تأثیر انسداد چگالنده و عرض طوقه واحد بیرونی کولر گازی دوتکه (واحد تقطیر) بر مشخصه‌های جریان انرژی

سید عبدالله منصوری مهریان [۱*]، سید سعید بحرینیان [۲] و فرشاد مرادی کشکولی [۳]

[۱] کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، باشگاه پژوهشگران جوان، واحد یاسوج، یاسوج، ایران
[۲] دانشیار گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، اهواز، ایران
[۳] دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه خواجه نصیرالدین طوسی، تهران، ایران

دریافت: بهار ۹۶ پذیرش: تابستان ۹۶

چکیده

در این مطالعه، تأثیر ارتفاع طوقه واحد بیرونی یک کولر گازی دوتکه (واحد تقطیر) و هم‌چنین انسداد چگالنده بر مشخصه‌های جریان عبوری از واحد بیرونی بررسی شده است. چگالنده لوله‌ای پره‌دار فشرده در واحد بیرونی با فرض محیط متخلخل، مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده است. چارچوب مرجع چندگانه برای شبیه‌سازی دوران فن جریان محوری استفاده گردید. نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان می‌دهد که انحراف در اندازه عرض طوقه از حالت طراحی، روی شکل گردابه‌های نوک فن و هم‌چنین گردابه‌های داخلی تأثیر گذار است. وجود طوقه می‌تواند از جریان هوای چرخشی خارج از فن و هم‌چنین پخش جریان هوا جلوگیری کند و باعث کاهش اتلاف نرخ خروجی از واحد شود. با افزایش عرض طوقه (نسبت به حالت طراحی) ضریب شدت جریان، بازده (عملکرد مفید) و شدت توربولانسی (عملکرد زیان‌بار) افزایش می‌یابد. هم‌چنین، کاهش عرض طوقه، کاهش ضریب بی‌بعد شدت جریان، کاهش بازده و افزایش شدت توربولانسی را به همراه دارد. از طرف دیگر انسداد چگالنده سبب کاهش ضریب بی‌بعد جریان و افزایش ضریب فشار کل می‌شود.

* **عهده‌دار مکاتبات:** a.mansuri1366@gmail.com

کلمات کلیدی: واحد بیرونی کولر گازی دو تکه، فن جریان محوری، محیط متخلخل، انسداد چگالنده، ارتفاع طوقه

۱- مقدمه

با توسعه دینامیک سیالات محاسباتی، این تکنولوژی به صورت گسترده برای تولید محصولاتی مانند توربوماشین‌ها، وسایل نقلیه و هواپیما به‌کار برده شده است. این مقاله یک توربوماشین خاص، واحد بیرونی کولر گازی دوتکه، را مورد بررسی قرار می‌دهد و تأثیر عرض طوقه واحد بیرونی و هم‌چنین انسداد چگالنده را روی مشخصه‌های جریان عبوری از واحد بررسی می‌کند. شکل و عرض طوقه واحد روی سطح صدای تولید شده تأثیرگذار است. از طرفی، گرفتگی مجراهای عبور هوا از چگالنده کولر گازی (فاصله‌ی بین پره‌های چگالنده) سبب می‌گردد که جریان هوای کافی جهت تبادل حرارتی وجود نداشته باشد و این امر به نوبه‌ی خود بازدهی دستگاه را به شدت کاهش می‌دهد. مصرف انرژی به واسطه رسوب گرد و خاک در چگالنده می‌تواند تا ۳۷ درصد نسبت به چگالنده تمیز افزایش یابد [۱]. تحقیقات زیادی در زمینه شبیه‌سازی جریان داخلی عبوری از توربوماشین‌ها از جمله واحد بیرونی کولر گازی دوتکه صورت گرفته است.

هو و دینگ [۲] تأثیر شکستگی طوقه واحد بیرونی یک کولر گازی دوتکه را روی نویز تولید شده توسط واحد بیرونی بررسی کردند. بر اساس نتایج شبیه‌سازی عددی و هم‌چنین نتایج تجربی، یک انحراف بهینه بر اساس میزان نویز تولیدی توسط واحد بیرونی به دست آمد. آن‌ها هم‌چنین نشان دادند که شکستگی دوطرفه‌ی طوقه، عملکرد آیرودینامیک را بهبود و نویز تولید شده را کاهش می‌دهد.

نادران و بحرینیان [۳] با استفاده از نرم‌افزارهای طراحی به کمک کامپیوتر و دینامیک سیالات محاسباتی، تأثیر نسبت فشار بر مشخصه‌های عملکرد یک توربین شعاعی دوقلو را بررسی کردند. برای گسسته‌سازی ناحیه محاسباتی، سلول‌های چهاروجهی بی‌سازمان مورد استفاده قرار گرفت. نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان داد که در سرعت دورانی ثابت، افزایش نسبت فشار باعث افزایش نرخ دبی جرمی تا حد خفگی توربین خواهد شد، حال آن‌که نسبت بازده کل به بازده استاتیک، کاهش و گشتاور خروجی توربین، افزایش می‌یابد.

ژو و همکاران [۴] نویز تولید شده به دلیل اثر متقابل پره روتور و بادگیر خروجی را بررسی کردند. آن‌ها برای شناخت منابع نویز ترکیب معادلات ناویر-استوکس با نویز تولید شده آنی و روش تابش را مورد استفاده قرار دادند. مقایسه نتایج عددی با سطوح نویز اندازه‌گیری شده، اعتبار شبیه‌سازی عددی را نشان داد. تیان و همکاران [۵] عملکرد آیروآکوستیک و آیرودینامیک واحد بیرونی کولر گازی دوتکه با دو نوع مختلف از پنجره‌ی مشبک را مورد مطالعه قرار دادند. نتیجه‌های تجربی

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

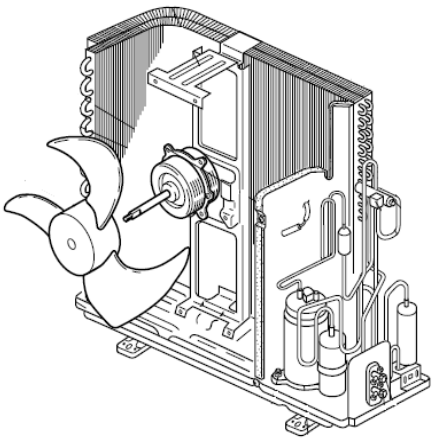
نشان دادند که پنجره‌ی مشبک نوک تیز بر نرخ جریان تاثیر می‌گذارد و سطح صدای واحد بیرونی را افزایش می‌دهد.

ژائو و همکاران [۶] به منظور بهبود عملکرد آیرودینامیک و کاهش سر و صدا در واحد بیرونی یک کولر گازی، یک روش ترکیبی از دینامیک سیالات محاسباتی و آنالیز آیروآکوستیک محاسباتی را توسعه دادند. آن‌ها در تحلیل آیرودینامیک از مدل‌سازی ادی‌های بزرگ و در تحلیل آیروآکوستیک از مدل ویلیامز-هاوکینگز استفاده کردند. نتیجه‌های عددی نشان داد که منابع اصلی صدا به طور عمده در لبه فرار و نوک تیغه، پوشش جزئی اطراف فن و سطوح داخلی پوسته قرار دارد. آن‌ها با حل عددی و آزمایش‌های تجربی نشان دادند که تغییر هندسه‌ی تیغه‌ی فن برای کاهش سر و صدای تولیدی موثر خواهد بود.

بخشش و بحرینیان در زمینه‌ی مدل‌سازی و شبیه‌سازی جریان به بررسی یک توربوپمپ گریز از مرکز با هندسه‌ی پیچیده و مجهول پرداختند. آن‌ها با استفاده از ترکیب روش‌های اندازه‌گیری مستقیم و غیرمستقیم، هندسه‌ی پیچیده‌ی یک پمپ گریز از مرکز را به‌دست آوردند. روش آن‌ها استفاده از الگوی هندسی، قالب‌گیری، اندازه‌گیری با ابزاری مانند کولیس، پیستوله و همچنین استفاده‌ی همزمان از نرم‌افزارهای طراحی به کمک کامپیوتر بوده است. آن‌ها سپس جریان سیال لزج درون پروانه را بررسی و شبیه‌سازی کردند. آن‌ها همچنین به بررسی فضاهای وامانده‌ی چرخشی درون پروانه‌ی پمپ گریز از مرکز پرداختند [۷].

لیو و وو [۸] به‌صورت عددی، بهبود ساختاری بادگیر خروجی واحد بیرونی یک کولر گازی دوتکه را بررسی کردند. صحت نتایج عددی با استفاده از داده‌های تجربی نشان داده شد. ساختار بادگیر با استفاده از شبیه‌سازی عددی میدان جریان بهبود بخشیده شد و این بهبود نرخ جریان را افزایش و شدت توربولانسی را کاهش داد.

در تحقیق حاضر، ابتدا مدل هندسی واحد بیرونی کولر گازی دوتکه‌ی Mr.Slim 30000 مدل $MUH-A30VD$ تولید شده و سپس به کمک دینامیک سیالات محاسباتی جریان داخلی پایدار لزج عبوری از آن شبیه‌سازی شده است. نمای شماتیک واحد بیرونی کولر گازی مورد مطالعه در شکل ۱ نشان داده شده است. ابعاد کولر گازی مورد مطالعه ۸۵۰×۳۳۰×۸۴۰ میلی‌متر می‌باشد.



شکل ۱: شماتیک واحد بیرونی کولر گازی مورد مطالعه [۹]

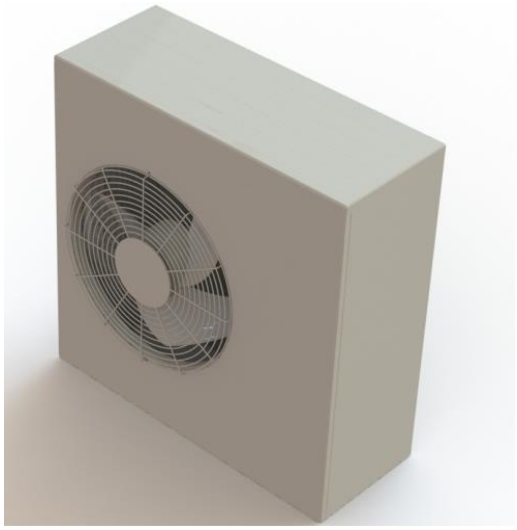
۲- مدلسازی هندسی

مدل‌سازی هندسی با اندازه‌گیری ابعاد، با استفاده از ابر نقاط و استفاده‌ی همزمان از نرم‌افزار طراحی به کمک کامپیوتر سالیدورکس صورت پذیرفته است. برای مدل‌سازی هندسی فن، برای افزایش دقت ابعاد اندازه‌گیری شده، تیغه‌ی فن در چند مقطع برش داده شد و اطلاعات آن در تولید مدل هندسی استفاده گردید. فن جریان محوری کولر گازی از نوع جریان محوری پروانه‌ای است. این نوع از فن‌ها برای حجم زیاد هوا و اختلاف فشار استاتیک کم استفاده می‌شوند. شکل ۳ نمای روبرو و پشت فن جریان محوری را نشان می‌دهد.



شکل ۲: نمای‌های مختلف مدل هندسی فن جریان محوری

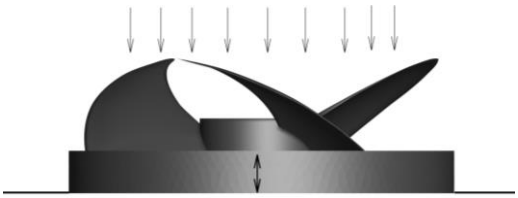
هم‌چنین سایر اجزای دیگر واحد بیرونی شامل بادگیر خروجی هوا، موتور الکتریکی و بدنه واحد بیرونی با اندازه‌گیری مستقیم ابعاد و انتقال داده‌ها به نرم‌افزار تولید مدل هندسی تولید شده است. مدل هندسی نهایی تولید شده در شکل ۳ و نمایی از طوقه واحد بیرونی همراه با فن جریان محوری در شکل ۴ نشان داده شده است. باید توجه داشت که در این تحقیق با توجه به اهداف مورد نظر، جهت ساده‌سازی فرایند شبیه‌سازی، از حضور بادگیر خروجی مدل شبیه‌سازی شده صرف‌نظر شده است.



شکل ۳: مدل هندسی سه‌بعدی واحد بیرونی کولر گازی مورد مطالعه

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]



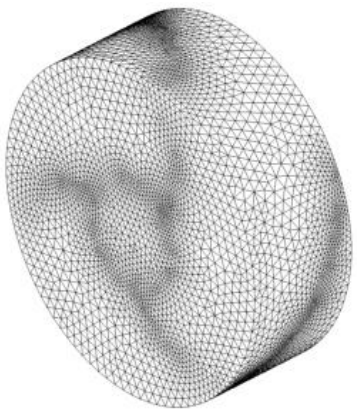
شکل ۴: نمایی از طوقه واحد بیرونی همراه با فن

۳- تولید شبکه

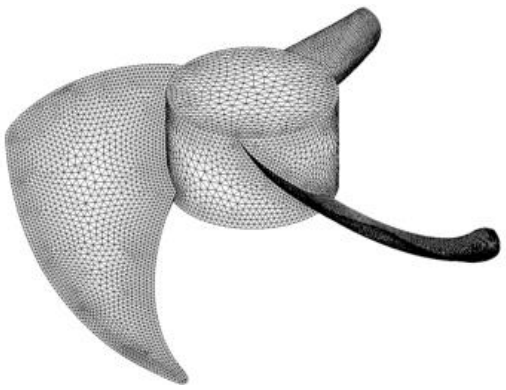
تولید شبکه محاسباتی یکی از مهم‌ترین و زمان‌برترین بخش‌های شبیه‌سازی عددی است. در مسایل ماشین‌های دوار، از آنجا که دیواره‌ها و پره‌ها دارای انحنای زیاد هستند، شبکه بی‌سازمان با سلول‌های چهار وجهی اگرچه زمان حل را نسبت به شبکه باسازمان افزایش می‌دهد، اما تطبیق بهتری با هندسه دارد و برای هندسه‌های پیچیده این قابلیت را دارد که با تعداد سلول کمتر، انحنای جسم را به‌طور مطلوب ایجاد کند. این امر هزینه‌های محاسباتی را به میزان زیادی کاهش می‌دهد [۱۲-۱۰]. بنابراین به‌دلیل کارآیی مناسب شبکه‌های بی‌سازمان، در نواحی با هندسه‌های پیچیده از این نوع شبکه برای گسسته‌سازی میدان محاسباتی استفاده شده است.

به منظور دست‌یابی به یک حل عددی دقیق و منطقی، ناحیه‌ی بالادست ورودی واحد بیرونی و پایین‌دست خروجی واحد در دامنه‌ی محاسباتی کل منظور گردیده است. به دلیل هندسه پیچیده حاکم بر نواحی اطراف فن جریان محوری، این دامنه با شبکه‌ی چهار وجهی بی‌سازمان، با نرم‌افزار تولید شبکه‌ی گمبیت، به سلول‌های محاسباتی گسسته شده است.

شبکه‌های محاسباتی واحد بیرونی به دو ناحیه‌ی چرخان و ثابت تقسیم شده‌اند. بخش چرخان شبکه‌ها، یک ناحیه‌ی استوانه‌ای است که در شکل ۵ نشان داده شده است و شامل ۳۷۹۴۰۰ سلول است. بخش دیگر (فضای بین ناحیه چرخان و سطح خارجی واحد)، شامل یک ناحیه‌ی ثابت بدون چرخش است که تعداد ۲۲۷۴۵۰ سلول برای گسسته‌سازی آن استفاده شده است. نواحی پایین‌دست جریان خروجی و بالادست جریان ورودی واحد بیرونی به‌ترتیب شامل ۷۱۱۶۸ و ۲۹۶۰۹ سلول است. شبکه‌ی تولید شده روی سطح فن در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۵: شبکه‌های محاسباتی ناحیه چرخان



شکل ۶: شبکه‌های محاسباتی روی سطح فن

۴- معادلات حاکم و روش عددی

به علت سرعت دورانی پایین فن جریان محوری در واحد بیرونی کولر گازی دوتکه، جریان غیرقابل تراکم فرض شده است. معادلات حاکم بر جریان سیال، معادلات ناویر-استوکس سه‌بعدی بوده که ماهیتی دیفرانسیلی دارند. برای شبیه‌سازی اغتشاشات موجود از مدل دو معادله‌ای k-ε Realizable استفاده شده است. برای حل معادلات حاکم بر جریان حل‌گر دینامیک سیالات محاسباتی فلوئنت بر پایه حجم محدود استفاده شد. در جریان تراکم‌ناپذیر هیچ معادله‌ی مستقلی برای توزیع فشار وجود ندارد. برای حل هم‌زمان معادلات حاکم، ترکیب بین فشار و سرعت شرطی را برای حل مربوط به میدان جریان ایجاد می‌کند. روش‌های مختلفی برای حل هم‌زمان سرعت و فشار ارائه شده است [۱۰]. در این تحقیق از الگوریتم حل هم‌زمان سرعت و فشار سیمپل استفاده شده است. هم‌چنین، چارچوب مرجع چندگانه برای شبیه‌سازی دوران فن جریان محوری استفاده شد.

مدل محیط متخلخل برای شبیه‌سازی مقاومت چگالنده در مقابل جریان سیال استفاده شده است. جریان عبوری از محیط متخلخل برای اولین بار توسط دارسی، با در نظر گرفتن نیروی ویسکوز در جامد مورد بررسی قرار گرفت. اگرچه معادله‌ی دارسی تنها روی نیروی ویسکوز تمرکز دارد، نادیده گرفتن نیروی اینرسی سبب افزایش سرعت می‌گردد. جوزف و همکاران معادله‌ی دارسی- فورچیمر را پیشنهاد دادند که شامل هر دو ترم نیروی ویسکوز و نیروی اینرسی است [۱۳]. افت فشار در چگالنده با رابطه‌ی (۱) به دست می‌آید:

$$\Delta p = -\left(\frac{\mu}{k}U + C_2\frac{1}{2}\rho U^2\right)\times\Delta m \qquad (۱)$$

در رابطه‌ی فوق، اولین عبارت سمت راست معادله، همان معادله‌ی دارسی است و دومین عبارت سمت راست، ترم افت اینرسی است. در رابطه‌ی (۱)، μ ویسکوزیته‌ی دینامیکی، k نفوذپذیری محیط متخلخل، C_2 ضریب پرش متخلخل، U سرعت عمود بر وجه محیط متخلخل و Δm ضخامت محیط متخلخل می‌باشد.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

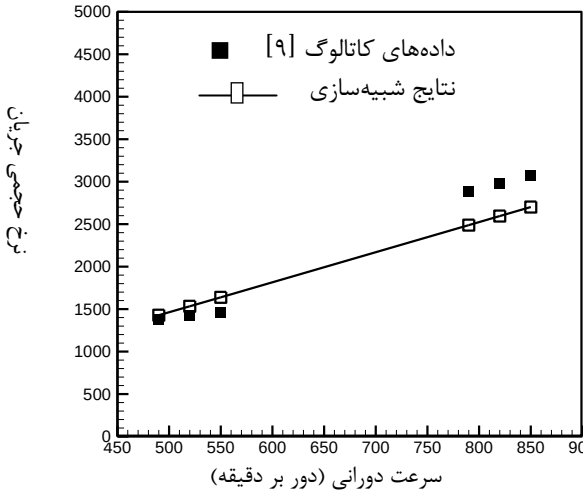
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

۵- نتایج

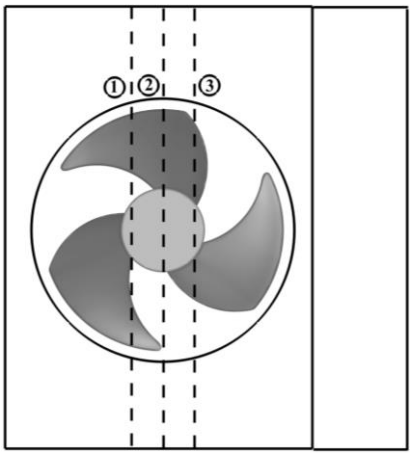
معادلات شبیه‌سازی عددی جریان عبوری از واحد بیرونی یک کولر گازی دو تکه با استفاده از نرم‌افزار فلوئنت و به کار بردن روش چارچوب مرجع چندگانه صورت گرفته است. نتایج شبیه‌سازی عددی نرخ حجمی جریان در سرعت‌های دورانی مختلف به همراه داده‌های مرجع [۹] در شکل ۷ نشان داده شده است. متوسط اختلاف میان دبی حجمی به‌دست آمده از حل عددی و داده‌های مرجع، ۱۰/۳ درصد می‌باشد که نشان می‌دهد شبیه‌سازی عددی از دقت قابل قبولی برخوردار است. در ادامه ابتدا تأثیر ارتفاع طوقه و سپس انسداد چگالنده روی مشخصه‌های جریان عبور از واحد تقطیر بررسی شده است.

۵-۱ تأثیر عرض طوقه روی مشخصه های جریان

در سال‌های اخیر، محققانی نشان داده‌اند که شکل طوقه واحد بیرونی یک کولر گازی دوتکه می‌تواند بر روی پارامترهای آیرودینامیک تأثیرگذار باشد [۲]. در این مطالعه، تأثیر ارتفاع طوقه روی مشخصه‌های جریان بررسی شده است. شبیه‌سازی جریان در چهار ارتفاع طوقه‌ی ۰، ۳/۵، ۵/۵ و ۷ سانتی‌متر و سرعت‌های دورانی پایین (۴۹۰ دور بر دقیقه) و بالا (۸۵۰ دور بر دقیقه) برای فن انجام شده است. عرض طوقه ۳/۵ سانتی‌متر حالت طراحی سیستم می‌باشد. خطوط جریان در سه صفحه طولی گذرنده از واحد، برای طوقه با ارتفاع‌های مختلف نمایش داده شده است. شکل ۸، موقعیت صفحات طولی را نشان می‌دهد. صفحه ۲ از میانه فن جریان محوری عبور می‌کند و صفحات ۱ و ۳ در فاصله‌های یکسانی از میانه فن در سمت چپ و راست میانه فن قرار دارند. خطوط جریان و سرعت محوری بدون بعد روی این صفحات در شکل ۹ نشان داده شده است.



شکل ۷: تغییرات نرخ حجمی جریان بر حسب سرعت دورانی



شکل ۸: موقعیت صفحات طولی

مقدار سرعت محوری با سرعت نوک پره فن بی‌بعد شده است. صفحات ۱ و ۲، از لبه‌ی نوک پره‌ی فن عبور می‌کنند حال آن‌که صفحه ۳ از لبه‌ی فرار پره عبور می‌کند. در شکل‌های ۹ دو نوع از گردابه‌ها دیده می‌شود: گردابه‌های داخلی و گردابه‌های نوک پره. گردابه‌های نوک به صورت گسترده در فن‌های جریان محوری که به صورت جزئی توسط طوقه احاطه می‌شوند، وجود دارد [۱۴]. این گردابه‌ها به دلیل اختلاف فشار بین سطح فشار و سطح مکش پره تشکیل می‌شوند. گردابه‌های شکل گرفته در نیمه بالایی صفحات ۱ و ۲ اطراف نوک فن از این نوع گردابه‌ها می‌باشند. همان‌گونه که شکل نشان می‌دهد با افزایش ارتفاع طوقه، اندازه گردابه‌های نوک کاهش می‌یابد. نوع دوم گردابه‌ها، گردابه‌های داخلی، به دلیل اندرکنش میان سرعت شعاعی و سطوح جامد واحد بیرونی شکل می‌گیرد. از جمله‌ی این گردابه‌ها می‌توان به گردابه‌های شکل گرفته در نیمه‌بالایی صفحه ۳ اطراف لبه‌ی فرار اشاره کرد. در صفحه ۱ هم‌چنان که عرض طوقه واحد افزایش می‌یابد، اندازه‌ی گردابه‌های داخلی شکل گرفته در نیمه پایینی کاهش می‌یابد و مرکز گردابه به سمت صفحه جلویی واحد حرکت می‌کند. از طرفی در این صفحه برای طوقه با ارتفاع ۵/۵ و ۷ سانتی‌متر، گردابه‌ای داخلی در نیمه بالایی صفحه در حدفاصل طوقه و بدنه واحد مشاهده می‌شود. در صفحه ۲ هم‌چنین با افزایش ارتفاع طوقه، اندازه گردابه‌های داخلی کاهش می‌یابد. در این صفحه، به علت اندرکنش سرعت و طوقه، گردابه‌هایی در خروجی، در فضای بین ورودی و خروجی طوقه تشکیل می‌گردد. در صفحه ۳ با افزایش ارتفاع طوقه، اندازه گردابه‌های داخلی کاهش می‌یابد به گونه‌ای که در ارتفاع طوقه ۵/۵ و ۷ سانتی‌متر گردابه‌های داخلی شکل گرفته در نیمه پایینی در ارتفاع صفر و ۳/۵ سانتی‌متر که به صورت ناقص توسعه یافته‌اند، از بین می‌روند.

برای توصیف بهتر تأثیر ارتفاع طوقه (یا انسداد چگالنده)، پارامترهای بی‌بعد آیرودینامیک ضریب بی‌بعد شدت جریان ϕ، ضریب فشار کل ψ و بازده η به صورت زیر تعریف می‌گردد [۱۵].

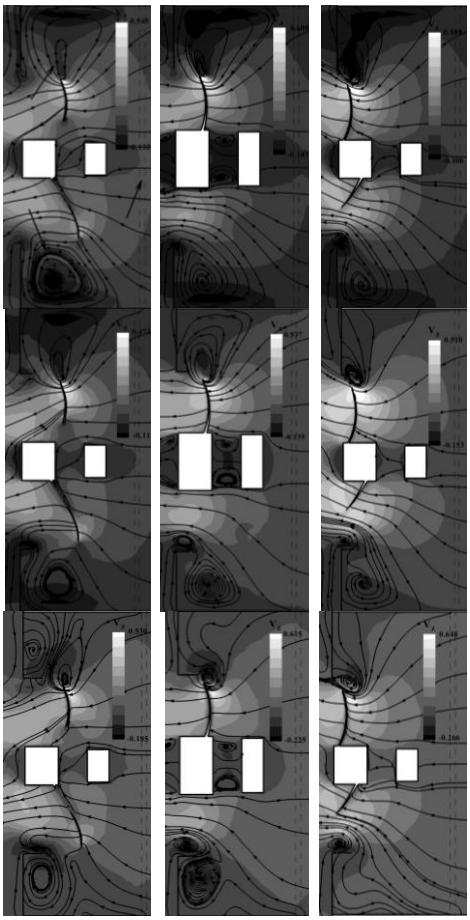
$$\phi = \frac{4q}{\pi D^2 u}, \quad \psi = \frac{2\Delta p_t}{\rho u^2}, \quad \eta = \frac{q\Delta p_t}{T\omega} \qquad (۲)$$

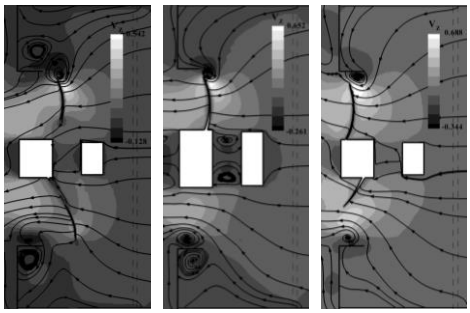
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

که q دبی حجمی جریان، Δp_t افزایش فشار کل، u سرعت نوک فن، D قطر نوک فن، ρ چگالی، T گشتاور فن و ω نیز سرعت دورانی فن جریان محوری می‌باشد.

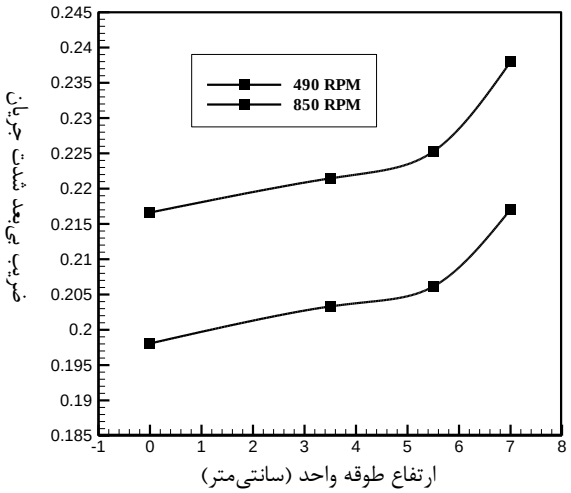
نمودارهای شکل ۱۰ و ۱۱ تغییرات ضریب جریان و بازده واحد بیرونی را برای سرعت‌های دورانی پایین ۵۲۰ و بالا ۸۲۰ نشان می‌دهد. هم‌چنان که این نمودارها نمایش می‌دهند با افزایش عرض طوقه واحد بیرونی، ضریب بی‌بعد شدت جریان و بازده افزایش پیدا می‌کند. افزایش ضریب شدت جریان و بازده به دلیل کاهش اندازه گردابه‌های نوک و گردابه‌های داخلی می‌باشد. با افزایش عرض طوقه واحد از جریان هوای چرخشی خارج از فن و هم‌چنین پخش جریان هوا جلوگیری می‌شود که این امر به نوبه خود کاهش اتلاف نرخ خروجی از واحد بیرونی کولر گازی را به همراه دارد. علی‌رغم افزایش ضریب شدت جریان و بازده با افزایش عرض طوقه، پارامتر مهم دیگری که باید مورد ارزیابی قرار بگیرد شدت توربولانسی است. شدت توربولانسی معمولا به عنوان پاسخی به سطح صدا و نویز تولید شده شناخته می‌شود.



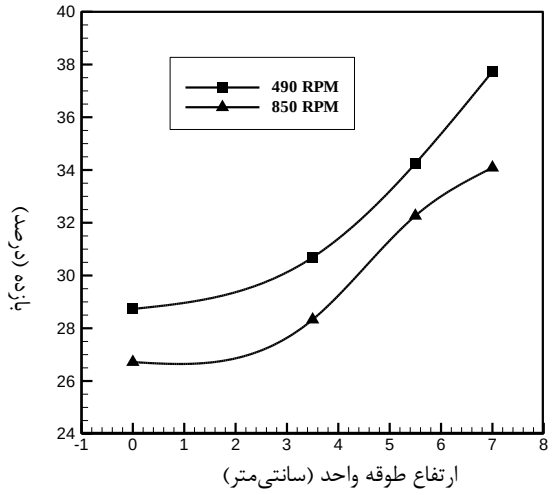


شکل ۹: سرعت محوری بی‌بعد و خطوط جریان عبوری از صفحات طولی گذرنده از واحد بیرونی. (الف): بدون طوقه (ب): طوقه با عرض ۳/۵ سانتی‌متر (ج): ۵/۵ سانتی‌متر (د): ۷ سانتی‌متر

شکل ۱۱، شدت توربولانسی بر حسب عرض طوقه را برای سرعت دورانی پایین و بالای فن نشان می‌دهد. آن‌چنان که شکل نشان می‌دهد برای حالت‌های بررسی شده، کمینه و بیشینه شدت توربولانسی به ترتیب در حالت طراحی (۳/۵ سانتی‌متر) و ۷ سانتی‌متر اتفاق می‌افتد.



شکل ۱۰: تغییرات ضریب بی‌بعد شدت جریان بر حسب ارتفاع طوقه



شکل ۱۱: تغییرات بازده آیرودینامیک واحد بیرونی بر حسب ارتفاع طوقه

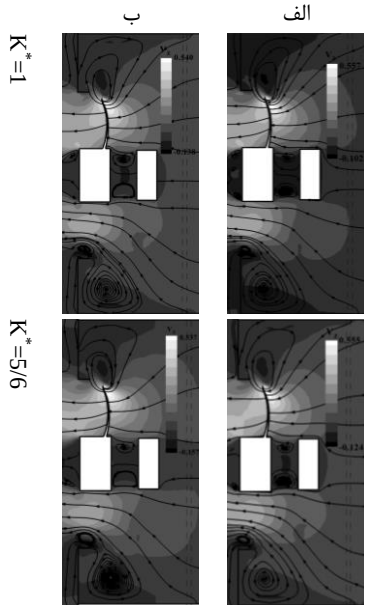
[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

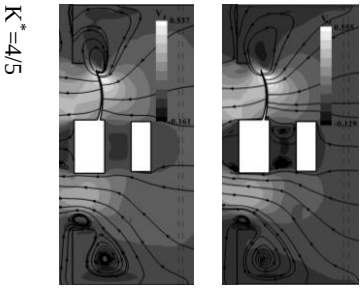
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

۵-۲ انسداد چگالنده

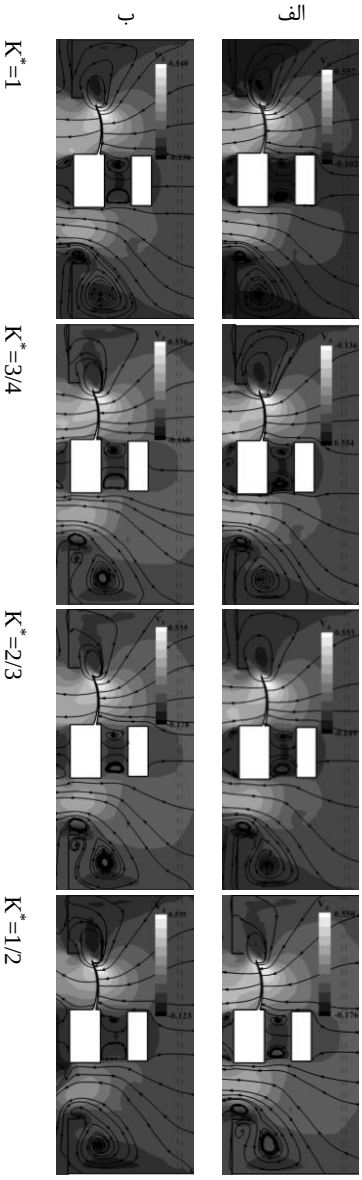
در این بخش، تأثیر گرفتگی چگالنده‌ی واحد بیرونی کولر گازی دوتکه (واحد تقطیر) بر روی مشخصه‌های جریان بررسی شده است. در این مطالعه، گرفتگی چگالنده به صورت کاهش ضریب نفوذپذیری چگالنده (به عنوان یک محیط متخلخل) مدل‌سازی شده است. ضریب نفوذپذیری بی‌بعد ($K^*=K/K_0$) به‌صورت نسبت نفوذپذیری چگالنده کثیف (K) به نفوذپذیری چگالنده تمیز (K_0) تعریف می‌شود.

شکل ۱۲ خطوط جریان عبوری از صفحه طولی عبوری از واحد بیرونی کولر گازی را در سرعت دورانی بالا (۸۲۰) و پایین (۵۲۰) برای مقادیر مختلف ضریب نفوذپذیری بی‌بعد نشان می‌دهد. به صورت کلی می‌توان بیان کرد که در سرعت دورانی بالا (۸۲۰ دور بر دقیقه)، با کاهش ضریب نفوذپذیری بی‌بعد تا مقدار ۳/۴ تغییری در الگوی جریان عبوری از صفحه ۲ (صفحه طولی عبوری از واحد بیرونی و مرکز فن) مشاهده نمی‌شود اما پس از آن با کاهش ضریب نفوذپذیری بی‌بعد اندازه گردابه‌های نوک فن کاهش می‌یابد. هم‌چنین می‌توان نتیجه گرفت که در سرعت دورانی پایین (۵۲۰ دور بر دقیقه) با کاهش ضریب نفوذپذیری تغییری در الگوی جریان مشاهده نمی‌شود. بیشینه سرعت بی‌بعد محوری در راستای حرکت کلی سیال (سرعت مثبت) با کاهش ضریب نفوذپذیری کاهش می‌یابد هم‌چنین برای سرعت دورانی بالا اندازه سرعت محوری برگشتی با کاهش ضریب نفوذپذیری افزایش می‌یابد ولی برای سرعت دورانی پایین این افزایش در اندازه سرعت محوری برگشتی تا ۲/۳ برای ضریب نفوذپذیری بی‌بعد ادامه دارد و در ضریب نفوذپذیری بی‌بعد ۱/۲ این اندازه کاهش می‌یابد.





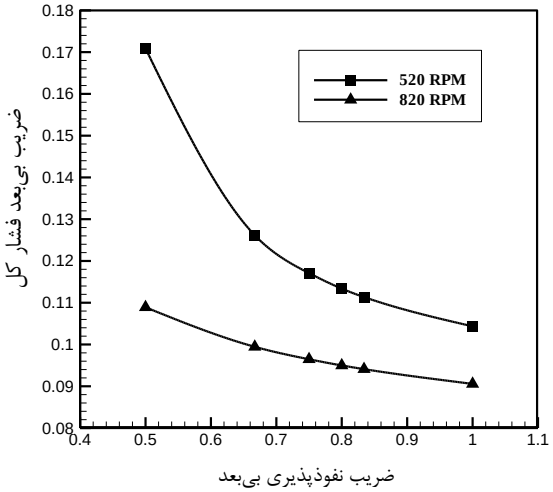
شکل ۱۲: سرعت بی‌بعد محوری و خطوط جریان عبوری از واحد بیرونی و میانه فن جریان محوری با ضریب نفوذپذیری مختلف (الف) ۸۲۰ دور بر دقیقه (ب) ۵۲۰ دور بر دقیقه



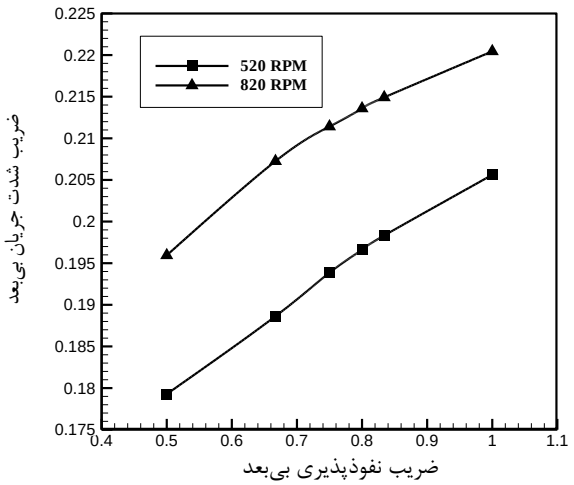
ادامه شکل ۱۲: سرعت بی‌بعد محوری و خطوط جریان عبوری از واحد بیرونی و میانه فن جریان محوری با ضریب نفوذپذیری مختلف (الف) ۸۲۰ دور بر دقیقه (ب) ۵۲۰ دور بر دقیقه

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

شکل ۱۳ نشان می‌دهد که ضریب بی‌بعد فشار کل با کاهش نفوذپذیری (انسداد چگالنده) افزایش می‌یابد، به عبارت دیگر با انسداد چگالنده اختلاف فشار کل در ورودی و خروجی فن زیاد می‌گردد. شکل، هم‌چنین نشان می‌دهد که نرخ افزایش ضریب بی‌بعد فشار کل با کاهش نفوذپذیری چگالنده در سرعت دورانی پایین (۵۲۰ دور بر دقیقه) بیشتر است. کاهش ضریب شدت جریان بی‌بعد با کاهش ضریب نفوذپذیری در شکل ۱۴ نشان داده شده است.



شکل ۱۳: تغییرات ضریب بی‌بعد فشار کل بر حسب ضریب نفوذپذیری بی‌بعد



شکل ۱۴: تغییرات ضریب شدت جریان بی‌بعد بر حسب ضریب نفوذپذیری بی‌بعد

۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق مدل هندسی سه بعدی واحد بیرونی یک کولر گازی دوتکه با استفاده از نرم‌افزار سالیدورکس و دامنه محاسباتی مورد مطالعه با استفاده از نرم‌افزار گمبیت تولید شده است. حل معادلات حاکم بر جریان سیال با حل‌گر دینامیک سیالات محاسباتی فلوئنت انجام گرفت. چگالنده‌ی لوله‌ای پرده‌دار فشرده در واحد بیرونی با فرض محیط متخلخل، مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده است. برای شبیه‌سازی دوران فن جریان محوری از چارچوب مرجع چندگانه (MRF) استفاده گردید.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی نشان می‌دهد که انحراف در اندازه‌ی عرض طوقه از حالت طراحی، روی شکل گردابه‌های نوک فن و هم‌چنین گردابه‌های داخلی تأثیر گذار است. وجود طوقه می‌تواند از جریان هوای چرخشی خارج از فن و هم‌چنین پخش جریان هوا جلوگیری کند و باعث کاهش اتلاف نرخ خروجی از واحد شود. هم‌چنین، با افزایش ارتفاع طوقه‌ی واحد بیرونی کولر گازی دوتکه، ضریب بی‌بعد شدت جریان، بازده و شدت توربولانسی افزایش می‌یابد. از طرف دیگر با کاهش ضریب نفوذپذیری چگالنده، ضریب بی‌بعد شدت جریان، کاهش و فشار بی‌بعد کل، افزایش می‌یابد.

فهرست علامت‌ها

	علائم انگلیسی
C_2	ضریب پرش متخلخل، m^{-1}
D	قطر نوک فن، m
K	متوسط نفوذپذیری محیط متخلخل، m^2
k	انرژی جنبشی آشفتگی، m^2s^{-2}
p	فشار، $kgm^{-1}s^{-2}$
q	نرخ جریان حجمی سیال (m^3h^{-1})
T	گشتاور فن، N.m
U	سرعت عمود بر سطح متخلخل، ms^{-1}
u	سرعت نوک فن، ms^{-1}
	علائم یونانی
Δm	متوسط ضخامت محیط متخلخل، m
ε	نرخ استهلاک آشفتگی، m^2s^{-3}
η	بازده
μ	لزجت دینامیکی، $kgm^{-1}s^{-1}$
ρ	چگالی، kgm^{-3}
ϕ	ضریب بی‌بعد شدت جریان
ψ	ضریب بی‌بعد فشار کل
ω	سرعت دورانی فن، rpm

مراجع

[1] J. Winkler, C. Booten, D. Christensen, J. Tomerlin, Laboratory Performance Testing of Residential Window Air Conditioners, National, national laboratory of the U.S. Department of Energy, Office of Energy Efficiency & Renewable Energy (2013).

[2] J. Hu, G. Ding, Effect of deflecting ring on noise generated by outdoor set of a split-unit air conditioner. International Journal of Refrigeration, 29 (2006) 505–513.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]
[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]

[۳] نادران طحان، مریم؛ بحرینیان، سید سعید؛ (۱۳۹۲) تـأثیر تغییـر نسـبت فشار بر مشخصه‌های عملکرد یک توربین جریان شعاعی دوقلو با اسـتفاده از مدل‌سـازی هندسـی و شـبیه‌سـازی جریـان. مجلـه علمـی پژوهششـی مهندسی مکانیک مدرس، دوره ۱۳ شماره ۱۴ ۲۲۰-۲۳۲.

[4] Y. Zhu, H. Ouyang,. Z. Du, Experimental and numerical investigation of noise generated by rotor blade passing an exhaust grille, Noise Control Eng. J., 56 (2008) No. 4.

[5] J. Tian, H. Ouyang, Y. Wu, Experimental and numerical study on aerodynamic noise of outdoor unit of room air conditioner with different grilles, international journal of refrigeration, 32 (2009) 1112-1122.

[6] X. Zhao, J. Sun, Zh, Zhang, Numerical and experimental investigation of flow behavior and aerodynamic noise in axial flow fan of air-conditioner, Proceedings of ASME Turbo Expo, Vancouver, British Columbia, Canada (2011).

[۷] بحرینیان، سید سـعید؛ بخشـش، مهـدی؛ (۱۳۸۸) مـدل‌سـازی هندسـی پروانـه توربوپمپ گریز از مرکز و شبیه‌سازی عددی جریـان سـیال درون آن، هفـدهمین کنفرانس سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک، ایران، تهران، دانشگاه تهران

[8] Y. Liu, C.J. Wu, Numerical Study on Structural Improvement of the Grill Fixed at the Outlet of the Air Conditioner Outdoor Unit, Applied Mechanics and Materials, 141 (2012) 386-391.

[9] Outdoor Unit Service Manual, Mitsubishi Electric, Mr. Slim No. OB425, MUH-A30VD.

[۱۰] بحرینیان، س.س.، صفاآبادی،هدایت.، (۱۳۹۰). مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی جریان سیال در مجراهای پیچیده توربوپمپ دو مرحله‌ای گریز از مرکز، نوزدهمین کنفرانس سالانه بین‌المللی مهندسی مکانیک، ایران، بیرجند، دانشگاه بیرجند

[11] S. S. Bahrainian, A. Daneh Dezfuli, A geometry-based adaptive unstructured grid generation algorithm for complex geological media, Computers & Geosciences, 68, (2014) 31-37.

[12] A. Daneh Dezfuli, S. S. Bahrainian, A grid generation algorithm for reservoir domains with discrete fracture networks, Int. J. Oil, Gas and Coal Technology, 8 (2014) No. 4.

[13] K. Ryua, K. Lee, B. Kim, Optimum placement of top discharge outdoor unit installed near a wall, Energy and Buildings, 59, (2013) 228–235.

[14] M. Eberlinc, B. Sirok, , M. Hocevar, Experimental investigation of the interaction of two flows on the axial fan hollow blades by flow visualization and hot-wire anemometry, Experimental Thermal and Fluid Science, 33, (2009) 929–937.

[15] H. Wang, J. Tian, H. Ouyang, , Y. Wu, Zh. Du, Aerodynamic performance improvement of up-flow outdoor unit of air conditioner by redesigning the bell-mouth profile International Journal of Refrigeration, 46 (2014) 173–184.

[Downloaded from jeed.dezful.iau.ir on 2026-11-08]

[DOR: 20.1001.1.20089813.1398.6.1.1.1]