同様、汎用 CFD コード Fluent である。解析結果を図 C-2 に示す。図中のタービン流量および効率はオリジナルの動翼位置での値で正規化している。比較の結果、動翼位置違いによる流量、効率の差は 0.2% 以下と微小であり、可変ノズル機構の詳細形状がタービン性能に与える影響を議論する上で、同一動翼位置での評価で十分であると考えられる。

表 C-1. frozen-rotor 動翼位置違い CFD 解析条件

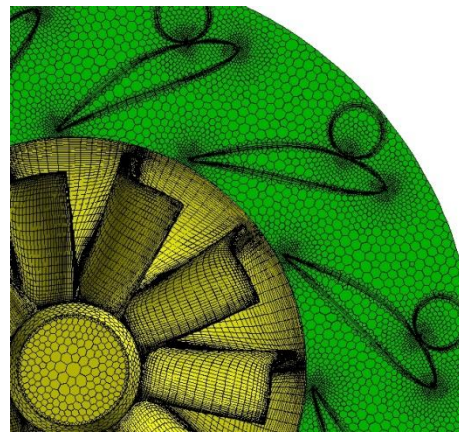
Pressure ratio π_t	2.3
Nozzle opening	Fully opened
Tip Mach number M_u	0.66



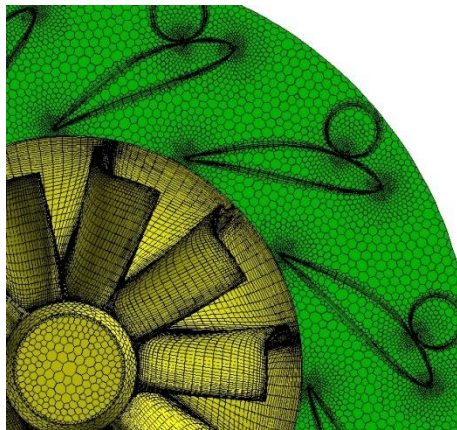
a) Original position



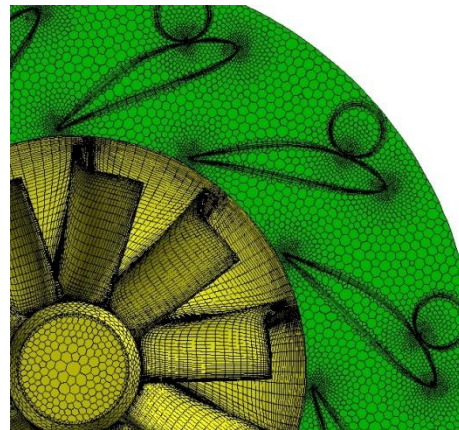
b) 1/5 pitch rotated



c) 2/5 pitch rotated

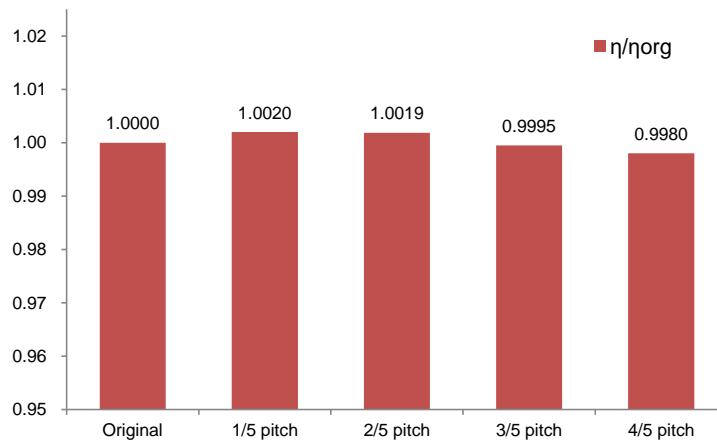


d) 3/5 pitch rotated

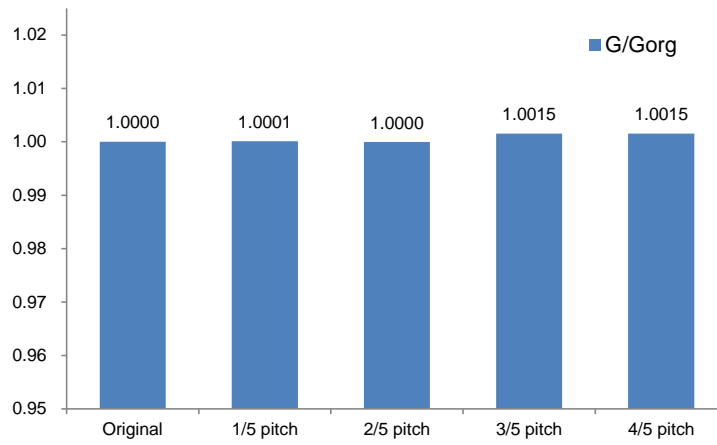


e) 4/5 pitch rotated

図 C-1. frozen-rotor 動翼位置違い CFD 解析モデル



a) Turbine efficiency variation



b) Mass flow rate variation

図 C-2. frozen-rotor 動翼位置違いの CFD 解析結果