

بررسی عددی و تجربی تغییر زاویه فرار پره و قطر مکش فن، بر ظرفیت مشعل
The numerical and experimental study of a blower's trailing edge and suction diameter on a specified burner capacity

قربانعلی میرزازاده^۱، وحید عزیزی^۲، امیر اخوت^{۳*}، زهرا نوری^۴

۱- کارشناس ارشد مکانیک، ریاست شرکت پاکمن، اصفهان، mirzazadeh_gh@yahoo.com

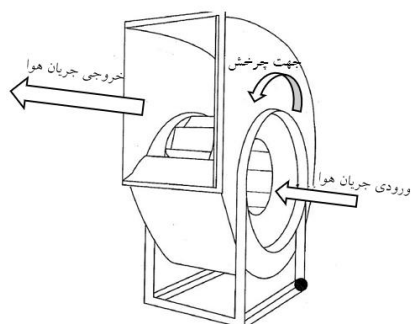
۲- کارشناس ارشد مکانیک، مدیریت کارخانه طراحی و تولید مشعل، شرکت پاکمن، اصفهان، vah.azizi@gmail.com

۳- کارشناس ارشد مکانیک، مدیریت واحد تحقیق و توسعه کارخانه طراحی و تولید مشعل، شرکت پاکمن، اصفهان، amir.okhovat@gmail.com

۴- کارشناس ارشد مکانیک، کارشناس واحد تحقیق و توسعه کارخانه طراحی و تولید مشعل، شرکت پاکمن، اصفهان، znu.fluidmech@gmail.com

چکیده

جریان هوا به صورت نیروی گریز از مرکز است. در فن‌های گریز از مرکز، مطابق شکل ۱ جریان هوا، موازی محور پروانه وارد می‌شود و پس از آن که انرژی ناشی از نیروی گریز از مرکز به جریان هوا اعمال شد، جریان هوا به صورت شعاعی از پروانه فن خارج می‌شود.



شکل ۱- شماتیک فن گریز از مرکز [2]

فن‌های گریز از مرکز با پره‌های عقب‌گرد^۴ برای مصارفی که فشار بالایی ایجاد می‌کنند، مناسب هستند. این فن‌ها بازدهی بالاتر دارند و توان مصرفی آن‌ها با افزایش دبی جریان هوا کاهش می‌یابد. [1] دینک و همکاران [4] پنج مدل پروانه با زاویه‌های مختلف خروجی پره، در فن گریز از مرکز را بررسی کردند. در این تحقیق، نوسان فشار در اطراف پره فن مورد بررسی قرار گرفت و نتایج بیانگر تاثیرات عمده در عملکرد فن‌های گریز از مرکز است. فشار کل و بازده فن در زاویه خروجی ۲۹/۵ درجه در بیشترین حالت خود قرار دارد.

جانگ و همکاران [5] تیغه‌ی فن گریز از مرکز را به چهار قسمت تقسیم کردند و توانستند با بهینه‌سازی شکل ایرفویل، فشار استاتیک در کانال را یکنواخت کنند و جدایش جریان در لبه حمله پره را کاهش دهند. جین و همکاران [6] با استفاده از روش عددی، جریان داخلی و بازده فن گریز از مرکز را مورد ارزیابی قرار دادند. آنها منحنی عملکرد، فشار استاتیک، فشار کل را در زوایای حمله مختلف بررسی کردند و دریافتند که بازده فن در زاویه حمله ۸ درجه در بیشترین حالت خود قرار دارد. ژونژی و همکاران [7] اثر افزایش لبه پره‌ها و افزایش قطر پروانه در عملکرد فن سانتریفیوژ را مورد بررسی قرار دادند. آن‌ها طی بررسی‌های خود دریافتند که با بزرگ‌تر شدن پروانه، بازده فن کاهش می‌یابد.

در این مقاله به بررسی میزان هوادهی فن‌های طراحی شده برای مشعل با ظرفیت حرارتی ۱۲ مگاوات که در شکل ۲ نشان داده شده است، در شرایط سطح دریا پرداخته شده است. مقدار دبی هوای ورودی به مشعل از طریق دمپرها و اکچواتور تنظیم می‌شود. سری احتراقی مشعل وظیفه ایجاد اغتشاش و ترکیب سوخت و هوا را برعهده دارد. شعله پوش خارجی با تنظیم سرعت خروجی مخلوط سوخت و هوا، منطقه‌ای مطلوب از نظر ترکیب مناسب سوخت و هوا، جهت انجام فرآیند احتراق ایجاد می‌کند.

فن‌ها با افزایش فشار یا سرعت سیال توسط یک جز چرخان، انرژی را به سیال انتقال می‌دهند. فن‌های گریز از مرکز^۱ شامل پوسته^۲، پروانه^۳ و الکتروموتور^۴ می‌باشند. در فن‌های گریز از مرکز، هوا در امتداد محور چرخش پروانه وارد می‌شود و به طور مماسی از پروانه فن خارج می‌گردد. این فن‌ها در مشعل‌ها، وظیفه تأمین هوای احتراق را دارند. دبی هوای مورد نیاز مشعل با توجه به معادلات استوکیومتری احتراق سوخت محاسبه می‌شود. فن مشعل لازم است با غلبه بر افت فشار مسیر عبور هوا تا دودکش محفظه احتراق، این دبی را تأمین کند. در این مقاله با شبیه‌سازی عددی احتراق در مشعل یک بویلر به ظرفیت ۱۲ مگاوات، افت فشار هوا از ابتدای مشعل تا دودکش محاسبه شده است و با توجه به این افت فشار، فن گریز از مرکز بکاربرد طراحی شده است. به علت محدودیت در جانمایی فن، لازم است همزمان با ثابت نگه داشتن ابعاد پوسته فن و قطر پروانه، زاویه فرار پره^۵ و قطر مکش فن به گونه‌ای طراحی گردد تا بیشترین دبی حاصل شود. با ساخت پروانه‌ای که به صورت بهینه طراحی شده و انجام تست سنجش دبی، بر مبنای استاندارد AMCA-210، مقدار دبی و توان الکتروموتور بدست آورده شده است و با نتایج شبیه‌سازی مقایسه شده است.

کلمات کلیدی: مشعل، فن گریز از مرکز، دبی سنجی، هوای احتراق، ظرفیت مشعل، افت فشار مسیر هوا.

مقدمه

در سیستم‌های سیالاتی، فن‌ها با دریافت انرژی الکتریکی از طریق الکتروموتور و چرخش پروانه، انرژی مکانیکی را به هوا منتقل می‌کنند. انرژی مکانیکی فن به دو صورت انرژی پتانسیل و انرژی جنبشی به جریان هوا منتقل می‌شود. انرژی جنبشی سیال و یا فشار دینامیکی، بستگی به سرعت جریان هوا از فن دارد. سرعت جریان هوا، بستگی به دبی سیستم سیالاتی و قطر فن دارد. در صورتی که قطر فن بزرگ‌تر انتخاب شود، سرعت جریان هوا در فن کاهش یافته و در نتیجه انرژی جنبشی سیال و یا فشار دینامیکی آن کاهش پیدا می‌کند. در صورتی که فشار استاتیک فن افزایش یابد، انرژی منتقل شده از پره‌های فن به شکل انرژی پتانسیل به جریان هوا منتقل می‌شود. مقدار دبی جریان هوا و افت فشار در سیستم‌های سیالاتی بستگی به نوع و عملکرد آنها دارد. از این رو دبی جریان هوا و فشار استاتیکی که فن‌ها باید تأمین کنند، دارای بازه گسترده‌ای است. بنابراین در طراحی فن باید دقت لازم انجام شود تا سیستم سیالاتی، دارای کارایی کافی و از نظر اقتصادی نیز مناسب باشد [1].

فن‌های گریز از مرکز وظیفه تأمین هوای احتراق در مشعل‌ها را برعهده دارند. این فن‌ها در مواردی که نیاز به فشار بالا و دبی کمتر باشد، مورد استفاده قرار می‌گیرند. اساس کار فن‌های گریز از مرکز، اعمال انرژی به

⁴ Electromotor

⁵ Trailing Angle

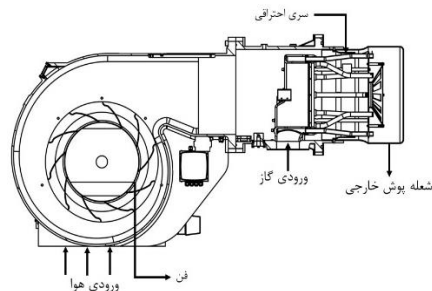
⁶ Backward fan wheels

¹ Centrifugal

² Volute

³ Impeller

ورودی فن دارای یک کاهنده است که وظیفه آن ایجاد جریان محوری به سمت مرکز فن است.



شکل ۲- هندسه مشعل با ظرفیت ۱۲ مگاوات، تولید شرکت پاکمن [3]

معادلات حاکم

منحنی عملکرد فن‌ها توسط شرکت‌های سازنده و در شرایط هوای استاندارد ارائه می‌شود. با توجه به این که ممکن است فن‌ها در شرایط هوای غیر استاندارد کار کنند، چگالی هوا تغییر می‌کند و در نتیجه منحنی عملکرد فن‌ها تغییر می‌یابند. همچنین منحنی عملکرد فن بستگی به سرعت دورانی فن دارد. در صورتی که فن‌ها از لحاظ هندسی با یکدیگر مشابه باشند، قوانینی وجود دارد که به وسیله آنها می‌توان منحنی عملکرد یک فن با یک سری مشخصات مانند اندازه فن، سرعت دورانی و چگالی هوا را به منحنی عملکرد فن با مشخصات دیگری تبدیل نمود. بطور کلی منحنی‌های عملکرد فن شامل منحنی‌های فشار استاتیکی P و توان مصرفی Power، برحسب دبی جریان هوا Q است [1].

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^3 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^1 \tag{معادله ۱}$$

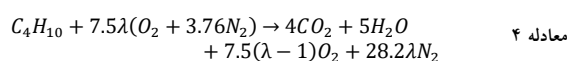
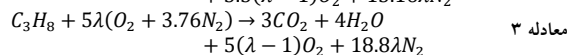
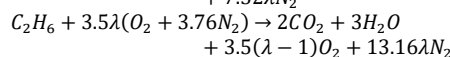
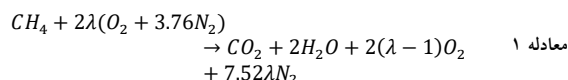
$$\frac{P_2}{P_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^2 \tag{معادله ۲}$$

$$\frac{Power_2}{Power_1} = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^5 \times \left(\frac{RPM_2}{RPM_1}\right)^3 \tag{معادله ۳}$$

میزان دبی هوای مورد نیاز جهت احتراق گاز شهری از روابط استوکیومتری بدست می‌آید. براساس استاندارد ملی ۷۵۹۵ مقدار هوای اضافی مشعل‌های مخلوط سر نازل می‌تواند تا ۲۰٪ باشد [8]. ترکیب حجمی گاز شهری در جدول ۱ آورده شده است. روابط استوکیومتری احتراق گاز شهری با درصد هوای اضافی λ که در معادله ۱ تا معادله ۴ آورده شده است.

جدول ۱- آنالیز گاز شهری [8]

گونه	درصد حجمی
CH ₄	83.3
C ₂ H ₆	5
C ₃ H ₈	1.2
C ₄ H ₁₀	0.5
CO ₂	0.5
N ₂	4.5



برای محاسبه مقدار دبی گاز متناسب با ظرفیت حرارتی مشعل از معادله ۵ استفاده می‌شود.

$$Capacity = m_{NG} LHV \tag{معادله ۵}$$

که LHV مقدار ارزش حرارتی پایین سوخت است. با محاسبه دبی سوخت و استفاده از روابط استوکیومتری احتراق گاز شهری با هوا، دبی هوای مورد نیاز جهت اشتعال سوخت با درصد هوای اضافی λ و با در نظر گرفتن ارزش حرارتی پایین سوخت معادل 48.3 MJ/kg از معادله ۶ بدست می‌آید.

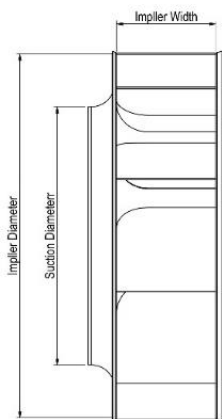
$$Capacity = 3.1 \frac{Q_{Air} P_{Air}}{\lambda} \tag{معادله ۶}$$

با استفاده از معادله ۶ ظرفیت مشعل با استفاده از دبی و چگالی هوا و میزان درصد هوای اضافی بدست آورده می‌شود.

برای طراحی فن لازم است، دبی هوای مورد نیاز مشعل جهت احتراق کامل و نیز افت فشار جریان هوا در گذر از مشعل و محفظه احتراق محاسبه گردد. با توجه به معادله ۶ مقدار دبی جرمی مورد نیاز برای این مشعل (در ظرفیت ۱۲ مگاوات) با در نظر گرفتن ۲۰ درصد هوای اضافی برابر 4.66 m³/s است. با توجه به اینکه چگالی هوا در سطح دریا (1.225 kg/m³)، دبی حجمی هوای مورد نیاز با ۲۰ درصد هوای اضافه برابر 3.8 m³/s محاسبه می‌شود. به منظور بررسی میزان افت فشار استاتیکی جریان هوا، شبیه‌سازی احتراق در نرم افزار فلونت انجام شده است. میزان افت فشار استاتیکی جریان هوا در شبیه‌سازی‌ها برابر ۶۰ میلی‌بار برآورد شده است.

برای طراحی اولیه فن از نرم افزار CFTurbo استفاده شده است. در این نرم افزار با وارد کردن فشار کل، دبی و نیز دور الکتروموتور، ابعاد پروانه فن با استفاده از روابط تجربی موجود در نرم افزار، مطابق با

جدول ۲ بدست آورده شده است. مشعل مورد بررسی دارای محدودیت فضا بوده و لازم است، بیشترین قطر پروانه برای قرار گیری در این مشعل ۵۷۵ میلی‌متر باشد. از طرفی قطر پروانه طراحی شده در نرم افزار CFTurbo، برابر ۶۷۷ میلی‌متر به دست آمده است بنابراین لازم است، قطر فن طراحی شده اولیه در نرم افزار CFTurbo، به میزان ۱۰۲ میلی‌متر کاهش یابد به طوری که دبی و فشار تولیدی فن ثابت باقی بماند. جهت دستیابی به این هدف نیاز است تا زاویه فرار پروانه فن طراحی شده در نرم افزار تغییر یابد. همچنین برای کاهش مشکلات تولید، سعی بر آن است که پهنای ورودی و خروجی پروانه فن یکسان باشد.



شکل ۳- نمای شماتیک از ابعاد پروانه فن

جدول ۲- ابعاد اولیه نرم افزار CFTurbo

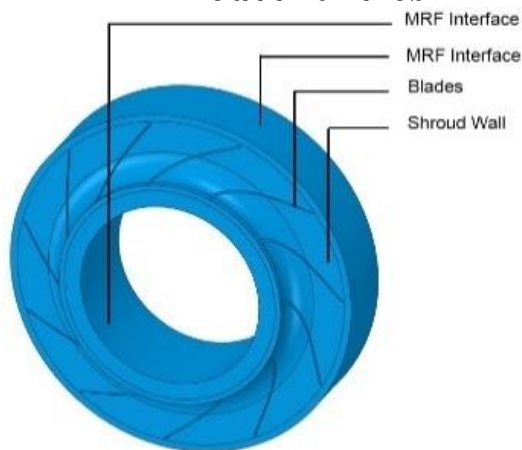
قطر پروانه [mm]	۶۷۷
قطر ورودی [mm]	۳۳۵/۸
پهنای ورودی [mm]	۱۵۱/۵
پهنای خروجی [mm]	۱۰۷/۴

معرفی هندسه

هندسه مورد بررسی در شکل ۴، نشان داده شده است. این هندسه شامل محفظه احتراق استاندارد به ظرفیت ۱۲ مگاوات به همراه مشعل می‌باشد.

می‌شود، معادلات حرکت به نحوی اصلاح می‌شوند که سایر ترم‌های شتاب (به خاطر انتقال از قاب مرجع ساکن به متحرک) به معادلات اضافه شوند. با حل این معادلات در حالت پایا، می‌توان جریان حول قسمت‌های چرخان و متحرک را مدل‌سازی کرد. دلیل اصلی برای استفاده از قاب مرجع متحرک این است که یک مساله ناپایا در یک قاب ساکن به یک مساله پایا نسبت به قاب متحرک تبدیل شود. برای یک قاب متحرک که بصورت یک‌نواخت حرکت می‌کند (مثل زمانی که قاب با سرعت ثابت می‌چرخد)، این امکان وجود دارد که معادلات حرکت سیال به قاب متحرک منتقل شوند که در این صورت حل پایای مساله امکان‌پذیر خواهد بود.

بدلیل اینکه فشار استاتیک ورودی هوا باید برابر فشار اتمسفر باشد بنابراین لازم است یک فضای بی‌نهایت به منظور ایجاد سرعت صفر در مرزهای این فضا، در نظر گرفت. لذا شرط مرزی در نظر گرفته شده برای هوای ورودی فشار کل صفر است. ناحیه MRF در نظر گرفته شده، در شکل ۶ نشان داده شده است. این ناحیه دربرگیرنده پره‌های فن، شروود و هاب پروانه می‌باشد. با وارد کردن سرعت دورانی پرولنه فن، میزان هوای ورودی به مشعل محاسبه می‌گردد. شرایط مرزی در جدول ۴ آورده شده است. در این شبیه سازی گسسته سازی ترم‌های مومنتوم، انرژی و تشعشع از مرتبه دوم است و برای معادلات کوپل سرعت و فشار از روش SIMPLE استفاده شده است.



شکل ۶- دامنه MRF در نظر گرفته شده اطراف پروانه فن

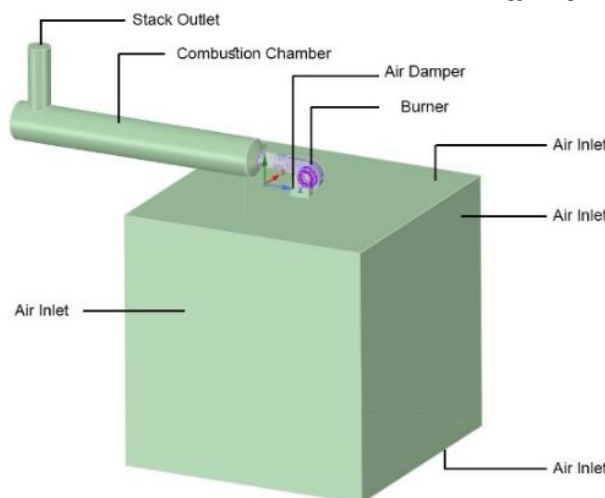
جدول ۴- انواع شرایط مرزی برای شبیه سازی جریان فن

Boundary	Type	Value
Air Inlet	Pressure Inlet	0
Stack Outlet	Pressure Outlet	0
MRF Zone		2900 rpm
Shroud Wall	Rotating Wall	-
Blade Wall	Rotating Wall	-

روش آزمایشگاهی

برای دبی سنجی فن نصب شده روی مشعل از یک تونل باد مطابق با استاندارد AMCA-210 استفاده شده است. پیکربندی این تونل باد در شکل ۷ آورده شده است. در این پیکربندی از یک مستقیم کننده جریان ستاره‌ای، جهت یک‌نواخت کردن جریان و حذف اغتشاشات جریان استفاده شده است.

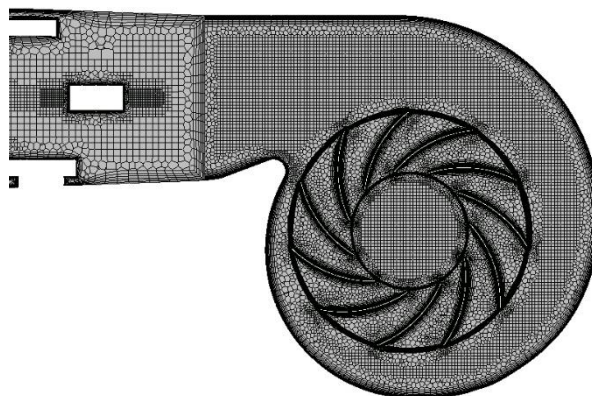
محفظه احتراق مطابق با استاندارد ملی ۷۵۹۵ مدل‌سازی شده است [8]. یک فضای بینهایت برای ایجاد شرط مرزی فشار کل صفر، در ورودی مشعل منظور شده است.



شکل ۴- هندسه شبیه سازی شده به همراه شرایط مرزی

شبیه سازی

به منظور ایجاد شبکه محاسباتی، از شبکه بندی نوع موزاییک^۱ بهره گرفته شده است. در این نوع از شبکه بندی، نواحی نزدیک دیواره‌ها به صورت شبکه پلی‌هدرال^۲ و نواحی داخلی دامنه به صورت شبکه شش وجهی^۳ می‌باشد. شبکه بندی داخل ناحیه مشعل و فن در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵- مقطعی از شبکه بندی داخل مشعل و پروانه فن

مدل استفاده شده برای شبیه سازی احتراق مدل Non-Premixed Combustion است و برای مدل سازی توربولانس از مدل k-epsilon Realizable استفاده شده است. طول محفظه احتراق ۸ متر و قطر آن ۱/۲ متر در نظر گرفته شده است. شرایط مرزی مورد استفاده در این شبیه سازی در جدول ۳ آورده شده است.

جدول ۳- انواع شرط مرزی و مقادیر آنها برای شبیه سازی احتراق

Boundary	Type	Value
Air Inlet	Mass Flow Inlet	4.85 [kg/s]
Gas Inlet	Mass Flow Inlet	0.26 [kg/l]
Stack Outlet	Pressure Outlet	0 [pa]

برای شبیه سازی فن از روش MRF استفاده شده است. روش MRF یک روش حالت پایا است که در آن می‌توان در هر ناحیه سرعت‌های زاویه‌ای و انتقالی متفاوت تعریف کرد. هنگامی که یک قاب مرجع متحرک فعال

³ Hex Core

¹ Mosaic Mesh (Poly-Hex Core)

² Polyhedral



(ب)



(الف)

شکل ۹- الف) لوله پیتوت ب) فشار سنج تفاضلی testo 510i

اعتبار سنجی

اعتبار سنجی نتایج عددی به کمک نتایج آزمایشگاهی انجام شده است. در نرم افزار Fluent، فشار هوا برابر فشار اتمسفر در محل آزمایشگاه (مختصات جغرافیایی 32°40'50.2"N 51°25'03.6"E) معادل 844 mbar، در نظر گرفته شده است. فن مورد بحث و ابعاد هندسی آن در شکل ۱۲ و شکل ۱۳ آورده شده است. در این شبیه سازی، سری احتراقی به صورت کامل در مشعل قرار گرفته است. دبی سنجی در تونل باد، با توجه به افت فشار هوا در سری احتراقی انجام می شود. با فرض ایده آل بودن هوا، برای محاسبه چگالی هوا در شهر اصفهان از معادله حالت گاز کامل (معادله ۱۰) استفاده می شود. در جدول ۵، چگالی هوا در شرایط فشار و دمای استاندارد و نیز در شرایط فشار اتمسفر شهر اصفهان و دمای استاندارد آورده شده است.

$$\frac{P_1}{\rho_1 T_1} = \frac{P_2}{\rho_2 T_2} \quad \text{معادله ۱۰}$$

جدول ۵- چگالی هوا در شرایط استاندارد و شهر اصفهان

چگالی [kg/m³]	فشار [mbar]	دما [C]	شرایط
1.225	1000	15	شرایط استاندارد
0.97	844	15	شرایط اصفهان

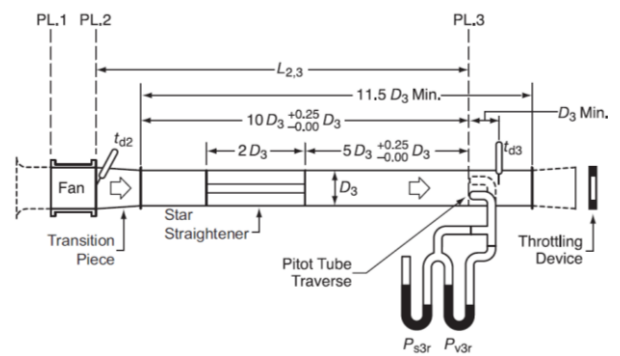


شکل ۱۰- تونل باد کارخانه مشعل سازی شرکت پاکمن به همراه مشعل RLGB

[7] M/M-1250



شکل ۱۱- نمایی از مستقیم کننده جریان ستاره ای نصب شده داخل تونل باد



شکل ۷- پیکربندی تونل باد جهت دبی سنجی

مطابق با استاندارد AMCA-210 برای دبی سنجی در محل PL.3 شکل ۷ نشان داده شده است، ۶ روزنه روی بدنه ایجاد شده است. با استفاده از لوله پیتوت (شکل ۹- الف) در هر روزنه، فشار دینامیک ۴ نقطه از سطح مقطع در شعاع های مختلف، مطابق شکل ۸ (نقاط پیمایش) قرائت می شود. برای اندازه گیری فشار دینامیک از فشار سنج تفاضلی testo-510i (شکل ۹- ب) استفاده شده است. در شکل ۱۰، تونل باد به کار گرفته شده به همراه مشعل آن آورده شده است. در شکل ۱۱ نمایی از مستقیم کننده جریان ستاره ای که داخل تونل باد نصب شده است، مشاهده می شود.

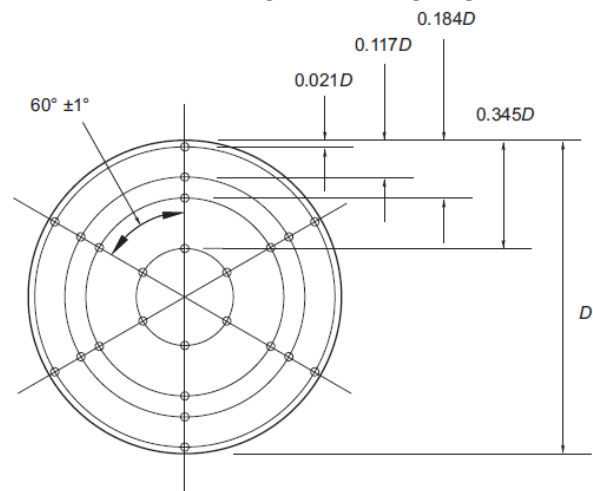
برای محاسبه دبی با استفاده از فشار دینامیک نقاط ذکر شده، مطابق استاندارد AMCA-210 از معادله ۷ تا معادله ۹ استفاده می شود. تمامی این روابط برای هر دو سیستم یکای SI و I-P قابل استفاده هستند فقط در مورد رابطه V_3 (معادله ۸) مقدار $\sqrt{2}$ باید به 1097.8 تغییر یابد.

$$P_{v3} = \left(\frac{\sum \sqrt{P_{v3r}}}{n} \right)^2 \quad \text{معادله ۷}$$

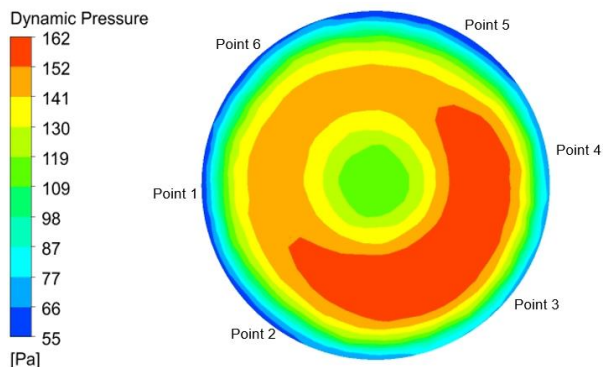
$$V_3 = \sqrt{2} \sqrt{\frac{P_{v3}}{\rho_3}} \quad \text{معادله ۸}$$

$$Q_3 = V_3 A_3 \quad \text{معادله ۹}$$

که P_{v3} فشار دینامیک نقاط پیمایش، n تعداد نقاط پیمایش، P_{v3} میانگین فشار دینامیک در مقطع PL.3 (شکل ۷)، ρ_3 چگالی هوا در مقطع PL.3 و A_3 مساحت سطح مقطع تونل باد در مقطع PL.3 است.



شکل ۸- محل اندازه گیری فشار دینامیک در سطح مقطع PL.3



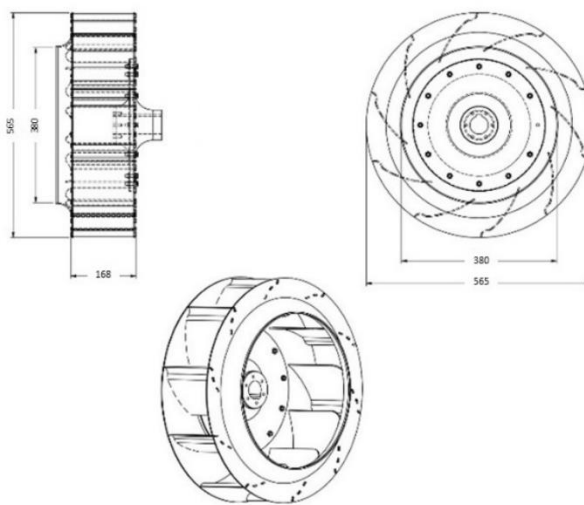
شکل ۱۵- کانتور فشار دینامیک در مقطع PL.3 تونل باد



شکل ۱۲- فن مورد استفاده برای اعتبار سنجی نتایج

جدول ۶- مقادیر فشار دینامیک نقاط پیمایش در تونل باد در آزمایش تجربی

Point NO.	Traverse point	Distance from the wall	Pv3-r-testo 510i [mbar]
1	1-1	11.09	1.03
2	1-2	61.78	1.38
3	1-3	97.15	1.44
4	1-4	182.16	1.47
5	2-1	11.09	1.30
6	2-2	61.78	1.62
7	2-3	97.15	1.83
8	2-4	182.16	1.85
9	3-1	11.09	1.31
10	3-2	61.78	1.80
11	3-3	97.15	1.84
12	3-4	182.16	1.73
13	4-1	11.09	1.14
14	4-2	61.78	1.33
15	4-3	97.15	1.52
16	4-4	182.16	1.42
17	5-1	11.09	0.79
18	5-2	61.78	1.07
19	5-3	97.15	1.01
20	5-4	182.16	1.10
21	6-1	11.09	0.83
22	6-2	61.78	1.02
23	6-3	97.15	1.08
24	6-4	182.16	1.18



شکل ۱۳- ابعاد فن مورد استفاده برای اعتبار سنجی نتایج

در شکل ۱۴ خطوط جریان هوای ورودی از فن به سمت خروجی تونل باد رسم شده است. همانطور که مشاهده می‌شود، جریان هوا پس از عبور از مستقیم کننده به صورت یکنواخت شده و اغتشاشات جریان میرا می‌گردد.



شکل ۱۴- خطوط جریان در گذر از تونل باد و مستقیم کننده جریان

در شکل ۱۵ کانتور فشار دینامیک در صفحه PL.3 تونل باد آورده شده است. جدول نتایج حاصل از اندازه گیری فشار دینامیک در جدول ۶ آورده شده است.

در جدول ۷ نتایج حاصل از دبی سنجی فن در تونل باد آورده شده است. همانگونه که مشخص است، دبی حجمی تولیدی این فن با وجود سری احتراقی مشعل برابر $3.6 \text{ m}^3/\text{s}$ معادل 9.05 MW انرژی حرارتی در ۲۰٪ هوای اضافی به دست آمده است.

جدول ۷- نتایج حاصل از بررسی آزمایشگاهی

P_{V3} [pa]	131.82
V_3 [m/s]	16.46
Q_3 [m ³ /s]	3.6
Equal Capacity @ 20% Excess Air [MW]	9.05

محاسبه خطای اندازه گیری سرعت محاسبه شده مطابق معادله ۷ تا معادله ۹، با داشتن مقدار خطای فشار اندازه گیری شده توسط دستگاه فشارسنج تفاضلی، مطابق با معادله ۱۱ تا معادله ۱۵ انجام خواهد شد.

$$P_{total} - P_{static} = \frac{1}{2} \rho V^2 \quad \text{معادله ۱۱}$$

$$V = \sqrt{\frac{2(P_{total} - P_{static})}{\rho}} = \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad \text{معادله ۱۲}$$

است، جهت کاهش مشکلات تولید، شروود در پروانه فن‌های شماره ۹ و ۱۰ به صورت صاف طراحی شده است.

فن‌های شماره ۲ و ۴ از لحاظ ابعادی و زاویه فرار پره‌ها یکسان هستند. تفاوت این دو فن در تعداد پره بوده، به گونه‌ای که تعداد پره‌های فن شماره ۴ بیشتر از فن شماره ۲ است، که این امر موجب افزایش دبی فن تا ۵٪ شده است.

فن‌های شماره ۵ و ۶ دارای قطر پروانه و قطر مکش یکسان هستند. تفاوت این دو فن در اندازه پهنای پره است. پهنای پروانه فن شماره ۶ به مقدار ۱۰ میلی متر بزرگتر از فن شماره ۵ است که باعث افزایش دبی به میزان ۳٪ شده است. با مقایسه فن‌های شماره ۵، ۶ و ۷ مشاهده می‌شود با بزرگتر شدن قطر مکش فن و افزایش پهنای پروانه شماره ۷، دبی به میزان ۵٪ بیشتر از فن شماره ۶ و ۸٪ بیشتر از فن شماره ۵ شده است.

فن شماره ۷ و ۸ دارای قطر پروانه و قطر مکش یکسان بوده، ولی پهنای پره در فن شماره ۸ به میزان ۵ میلی‌متر افزایش یافته است که به واسطه این افزایش پهنای پروانه، زاویه خروجی به میزان یک درجه کاهش یافته و باعث کاهش ظرفیت تا ۳٪ شده است.

فن‌های شماره ۹ و ۱۰ با وجود ابعاد هندسی یکسان، بدلیل اختلاف در زاویه فرار پره، دبی‌های متفاوتی ایجاد کرده‌اند. در شکل ۱۶ و شکل ۱۷ به ترتیب پروفیل پره‌های فن شماره ۹ و ۱۰ آورده شده است. زاویه خروجی پره‌ی پروانه شماره ۹ برابر ۴۹/۳ درجه و زاویه خروجی پروانه شماره ۱۰ برابر ۲۸/۸ درجه است که این تفاوت باعث شده است دبی فن شماره ۹ در حدود ۱۰٪ بیشتر از فن شماره ۱۰ باشد.

در ادامه به بررسی آزمایشگاهی فن شماره ۹ پرداخته شده است. این فن در تونل باد مورد بررسی قرار گرفته است. در این بررسی ابتدا فن، دبی‌سنجی شده است و در ادامه با افزایش فرکانس توسط اینورتر، دور موتور افزایش داده شده و مقدار افزایش ظرفیت فن و توان الکتروموتور اندازه‌گیری شده است. دبی اندازه‌گیری شده فن در دور موتور 3000 RPM توسط تونل باد برابر 3.9 m³/s است. با افزایش فرکانس و افزایش دور موتور، پره‌های فن به دلیل افزایش فشار روی پره‌ها دچار تغییر فرم شده‌اند که در شکل ۱۸ آورده شده است. با اندازه‌گیری جریان موتور در دوره‌های مختلف توان موتور از معادله ۱۶ محاسبه شده است.

$$\ln V = \frac{1}{2} \ln \Delta P + \frac{1}{2} (\ln 2 - \ln \rho) \quad \text{معادله ۱۳}$$

$$dV = \frac{1}{2} V \frac{d(\Delta P)}{\Delta P} \quad \text{معادله ۱۴}$$

مقدار $d(\Delta P)$ طبق کاتالوگ دستگاه testo 510i برای فشارهای مختلف از معادله ۱۵ محاسبه می‌شود [10].

P [mbar]	Error [mbar]	
0 - 1	$d(\Delta P) = \pm 0.05$	معادله ۱۵
1 - 150	$d(\Delta P) = \pm (0.2 + 1.5\% m. v)$	

که $m.v$ مقدار فشار اندازه‌گیری شده توسط دستگاه است.

با استفاده از معادله ۱۴ و معادله ۱۵ و نتایج جدول ۷ مقدار خطای اندازه‌گیری دستگاه برابر $\pm 1/4\%$ است.

در جدول ۸، مقایسه نتایج آزمایشگاهی و عددی آورده شده است. همانطور که مشخص است مقدار خطای مقادیر آزمایشگاهی و عددی در حدود ۳٪ است. از منابع خطا می‌توان به خطای اندازه‌گیری دستگاه، خطای مدل‌سازی و تبدیل مساله گذرا به مساله پایا با روش MRF، خطای شبکه بندی و ساده‌سازی‌های هندسه اشاره کرد.

جدول ۸- مقادیر دبی حجمی حاصل از نتایج عددی و آزمایشگاهی

حل عددی	آزمایشگاهی
3.7	3.6
دبی حجمی	دبی حجمی

نتایج

در این مقاله ۱۰ فن، مورد بررسی قرار گرفته است که همگی برای دبی 4 m³/s و فشار کل 60 mbar طراحی شده‌اند. در جدول ۹ مشخصات ابعادی فن‌های طراحی شده در نرم افزار CFTurbo آورده شده است. سپس با شبیه‌سازی سیالاتی، دبی خروجی با استفاده از نرم افزار Fluent محاسبه شده است.

همانگونه که در جدول ۹ مشاهده می‌شود، قطر پروانه در تمامی فن‌ها ۵۷۵ میلی متر است. مشاهده می‌شود دبی فن تحت تاثیر پارامترهای مختلف از جمله قطر ورودی پروانه، پهنای پروانه و زاویه فرار پره‌ی فن می‌باشد. شروود^۱ پروانه‌های شماره ۱ تا ۸ به صورت مخروطی در نظر گرفته شده

جدول ۹- مشخصات ابعادی فن‌های طراحی شده در نرم افزار CFTurbo و دبی حجمی بدست آمده توسط نرم افزار Fluent

# Fan	fan 1	fan 2	fan 3	fan 4	fan 5	fan 6	fan 7	fan 8	fan 9	fan 10
Impller Diameter [mm]	575	575	575	575	575	575	575	575	575	575
Suction Diameter [mm]	340.4	346.2	350.9	346.2	293.4	293.4	346.2	346.2	380	380
b1 [mm]	150.6	155.7	160.1	155.7	110	120	130	135	130	133
b2 [mm]	100	108.8	117.3	108.8	110	120	130	135	130	133
beta 2	62.2	49	40.1	49	48.9	46.5	44.3	43.3	44.3	28.8
number of blades	8	8	11	11	11	11	11	11	11	11
Flow Rate [m ³ /s]	3.5	3.8	3.56	3.98	3.64	3.73	3.91	3.77	3.9	3.57
Capacity (kW)	11.03	11.98	11.22	12.54	11.47	11.76	12.32	11.88	12.3	11.26

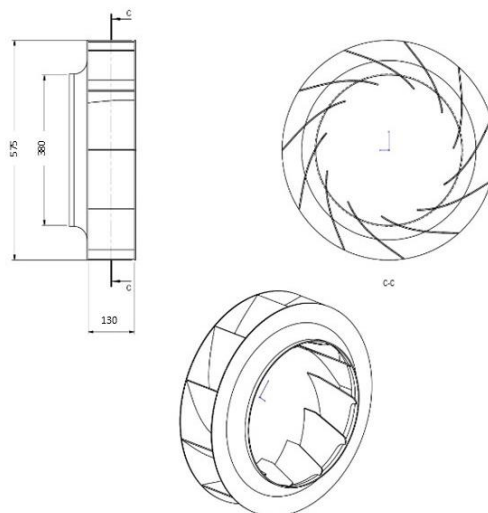
¹ Shroud

جدول ۱۰- نتایج دبی سنجی فن شماره ۹

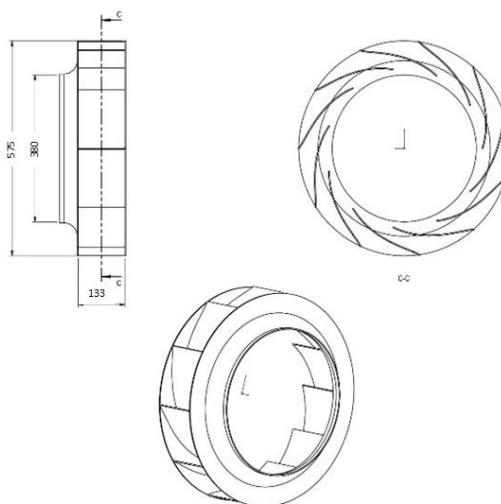
RPM	3000	3300	3500
Frequency [Hz]	50	55	58
Electrical Current [A]	34	43	51
CFD Flow Rate [m ³ /s]	3.8	4.4	4.6
CFD Capacity [MW]	12.13	13.86	14.5
Exp. Flow Rate [m ³ /s]	3.9	-	-
Exp. Capacity [MW]	12.3	-	-
CFD Power [KW]	19.8	28.4	33.8
Exp. Power [KW]	20.729	26.12	32

با انجام تحلیل استاتیکی پره‌های فن و اعمال فشار هوا روی پره‌ها، مقدار تغییر شکل در این پره‌ها در دورهای مختلف بدست آورده شده است. همانطور که در شکل ۱۹ تا شکل ۲۱ نیز نشان داده شده است، بیشترین مقدار خمیدگی در لبه حمله^۱ پره است که با افزایش دور موتور از ۳۰۰۰ تا ۳۵۰۰ میزان تغییر شکل پره تا ۳۵٪ افزایش یافته است.

در فن شماره ۱۱ (شکل ۲۲) برای ایجاد مقاومت در پره‌های فن شماره ۹، به لبه‌ی انتهایی پره یک خم اضافه شده است. ابعاد هندسی این فن در شکل ۲۳ آورده شده است. با افزودن این خم به پره، در بررسی تجربی با افزایش فرکانس و افزایش دور موتور، پره‌های فن مقاومت بیشتری از خود نشان داده‌اند. نتایج دبی‌سنجی در تونل باد برای فن شماره ۱۱ در جدول ۱۱ آورده شده است. این خم همزمان با افزایش مقاومت پره باعث افزایش دبی فن تا ۳٪ شده است.

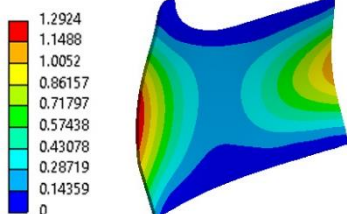


شکل ۱۶- ابعاد هندسی فن شماره ۹



شکل ۱۷- ابعاد هندسی فن شماره ۱۰

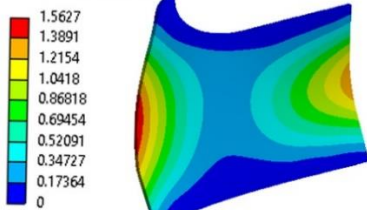
Total Deformation



[mm]

شکل ۱۹- تغییر شکل فن شماره ۹ در RPM 3000

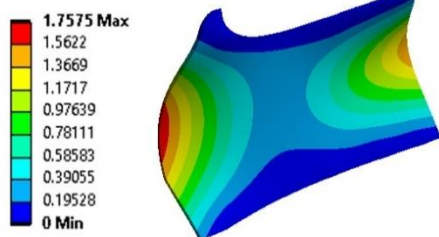
Total Deformation



[mm]

شکل ۲۰- تغییر شکل فن شماره ۹ در RPM 3300

Total Deformation



[mm]

شکل ۲۱- تغییر شکل فن شماره ۹ در RPM 3500

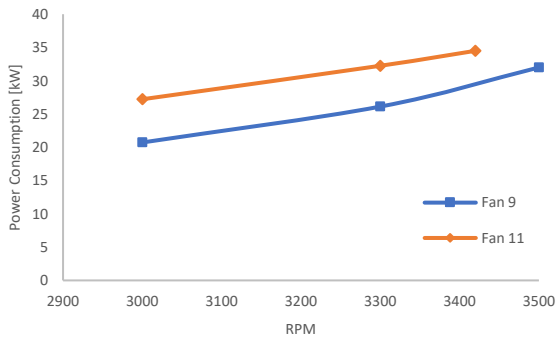


شکل ۱۸- تغییر شکل پره‌های فن شماره ۹ پس از افزایش دور موتور تا ۳۵۰۰ دور

معادله ۱۶

$$P = \sqrt{3} V I \cos(\varphi)$$
 که V ، ولتاژ برق سه فاز معادل 400 V AC، I جریان موتور و $\cos(\varphi)$ ضریب تصحیح توان موتور است.

¹ Leading Edge



شکل ۲۴- نمودار توان مصرفی الکتروموتور بر حسب دور موتور فن شماره ۹ و ۱۱

نتیجه گیری

در فن‌های گریز از مرکز به منظور غلبه بر افت فشارهای بالا، لازم است تا با افزایش قطر پروانه، فشار کل تا مقدار مورد نظر افزایش یابد. در این مقاله طراحی فن برای مشعل یک بویلر با ظرفیت ۱۲ مگاوات صورت پذیرفته است. در این مشعل به دلیل عدم وجود فضای کافی در بدنه مشعل، لازم است بیشینه قطر پروانه فن ۵۷۵ میلی متر باشد. در این بررسی با هدف ثلث نگه داشتن قطر پروانه و در نظر گرفتن تعداد پره، قطر مکش پروانه، زاویه فرار پره به عنوان متغیرهای طراحی، فن بهینه طراحی شده است. در ادامه با هدف افزایش ظرفیت هوادهی فن، دور موتور افزایش یافته و مقاومت پروانه طراحی شده، مورد آزمون قرار گرفته است. به منظور افزایش مقاومت پره در برابر تنش‌های فشاری، یک خم در لبه فرار پره تعبیه شده و به عبارتی با طراحی یک پره فوروارد بکوارد، استحکام پره و میزان هوادهی فن افزایش یافته است. مطالعات عددی فن‌های طراحی شده، نشانگر این است که با افزایش تعداد پره، دبی فن افزایش می‌یابد. همچنین با افزایش پهنای پروانه و قطر مکش، دبی فن افزایش خواهد یافت. نتایج نشان داد که با ثابت بودن ابعاد هندسی پروانه، شامل پهنای، قطر مکش و قطر پروانه، با افزایش زاویه فرار پره، می‌توان دبی فن را افزایش داد.

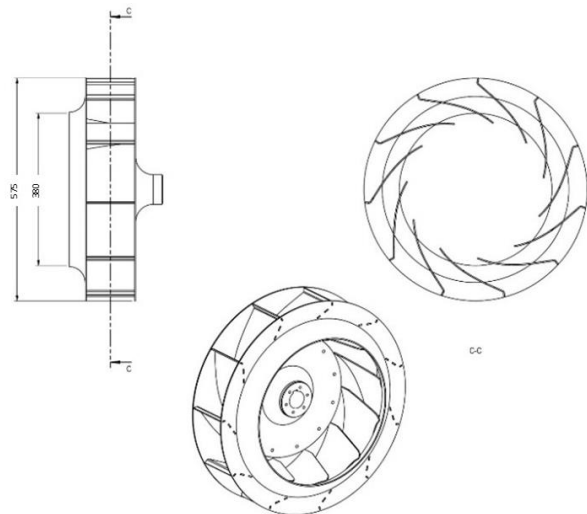
همچنین نتایج آزمایشگاهی نشان داده است با افزایش دور موتور فن، دبی و توان مصرفی الکتروموتور افزایش یافته و در نتیجه گشتاور وارد بر پره‌ها افزایش می‌یابد که در صورت عدم وجود استحکام در پره می‌تواند باعث تغییر شکل در پره گردد. این تغییر شکل با ایجاد نابالانسی، باعث لرزش و وارد شدن به محدوده فرکانس طبیعی می‌گردد که پیامدهای جبران ناپذیری را ایجاد خواهد کرد. در فن شماره ۹، با ایجاد یک خم در لبه فرار پره و ایجاد یک پره فوروارد- بکوارد، همزمان با افزایش مقاومت پره دبی هوا نیز افزایش می‌یابد.

مراجع

- ۱] م. اردکانی، مبانی طراحی، انتخاب و کاربرد فن، دانشگاه خواجه [۱] نصیرالدین طوسی، ۱۳۹۶.
- [۲] P. B. Frank, FAN HAND BOOK (SELECTION, APPLICATION, AND DESIGN), New York: MCGraw-Hill, 1997.
- [۳] F. Lin, "The influence of the blade outlet angle on the low field and pressure pulsation in a centrifugal fan", *Process*, ۲۰۲۰.
- [۴] Y. Min Kim, K. Jung Lee, W. Park, K. Suk Bang "Optimal design of a plenum fan with three-dimensional blades", *Applied Sciences*, ۲۰۲۰.



شکل ۲۲- خم ایجاد شده در لبه انتهایی فن شماره ۱۱ و ایجاد یک پره فوروارد- بکوارد



شکل ۲۳- ابعاد هندسی پره شماره ۱۱

در نمودار شکل ۲۴ توان الکتروموتور فن‌های شماره ۹ و ۱۱ آورده شده است. همان طور که مشخص است توان الکتروموتور فن با افزایش دور موتور افزایش یافته است. افزایش ۳۰ درصدی توان الکتروموتور فن شماره ۱۱ در دور موتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نسبت به فن شماره ۹ به دلیل افزایش ۳ درصدی دبی و همچنین افزایش فشار فن شماره ۱۱ است. در فن شماره ۹ با افزایش دور موتور از ۳۰۰۰ به ۳۵۰۰ دور بر دقیقه، توان الکتروموتور ۵۴ درصد افزایش یافته است که این افزایش برای فن شماره ۱۱ تنها ۲۶ درصد است. افزایش ۵۴ درصدی در فن شماره ۹ به دلیل نابالانسی شدن پره‌های فن در اثر تغییر شکل پره‌ها است.

جدول ۱۱- نتایج آزمایشگاهی دبی سنجی فن شماره ۱۱

RPM	3000	3300	3420
Frequency [Hz]	50	55	57
Electrical Current [A]	44.66	52.90	56.6
Power [KW]	27.22	32.25	34.5
Capacity [MW]	12.62	13.23	13.4

- [۵] Y. K. Wei, "Effect of attack و Y. N. Chen, Y. Wu, H. Dou
Materials ",angle on flow characteristic of centrifugal fan
.۲۰۱۶, *science and engineering*
- [۶] J. Yakui, "The performance of و L. Chunxi, W. Song Ling
Energy ",a centrifugal fan with enlarged impeller
.pp. 2902-2910, 2011, *conversion and management*
- [۷] .P. Group, "<http://www.packmangroup.com/>," Packman
[درون خطی].
- [۸] "<http://behineh-sazan.ir/>," تاسیسات, بهینه سازان صنعت. [درون خطی].
- [۹] مشعلهای گازسوز دمندهدار خودکار- ویژگیها و روشهای آزمون, [درون خطی].
تجدید نظر دوم.
- [۱۰] "<https://www.testo.com/en/>," [درون خطی].