دوفصلنامه مکانیک سیالات و آیرودینامیک
جلد ۱۲، شماره ۲، پاییز و زمستان ۱۴۰۲، صفحه ۱۶۷ الی ۱۷۸
شاپا الکترونیکی: ۲۹۸۰-۸۱۱۱ شاپا چاپی: ۲۳۲۲-۳۲۷۸

علمی - پژوهشی

Determination the Performance Instability Range and Analysis of the Effect of Blade Tip and Hub Vortices in a Reversible Axial Flow Fan

H. Eftekhari **N. Amanifard** **H. Mohaddes Deylami**
University of Guilan , Rasht, Iran
(Received:2023/10/23, Revised: 2024/01/19, Accepted: 2024/02/02, Published: 2024/02/19)
DOR: https://dorl.net/dor/20.1001.1.23223278.1402.12.2.12.3

ABSTRACT
The main goal of the present study is to determine the stable and unstable performance limits of a reversible axial flow fan by 3D numerical simulation. Reversible axial fans are a special type of axial fans that have the ability to create air flow in both directions by using a symmetrical blade profile in them. The main use of these fans is to discharge smoke and polluted air from channels and highway tunnels in emergency situations such as fire and also in normal operating conditions. In the present study, a reversible axial flow fan has been simulated three dimensionally.The qualitative results obtained from the numerical simulation indicate the presence of instability and the creation of vortices in areas such as the tip of the blade (flow leakage from the pressure surface to the suction in the gap distance of the tip of the blade) and also on the trailing edge and the suction surface of the blades (flow separation) in lower volume flows from 26 (m^3/s) and entering the fan in the stall area. The study of aerodynamic parameters and performance curves shows that the best performance range of the fan at a rotational speed of 900 rpm, is in the volume flow range of more than 26 (m^3/s).
Keywords: 3D Numerical Simulation, Reversible Axial Flow Fan, Flow Instability, Fan Stall.

تعیین محدوده ناپایداری عملکرد و تحلیل اثر گرداب‌های مناطق نوک و ریشه تیغه در یک فن جریان محوری بازگشت‌پذیر

هاجر افتخاری[۱] **نیما امانی‌فرد**[۲*] **حامد محدث دیلمی**[۳]
دانشگاه گیلان، رشت، ایران
(تاریخ دریافت:۰۱ /۱۴۰۲/۰۸؛تاریخ بازنگری: ۱۴۰۲/۱۰/۲۹ تاریخ پذیرش:۱۴۰۲/۱۱/۱۳ تاریخ انتشار:۱۴۰۲/۱۱/۳۰)

چکیده
هدف اصلی مطالعه حاضر شبیه‌سازی عددی تعیین محدوده عملکردی پایدار و ناپایدار یک فن جریان محوری بازگشت‌پذیر است. فن‌های محوری بازگشت‌پذیر نوع خاصی از فن‌های محوری هستند که به دلیل به‌کارگیری پروفیل تیغهٔ متقارن در آن‌ها، دارای قابلیت ایجاد جریان هوا در هر دو جهت هستند. کاربرد اصلی این فن‌ها تخلیه دود و هوای آلوده از کانال‌ها و تونل‌های بزرگراهی در مواقع اضطراری و همچنین در شرایط عملکردی نرمال است. در مطالعه حاضر یک فن جریان محوری بازگشت‌پذیر به‌صورت سه‌بعدی شبیه‌سازی شده است. نتایج کیفی حاصل از شبیه‌سازی عددی بیانگر حضور ناپایداری و ایجاد گرداب در مناطقی مانند نوک تیغه (نشت جریان از سطح فشار به مکش در فاصله لقی نوک تیغه) و همچنین روی لبه فرار و سطح مکش تیغه‌ها (جدایش جریان) در جریان‌های حجمی کم‌تر از (m^3/s) ۲۶ و ورود فن به منطقه واماندگی است. مطالعه تأثیر پارامترهای آئرودینامیکی نشان می‌دهد که بهترین محدوده عملکردی فن در سرعت دورانی(rpm) ۹۰۰ دور در دقیقه، در محدوده جریان‌های حجمی بیشتر از (m^3/s) ۲۶ است.

واژه‌های کلیدی: شبیه‌سازی عددی سه‌بعدی، فن جریان محوری بازگشت‌پذیر، ناپایداری‌های جریان، واماندگی در فن

۱- دانشجوی دکتری: Eftekhari.d.h@gmail.com
۲- استاد(نویسنده پاسخگو): Nima.amanifard@gmail.com
۳- دانشیار: hmohaddesd@gmail.com

This article is an open-access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license.
Publisher: Imam Hussein University © Authors

فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی	
D_{fan}	قطر خارجی فن، m
m	طول، m
P	فشار، Pa
Q	دبی حجمی، m^3/s
T	گشتاور، N.m
u_i	بردار سرعت در راستای i ، m/s
$\bar{u}_i$	ترم متوسط سرعت در جریان مغشوش، m/s
u'_i	ترم نوسانی سرعت در جریان مغشوش، m/s
$\dot{W}_{shaft}$	توان محور، W
علائم یونانی	
η_{ts}	بازده استاتیکی، ٪
η_{tt}	بازده کل، ٪
η_{shaft}	بازده شفت، ٪
μ	لزجت دینامیکی، kg/m.s
μ_t	لزجت دینامیکی آشفتگی، kg/m.s
ρ	چگالی، kg/m^3
ϕ	ضریب جریان بی‌بُعد
ψ	ضریب هد بی‌بُعد
Ω	سرعت زاویه‌ای، rad/s
زیرنویس‌ها	
i	راستای حرکت
v	دینامیکی
ts	کل به استاتیک
tot	کل
tt	کل به کل
in	ورودی
out	خروجی

۱- مقدمه

یکی از انواع فن‌های محوری که در صنایع مختلف از آن استفاده می‌شود فن لوله محوری بازگشت‌پذیر است. جریان هوا در این نوع از فن‌ها می‌تواند در هر دو جهت ایجاد شود. از مهم‌ترین کاربردهای این نوع از فن‌های محوری، تخلیه دود و هوای آلوده در پارکینگ‌ها و تونل‌های بزرگراهی در شرایط نرمال و اضطراری همچون وقوع آتش‌سوزی است. برای ایجاد جریان محوری در هر دو جهت لازم است تیغه‌های فن‌های بازگشت‌پذیر به‌صورت متقارن طراحی شوند. بدین ترتیب با برعکس شدن جهت چرخش فن، جریانی در خلاف راستای جریان اولیه می‌تواند ایجاد شود[۱].

وقوع ناپایداری‌های آئرودینامیکی در انواع فن‌ها موجب کاهش کارایی آن‌ها شده و ناحیه عملکردی پایدار را محدود می‌سازد. این ناپایداری‌ها باعث می‌شوند که فن به‌ناچار در نقاط دورتر از بیشینه افزایش فشار کارکرده که این امر افت بازدهی سیستم را به دنبال خواهد داشت[۲].

یکی از انواع این ناپایداری‌ها، گرداب‌های تشکیل شده در فاصله لقی نوک تیغه‌هاست که ناشی از جریان نشتی عبوری از سطح فشار به سطح مکش در نوک تیغه فن است. همچنین گرداب‌های تشکیل شده در ناحیه دیوار انتهایی و ریشه تیغه، موجب ایجاد ناپایداری در عملکرد فن محوری می‌گردد[۳]. شناخت ماهیت و عوامل تأثیرگذار بر ایجاد این جریان‌های ثانویه و همچنین تعیین شرایط عملکردی که در آن گسترش ناپایداری‌ها شدیدتر است، می‌تواند در به‌کارگیری بهینه این نوع از ماشین‌های دوار کارآمد واقع شود[۴]. از طرفی استفاده از شبیه‌سازی عددی و به‌خصوص دینامیک سیالات محاسباتی در مطالعه تأثیر ناپایداری‌ها بر پارامترهای عملکردی انواع ماشین‌های دوار، وابستگی محققین به مطالعات تجربی و هزینه بر را کمتر کرده است. در ادامه به مهم‌ترین مطالعاتی که در حوزه فن‌های محوری انجام شده است خواهیم پرداخت.

مقدم و همکاران[۵] به بررسی و تحلیل ساختار گردابه‌های ایجاد شده در نوک تیغه یک فن محوری به روش شبیه‌سازی گرداب‌های بزرگ پرداختند. شش حالت مختلف عملکردی با در نظر گرفتن سه مقدار مختلف برای نسبت فاصله لقی نوک تیغه به قطر و دو مقدار عددی مختلف برای ضریب جریان مورد بررسی قرار گرفته‌اند. تمرکز اصلی این مطالعه بر روی شناسایی ساختار گرداب‌های نزدیک نوک تیغه و دیواره پوسته بوده تا بتواند به مدل کردن میدان جریان و اتلافات تولیدی بپردازد. نتایج آنها نشان می‌دهد که افزایش فاصله لقی نوک تیغه [1]منجر

[1] Large Eddy simulation

به ایجاد چندین گرداب در ناحیه نوک و افزایش مقاومت این گرداب‌ها شده و همچنین بازده فن را کاهش می‌دهد[۵]. علاوه بر این در فاصله لقی بزرگ، برهم‌کنش بین جریان محوری و گرداب اصلی نوک تیغه باعث اختلاط و آشفتگی جریان پائین‌دست پره می‌شود. واضح است که با کاهش فاصله لقی نوک، انرژی جنبشی جریان درهم و اتلافات مربوط به آن نیز کاهش می‌یابد. لی و همکاران [۶]، میدان جریان در فضای بین تیغه‌های یک فن محوری فشار پایین را به‌صورت تجربی مورد بررسی قرار داده و تجمع گردابه‌های جریان نشتی نوک تیغه را تحلیل کرده‌اند. مقدار سرعت زاویه‌ای در ۱۰۰۰ دور در دقیقه ثابت نگه داشته شده، درحالی‌که چهار مقدار مختلف برای دبی جریان در نظر گرفته شده است. نتایج بررسی نشان می‌دهد که تجمع گردابه‌های نشتی نوک تیغه در پایین دست جریان بیشتر تحت تأثیر دبی جریان ورودی است. حرکت سرگردان گردابه نوک به‌عنوان یک اتلاف در فن‌های محوری شناخته می‌شود. درنتیجه برای بهبود عملکرد فن‌های محوری لازم است این حرکت تا جای ممکن تضعیف شود. بندیک و همکاران [۷]، کاهش نویز ناشی از به‌کارگیری دهانه زنگوله‌ای در یک فن محوری را با تمرکز بر جریان نشتی نوک پره بررسی کردند. در این مطالعه چهار هندسه ورودی مختلف در نظر گرفته شده است که عبارت‌اند از: ورودی مخروطی کوتاه و سه ورودی زنگوله‌ای با شعاع‌های ۱۰٪ ، ۲۰٪ و ۳۰٪ از شعاع نوک پره. برای اندازه‌گیری نویز یک اندازه‌گیر سطح فشار صدا و تعدادی میکروفون مورد استفاده قرار گرفته‌اند. نتایج نشان داده‌اند هنگامی‌که از کوچک‌ترین ورودی زنگوله‌ای استفاده می‌شود سطح صدا به اندازه ۲/۵ تا ۳ دسی‌بل کاهش می‌یابد و زمانی‌که از دو ورودی زنگوله‌ای با اندازه بزرگ‌تر استفاده می‌شود، سطح صدا حدود ۵ تا ۶ دسی‌بل کاهش می‌یابد. عبدالمالکی و همکاران[۸] یک فن محوری بازگشت‌پذیر را به‌صورت عددی و آزمایشگاهی تحلیل کرده و برای شبیه‌سازی آشفتگی جریان، مدل‌های آشفتگی $k-\varepsilon$ و $SST\ k-\omega$ را به کار گرفتند. مقایسه پاسخ‌ها بیانگر وجود تطابق مناسب بین نتایج تجربی و نتایج عددی حاصل از مدل $SST\ k-\omega$ است، درحالی‌که نتایج مدل $k-\varepsilon$ چنین هم‌بستگی را نشان نمی‌دهد. ازآنجاکه در حل مسائل توربوماشین‌ها که در آن‌ها مشخصات جریان در نزدیکی دیواره از اهمیت بالایی برخوردار است، مدل $SST\ k-\omega$ می‌تواند کارآمدتر واقع شود و از طرفی این مدل نیاز به تعداد مش بیشتری دارد، به‌منظور صرفه‌جویی در هزینه محاسبات در بخش کانال ورودی فن از مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ و در بخش اصلی فن از مدل $SST\ k-\omega$ استفاده شده که در این شرایط نتایج حل عددی به نتایج آزمایشگاهی بسیار نزدیک شده است[۸]. در مطالعه‌ای دیگر وانگ و کرویت [۹]، با استفاده از شبیه‌سازی عددی معادلات ناویر استوکس میانگین‌گیری شده، یک فن محوری با نسبت شعاع ریشه به نوک کوچک را تحلیل کردند. در این مطالعه اثر مشخصات هندسی تیغه فن روی پارامترهای عملکردی همچون بازده کل و ضریب افزایش فشار بررسی شده است. نتایج نشان دادند که شکل لبه فرار تیغه (تیز یا منحنی) تأثیر زیادی بر عملکرد آئرودینامیکی فن دارد. همچنین با افزایش فاصله لقی نوک تیغه، ضریب فشار و بازده کل کاهش می‌یابد[۹]. در ادامه مطالعات عبدالمالکی و همکارانش روی مدل‌های مناسب شبیه‌سازی آشفتگی جریان، یک ردیف از ایرفویل متقارن بیضوی با ضخامت ۸٪ طول وتر با هدف طراحی فن‌های بازگشت‌پذیر تحلیل شده است[۱۰]. سه مدل آشفتگی مختلف از گروه مدل‌های ناویر استوکس با رینولدز میانگین‌گیری شده[1] که عبارت‌اند از : اسپالارت-آلماراس[2]، $k-\varepsilon$ و $SST\ k-\omega$، برای یافتن مدل آشفتگی مناسب بررسی شدند. پس از اطمینان از دقت فرایند مدل‌سازی، ضرایب آئرودینامیکی ایرفویل در محدوده وسیعی از مقادیر ضریب صلبیت و زاویه حمله، محاسبه شده است. نتایج مدل‌های آشفتگی مختلف برای ضریب لیفت تفاوت چندانی ندارد اما تفاوت مدل‌ها در مقادیر ضریب درگ محسوس بوده و نتایج مدل $SST\ k-\omega$ بهترین تطابق را با نتایج تجربی نشان می‌دهد. در بخشی از مطالعات انجام شده در فن‌های محوری، اثر اصلاحات هندسی در عملکرد فن بررسی شده است. به‌عنوان نمونه در مطالعه‌ای که توسط جانگ و همکاران انجام شد[۱۱]، اثر تغییر طول توپی فن در ورودی و همچنین ایجاد زاویه روی سطح توپی بر گرداب‌های ایجاد شده و درنتیجه بازده فن مورد بررسی قرار گرفته است. مقادیر اتلافات و بازده توسط توزیع ضریب فشار سکون گزارش شده است. نتایج این بررسی نشان دادند، در شکل خاصی از توپی فن که در این

[1] RANS(Reynolds Averaged Navier Stokes)
[2] Spalart-Allmaras

مطالعه پیشنهاد شده است، به دلیل برهم‌کنش گرداب‌های روی توپی و تیغه‌ها، عملکرد فن از لحاظ میزان اتلافات و بازده بهبود یافته است. در مطالعات تاس و لو روی اثر فاصله لقی نوک تیغه، مشخص شد که وجود فاصله لقی و گرداب‌های ناشی از آن در منطقه نوک تیغه باعث افزایش سطح نویز در فن می‌شود[۱۲] و [۱۳]. به‌طوری‌که با اعمال یک تغییر کوچک در فاصله لقی نوک اثر چشم‌گیری بر روی بازده مکانیکی و سطح نویز مشاهده می‌شود. همچنین افزایش اندازه فاصله لقی نوک ، دبی حجمی جریان عبوری، اختلاف فشار و توان مصرفی فن را نیز تحت تأثیر قرار می‌دهد.

بررسی مطالعات مربوط به شبیه‌سازی جریان در فن‌های محوری حاکی از حضور گرداب‌ها و ناپایداری در نقاط نوک، سطح مکش و همین‌طور در منطقه پاشنه تیغه بوده که این ناپایداری‌ها موجب اتلاف انرژی سیال در راستای محوری گشته و درنتیجه کارکرد اصلی فن یعنی ایجاد دبی جریان در راستای محوری را متأثر می‌سازد؛ بنابراین در مطالعه حاضر با استفاده از شبیه‌سازی عددی، محدوده‌هایی از دبی جریان فن مورد بررسی که گسترش ناپایداری‌های مذکور در آنها شدیدتر است تعیین شده و بدین ترتیب محدوده‌های عملکردی پایدار و ناپایدار فن از یکدیگر مجزا می‌گردد. ازجمله نوآوری‌های کار حاضر بررسی تأثیر جریان نشتی نوک و حضور گردابه‌ها در مناطق نوک و پاشنه تیغه در جریان‌های حجمی مختلف و تعیین مقدار جریان‌های حجمی متناظر با ورود فن به منطقه واماندگی است.

۲- هندسه و مشخصات فن مورد بررسی

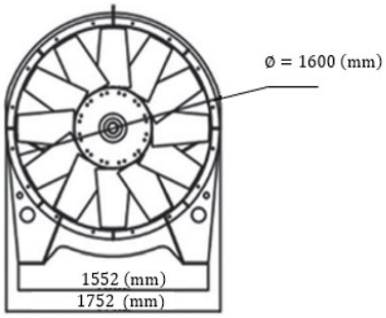
در مطالعه حاضر فن مربوط به مرجع[۸] به‌عنوان مورد مطالعاتی در نظر گرفته شده و مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. این فن دارای ۱۲ تیغه با هندسه تیغه متقارن و بیضی شکل است. نسبت قطر ریشه به پوسته برابر ۰/۴۲۵، فاصله لقی نوک تیغه برابر (mm) ۱۵ و فاصله لقی ریشه برابر (mm) ۱۰ است. همچنین طول کانال با مقطع مدور که فن در انتهای آن قرار گرفته است برابر (m) ۱۶ است. مشخصات هندسی و اطلاعات دقیق‌تر مربوط به فن مورد مطالعه در شکل **۱** و جدول **۱** ارائه شده است.

جدول (۱): مشخصات هندسی و عملکردی فن مورد مطالعه[۸]

مشخصه	اندازه	واحد
قطر فن	۱۶۰۰	mm
قطر ریشه	۵۸۰	mm
فاصله لقی نوک تیغه	۱۵	mm
فاصله لقی ریشه	۱۰	mm
نوع تیغه	بازگشت‌پذیر	-
زاویه نصب تیغه	۲۵	درجه
سرعت دورانی	۹۰۰	rpm
توان موتور	۹۰	kW
طول کانال ورودی	۱۶۰۰۰	mm

۳- معادلات حاکم

برای تعیین پارامترهای عملکردی و آئرودینامیکی فن لازم است معادلات بقای جرم و ممنتوم در ناحیه محاسباتی جریان سیال حل شوند. ازآنجاکه فن موردنظر در سرعت دورانی (rpm) ۹۰۰ تحت شبیه‌سازی عددی قرار گرفته است، مقدار بیشینه سرعت جریان از (m/s) ۸۰ متجاوز نیست؛ بنابراین عدد ماخ جریان کمتر از ۰/۳ بوده و لذا می‌توان جریان را تراکم‌ناپذیر فرض نمود.



شکل (۱): هندسه فن مورد مطالعه[۸]

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i}=0 \qquad (۱)$$

$$\rho\frac{\partial(u_iu_j)}{\partial x_i}=-\frac{\partial P}{\partial x_i}+\frac{\partial(2\mu S_{ij})}{\partial x_i} \qquad (۲)$$

$$S_{ij}=\frac{1}{2}(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i}) \qquad (۳)$$

$$u_i=\overline{u}_i+u_i' \qquad (۴)$$

$$\rho(u_j\frac{\partial\overline{u}_i}{\partial x_j})=-\frac{\partial\overline{P}}{\partial x_j}+\mu\frac{\partial^2\overline{u}_i}{\partial x_j\partial x_j}-\rho\overline{u_i'u_j'} \qquad (۵)$$

یکی از تفاوت‌های اصلی مدل‌های مختلف آشفتگی محاسبه ترم $\rho\overline{u_i'u_j'}$ است که به‌عنوان تنش‌های رینولدز شناخته می‌شود و توسط تقریب بوزینسکی[1] محاسبه می‌شود:

$$-\rho\overline{u_i'u_j'}=\mu_t(\frac{\partial u_i}{\partial x_j}+\frac{\partial u_j}{\partial x_i})-\frac{2}{3}\rho k\delta_{ij}$$

۴- پارامترهای عملکردی فن

پارامترهای عملکردی و آئرودینامیکی حائز اهمیت در یک فن محوری عبارت‌اند از: دبی حجمی، افزایش فشار کل به استاتیک، افزایش فشار کل به کل، توان ورودی شفت، بازده استاتیکی، بازده کل، ضریب جریان و ضریب هد. این پارامترها توسط روابط زیر محاسبه می‌شوند[۳]:

$$\Delta P_{ts}=P_2-P_{tot,1} \qquad (۷)$$

$$\eta_{ts}=\frac{Q.\Delta P_{ts}}{\dot{W}_{shaft}} \qquad (۸)$$

$$\eta_{tt}=\frac{Q.\Delta P_{tt}}{\dot{W}_{shaft}} \qquad (۹)$$

$$\dot{W}_{shaft}=\frac{T.\Omega}{\eta_{shaft}} \qquad (۱۰)$$

$$\phi=\frac{Q}{\frac{\pi}{8}\Omega D_{fan}{}^3} \qquad (۱۱)$$

$$\psi=\frac{\Delta P_{tt}}{\frac{1}{8}\rho\Omega^2 D_{fan}{}^2} \qquad (۱۲)$$

[1] Boussinesq

۵- شرایط مرزی

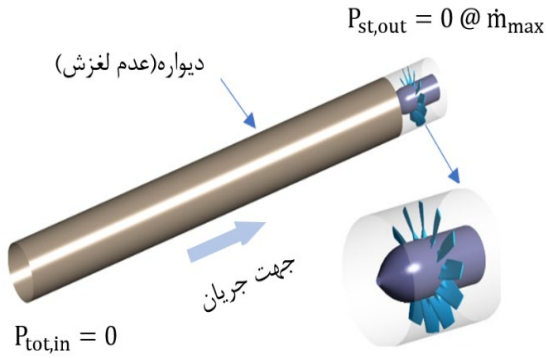
شرط مرزی پریودیک روی سطوح مشترک گذرگاه‌های جریان[2] و شرط عدم لغزش روی دیواره‌ها، تیغه‌ها و ریشه‌ها به‌کار گرفته شده است. همچنین با توجه به مشخص نبودن مقادیر سرعت و دبی جریان در دامنه‌های ورودی و خروجی فن، از شرط مرزی فشار استفاده شده است. مطابق مرجع[۸] در خروجی فن هوای اتمسفریک با شرایط فشار و دمای $P=88\ kpa\ ,T=27\ ℃$ وجود دارد. بنابراین شرط مرزی فشار استاتیکی در خروجی و ازآنجاکه هوا در ورودی کانال فن ساکن است، شرط مرزی فشار کل برابر صفر در ورودی در نظر گرفته شده است. فن مورد مطالعه فاقد تیغه هدایت کننده است. همچنین شبیه‌سازی در مرجع مختصات متحرک[3] که عمدتاً در حل مسائل توربوماشین‌ها کاربرد دارد انجام شده است[۱۴]. در سطح مشترک دیواره‌ها نیز نوع فصل مشترک، روتور یک‌تکه[4] در نظر گرفته شده است. میزان شدت آشفتگی که پارامتر مهم در تعیین شرایط مرزی است مطابق مرجع [۱۵] برابر ۵٪ در نظر گرفته شده است. این مقدار مطابق نتایج مطالعه انجام شده در مرجع [۱۶] تا ۳٪ نیز می‌تواند کاهش یابد. در شکل **۲** کانال ورودی، فن و شرایط مرزی مشاهده می‌شود.

۶- تولید هندسه و شبکه‌بندی

هندسه فن لوله محوری مورد مطالعه شامل دو بخش اصلی بوده که عبارت‌اند از کانال ورودی به طول (m) ۱۶ و بخش مربوط به تیغه‌های فن که این دو بخش در نرم‌افزار دیزاین مدلر تولید شده و به یکدیگر متصل می‌شوند. به‌منظور افزایش دقت، در حل مسائل توربوماشین‌ها از مدل آشفتگی $\mathrm{SST\ k-\omega}$ استفاده می‌گردد و ازآنجاکه این مدل نیاز به مقادیر کوچک y^+ در نزدیکی دیواره برای رسیدن به دقت مطلوب دارد[۱۷, ۱۸]، در صورت انجام شبیه‌سازی در کل گذرگاه‌های فن، تعداد مش تولیدی به طور قابل‌توجهی افزایش می‌یابد. ازآنجاکه مشخصات جریان در محدوده عملکردی پایدار فن در راستای محوری دستخوش تغییرات می‌شود و نه در راستای محیطی، معمولاً محققان یک یا چند گذرگاه از توربوماشین را مورد شبیه‌سازی قرار می‌دهند[۱۹]. در مطالعه حاضر نیز ابتدا

[2] Passage
[3] Moving Reference Frame (MRF)
[4] Frozen Rotor

تولید مش و حل عددی صرفاً برای یکی از گذرگاه‌های دوازده‌گانه فن انجام شده است. با این تفاسیر تعداد مش تولیدی در نرم‌افزار توربوگرید برای هر یک از گذرگاه‌های جریان حدود ۲ میلیون در نظر گرفته شده است. در گام بعدی تولید شبکه و حل مسئله روی فن کامل(کل گذرگاه‌های دوازده‌گانه جریان فن) صورت گرفته و نتایج با نتایج حل تک گذرگاه مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. تطابق قابل‌قبول حل عددی به‌صورت تک گذرگاه و همچنین فن کامل با نتایج تجربی موجود در مرجع[۸] در بخش نتایج ارائه شده است. در شکل **۳** جزئیات مربوط به هندسه تولید شده و شبکه محاسباتی برای یک گذرگاه و در شکل **۴** شبکه تولید شده در فن کامل نشان داده شده است.



شکل (۲): فن، کانال ورودی و شرایط مرزی حاکم بر مسئله

۷- استقلال نتایج از شبکه محاسباتی

برای ایجاد شبکه در مطالعه حاضر از نرم‌افزار توربوگرید استفاده شده است. جهت اطمینان از مناسب‌بودن تعداد شبکه‌بندی در نظر گرفته شده در این مطالعه، دبی جریان (30 m3/s) به‌عنوان جریان هدف در نظر گرفته شده و در این جریان تغییرات پارامتر افزایش فشار کل در ۴ حالت مختلف شبکه‌بندی و با تعداد المان‌های ۱۲۰۰۰۰۰۰، ۲۰۰۰۰۰۰۰، ۲۴۰۰۰۰۰۰ و ۲۸۰۰۰۰۰۰ گزارش شده است. همان‌گونه که در شکل ۵ نشان‌داده‌شده است با افزایش تعداد المان‌ها از کمترین مقدار آن تا ۲۴۰۰۰۰۰۰۰ مش تغییرات کمیت افزایش فشار کل قابل‌توجه بوده؛ اما در تعداد مش بالاتر از ۲۴۰۰۰۰۰۰ تفاوت زیادی در مقدار گزارش شده برای این کمیت مشاهده نمی‌شود؛ بنابراین تعداد المان ۲۴۰۰۰۰۰۰ به‌عنوان شبکه‌بندی مناسب جهت استخراج نتایج به‌کارگرفته‌شده است.

۸- حل عددی و تنظیم مشخصه‌ها

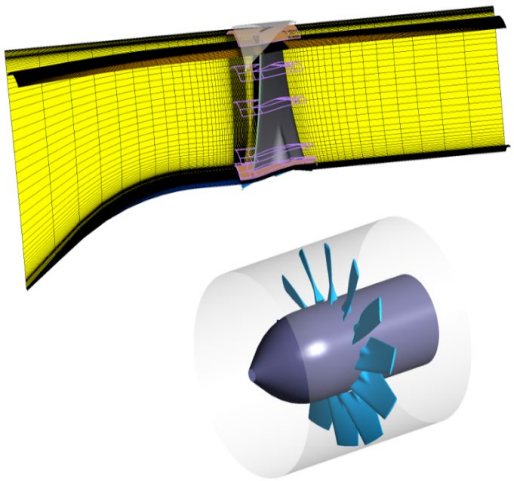
پس از ایجاد هندسه و تولید شبکه محاسباتی، به حل معادلات بقای جرم و مومنتوم با نگرش حجم محدود و با استفاده از حلگر سی اف اکس[1] پرداخته شده است. از مزایای به‌کارگیری این حل گر داشتن بخش پیش‌پردازش توربو مود[2] است که به‌صورت ویژه جهت حل مسائل توربوماشین‌ها تعریف شده و در آن می‌توان به تعریف اجزاء دوار و غیر دوار، تعریف فیزیک مسئله، تعریف سطوح رابط و تعیین شرایط مرزی پرداخت. در این حل گر میدان سرعت و فشار به‌صورت کوپل حل می‌گردند. در شبیه‌سازی حاضر دقت حل از مرتبه دوم، گسسته‌سازی معادلات ممنتوم به روش کیفیت بالا[3] و میان‌یابی مقادیر فشار توسط رویکرد ریه و چاو[4] انجام شده است. معیار همگرایی برابر 10^{-6} تنظیم و از پردازشگر Intel Core i7- 8G-1.8 GH به‌صورت موازی برای حل استفاده شده است. مدت‌زمان موردنیاز برای رسیدن به همگرایی موردنظر در هر مرحله حدود ۲۴ ساعت است.

۹- انتخاب مدل آشفتگی مناسب جهت شبیه‌سازی آشفتگی جریان

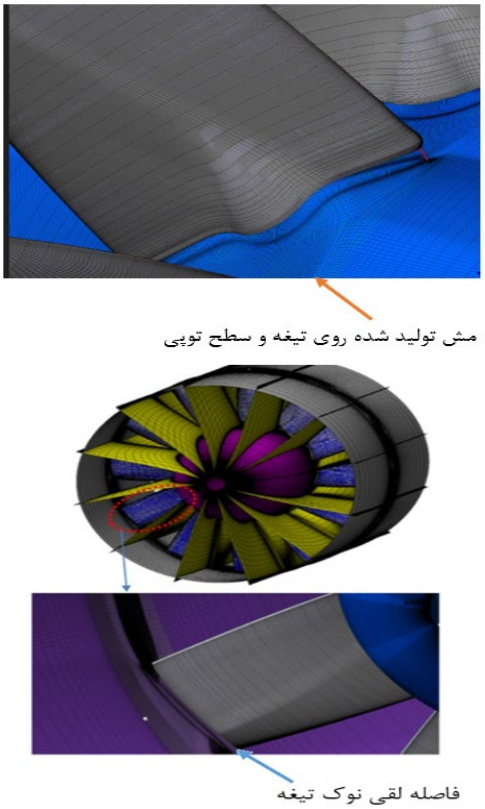
با توجه به پیشینه تحقیق بررسی شده در بحث شبیه‌سازی آشفتگی جریان در توربوماشین‌ها، می‌توان به‌کارگیری مدل‌های ناویر استوکس با میانگین‌گیری رینولدز را در شبیه‌سازی آشفتگی جریان فن مورد مطالعه پیشنهاد نمود[۸] و [۹] و [۱۰]. در بین مدل‌های آشفتگی مذکور، مدل آشفتگی $k-\varepsilon$ به‌تنهایی قادر به پیش‌بینی گرادیان‌های نزدیک دیواره نیست و برای شبیه‌سازی جریان در نقاط دور از دیواره نتایج بهتری ارائه می‌دهد. درحالی‌که مدل استاندارد $k-\omega$ درصورتی‌که از مش‌های ریز در نزدیکی دیوار استفاده شود، توانایی حل جریان در نقاط نزدیک به دیواره را خواهد داشت. همچنین مدل $k-\omega$ در جریان‌های با رینولدز پایین پاسخ‌های بهتری ارائه می‌دهد. مشکل اصلی این مدل این است که نسبت به تغییرات جریان در بیرون لایه‌مرزی حساسیت بالایی دارد[۱۸]. مدل توربولانس $SST\ k-\omega$ یک مدل هیبریدی است که مزایای هر دو مدل $k-\omega$ و $k-\varepsilon$ را با سوئیچ کردن بین این دو مدل در فواصل مختلف از دیواره دارا می‌باشد. مدل $SST\ k-\omega$ از مدل $k-\omega$ در نقاط نزدیک جداره استفاده کرده و در منطقه جریان آزاد

[1] CFX
[2] Turbo Mode
[3] High Resolution
[4] Rhie and Chow

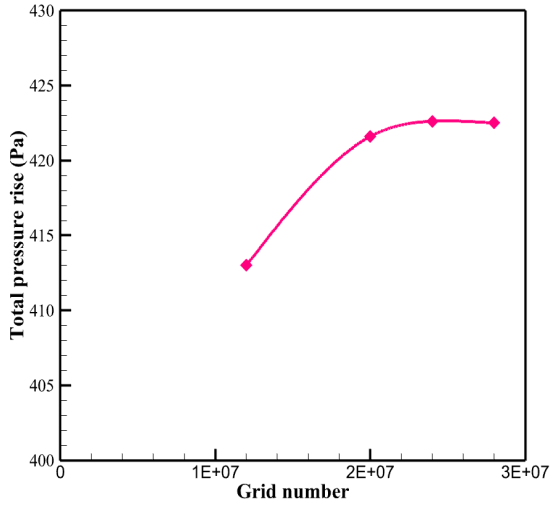
مدل $k-\varepsilon$ را به کار می‌گیرد. این مدل ترکیبی حساسیت کمتری به شرایط جریان آزاد داشته درحالی‌که در قیاس با مدل $k-\varepsilon$ نتایج بهتری در نزدیکی دیواره ارائه می‌دهد[۲۰] و [۱۷]. مطابق آنچه در بخش پیشینه تحقیق و در بخش مدل‌های آشفتگی رایج در شبیه‌سازی جریان فن بیان شده است، نتایج حاصل از به‌کارگیری مدل $SST\ k-\omega$ تطابق بهتری با نتایج تجربی نشان داده و به‌عنوان مدل پیشنهادی در شبیه‌سازی آشفتگی جریان در مطالعه حاضر در نظر گرفته می‌شود.



شکل (۳): نمای ایزومتریک فن به همراه مش تولید شده در یک گذرگاه



شکل (۴): مش تولید شده درگذرگاه‌های دوازده‌گانه فن



شکل (۵): بررسی استقلال نتایج از شبکه در حل عددی

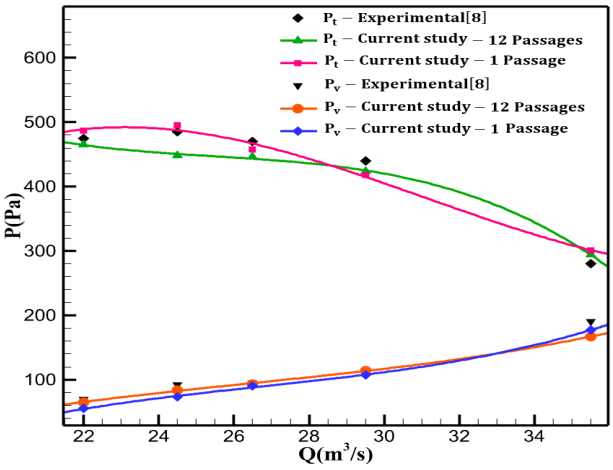
۱۰- نتایج و بحث

منحنی عملکرد فن که به‌صورت نمودار افزایش فشار کل برحسب دبی جریان فن ارائه می‌شود، مهم‌ترین منحنی در تشریح عملکرد یک فن است. به‌منظور صحت‌سنجی نتایج، در شکل ۶ منحنی عملکرد حاصل از شبیه‌سازی عددی فن در یک گذرگاه و همچنین دوازده گذرگاه فن و در دور عملکردی ۹۰۰ rpm، با منحنی حاصل از نتایج تجربی موجود در مرجع [۸] مورد مقایسه قرار گرفته است. مطابق شکل ۶ نتایج عددی در حالت حل تک گذرگاه و همچنین فن کامل با دوازده گذرگاه، هم‌خوانی مناسبی با نتایج تجربی دارد. منحنی عملکرد فن نشان می‌دهد فن موردنظر در محدوده دبی جریان بالاتر از (m3/s) ۲۶ در ناحیه عملکردی پایدار قرار گرفته و فن می‌تواند نقش افزایش فشار استاتیکی جریان عبوری از تیغه‌ها را به‌خوبی ایفا کند. با کاهش دبی جریان از (m3/s) ۲۶ فن به‌تدریج وارد منطقه ناپایدار عملکردی می‌شود. در ادامه بخش نتایج دلایل فیزیکی وقوع چنین تغییراتی در عملکرد فن بر اساس نتایج کیفی شبیه‌سازی حاضر به‌طور کامل شرح داده خواهد شد. همچنین درصد خطای نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی حاضر برای یک گذرگاه فن، نسبت به نتایج تجربی موجود در مرجع [۸] در جدول ۲ ارائه شده است.

در شکل ۷ تغییرات ضریب هد بی‌بعد برحسب ضریب جریان بی‌بعد نشان داده شده است. روابط مربوط به محاسبه این ضرایب در معادلات ۱۱ و ۱۲ ارائه شده‌اند. تغییرات ضریب هد که بر اساس اختلاف فشار کل تعریف

می‌شود، نشان می‌دهد که فن مورد بررسی به ازای ضرایب جریان کمتر از ۰/۱۷ دچار افت عملکرد گشته و نمی‌تواند موجب افزایش هد جریان اصلی گردد.

بازده فن که یکی از مهم‌ترین پارامترها در فرایند طراحی و ساخت فن‌هاست، در هر نقطه از محدوده عملکردی فن قابل‌محاسبه است. رابطه تعیین بازده کل در معادله ۹ ارائه شده است. طبق معادله ۹ برای تعیین مقدار بازده کل لازم است توان مصرفی فن تعیین گردد. در شبیه‌سازی عددی مقدار توان مصرفی بر اساس گشتاور اعمالی روی شفت و مطابق معادله ۱۰ قابل‌محاسبه است. در شکل **۸** نمودار بازده فن ترسیم شده است.

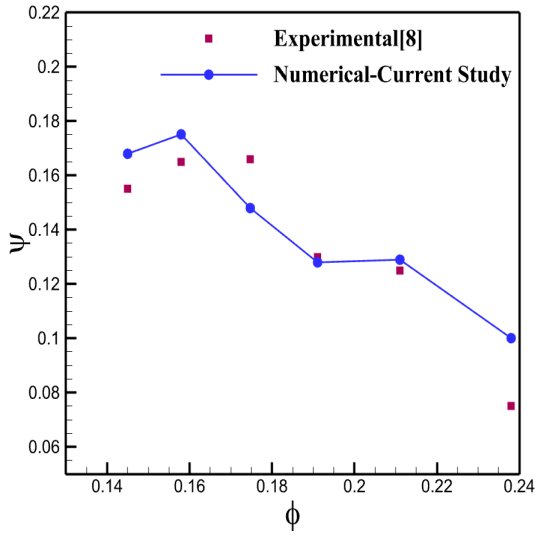


شکل (۶): اعتبار سنجی نتایج حل عددی برای یک گذرگاه و ۱۲ گذرگاه فن با نتایج تجربی

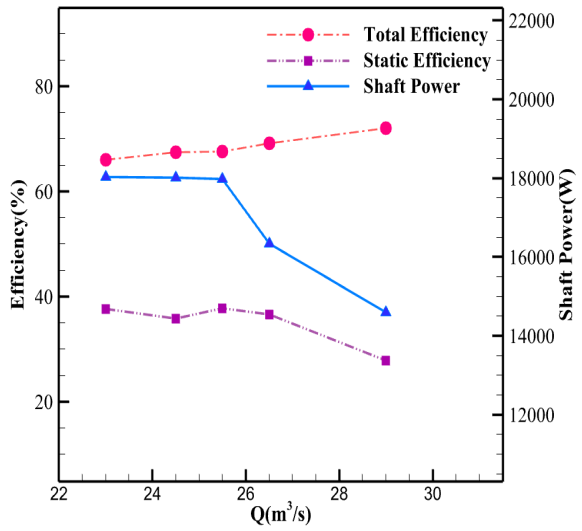
جدول (۲): درصد خطای نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی حاضر نسبت به نتایج تجربی مرجع [۸]

دبی حجمی(m^3/s)	درصد خطای پارامتر افزایش فشار کل(٪)
۲۲	۴/۲۱
۲۴	۲/۰۴
۲۶	۲/۰۸
۳۰	۴/۳۴
۳۵	۶/۸۹

در شکل‌های **۹** و **۱۰** منحنی افزایش فشار کل و فشار استاتیکی جریان درگذرگاه‌های فن و در جریان حجمی(m^3/s) ۲۷ و ۳۵ با یکدیگر مقایسه شده‌اند. بخش گذرگاه فن (غیر از کانال ورودی) به سه قسمت گذرگاه ورودی، گذرگاه اصلی(فاصله بین لبه حمله تا فرار تیغه‌ها) و گذرگاه خروجی تقسیم‌بندی شده است. مهم‌ترین نکات قابل بررسی در شکل‌های **۹** و **۱۰** عبارت‌اند از: اولاً بیشترین افزایش فشار کل و فشار استاتیکی در بخش گذرگاه اصلی فن اتفاق می‌افتد. ثانیاً با کاهش جریان حجمی فن، میزان افزایش فشار درگذرگاه اصلی فن افزایش می‌یابد. درواقع هرچه دبی جریان و درنتیجه مؤلفه محوری سرعت پایین‌تر باشد، زاویه حمله جریان روی تیغه افزایش یافته که این منجر به افزایش ضریب فشار روی تیغه گشته و درنتیجه میزان افزایش فشار روی تیغه در این جریان‌های حجمی بیشتر است. این روند تا رسیدن به زاویه حمله بحرانی ادامه

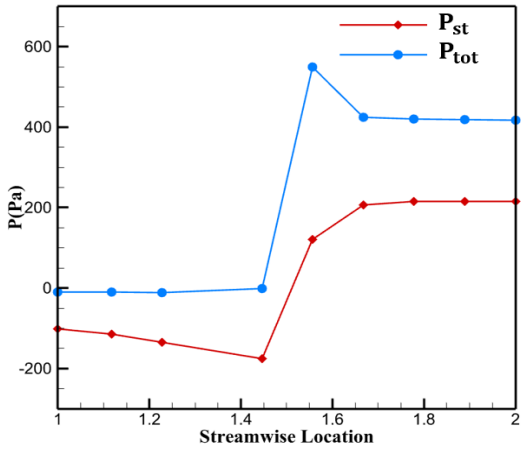


شکل (۷): تغییرات ضریب هد بی‌بعد بر حسب ضریب جریان بی‌بعد

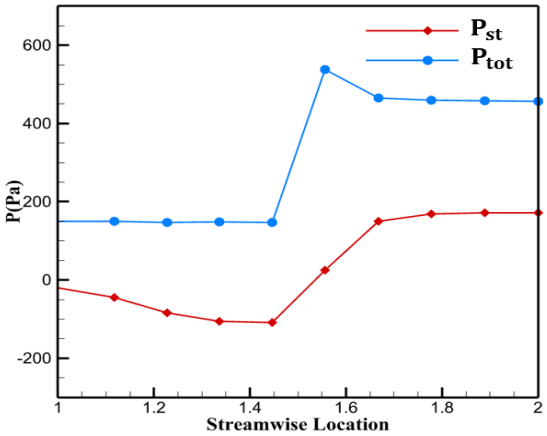


شکل (۸): نمودار تغییرات بازده کل، بازده استاتیکی و توان مصرفی فن

یافته و بعد از آن جریان روی تیغه استال شده و فرایند افزایش فشار روی تیغه متوقف می‌گردد. فرایند تشریح شده منجر به تشکیل منحنی عملکرد فن مطابق شکل **۶** می‌گردد.

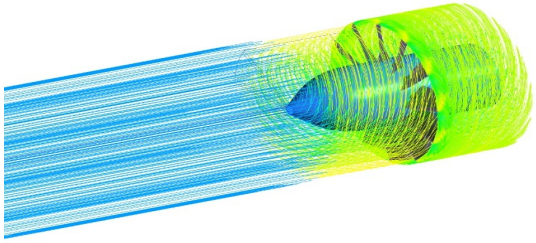


شکل (۹): تغییرات فشار استاتیکی و فشار کل در عبور جریان از گذرگاه فن در جریان حجمی $Q=27\ (m^3/s)$

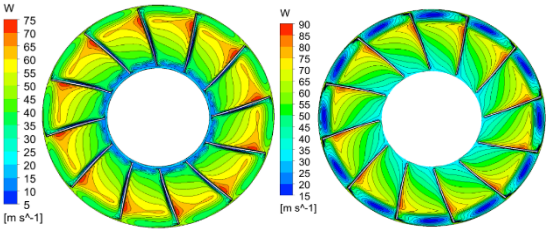


شکل (۱۰): تغییرات فشار استاتیکی و فشار کل در عبور جریان از گذرگاه فن در جریان حجمی $Q=35\ (m^3/s)$

ازآنجاکه شناخت ناپایداری‌ها، عوامل ایجاد، تعیین محدوده‌های گسترش و همچنین کنترل آن‌ها تأثیر بسزایی در کاهش توان مصرفی و درنتیجه افزایش کارایی فن‌ها دارد، در مطالعه حاضر پس از شبیه‌سازی عددی و سه‌بعدی فن موردنظر، نتایج به‌صورت کیفی نیز مورد تحلیل قرار گرفتند. در شکل **۱۱** خطوط جریان در محدوده کانال ورودی و گذرگاه‌های اصلی عبور جریان در فن دیده می‌شوند. مقایسه مقادیر سرعت نسبی جریان روی لبه‌های حمله و فرار تیغه‌ها در شکل **۱۲** بیانگر کاهش سرعت نسبی جریان به همراه افزایش فشار در عبور از تیغه‌های فن است.



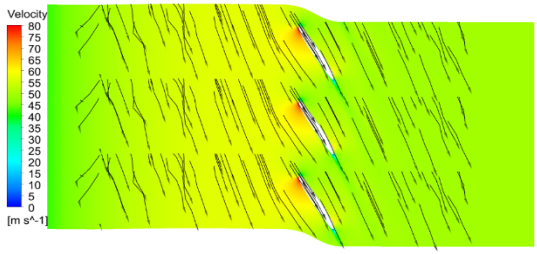
شکل(۱۱): خطوط جریان در دبی حجمی ثابت $Q=30\ (m^3/s)$



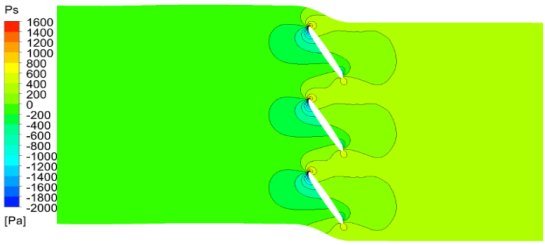
(ب) (الف)

شکل (۱۲): تغییرات سرعت نسبی در جریان حجمی $۲۶(m^3/s)$ (الف): روی لبه حمله تیغه (ب): روی لبه فرار تیغه

افزایش فشار استاتیکی در محدوده جریان‌های حجمی پایدار درگذر از تیغه‌ها که همان کارکرد مورد انتظار فن در محدوده عملکردی طراحی است، در شکل‌های ۱۳ و ۱۴ در نمای تیغه به تیغه و در ۵۰٪ طول تیغه نشان داده شده است. بررسی خطوط جریان در شکل ۱۵ بیانگر این است که در نقاط حدود ۰/۱ طول تیغه(نقاط نزدیک به ریشه و سطح توپی) گسترش ناپایداری و گرداب شدیدتر بوده و هرچه به سمت نقاطی با طول بیشتر از تیغه حرکت کنیم خطوط جریان پایدارتر می‌شوند. مجدداً با رسیدن به نقاطی با فاصله حدود ۰/۹ طول تیغه(نقاط نزدیک به نوک) انحراف خطوط جریان از سطح تیغه به دلیل ناپایداری‌های موجود در این منطقه مشهود است.

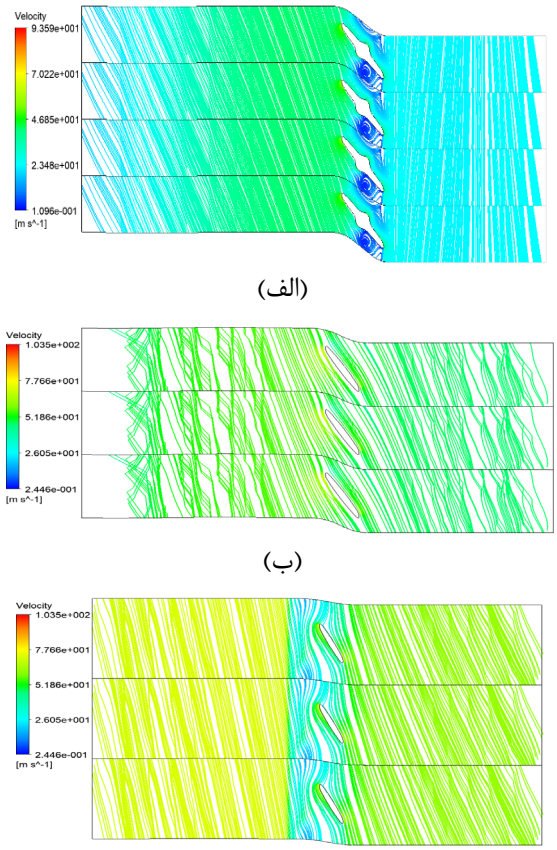


شکل (۱۳): بردارهای سرعت در نمای تیغه به تیغه و در ۵۰٪ طول تیغه



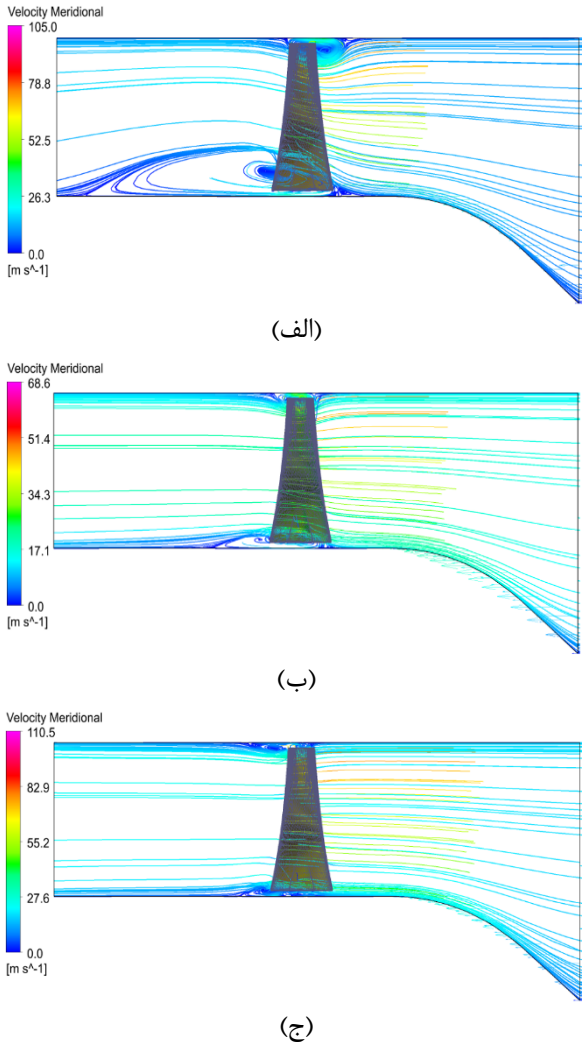
شکل (۱۴): تغییرات فشار استاتیکی روی تیغه‌ها در ۵۰٪ طول تیغه

برای اینکه بتوان قیاسی بین خطوط جریان در محدوده پایدار فن با محدوده واماندگی داشت، خطوط جریان در نمای نصف‌النهاری در جریان عبوری فن با دبی حجمی (m^3/s) ۲۲ تا (m^3/s) ۳۶ در شکل **۱۶** ترسیم شده‌اند. خطوط جریان در شکل **۱۶** بیانگر وجود گرداب و ناپایداری در منطقه نوک تیغه در هر دو محدوده عملکردی پایدار و واماندگی فن هستند. این گرداب‌ها که در منطقه فاصله لقی نوک تیغه و در اثر اختلاف فشار بین سطوح فشار و مکش تیغه ایجاد می‌شوند، با جریان‌های عبوری از گذرگاه‌ها ترکیب شده و یک گرداب مارپیچ به نام گرداب نشتی نوک ایجاد می‌کنند. عملکرد فن شدیداً تحت تأثیر رفتار این گرداب مارپیچ قرار گرفته و با افت انرژی جریان در راستای محوری و درنتیجه کاهش بازده و افزایش سطح صدای تولیدی مواجه می‌گردد[۳, ۱۲, ۲۱]. دسته‌ی دیگری از ناپایداری‌ها که در منطقه ریشه، روی سطح توپی و همچنین سطح مکش تیغه و در اثر جدایش جریان در زوایای حمله بالاتر ایجاد می‌شوند، در دبی‌های جریان کمتر گسترش یافته و درنتیجه فن را از محدوده عملکردی بهینه خارج کرده و وارد محدوده عملکردی واماندگی می‌نماید[۲۲].



شکل (۱۵): خطوط جریان در نمای تیغه به تیغه (الف) در ۱۰٪ طول تیغه(نزدیک ریشه تیغه)، (ب) در ۵۰٪ طول تیغه و (ج) در ۹۰٪ طول تیغه(نزدیک نوک)

همان‌گونه که در شکل ۱۶ دیده می‌شود، گسترش ناپایداری‌های منطقه ریشه و سطح مکش تیغه‌های فن مورد بررسی، در جریان‌های کمتر از (m^3/s) ۲۶ بسیار شدیدتر می‌باشد و این امر موجب افت عملکرد فن در افزایش فشار استاتیکی و ورود به منطقه استال است.



شکل (۱۶): خطوط جریان در نمای نصف‌النهاری روی تیغه الف) Q=22 (m^3/s) ب) Q=30 (m3/s) ج) Q=36 (m3/s)

این در حالی است که خطوط جریان در جریان‌های با دبی حجمی بیشتر از (m^3/s) ۲۶ از یکنواختی مناسبی برخوردار بوده و انحراف کمتری در خطوط جریان منطقه ریشه تیغه در آن‌ها مشاهده می‌شود.

در ادامه می‌توان بر اساس گسترش گرداب‌ها در محدوده ریشه و نوک تیغه، محدوده عملکردی فن را در دو ناحیه پایدار(جریان‌های حجمی بالاتر از(m^3/s) ۲۶) و ناحیه عملکردی ناپایدار(جریان‌های حجمی کمتر از

(m^3/s) ۲۶ تقسیم‌بندی نمود. در منحنی عملکرد شکل **۱۷** محدوده‌های پایدار و ناپایدار عملکردی فن و خطوط جریان مربوط به هر منطقه نشان داده شده‌اند.

۱۱- نتیجه‌گیری

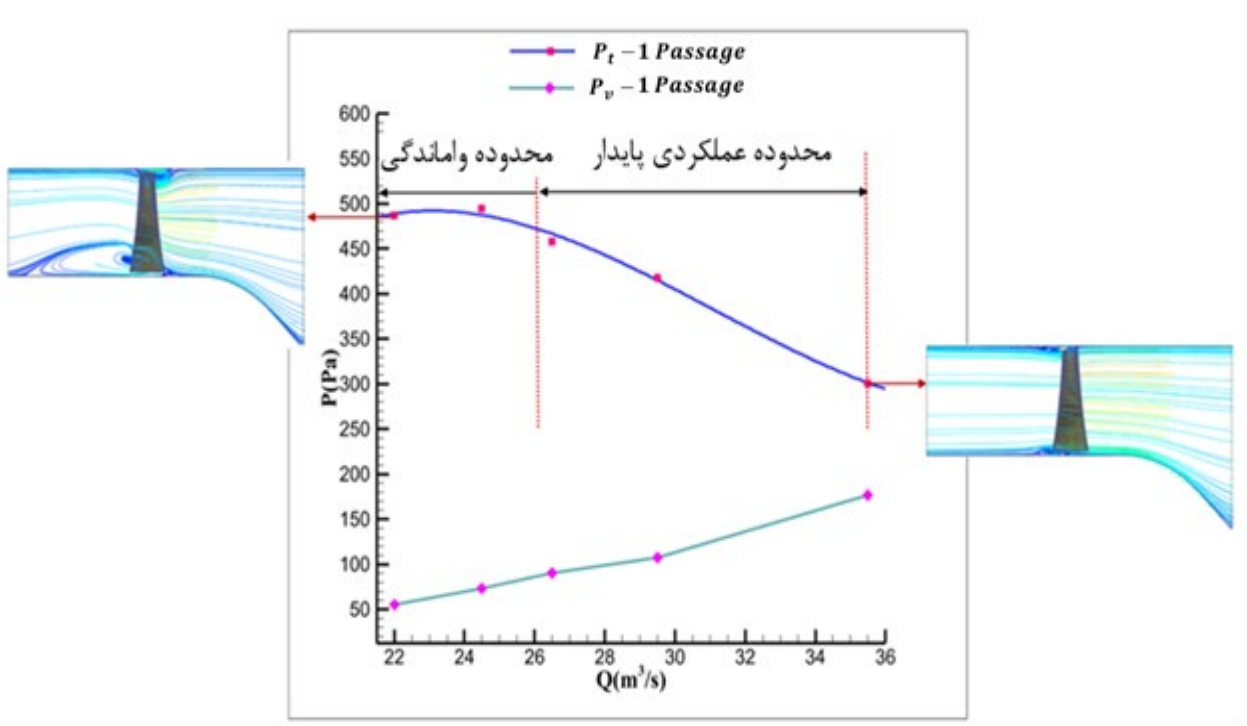
در مطالعه حاضر یک فن محوری بازگشت‌پذیر مورد تحلیل عددی قرار گرفته است. نتایج این مطالعه به شرح زیر ارائه می‌گردد:

۱- پارامترهای عملکردی فن مانند دبی جریان، افزایش فشار استاتیکی و فشار کل، فشار دینامیکی و بازده محاسبه شده و در قالب منحنی عملکرد که یکی از مهم‌ترین مشخصات عملکردی فن‌هاست ارائه شده است. بررسی منحنی عملکرد فن نشان می‌دهد فن موردنظر در محدوده دبی جریان بالاتر از (m^3/s)۲۶ در ناحیه عملکردی پایدار قرار گرفته و درحالی‌که مشخصات استال و گسترش ناپایداری هنوز در آن مشاهده نشده است، فن می‌تواند نقش افزایش فشار استاتیکی جریان عبوری از تیغه‌ها را به‌خوبی ایفا کند

۲- بررسی کیفی خطوط جریان و گرداب‌ها نشان می‌دهد که با کاهش دبی جریان از (m^3/s) ۲۶در اثر افزایش زاویه حمله در لبه ورودی تیغه، گسترش گرداب‌های منطقه ریشه تیغه شدیدتر شده و فن به‌تدریج وارد منطقه ناپایدار می‌شود. بنابراین محدوده جریان‌های کمتر از (m^3/s) ۲۶ به‌عنوان محدوده عملکردی ناپایدار فن شناخته می‌شود.

۳- بیشترین ناپایداری و گرداب در منطقه نوک تیغه ناشی از جریان نشتی در فاصله لقی نوک تیغه و همچنین روی سطح مکش تیغه ناشی از جدایش دیده می‌شود که می‌توان با استفاده از روش‌های کنترل جریان روی سطح تیغه این ناپایداری‌ها را کاهش داد.

۴- با توجه به تطابق قابل‌قبول نتایج حل عددی حاضر با نتایج تجربی می‌توان گفت استفاده از مدل آشفتگی $\mathrm{SST\ k-\omega}$ می‌تواند دقت خوبی در مدل‌سازی عددی فن داشته باشد. ازآنجاکه مدل آشفتگی مذکور نیاز به مش‌های ریزتری در نزدیکی دیواره دارد، افزایش تعداد مش امری اجتناب‌ناپذیر است که البته می‌توان با مدل‌سازی یک گذرگاه از فن، حجم و زمان محاسبات را کاهش داد.



شکل(۱۷): محدوده‌های عملکردی پایدار و ناپایدار فن و خطوط جریان متناظر

۱۲- مراجع

1. Spasić, Ž., Jovanović, M., And Bogdanović-Jovanović, J. "Design And Performance of Low-Pressure Reversible Axial Fan with Doubly Curved Profiles of Blades", J Mech Sci Technol, Vol. 32, No. 8, pp. 3707-3712, 2018. DOI:10.1007/S12206-018-0723-6
2. Mckenzie, A. B. "Axial Flow Fans and Compressors", Aerodynamic Design and Performance, 1997.
3. Keklikoglu, H. "Design, Construction and Performance Evaluation of Axial Flow Fans", PhD Dissertation, Middle East Technical University, 2019.
4. Bleier, F. P. "Fan Handbook: Selection, Application, and Design", Mcgraw-Hill., 1998.
5. Moghadam, S. M. A., Meinke, M., and Schröder, W., "Analysis of Tip-Leakage Flow in an Axial Fan at Varying Tip-Gap Sizes and Operating Conditions", Computers And Fluids, Vol. 183, No. 4, pp. 107-129,2019. DOI: 10.1016/J.Compfluid.2019.01.014
6. Lee, H., Park, K., and Choi, H., "Experimental Investigation of Tip-Leakage Flow in an Axial Flow Fan at Various Flow Rates", J Mech Sci Technol, Vol. 33, No. 3, pp.1271-1278,2019. DOI:10.1007/S12206-019-0227-Z
7. Benedek, T., Vad, J., and Lendvai, B., "Combined Acoustic and Aerodynamic Investigation of the Effect of Inlet Geometry on Tip Leakage Flow Noise of Free-Inlet Free-Exhaust Low-Speed Axial Flow Fans", Appl Acoust, Vol. 187, Pp. 108488, 2022.DOI: 10.1016/J.Apacoust.2021.108488
8. Abdolmaleki, M., Mohammadian Bishe, E., Afshin, H., and Farhanieh, B. "Numerical And Experimental Study Of A Reversible Axial Flow Fan", Int J Comput Fluid, Vol. 34, No. 3, pp. 173-186, 2020. DOI: 10.1080/10618562.2020.1721481
9. Wang, J., and Kruyt, N. P. "Computational Fluid Dynamics Simulations of Aerodynamic Performance of Low-Pressure Axial Fans with Small Hub-to-Tip Diameter Ratio" , J Fluid Eng-T Asme, Vol. 142, No. 9, pp. 091202, 2020. DOI: 10.1115/1.4047120
10. Abdolmaleki, M., Afshin, H., and Farhanieh, B., "Performance Analysis of Elliptic-Profile Airfoil Cascade for Designing Reversible Axial Flow Fans", AIAA J, Vol. 57, No. 4, pp. 1492-1501, 2019. DOI: 10.1063/5.0143486
11. Jung, J. H., And Joo, W.-G., "The Effect of the Entrance Hub Geometry on the Efficiency in an Axial Flow Fan", Int J Refrig, Vol. 101, pp.90-97,2019. DOI:10.1016/J.Ijrefrig.2019.02.026
12. Tóth, B., and Vad, J. "Algorithmic Localisation of Noise Sources in the Tip Region of a Low-Speed Axial Flow Fan", J Sound Vib, Vol. 393, pp. 425-441, 2017. DOI: 10.1016/J.Jsv.2017.01.011
13. Luo, B., Chu, W., and Zhang, H., "Tip Leakage Flow and Aeroacoustics Analysis of a Low-Speed Axial Fan," Aerosp Sci Technol, Vol. 98, pp. 105700, 2020. DOI: 10.1016/J.Ast.2020.105700
14. Gullberg, P., and Sengupta, R. "Axial Fan Performance Predictions in CFD, Comparison of MRF and Sliding Mesh with Experiments", 0148-7191, Sae Technical Paper, 2011.
15. Tian, W., Ozbay, A., Wang, X., and Hu, H. "Experimental Investigation on the Wake Interference Among Wind Turbines Sited in Atmospheric Boundary Layer Winds", Acta Mech Sinica, Vol. 33, pp. 742-753, 2017. DOI: 10.1007/S10409-017-0684-5
16. Ghorbanian, K., Soltani, M. R., and Manshadi, M. D. "Experimental Investigation on Turbulence Intensity Reduction in Subsonic Wind Tunnels", Aerosp Sci Technol, Vol. 15, No. 2, pp. 137-147, 2011. DOI: 10.1016/J.Ast.2010.06.009
17. Wilcox, D. C. "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models", Aiaa J, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310, 1988. DOI: 10.2514/3.10041
18. Menter, F. R. "Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications", Aiaa Journal, Vol. 32, No. 8, pp. 1598-1605, 1994. DOI: 10.2514/3.12149
19. Khoshnejad, A., Ebrahimi, R., and Pouryoussefi, S. G. "Numerical Investigation Of Plasma Actuator Induced Forcing Direction on the Performance of a Low-Speed Isolated Axial Compressor Rotor", J Electrostat, Vol. 118, pp. 103732,2022.DOI: 10.1016/J.Elstat.2022.103732
20. Menter, F. R., Kuntz, M., and Langtry, R. "Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model", Turbulence, Heat Mass Transfer, Vol. 4, No. 1, pp. 625-632, 2003
21. Anzalotta, C., Joshi, K., Fernandez, E., and Bhattacharya, S. "Effect of Forcing the Tip-Gap of a NACA0065 Airfoil Using Plasma Actuators: a Proof-Of-Concept Study," Aerosp Sci Technol, Vol. 107, Pp. 106268, 2020. DOI: 10.1016/J.Ast.2020.106268
22. R. K. Turton, "Principles of Turbomachinery", Chapman and Hall., 1995.