

吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御：吹込み効果に対する圧力比の影響

新, 僚介 / ATARASHI, Ryosuke

(出版者 / Publisher)

法政大学大学院理工学研究科

(雑誌名 / Journal or Publication Title)

法政大学大学院紀要. 理工学・工学研究科編

(巻 / Volume)

60

(開始ページ / Start Page)

1

(終了ページ / End Page)

8

(発行年 / Year)

2019-03-31

(URL)

<https://doi.org/10.15002/00021959>

吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御 -吹込み効果に対する圧力比の影響-

CONTROL OF SURGE IN CENTRIFUGAL COMPRESSOR BY USING NOZZLE INJECTION SYSTEM
-INFLUENCE OF PRESSURE RATIO ON INJECTION EFFECT-

新僚介

Ryosuke ATARASHI

指導教員 辻田星歩 教授

法政大学大学院理工学研究科機械工学専攻修士課程

In this study, the performance tests for the centrifugal compressor with the nozzle injection system were carried out by changing the circumferential position of the nozzle at the rotation speeds of 70,000 rpm and 80,000 rpm in order to clarify the suppression effect of the surge by the nozzle injection system at the high pressure ratio condition which is closer to the practical operating condition exceeding the pressure ratio of 1.3. The examinations were made focusing on the correlation among the pressure recovery rate and the circumferential distribution of static pressure in the annular vaneless diffuser and the reduction rate of the flow rate at the onset of surge by comparing with experimental results at 50,000 rpm and 60,000 rpm. The present experiment results showed that the effective injection position distributed in the range of angle from the scroll tongue to 180 degrees in the impeller rotational direction irrespective of the rotation speed. It was also revealed that the most effective shape of the distribution of the pressure recovery rate in the diffuser was independent of the rotation speed.

Key Words : *Centrifugal Compressor, Nozzle Injection, Surge, Pressure Recovery Rate, Diffuser*

1. 緒論

近年、大気汚染や温暖化などの環境問題や化石燃料の枯渇問題が深刻化しており、世界各国において自動車の排出ガスに含まれる大気汚染物質の削減や燃費の改善を要求する規制が強化されている。強化される規制への対応策として、エンジンのダウンサイジング化が進められている。しかし、エンジンのダウンサイジングは出力の低下を引き起こすため、それを補うためにターボチャージャの搭載が普及している。ターボチャージャの構成要素の一つである遠心圧縮機を最高圧力比付近で作動させると、旋回失速やサージング等の不安定現象が発生するため、その作動範囲は制限される。旋回失速は羽根車入口やディフューザ内において局所的に発生した失速域が周方向に伝播する現象であり、軸振動や翼への繰り返し荷重を誘起する。一方、サージングは配管系の自励振動現象であり、圧縮機内部の流量と圧力が激しく変動することで、圧縮機出口配管を含む系全体に周期的な大きな力が作用する。不安定現象の抑制方法の一つに、遠心圧縮機出口付近の圧縮空気の一部をバイパスチューブとノズルを用いて羽根車前縁に吹込んで、再循環させる吹込み法[1]がある。

吹込み法を用いた研究において、回転数 50,000rpm およ

び 60,000rpm における実験の結果、サージング抑制に最も効果的なのはスクロール舌部から最も離れた位置であることが示されている[1]。また、ディフューザの性能を評価する圧力回復率の大きさとその周方向分布の一意性、回転軸に対する軸対称性がサージング発生限界流量に影響を与えることが示唆されている[2]。しかし、これらの実験は圧力比 1.3 を下回る低圧力比における実験結果であるため、より実稼働状態に近い高圧力比条件下での吹込み法の効果を検証する必要がある。

本研究では圧力比 1.3 を超える実稼働状態により近い、高圧力比条件における吹込み法によるサージングの抑制効果を明らかにするために、回転数 70,000rpm および 80,000rpm において、周方向吹込み位置をパラメータとした吹込み法の実験を実施し、それらの結果を過去に実施した 50,000rpm および 60,000rpm における実験データ[2]と比較することにより、ディフューザ圧力回復率の大きさとその周方向分布とサージング発生限界流量との相関について調査した。また、吹込み流量を測定し、さらに羽根車入口およびディフューザ壁面の非定常圧力変動を測定することにより、吹込み法が高圧力比条件におけるサージング発生限界流量の低流量化に与える影響を調査した。

2. 実験装置

実験装置の概要図を図1に、遠心羽根車の仕様を表1に示す。遠心圧縮機により圧縮された空気は、スクロール出口付近から一部がバイパス管へ流入し、流量センサ、吹込みノズルを経て羽根車入口へ再循環され、残りは吐出し管を通過し絞り弁を経て大気へ開放される。本研究では吹込みを行う場合を **Injection**、行わない場合を **Normal** と呼ぶ。

図2に回転軸周りの周方向座標 TT を示す。本研究ではスクロール舌部を基準位置 $TT(0)$ 、最適吹込み位置である舌部より最も離れた位置を $TT(180)$ とし、羽根車回転方向に a° 移動した位置を $TT(+a)$ 側、逆方向に b° 移動した位置を $TT(-b)$ 側と定義した。

本研究で使用した吹込み装置の概要図を図3に示す。吸込み管は入口側の回転部と、固定部からなり、吹込み装置は内径 4mm のノズルを回転部側に固定することにより、周方向への移動が可能な構造となっている。吹込みノズルは吸込み管内壁面上に設置されており、その開口端の軸方向位置は、**Injection** の全ての実験条件において羽根車翼前縁から軸方向上流 5mm の位置に設定した。

羽根車入口付近およびディフューザ壁面 (**Hub** 側) の圧力測定位置をそれぞれ図4と5に示す。羽根車入口付近およびディフューザ内の非定常圧力変動を測定するために、それぞれ2つの超小型圧力センサ ($CH1$, $CH2$ と $CH3$, $CH4$) を羽根車入口側に 30° 、ディフューザの入口側 (半径比 1.25) の **Hub** 壁面上に 45° ずらして設置した。また、ディフューザ内の壁面静圧分布の定常データを取得するために、ディフューザの入口側 (半径比 1.25) および出口側 (半径比 1.75) の **Hub** 壁面上に静圧孔を基準位置 $TT(0)$ から周方向に 45° 刻みでそれぞれ8点設けた。

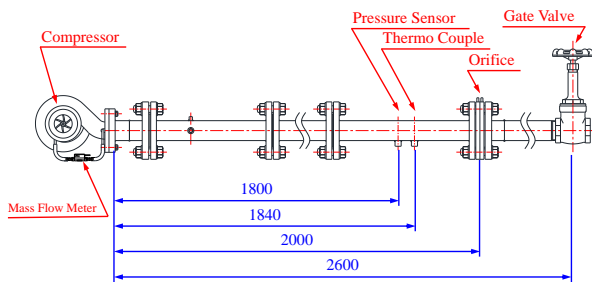


図1 実験装置概要図

表1 遠心羽根車仕様

Inlet diameter	D_1 (mm)	43.38
Outlet diameter	D_2 (mm)	56
Number of blades	Z	12
Outlet blade angle	β_2 (deg.)	40
Inlet blade height	b_1 (mm)	15.4
Outlet blade height	b_2 (mm)	4.08
Blade thickness	t (mm)	0.4

3. 実験方法

羽根車回転数は修正回転数 N を用いて $70,000\text{rpm}$ および $80,000\text{rpm}$ に設定して実験を行った。圧縮機の流量は吐出し管下流に設置された絞り弁で調節し、実験は絞り弁を全開から閉じていき、流量を低下させる方法でサージングが発生するまで行った。本研究ではサージングが発生した絞り弁の開度から最小分解能分 ($1/32$ 回転) ひとつ手前の弁開度における流量をサージング発生限界流量 Q_{smin} と定義した。**Injection** の実験は、吹込みノズルを基準位置 $TT(0)$ から 90° 刻みに 360° 移動させて4つの周方向位置において実験を行った。圧縮機入口および出口の温度は熱電対を、吐出し管の壁面静圧とオリフィスの差圧は圧力センサを用いて測定した。ディフューザ壁面静圧の測定には圧力センサを用い、時間平均静圧を算出した。羽根車入口付近およびディフューザ壁面の非定常圧力変動は超小型圧力センサを用いて測定し、**FFT** アナライザを用いて処理した。なお、サンプリング周波数は 102.4kHz とした。また、ディフューザにおける非定常圧力変動には 1kHz のローパスフィルタを用いた。吹込み流量は抽気孔とバイパス管の間に設置した流量センサで測定した。

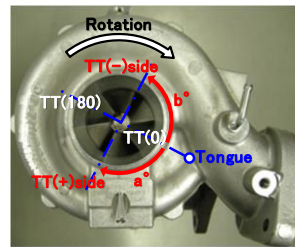


図2 周方向座標

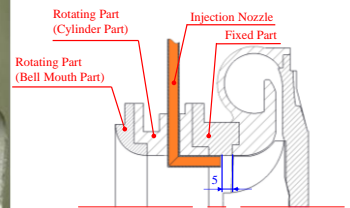


図3 吹込み装置

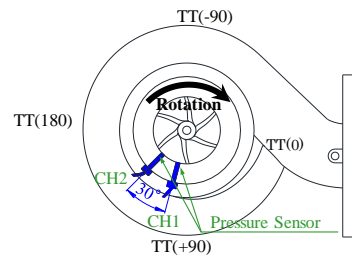


図4 羽根車入口の圧力測定位置

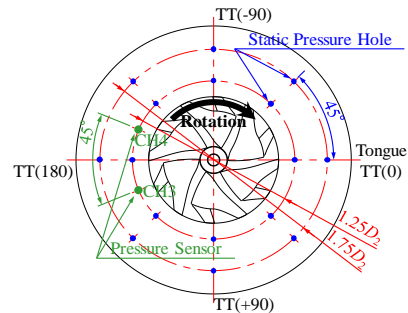


図5 ディフューザ壁面(**Hub** 側)の圧力測定位置

4. 実験結果および考察

(1) 性能特性

$N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における性能特性を図6に示す。図の縦軸は圧力比 π_t 、横軸は修正質量流量 Q であり、次式を用いてそれぞれ算出した。

$$\pi_t = \frac{P_t}{P_a} \quad [-] \quad (1)$$

$$Q = Q_0 \frac{P_{a0}}{P_a} \sqrt{\frac{T_1}{T_0}} \quad [\text{kg/s}] \quad (2)$$

ここで、 P_t は圧縮機出口全圧、 P_a は大気圧、 Q_0 は質量流量、 P_{a0} は標準大気圧、 T_1 は大気温度、 T_0 は標準大気温度である。なお、各性能曲線における最大の流量は弁開度が全開時の流量、最小の流量はサージング発生限界流量 Q_{smin} である。

図6から圧力比 π_t については $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ はそれぞれ 1.3 および 1.4 を超える圧力比であるため、 $50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$ に比べ高い圧力比での吹込みを達成していることが確認できる。しかし、 $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ は $50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$ に比べ、吹込みを行った際の圧力比が Normal より僅かに低下している。この吹込みによる圧力比の低下の原因は4.(4)b)にて考察する。

吹込みによる Q_{smin} の低流量化の効果を、次式で定義されるサージマージン改善率 I_R で評価した。

$$I_R = \frac{Q_{NS} - Q_{smin}}{Q_{NS}} \times 100 \quad [\%] \quad (3)$$

ここで Q_{NS} は Normal のサージング発生限界流量である。

図7に吹込み位置 TT とサージマージン改善率 I_R の関係を示す。なお、 $70,000\text{rpm}$ および $80,000\text{rpm}$ の結果は4つの吹込み位置における実験であるためグラフ上の点は4点のみとする。図7から、全ての回転数において I_R が増加しており、TT(-)側より TT(+)側で I_R が増加していることが分かる。特に TT(+90)から TT(180)にかけて I_R が顕著に増加する傾向を示している。

図8に性能特性における最高圧力比の流量を示す。図8から、全ての回転数において最高圧力比の流量は、 I_R が高い Injection TT(+90)や Injection TT(180)はおおよそ低流量側に、 I_R が低い Injection TT(0)や Injection TT(-90)は高流量側に位置していることが分かる。したがって、 I_R が高い吹込み位置は性能特性における右上がり傾向の終点となる最高圧力比のピーク位置を低流量化させることで、 I_R を増加させているということが分かる。

(2) 羽根車特性および圧縮機特性

圧縮機のサージングは、一般的に性能曲線が右上がりを示す流量域において発生するとされている。 $N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における羽根車静圧比特

性 \bar{P}_{s3}/P_a と圧縮機静圧比特性 \bar{P}_{s4}/P_a の比較を図9に示す。ここで \bar{P}_{s3} と \bar{P}_{s4} はそれぞれディフューザ入口と出口での壁面静圧の周方向算術平均値である。図9より、全ての回転数の低流量域において羽根車特性は圧縮機特性に比べて左上がりの傾向が強いことから、羽根車特性の方が比較的安定していることが分かる。したがって、羽根車よりディフューザ内で発生する不安定な流動現象の方がサージングの発生に与える影響は強いと考えられ、この傾向は回転数に依存しないと考えられる。

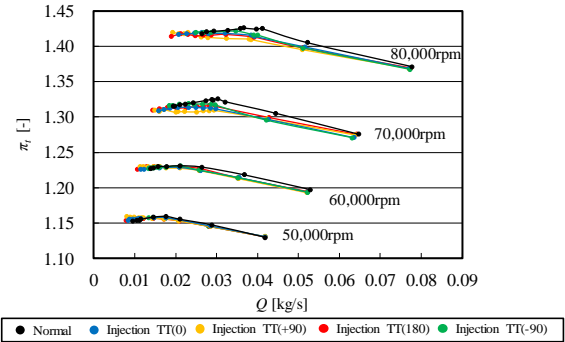


図6 性能特性

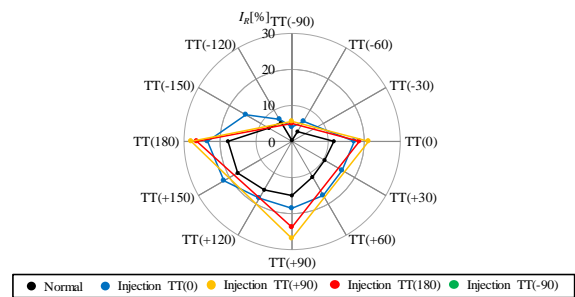


図7 サージマージン改善率

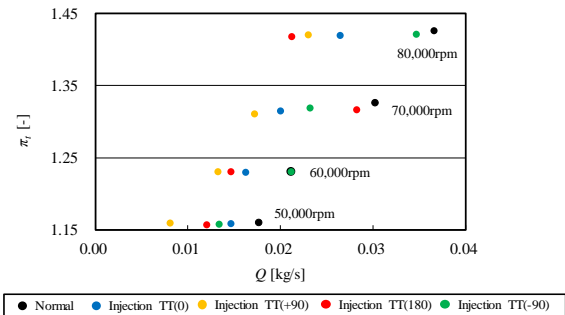


図8 最高圧力比の流量

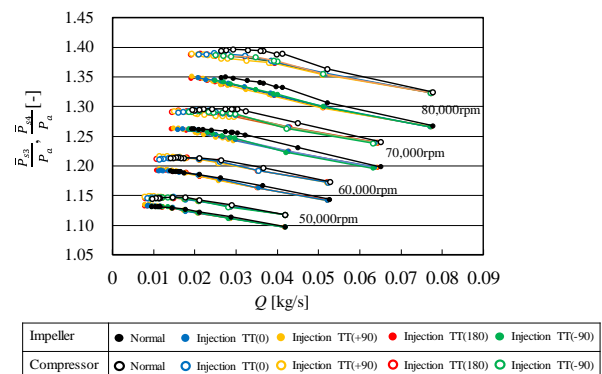


図9 羽根車特性、圧縮機特性

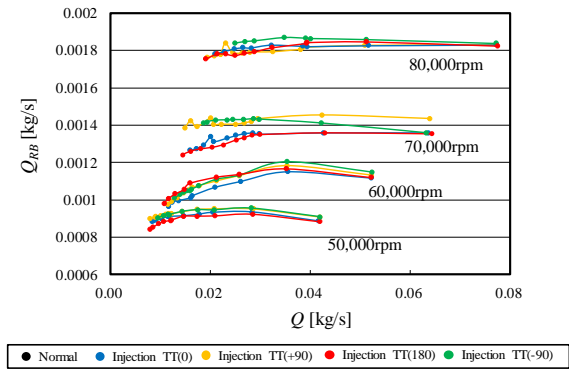


図 10 吹込み流量

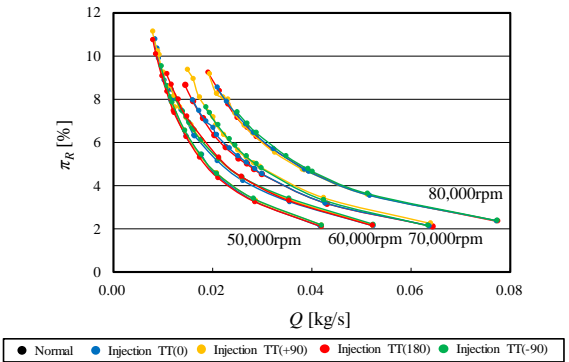


図 11 吹込み循環率

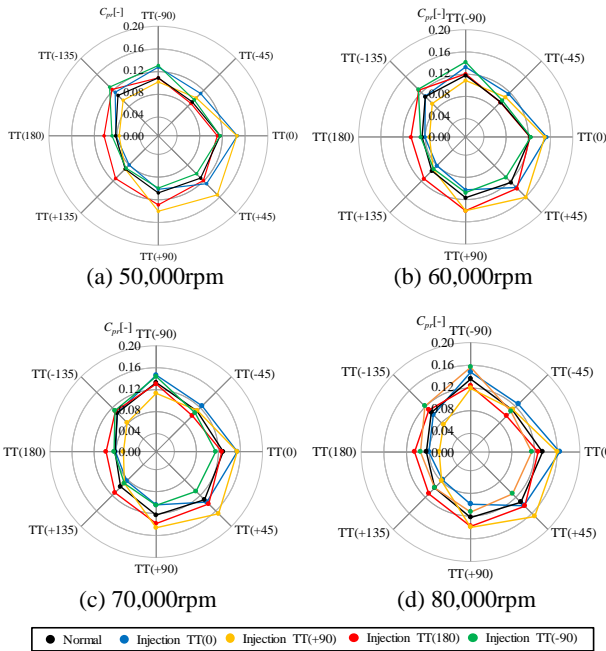


図 12 圧力回復係数分布 (Q_{NS})

(3) 吹込み流量および吹込み循環率

$N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における吹込み流量 Q_{RB} を図 10 に示す。図 10 より、各回転数における Q_{RB} の高い吹込み位置は異なっていることから、高い Q_{RB} となる吹込み位置は回転数に依存しないことが分かる。次に、圧縮機の全体流量に対する吹込み流量の割合を調べるために、吹込み流量 Q_{RB} と修正質量流量 Q の比で定義される吹込み循環率 π_R を次式により算出した。

$$\pi_R = \frac{Q_{RB}}{Q} \times 100 \quad [\%] \quad (4)$$

図 11 に $N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における π_R を示す。図 11 から、全ての回転数において各吹込み位置の π_R 間の差は 1% 以内に収まっていることから、図 10 でみられる各吹込み位置における Q_{RB} の差は圧縮機の全体流量からの割合としては非常に小さい差であると考えられる。図 7, 図 10, 図 11 の比較から、各回転数において I_R の高い Injection TT(+90), Injection TT(180) の Q_{RB} および π_R が、 I_R の低い Injection TT(0), Injection TT(-90) より高いという傾向はみられないことから、 Q_{RB} および π_R と I_R の間には相関がないことが分かる。

(4) ディフューザ圧力回復係数の周方向分布の分析

a) 周方向分布

$N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における Normal のサージング発生限界流量 Q_{NS} でのディフューザ Hub 壁面上の圧力回復係数 C_{pr} の周方向分布を図 12 に示す。図の半径軸は圧力回復係数 C_{pr} 、円周軸は周方向の静圧測定位置である。なおディフューザ圧力回復係数 C_{pr} は次式を用いて算出した。

$$C_{pr} = \frac{P_{s4} - P_{s3}}{\rho(u_2^2 / 2)} \quad [-] \quad (5)$$

ここで、 P_{s3} と P_{s4} はディフューザ入口および出口における壁面静圧、 ρ は圧縮機出口空気密度、 u_2 は羽根車出口周速である。

図 12 から、全ての回転数と吹込み条件において吹込み位置付近の C_{pr} が Normal に比べ上昇していることが分かる。また、各吹込み条件における C_{pr} の分布形状は全ての回転数でほぼ変化していないことから C_{pr} の周方向分布の位相は回転数に依存しないことがわかる。

b) ディフューザ入口静圧比、ディフューザ出口静圧比

吹込み位置付近の C_{pr} が上昇するメカニズムを調査するために、 $N=70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ の Q_{NS} におけるディフューザ入口静圧比 P_{s3}/P_a とディフューザ出口静圧比 P_{s4}/P_a の周方向分布を図 13 に示す。図の縦軸は P_{s3}/P_a , P_{s4}/P_a 、横軸は周方向の静圧測定位置である。また、吹込みによる静圧比への影響を調べるために、吹込み条件における P_{s3}/P_a , P_{s4}/P_a と Normal における P_{s3}/P_a , P_{s4}/P_a の変化率 ΔP_{s3} , ΔP_{s4} を次式により算出した。

$$\Delta P_{s3} = \frac{P_{s3I} - P_{s3N}}{P_{s3N}} \times 100 \quad [\%] \quad (6)$$

$$\Delta P_{s4} = \frac{P_{s4I} - P_{s4N}}{P_{s4N}} \times 100 \quad [\%] \quad (7)$$

ここで、 P_{s3I} と P_{s4I} はInjectionにおけるディフューザ入口静圧および出口静圧である。また、 P_{s3N} と P_{s4N} はNormalにおけるディフューザ入口静圧および出口静圧である。

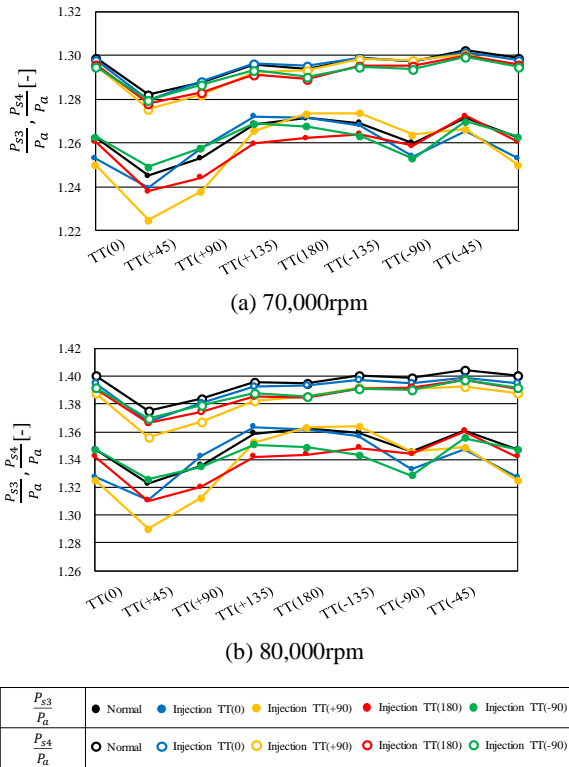


図 13 P_{s3}/P_a , P_{s4}/P_a の周方向分布 (Q_{NS})

70,000rpmの Q_{NS} における ΔP_{s3} , ΔP_{s4} の周方向分布を図14に、80,000rpmの同様の図を図15に示す。図13から、両回転数の各吹込み条件において、吹込み位置付近の P_{s3}/P_a はNormalに比べ大きく低下していることが分かる。この傾向は図14、図15から、両回転数で各吹込み条件の ΔP_{s3} が吹込み位置付近で低下していることから確認できる。また、図13、図14、図15から両回転数の各吹込み条件の P_{s4}/P_a , ΔP_{s4} は、吹込み位置付近で若干低下しているが、 P_{s3}/P_a , ΔP_{s3} ほどの大きな低下はみられない。したがって、吹込みは吹込み位置付近のディフューザ入口静圧比 P_{s3}/P_a を低下させることで吹込み位置付近の C_{pr} を上昇させたと考えられる。

次に、前述した性能特性における吹込みによる圧力比の低下の原因を調査するために、 $N=70,000rpm$, $80,000rpm$ の Q_{NS} における圧力比 π_t を図16に、 ΔP_{s3} の周方向算術平均値で定義される $\Delta \bar{P}_{s3}$ を図17に示す。図16から、両回転数において圧力比 π_t はInjection TT(-90), Injection TT(0), Injection TT(180), Injection TT(+90)の順に低下していることが分かる。一方図17から、 $\Delta \bar{P}_{s3}$ は70,000rpmにおいてInjection TT(-90), Injection TT(0), Injection TT(180), Injection TT(+90)の順番に、80,000rpmにおいてはInjection TT(0), Injection TT(-90), Injection TT(180), Injection TT(+90)の順番に低下している。 π_t と $\Delta \bar{P}_{s3}$ の値の吹込み位置に対する低下

の傾向がほぼ等しいことから、吹込みによる圧力比 π_t の低下量と吹込みによるディフューザ入口静圧比の低下量の間には相関があると考えられる。したがって、吹込みは羽根車における静圧比の低下、つまりディフューザ入口静圧比の低下を引き起こすことにより圧力比を低下させると云える。

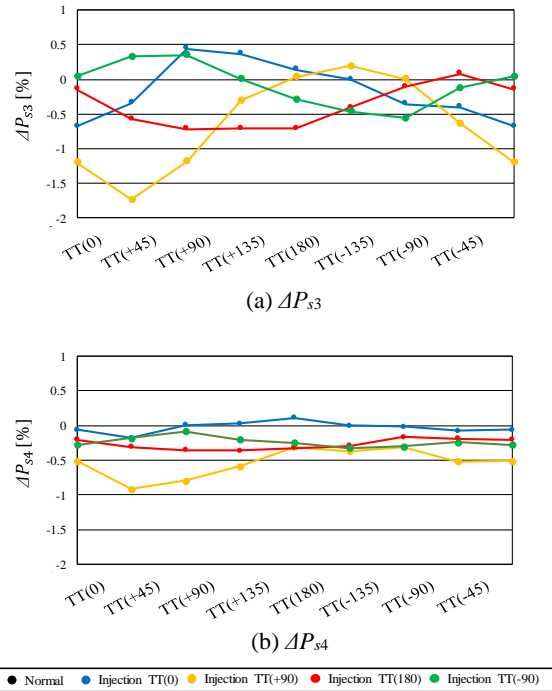


図 14 70,000rpmにおける ΔP_{s3} , ΔP_{s4} (Q_{NS})

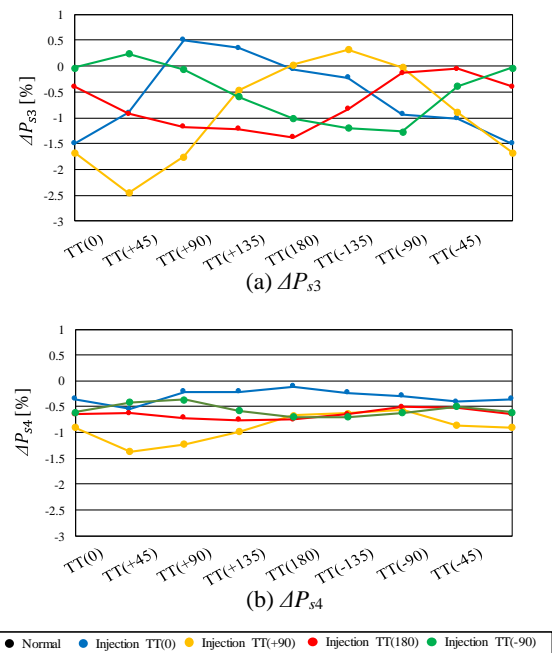


図 15 80,000rpmにおける ΔP_{s3} , ΔP_{s4} (Q_{NS})

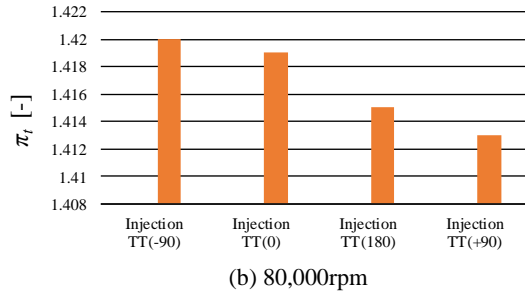
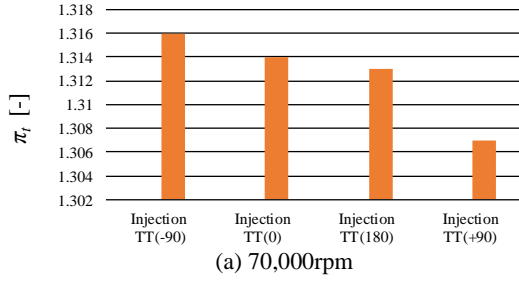


図 16 圧力比 π_t (Q_{NS})

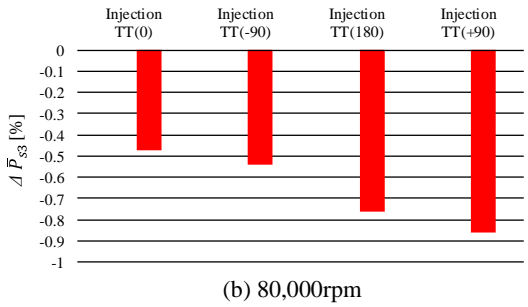
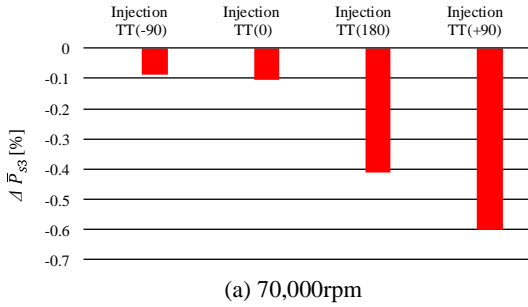


図 17 ΔP_{33} の周方向算術平均値 (Q_{NS})

C) 楕円形近似

サージマージン改善率 I_R とディフューザ圧力回復係数 C_{pr} の関係を調査するには局所的な C_{pr} の増減だけでなく、その周方向分布形状の一様性や軸対称性などの特徴を調べる必要があり、そのためには周方向の測定点数への依存性を極力抑えた形で、その分布形状を一定の形状に近似する必要がある。本研究では、最小二乗法を用いて C_{pr} の分布形状を中心座標 (x_0, y_0) 、長径 a 、短径 b を有する楕円で近似した。その近似例を図 18 に示す。さらに近似楕円の形状を規定するパラメータとして周方向平均値 R 、扁平率 r 、原点から楕円の中心までの距離 l を次式により定義した。

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n \sqrt{(x_i - x_0)^2 + (y_i - y_0)^2}}{n} \quad [-] \quad (8)$$

$$r = \frac{b}{a} \quad [-] \quad (9)$$

$$l = \sqrt{x_0^2 + y_0^2} \quad [-] \quad (10)$$

ここで、 (x_i, y_i) は図 18 において定義されている x - y 座標における近似楕円の座標であり、 n は近似楕円のデータ点数である。以上の定義から R が大きくなり、 r が 1 に近づき、さらに l が 0 に近づくと、圧力回復係数の周方向平均値が高く、その周方向分布は回転中心に対して一様な分布となる。

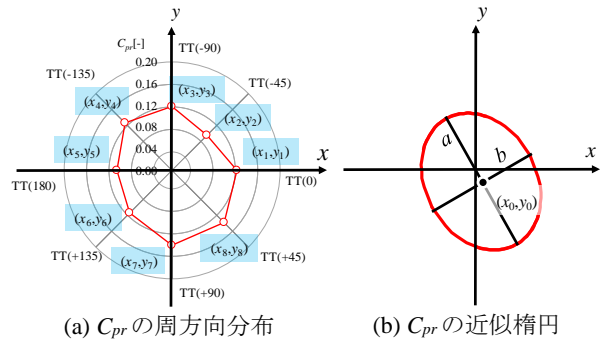


図 18 C_{pr} 楕円近似例

$N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ における Injection の効果に対する周方向平均値 R 、扁平率 r 、原点から楕円の中心までの距離 l の相関を調べるために、図 19、図 20 に Q_{NS} における両回転数の Normal と Injection での R 、 r 、 l 間の各関係を示す。図 19、20 から、 R については全ての回転数で、各 Injection は Normal に比べて増加しており、さらに Injection TT(+90)はその傾向を強めていることが分かる。図 19 に示す l については、Normal に比べて Injection TT(-90)は同程度であるが、Injection TT(+90)は増加している。図 20 に示す r については、 $80,000\text{rpm}$ 以外の回転数において、Injection TT(+90)は Normal に比べ増加しており、Injection TT(-90)は全ての回転数で Normal に比べて大きく低下していることが分かる。以上の結果から、 I_R が高い Injection TT(+)側では、Normal に比べて R が大きくなり、かつ r が 1 に向かって増加していることから、 C_{pr} の周方向分布はより半径の大きい円を形成する傾向があることが分かる。しかし l については Normal に比べて大きくなることから、その中心は回転軸からずれて軸対称性は低下することが分かる。また I_R が低い Injection TT(-)側では Normal に比べて R が大きくなり、かつ r が減少していることから C_{pr} の周方向分布はより扁平な楕円を形成する傾向があると考えられる。また、図 7 および図 19 から、 R が増加し、 l が 0 に近づくほど I_R は増加する傾向が、 R と l との関係に表れていることが分かる。一方、図 7 および図 20

から分かるように、 I_R の値に対して r と R の間には、顕著な相関は全ての回転数において表れていない。

以上の結果から、「 R の増加」と関係付けられる「 C_{pr} の周方向分布の半径の増加」がサージング発生限界流量を低下させる。また、「 l の0への低下」と関係付けられる「 C_{pr} の周方向分布の回転軸に対する軸対称性の向上」が重要であると考えられる。

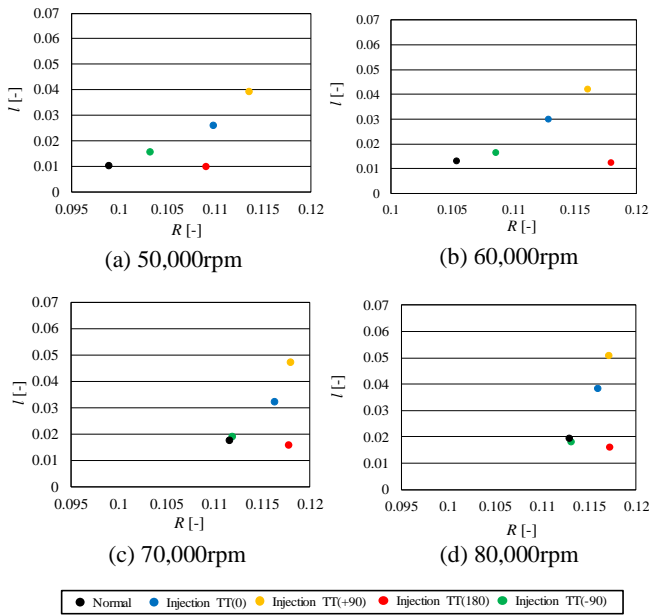


図19 $l-R$ 図 (Q_{NS})

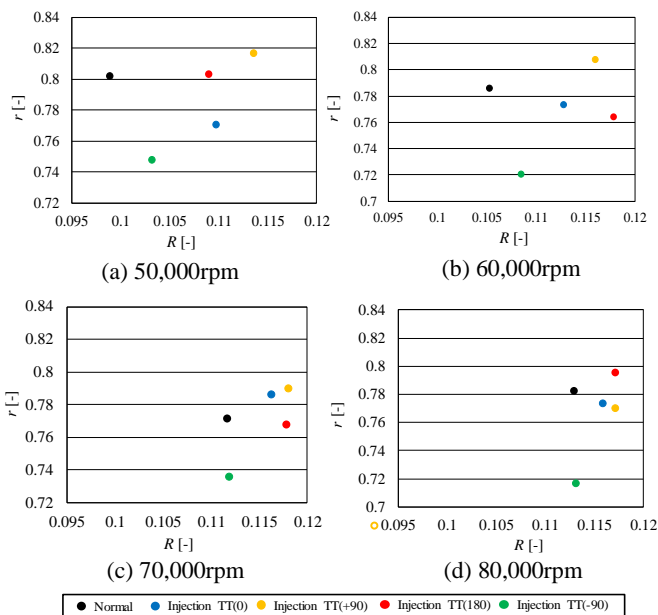


図20 $r-R$ 図 (Q_{NS})

(4) ディフューザ内および羽根車入口の非定常圧力
山瀬[3]は、ディフューザ内および羽根車入口の非定常圧力変動の周波数特性においては、最高圧力比付近から流量を低下させていくとサージングのスペクトルが徐々に表れ成長することを示している。そのため、各周方向吹込み位置

の変化がサージングのスペクトルの大きさに与える影響を調査した。

図21に $N=50,000\text{rpm}$, $60,000\text{rpm}$, $70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ の各サージング発生限界流量 Q_{smin} での、ディフューザ内および羽根車入口の非定常圧力変動の周波数特性に表れるサージング周波数のスペクトルの大きさと吹込み位置TTとの関係を示す。また、図22には同条件における各回転数のNormalのサージング周波数のスペクトルの大きさを示す。図21, 図22から全ての回転数においてディフューザ内および羽根車入口ともに、サージングのスペクトルはTT(-)側では大きく、TT(+側はNormalやTT(-)側)に比べて小さいことが分かる。したがって、TT(+側)に吹込みを行うことによりサージングのスペクトルを抑制することが分かる。

図23に $N=70,000\text{rpm}$, $80,000\text{rpm}$ の各サージング発生限界流量 Q_{smin} における、ディフューザ内および羽根車入口の非定常圧力変動の周波数特性に表れる巡回失速周波数のスペクトルの大きさと吹込み位置TTとの関係を示す。また、図24には同条件における各回転数のNormalの巡回失速周波数のスペクトルの大きさを示す。図23, 図24より、ディフューザ内ではInjection TT(+90)はNormalやそれ以外の吹込み条件に比べて巡回失速周波数のスペクトルが低いことから、TT(+側)はサージングだけでなく巡回失速の周波数スペクトルも抑制することにより I_R を増加させていることが分かる。また羽根車入口においては、 I_R が低いInjection TT(-90)やInjection TT(0)のスペクトルはNormalやTT(+側)より低いことから、これらの吹込み位置は羽根車入口の巡回失速を抑制するが、それらが I_R に与える影響は小さいと考えられる。

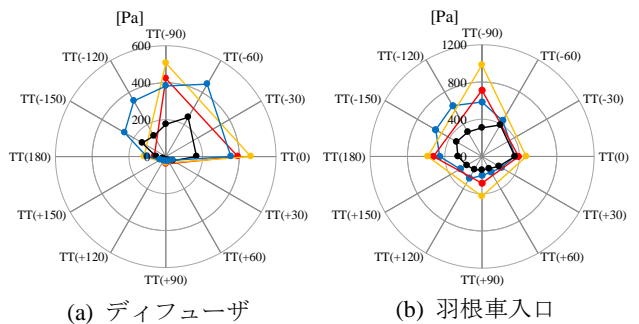
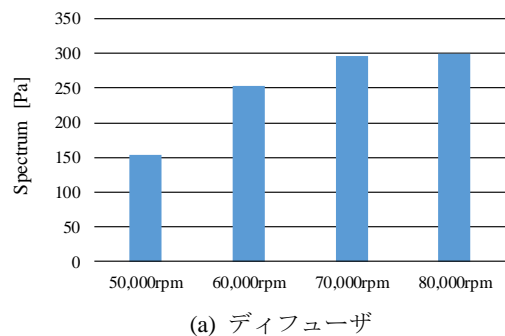


図21 サージング周波数のスペクトルの大きさ (Q_{smin})



(a) ディフューザ

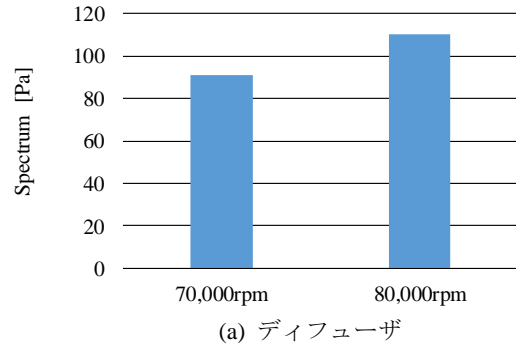
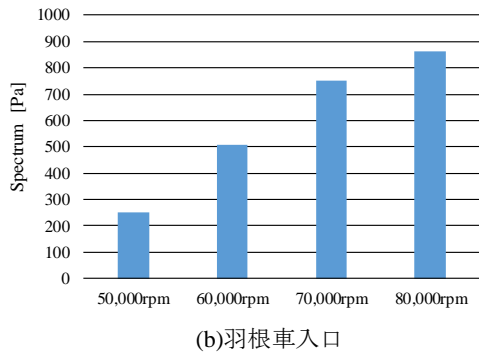


図 22 サージング周波数のスペクトルの大きさ
(Normal, Q_{smin})

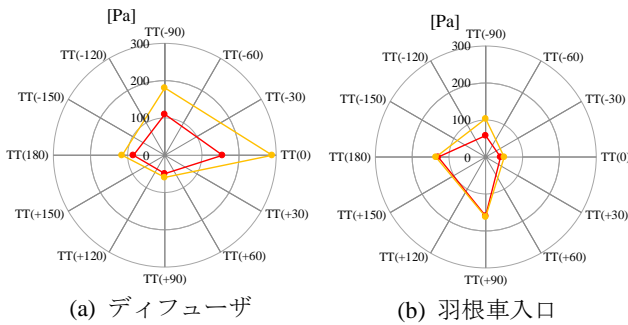


図 23 回転失速周波数のスペクトルの大きさ (Q_{smin})

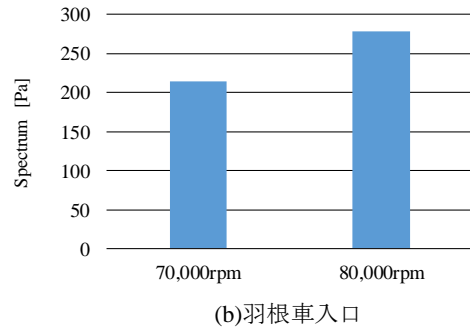


図 24 回転失速周波数のスペクトルの大きさ
(Normal, Q_{smin})

5. 結論

本研究により以下の結論を得た。

1. サージング発生限界流量を低流量化する効果的な周方向吹込み位置は、スクロール舌部付近から羽根車回転方向に 180° の範囲に分布し、特に 90° 以上でより効果的な傾向を示す。また、この範囲においてはサージングの圧力変動の低下、および性能曲線の右上がり特性の改善が見られる。この傾向は回転数に依存しない。
2. サージングの発生においては、羽根車よりディフューザ内で発生する不安定な流動現象が与える影響の方が強い。この傾向は回転数に依存しない。
3. ディフューザ圧力回復率の周方向分布の半径の増加および回転軸に対する軸対称性の向上がサージング発生限界流量を低流量化させる。この傾向は回転数に依存しない。

4. 吹込みによる圧縮機の圧力比の低下は、羽根車の静圧比の低下、つまりディフューザ入口静圧の低下により生じる。
5. 吹込みは吹込み位置付近のディフューザ入口静圧を減少させることにより、吹込み位置付近のディフューザ圧力回復率を増加させる。

参考文献

- 1) T. Hirano, et al., "Control of Surge in Centrifugal Compressor by Using a Nozzle Injection System", International Journal of Rotating Machinery, Vol 2012, Article ID 259293, 2012.
- 2) 中島友稀, "吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御-周方向吹込み位置の影響-", 法政大学修士論文, 2017.
- 3) 山瀬 英之, "吹込みノズルによる遠心圧縮機のサージングの制御-ノズル周方向開口幅の影響-", 法政大学修士論文集, 2014.