



بررسی آزمایشگاهی و عددی اثر شکل پره بر بازدهی توربین پسایی هانتر

محمد رضا نخعی^{۱*}، پوریا قربانیان فرد^۲، محسن کهرم^۳ و محمدباقر آیانی^۴

^۱ دانشجو کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد.

^۲ دانشجو کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک تبدیل انرژی دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد.

^۳ استاد دانشکده مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد.

^۴ استادیار دانشکده مهندسی دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد.

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۳/۲۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۵/۳۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۲۰

چکیده

در مطالعه‌ی حاضر شکل پره‌ی نوع جدیدی از توربین بادی محور قائم به نام توربین هانتر که ساختار متفاوتی در مقایسه با سایر توربین‌های پسایی دارد، بررسی و بهینه‌سازی شده است. هدف مطالعه حاضر، طراحی پره با بیشترین ضریب پسا به منظور افزایش ضریب توان توربین می‌باشد. در این مطالعه ۴ پره تخت مربعی، دایروی، نیم‌دایروی و ترکیبی به منظور تعیین شکل پره مناسب، به روش آزمایشگاهی و عددی در حالت استاتیکی بررسی شده است. حل عددی با فرض جریان تراکم ناپذیر دو بعدی ناپایا و سه بعدی پایا انجام شده است. برای شبیه‌سازی جریان معادلات ناویر استوکس با استفاده از الگوی آشفتگی دو معادله‌ای انتقال تنش برشی کی-امگا حل شده است. این مدل، جریان کنار دیواره را با استفاده از حل مستقیم معادلات ناویر استوکس شبیه‌سازی می‌نماید. در روش آزمایشگاهی، نیروی پسای وارد بر پره اندازه‌گیری شده و با استفاده از مساحت پره، ضریب پسا محاسبه شده است. نتایج آزمایشگاهی و عددی با دقت نسبتاً خوبی بر هم منطبق است. همچنین با مقایسه ضریب پسا پره‌های مختلف، مشاهده می‌شود که پره مربعی نسبت به سایر پره‌ها با ضریب پسا برابر ۱/۱۸، بیشترین ضریب پسا را دارد.

کلمات کلیدی: توربین بادی هانتر؛ انرژی‌های تجدید پذیر؛ دینامیک سیالات محاسباتی؛ تونل باد.

Experimental and Numerical Investigation of Blade Shape Effect on the Hunter Wind Turbines Efficiency

M. Nakhaee*, P. Ghorbanianfard, M. Kahrom, M. Ayani

School of Mech. Eng., Mashhad Ferdowsi University, Mashhad, Iran.

Abstract

In the present study, the blade shape of a new kind of VAWT that has a different structure in comparison with other drag-based wind turbines, hunter turbine, is investigated and then optimized. The purpose of this study is designing a blade with the greatest drag coefficient in order to increase the power coefficient of the turbine. In this study 4 kinds of flat blades, including squared, circular, semi-circular and compound flat plates, have been investigated in static state experimentally and numerically. The numerically simulation has been carried out by assuming the incompressible, unsteady two-dimensional and steady three-dimensional flow. Flow simulation has been accomplished by discretizing and solving the Navier-Stokes equations with shear-stress transport (SST) $k-\omega$ turbulence model. This model simulates the near-wall flow by directly solving Navier-Stokes equations. In experimental method, the drag force is measured by a load-cell and the drag coefficient has been calculated by using the blade area. The results show a great agreement between the experimental and numerical data. It is concluded that the squared blade has the greatest drag coefficient among the considered cases, which is 1.18.

Keywords: Hunter Wind Turbine, Renewable Energy, Computational Fluid Dynamics (CFD), Wind Tunnel.

* محمد رضا نخعی تلفن: ۰۹۳۵۸۹۹۶۶۴۹

آدرس پست الکترونیک: Mohamadreza.nakhaee@stu.um.ac.ir

۱- مقدمه

با توجه به کاهش منابع سوخت‌های فسیلی، افزایش تقاضا در بازار انرژی و آلودگی محیط زیست در سال‌های اخیر، منابع انرژی تجدید پذیر مورد توجه قرار گرفته‌اند. انرژی تجدید پذیر شامل انرژی خورشید، زمین‌گرایی، زیست‌توده و باد می‌باشند. در میان این منابع انرژی باد جایگزین ارزان و مناسب برای انرژی فسیلی است، از این رو برای توسعه تکنولوژی استفاده از انرژی باد تحقیقات زیادی انجام شده است. بهره‌برداری از انرژی باد در دهه اخیر به سرعت رشد نموده است [۱].

به طور کلی توربین‌های بادی به دو دسته محور عمودی و محور افقی تقسیم بندی می‌شوند. یکی از تمایزهای قابل توجه عملکرد توربین‌های محور عمودی و محور افقی، کارایی آنها در سرعت باد متفاوت می‌باشد. توربین‌های محور افقی در سرعت باد بالا، عملکرد مناسبی دارند و از این رو در دهه گذشته تحقیقات گسترده‌ای بر روی این توربین‌ها انجام شده است. با وجود اینکه راندمان ایده‌آل توربین‌های محور قائم بیش از ۷۰ درصد می‌باشد [۲] که این بیشتر از راندمان ایده‌آل آل توربین‌های محور افقی است، اما توربین‌های محور قائم ساخته شده در مقایسه با توربین‌های محور افقی راندمان کمتری دارند. توربین‌های محور قائم ویژگی‌های خاصی دارند که توجه محققین را به خود جلب کرده است. از ویژگی‌های بارز این توربین‌ها می‌توان به کارایی آن‌ها در باد با سرعت کم، خود راه‌انداز بودن، مستقل بودن از جهت باد، نصب ژنراتور بر روی زمین و ایجاد آلودگی صوتی و بصری کمتر در مقایسه با توربین‌های محور افقی اشاره کرد. [۲]

توربین‌های محور قائم به دو دسته برای^۱ و پسایی^۲ تقسیم بندی می‌شوند. ضریب توان این توربین‌ها تحت تاثیر دو پارامتر مهم نسبت سرعت نوک پره و ضریب گشتاور توربین می‌باشد. پارامتر تاثیرگذار در توربین‌های پسایی ضریب گشتاور بالای آنها در مقایسه با توربین‌های برای می‌باشد [۲]. این سامانه با توجه به گشتاور تولیدی مناسب علاوه بر تولید برق در مناطق دور از شبکه، برای مصارف مختلفی از

قبیل پمپاژ آب نیز استفاده می‌گردد. توربین‌های بادی سیستمی^۳ و ساوانیوس^۴ از نوع پسایی می‌باشند.

مهم ترین عامل راندمان پایین توربین‌های پسایی، نیروی پسای وارده شده از طرف باد بر پره‌ها در نیم سیکل حرکت پره در جهت خلاف جریان باد می‌باشد. از این رو حذف این نیرو باعث افزایش راندمان توربین‌های پسایی می‌شود. در سال ۲۰۰۰ طرح جدید توربین پسایی توسط جان هانتز^۵ ارائه گردید [۳]. این توربین دارای پره‌های متحرک می‌باشد. این پره‌ها در نیم سیکل حرکت هم جهت با باد باز شده و در نیم سیکل حرکت در جهت مخالف جریان باد بسته می‌شود. در نتیجه نیرو پسا منفی وارد بر پره‌ها در نیم سیکل حرکت مخالف جریان باد از بین می‌رود.

تا کنون دو نوع توربین هانتز، استوانه‌ای و دیسکی شکل طراحی و رفتار جریان در اطراف آن مطالعه شده است. نوع استوانه‌ای این توربین شامل یک درام استوانه‌ای شکل می‌باشد که پره‌های متحرک آن بر روی درام نصب شده است. بو یانگ و کریس لاون توربین استوانه‌ای شکل هانتز را به صورت عددی و آزمایشگاهی شبیه سازی کرده و اثرات ۳ بعدی بودن جریان اطراف پره‌ی این توربین را با مقایسه حل ۲ بعدی و ۳ بعدی مطالعه کردند [۴]. در شکل ۱ توربین هانتز استوانه‌ای نشان داده شده است. این توربین برای جریان آب طراحی شده است. توربین هانتز دیسکی نوع دیگر این توربین است. این توربین در جریان باد با سرعت پایین بازده بهتری نسبت به توربین ساوانیوس دارد. پره‌های توربین مذکور صفحات تخت می‌باشند که بر روی دیسک متصل می‌شوند و دیسک بر روی رتور نصب می‌گردد. پره می‌تواند بر روی دیسک باز و بسته شود. کهرم و رضاییان [۵] رفتار این توربین را به صورت آزمایشگاهی و عددی بررسی کردند. در این توربین از پره‌های نیم دایروی استفاده شده است (شکل ۲).

با توجه به پسایی بودن توربین هانتز، افزایش ضریب پسا پره توربین هانتز دیسکی با استفاده از تغییر هندسه پره در مساحت رو به باد ثابت، می‌توان ضریب گشتاور توربین را بهبود بخشید. برای این منظور در مطالعه حاضر اثر شکل پره

³ Sistan Wind Turbine

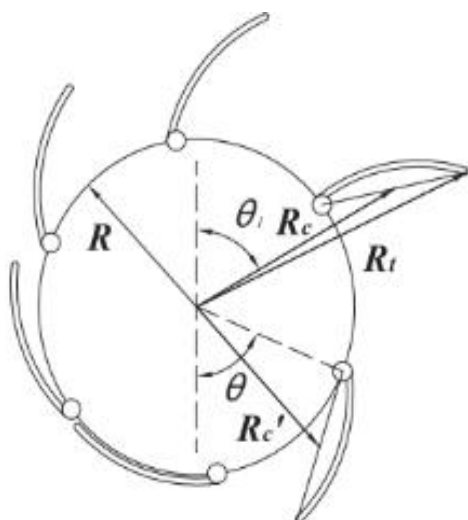
⁴ Savonius Wind Turbine

⁵ Hunter

¹ Lift Driven

² Drag Driven

در سیال، حل ۳ بعدی جواب دقیق‌تر را ارائه می‌کند. همچنین برای شبیه‌سازی جریان آشفته از الگوی توربولانسی آشفستگی دو معادله‌ای انتقال تنش برشی^۲ کی-امگا استفاده شده است.



شکل ۱- توربین استوانه‌ای هانتز [۳]



شکل ۲- توربین دیسکی هانتز (نمونه آزمایشگاهی) [۵]

توربین هانتز دیسکی بر ضریب پسا آن، در حالت استاتیک به روش آزمایشگاهی و عددی بررسی شده است.

تا کنون مطالعات زیادی بر روی رفتار جریان اطراف اجسام شناور در سیال^۱ انجام شده است. اکثر مطالعات انجام شده به منظور کاهش ضریب پسا وسایل نقلیه و تاثیر گردابه‌های ایجاد شده در پشت اجسام بر ضریب پسا آن می‌باشد. همچنین جنبه دیگر مطالعه این پدیده مربوط به بررسی اثر حرکت بال ریز پرنده‌های بال‌زن در نیم سیکل محرک می‌باشد.

نجار و بلاچاندار در سال ۱۹۹۸ اثر جدایش گردابه بر ضریب پسا صفحه تخت عمود بر جریان را مورد بررسی قرار دادند [۶]. نجار و ونکا در سال ۱۹۹۵ شبیه‌سازی عددی جریان حول صفحه تخت عمود بر جریان را انجام دادند [۷]. مولر در سال ۱۹۷۱ اثر ۲ بعدی و ۳ بعدی بودن جریان اطراف اجسام شناور در جریان را بررسی کرده است. متاو و همکاران در سال ۲۰۰۷ اثر گردابه‌های نوک بال بر ضریب پسا آن به منظور طراحی ریز پرنده‌ها مطالعه کرد [۸]. لیسوسکی و همکاران اثر زاویه حمله صفحه عمود بر جریان بر ضریب پسا آن را مطالعه کرد [۹]. پژوهش‌های انجام شده در این زمینه به منظور مطالعه رفتار جریان سیال اطراف وسایل نقلیه و در نتیجه کاهش نیرو وارده از طرف سیال بر اجسام می‌باشد.

در مطالعه حاضر رفتار جریان اطراف پره به منظور افزایش ضریب پسا آن بررسی شده است. افزایش ضریب پسا پره می‌تواند افزایش برداشت انرژی از جریان سیال را در توربین‌های پسایی در پی داشته باشد. با توجه به این نکته که توربین هانتز دیسکی در مراحل اولیه طراحی می‌باشد مطالعات کافی برای طراحی این توربین صورت نپذیرفته است. هدف مطالعه حاضر طراحی پره مناسب برای توربین پسایی هانتز دیسکی می‌باشد. مطالعات انجام شده به منظور کاهش زمان و هزینه به صورت استاتیک انجام شده است.

۲- معادلات حاکم

در مطالعه حاضر معادلات ناویر استوکس در جریان ۲ بعدی ناپایا و ۳ بعدی پایا به صورت تراکم ناپذیر حل شده است. با توجه به ۳ بعدی بودن ماهیت جریان در اطراف اجسام شناور

² Shear Stress Transport (SST)

¹ Bluff body

پس از تعیین میدان سرعت و فشار با استفاده از مقدار فشار اعمال شده بر روی پره و با استفاده از معادلات (۵) و (۶) به ترتیب ضریب فشار و ضریب پسا محاسبه می‌گردد. که به ترتیب به صورت زیر تعریف می‌گردد.

$$C_p = \frac{p-p_0}{1/2\rho u^2} \quad (۵)$$

$$C_d = \frac{F}{1/2\rho u^2 A} \quad (۶)$$

۳- شبکه‌بندی و شرایط مرزی

در این مطالعه ۴ پره با هندسه مربع، دایره، نیم‌دایره و ترکیب نیم‌دایره مستطیل با قطر هیدرولیک برابر با ۱۰ سانتی‌متر، مورد بررسی قرار گرفته است. برای مقایسه بهتر نتایج آزمایشگاهی با نتایج عددی، ابعاد حوزه حل برابر با ابعاد تونل باد مورد استفاده در آزمایشگاه در نظر گرفته شده است. ابعاد حوزه حل ۳۰۰×۷۰×۷۰ سانتی‌متر می‌باشد. در شکل ۳ هندسه پره‌های بررسی شده نشان داده شده است. لازم به ذکر است پره در مرکز سطح مقطع ۷۰×۷۰ سانتیمتری کانال در فاصله ۵۰ سانتیمتر از ورودی قرار گرفته و فاصله آن از انتهای حوزه حل ۲۵۰ سانتیمتر می‌باشد. برای شبکه بندی حوزه حل همان‌طور که در شکل ۴ نشان داده شده است از شبکه بندی ساختار یافته استفاده شده است.

با توجه به اینکه پیش بینی نسبتاً دقیق لایه مرزی در کنار دیوار دامنه‌ی حل نیاز می‌باشد که منجر به افزایش شدید تعداد شبکه و زمان حل در شبیه‌سازی ۳ بعدی می‌گردد. در نتیجه برای کاهش تعداد گره و زمان حل و همچنین شبیه‌سازی شرایط نسبتاً مشابه با شرایط آزمایشگاهی شرط مرزی دیوار بدون لغزش به منظور عدم تشکیل لایه مرزی بر روی دیواره-ی ناحیه حل برای سطوح محدود کننده این ناحیه انتخاب شده است. شرط مرزی پره، دیوار بدون لغزش^۶ انتخاب شده است. شرط مرزی ورودی جریان سرعت ورودی^۷ و شرط مرزی خروج در انتهای حوزه حل فشار خروجی^۸ در نظر گرفته شده است. در شکل ۵ نمای کلی حوزه حل همراه با شرایط مرزی نشان داده شده است.

معادلات بر اساس روش حجم محدود در نرم‌افزار تجاری انسیس فلونت ۱۵ حل شده‌اند. عبارات جابجایی، نفوذ بر اساس طرح^۱ مرتبه دوم اختلاف مرکزی^۲ و دستگاه معادلات خطی با حلگر ماتریسی اجرا شده است. در نهایت مجموع معادلات گسسته شده توسط الگوریتم سیمپل کوپل شده است. معادله (۱)، معادله پیوستگی و معادله (۲)، معادله مومنتم در جریان تراکم ناپذیر می‌باشد.

$$\nabla \cdot u = 0 \quad (۱)$$

$$\frac{\partial u}{\partial t} + (u \cdot \nabla)u = -\nabla p + \frac{1}{Re} \nabla^2 u \quad (۲)$$

در روش متوسط رینولدزی ناپایدار ناویر-استوکس^۳ برای حل جریان آشفته، دو مولفه u و u' برای سرعت در نظر گرفته می‌شود، که به ترتیب کمیت‌های سرعت متوسط و سرعت نوسانی می‌باشد. مقدار سرعت نوسانی با استفاده از ویسکوزیته توربولانسی محاسبه می‌شود. برای محاسبه لزجت آشفته‌گی باید مقادیر انرژی توربولانسی k ، و نرخ اتلاف ویژه انرژی توربولانسی ω ، محاسبه شود. در الگوی آشفته‌گی دو معادله‌ای انتقال تنش برشی کی-امگا از معادله انتقال (۳) برای محاسبه انرژی توربولانسی و از معادله انتقال (۴) برای محاسبه نرخ اتلاف ویژه انرژی توربولانسی استفاده می‌شود [۶].

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) + G_k - Y_k + S_k \quad (۳)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + G_\omega - Y_\omega + D_\omega + S_\omega \quad (۴)$$

در معادلات (۳) و (۴)، عبارت‌های G_k و G_ω به ترتیب نشان دهنده‌ی میزان تولید انرژی توربولانسی و نسبت اتلاف ویژه انرژی می‌باشد. عبارت‌های Γ_k و Γ_ω به ترتیب نشان دهنده نفوذ موثر انرژی توربولانسی و نسبت اضمحلال می‌باشند. عبارت‌های Y_k و Y_ω به ترتیب نشان دهنده‌ی اتلاف انرژی توربولانسی و نسبت اضمحلال می‌باشد. D_ω عبارت نفوذ متقابل^۴ می‌باشد و عبادات S_k و S_ω کمیت‌های چشمه^۵ تعریف شده توسط کاربر می‌باشد [۶].

^۱ Scheme

^۲ Central Differencing Scheme

^۳ Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes (URANS)

^۴ Cross Diffusion term

^۵ Source term

6. Wall (no slip)
7. Velocity inlet
8. Pressure outlet

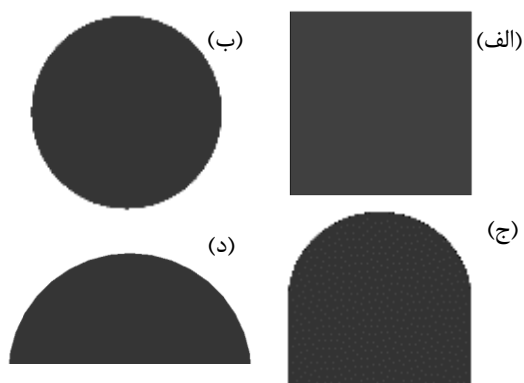
۴- بستر آزمایشگاهی

برای اندازه‌گیری ضریب پسا پره‌ها، ۴ پره مطابق پره‌های موجود در شکل ۳، از جنس پلکسی ساخته شد و با استفاده از پایه‌هایی از جنس فیبر کربن بر روی نیروسنج ۳ بعدی مدل MC15-3A ساخت شرکت داسل نصب گردید. شایان ذکر است برای رعایت نسبت انسداد در مقطع آزمایش در تونل باد، نیروسنج در خارج از محل فوق قرار گرفته است.

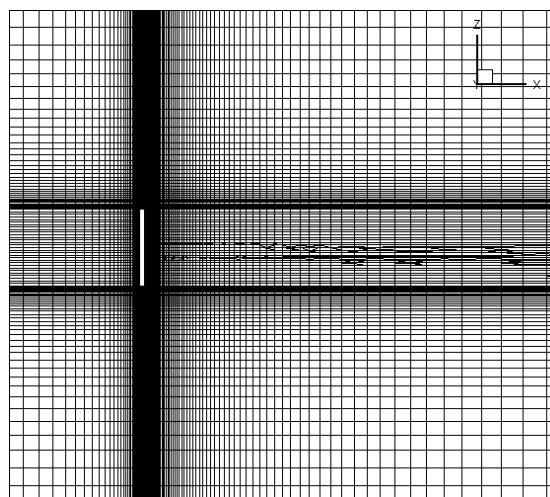
در شکل ۶ بستر آزمایشگاهی تونل باد به همراه وسایل اندازه‌گیری نشان داده شده است. همان‌طور که در این شکل مشاهده می‌شود، سیگنال ارسال شده از نیروسنج به وسیله آداپتور افزایشده تقویت شده و سپس به کارت دک^۱ ارسال می‌شود. در ادامه کارت دک داده‌های قابل پردازش برای رایانه را از طریق پورت کام در اختیار رایانه قرار می‌دهد. داده‌های اندازه‌گیری شده توسط نرم‌افزار متلب^۲ پردازش شده و سپس قابل مشاهده می‌باشد. در این مطالعه برای اندازه‌گیری ضریب پسا پره به صورت آزمایشگاهی، نیروی پسا وارده از طرف جریان باد با سرعت ۱۰ متر بر ثانیه، به وسیله نیروسنج ۳ بعدی با دقت ۰/۱ میلی نیوتن، اندازه‌گیری شده و با استفاده از معادله (۶) ضریب پسا محاسبه می‌شود. سرعت باد با استفاده از بادسنج پره‌ای (آنومتر) با دقت ۰/۱ متر بر ثانیه اندازه‌گیری شده است.

۵- نتایج

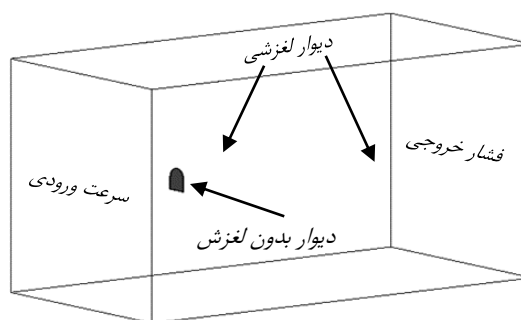
بطور کلی پارامترهای طراحی توربین‌های بادی شامل بررسی بازده توربین، محاسبه نیروهای آیرودینامیک وارد بر پره‌ها و مشاهده و تحلیل رفتار جریان اطراف توربین و پره‌های آن می‌باشد [۲]. با توجه به این نکته که در پژوهش حاضر تحلیل جریان در حالت استاتیک انجام شده است، امکان بررسی بازده توربین وجود ندارد. لذا در ادامه نیروهای آیرودینامیک وارد بر پره به روش آزمایشگاهی اندازه‌گیری شده و برای بررسی و تحلیل رفتار جریان اطراف پره شبیه‌سازی عددی انجام شده است. برای بررسی نیروهای آیرودینامیکی و تحلیل بهتر این نیروها از اعداد بی بعد: ضریب پسا و ضریب فشار که در معادلات (۵) و (۶) تعریف شده‌اند، استفاده شده است.



شکل ۳- هندسه پره‌های تخت با قطر هیدرولیک یکسان (برابر ۱۰ سانتیمتر) (الف) مربع، (ب) دایره، (ج) ترکیب نیم‌دایره مستطیل و (د) نیم‌دایره



شکل ۴- شبکه‌بندی حوزه حل



شکل ۵- حوزه حل و شرایط مرزی

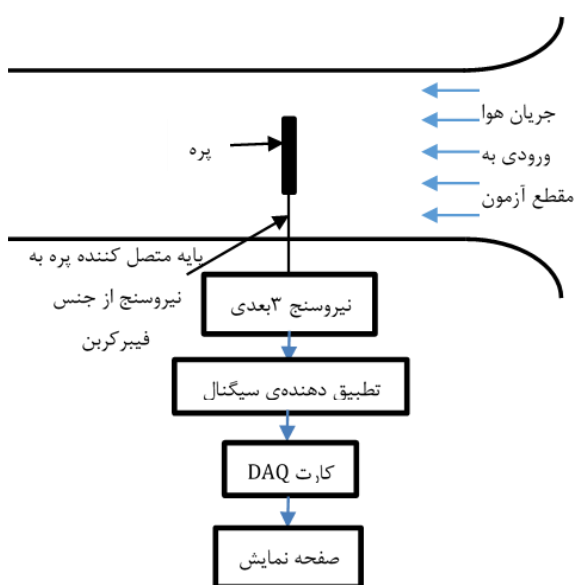
¹ DAQ

² MATLAB

تنهایی اندازه گیری شده و مقدار آن از نیرو وارد بر مجموع پره و پایه کم شده است. در شکل ۷ پره دایروی نصب شده بر روی نیروسنج در داخل تونل باد نشان داده شده است. در جدول ۱ نتایج آزمایشگاهی گزارش شده و با نتایج حل عددی و مقادیر ارائه شده در کتاب دینامیک سیالات ام‌وایت [۸] و کتاب پسا دینامیکی هئرنر [۹] مقایسه شده است. همچنین در جدول ۲ نتایج آزمایشگاهی همراه با عدم قطعیت ارائه شده و مشاهده می‌گردد نتایج عددی تطابق خیلی خوبی با نتایج آزمایشگاهی دارند. با توجه به نتایج به دست آمده در مطالعه حاضر و مقایسه ضریب پسا پره‌های مختلف مشاهده می‌شود پره تخت مربعی بیشترین ضریب پسا را در مقایسه با سایر پره‌های تخت دارا می‌باشد.

۵-۲- شبیه‌سازی ۲ بعدی

برای رعایت نسبت انسداد در جریان ۲ بعدی، طول و عرض حوزه حل به ترتیب، ۲۱ و ۳۰ برابر قطر هیدرولیک پره در نظر گرفته شده است. پره در فاصله ۵ برابر قطر هیدرولیک از ورودی قرار گرفته است. برای بررسی استقلال حل از تعداد شبکه، چهار شبکه‌بندی با تعداد ۲۹۰۰۰، ۴۳۰۰۰، ۶۵۰۰۰ و ۹۸۰۰۰ گره بررسی شده است. نتایج حاصل از شبکه سوم و چهارم تقریباً بر هم منطبق بوده لذا شبکه مناسب با تعداد ۶۵۰۰۰ گره برای بررسی حالت‌های مختلف در نظر گرفته شده است. در مطالعه حاضر، ضرایب زیرتخفیف برای معادلات فشار، ممنت، انرژی جنبشی توربولانسی و نسبت اتلاف ویژه به ترتیب برابر ۰/۳، ۰/۷، ۰/۸ و ۰/۸ در نظر گرفته شده است. مقدار گام‌زمانی برابر با ۳ درصد نسبت قطر هیدرولیکی پره بر سرعت جریان آزاد در نظر گرفته شده است [۱۰]، که برابر با ۰/۰۰۳ ثانیه می‌باشد. برای بررسی استقلال حل از گام‌زمانی محاسبه شده، مقادیر ۰/۰۰۱۵ و ۰/۰۰۰۵ ثانیه نیز بر روی یک شبکه معین بررسی شده که نتایج با دقت قابل قبولی بر هم منطبق بوده است. حل جریان تراکم ناپذیر، ۲ بعدی و ناپایا به خوبی قادر به پیش‌بینی تشکیل و جدایش گردابه‌ها در پشت پره می‌باشد. اما با توجه به اینکه جریان اطراف پره‌ها ۳ بعدی می‌باشد، حل ۲ بعدی ضریب پسا را با دقت مناسب، محاسبه نمی‌کند.



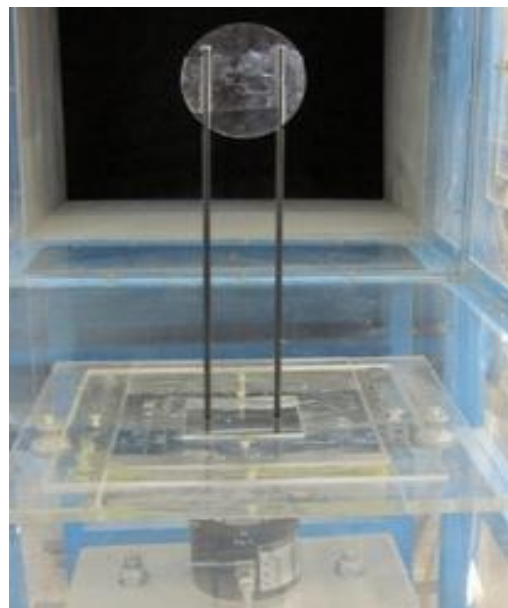
شکل ۶- بستر آزمایشگاهی

۵-۱- نتایج آزمایشگاهی

برای اندازه گیری ضریب پسا پره، روش‌های مختلفی از قبیل اندازه‌گیری سرعت اطراف پره با استفاده از سیم داغ^۱، اندازه‌گیری فشار سطح پره با استفاده از مانومتر و اندازه‌گیری مستقیم نیرو وارده بر پره با استفاده از نیرو سنج وجود دارد. با توجه به اغتشاشات شدید جریان در اطراف پره اندازه‌گیری سرعت در اطراف پره کاری سخت و همراه با خطا می‌باشد. لیسوسکی [۷] که از نتایج وی در اعتبار سنجی حل عددی استفاده شده است با استفاده از اندازه‌گیری سرعت، ضریب فشار در سطح پره را محاسبه کرد و پس از آن ضریب پسا را به دست آورده است. استفاده از مانومتر برای اندازه‌گیری فشار نیز، به دلیل اتلافات فشار همراه با خطا می‌باشد. در مطالعه حاضر برای اندازه‌گیری ضریب پسا متوسط، نیرو اعمالی بر پره به طور مستقیم اندازه‌گیری شده است که با توجه به دقت بالا نیروسنج استفاده شده در آزمایشات، نتایج بدست آمده در مطالعه حاضر دقت بیشتری نسبت به دو روش اول دارد. لازم به ذکر است برای محاسبه دقیق ضریب پسا نیروی وارده از طرف باد بر پایه‌های نگهدارنده پره به

^۱ Hot Wire

مشاهده می‌شود در مرکز اولین گردابه پشت پره کمترین مقدار ضریب فشار بوجود آمده است که نشان دهنده آشفتگی زیاد و سرعت بالا جریان در منطقه گردابه‌ای می‌باشد. همان‌طور که می‌دانیم با صرف نظر از اتلاف ناشی از لزجت سیال، انرژی توده سیال همواره ثابت بوده و می‌تواند به شکل فشار، سرعت و ورتیسیته ظاهر شود. همچنین در این شکل مشاهده می‌شود که با دور شدن گردابه‌ها از پشت پره، شدت چرخشی بودن توده سیال و آشفتگی شدید جریان به تدریج کاهش پیدا کرده و فشار آن افزایش می‌یابد. در شکل ۱۰ ضریب فشار محاسبه شده در سطح پره نشان داده شده است با بررسی این شکل مشاهده می‌شود، ضریب فشار در جلو پره برابر ۱ می‌باشد. در نقطه سکون تمام انرژی سیال به فشار تبدیل می‌شود و لذا ضریب فشار برابر ۱ در جلو پره تأیید کننده دقت نتایج به دست آمده در حل عددی می‌باشد. همچنین با توجه به مقدار ضریب فشار در پشت پره، محل تشکیل گردابه در کمترین مقدار خود را دارد مشخص می‌باشد. لحظه ثبت داده در نقطه‌ای که ضریب فشار کمترین مقدار خود را دارد مشخص می‌باشد.



شکل ۷- پره دایروی نصب شده بر روی نیروسنج در داخل تونل باد

در شکل ۸ تغییرات ضریب پسا محاسبه شده با استفاده از حل ۲ بعدی ناپایا بر حسب زمان بی‌بعد نشان داده شده و با ضریب پسا محاسبه شده توسط نجار و بلاچاندار [۱۱] مقایسه شده است. به دلیل جدایش پیاپی گردابه‌ها از پشت پره نمودار ضریب پسا دارای نوسانات پیاپی می‌باشد، برای مقایسه بهتر ضریب پسا در این شکل از ضریب پسا محاسبه شده متوسط گیری شده است. مقدار به دست آمده برای ضریب پسا در مطالعه حاضر و مقدار ارائه شده در مرجع [۱۱]، ۱۷ درصد اختلاف دارد. این اختلاف می‌تواند به دلیل تصحیح مدل توربولانسی در حل حاضر باشد. در شکل ۹ کانتور فشار گردابه‌های جاری شده در جریان در پشت پره نمایش داده شده است. در این شکل

جدول ۱- مقایسه ضریب پسا

حلول عددی	نتایج آزمایشگاهی	ام.وایت	هونتر
۱/۱۸	۱/۱۸۵۳	۱/۱۸	مربعی
۱/۱۷	۱/۱۷۳۱	۱/۱۷	دایروی
۱/۱۷۶	۱/۱۶۸۷	-	نیم دایره
۱/۱۶	۱/۱۴۹۸	-	ترکیبی

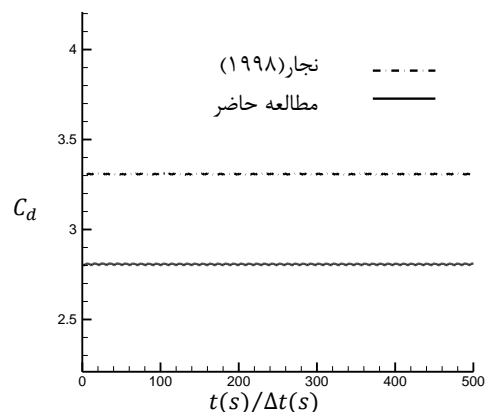
جدول ۲- نتایج آزمایشگاهی ضریب پسا برای پره‌های مختلف به همراه عدم قطعیت

هندسه پره	مساحت پره (m ²)	نیرو (N)	ضریب پسا آزمایشگاهی	عدم قطعیت %۹۵
مربع	۰/۰۱	۰/۷۲۶۱	۱/۱۸۵۳	±۰/۰۰۹۸
نیم دیسک	۰/۰۰۷۷	۰/۵۵۳۳	۱/۱۷۳۱	±۰/۰۱۰۴
دیسک	۰/۰۰۷۸۵	۰/۵۶۱۹	۱/۱۶۸۷	±۰/۰۰۷۸
ترکیبی	۰/۰۰۸۹	۰/۶۲۶۸	۱/۱۴۹۸	±۰/۰۰۶۹

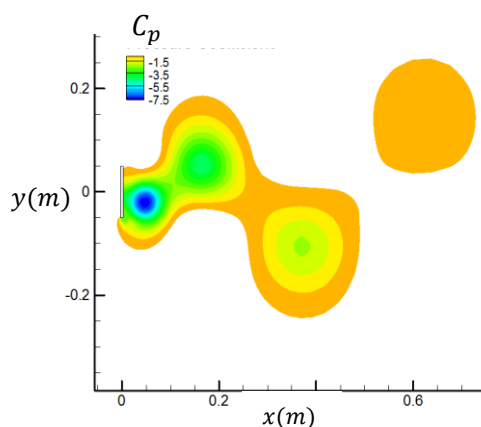
با توجه به این که اکثر پژوهش‌های عددی انجام شده در این زمینه به صورت ۲ بعدی انجام شده است، شبیه سازی ۲ بعدی برای مقایسه بهتر شرایط جریان در حالت ۲ بعدی و ۳ بعدی ارائه شده است. با مقایسه این دو حل می‌توان به اختلاف در مقدار ضریب پسا و نحوه‌ی جدایش گردابه‌ها اشاره کرد. اختلاف شرایط جدایش به دلیل وجود جریان‌های القایی در حل ۳ بعدی بوده که در قسمت شبیه‌سازی ۳ بعدی به آن بیشتر پرداخته خواهد شد.

۳-۵- شبیه‌سازی ۳ بعدی

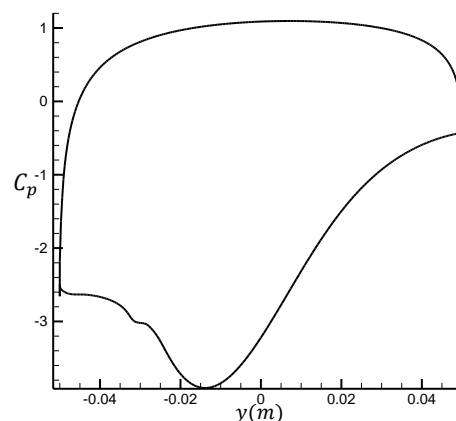
از آنجا که جریان حول پره توربین هانتز کاملاً ۳ بعدی می‌باشد لذا برای بررسی عملکرد ۴ پره با هندسه مربع، دایره، نیم‌دایره و پره ترکیبی، جریان تراکم‌ناپذیر پایا به صورت ۳ بعدی شبیه سازی شده است. برای بررسی استقلال حل از تعداد شبکه، چهار شبکه‌بندی با تعداد ۸۰۰۰۰۰، ۵۰۰۰۰۰، ۱۲۰۰۰۰ و ۱۵۰۰۰۰۰ گره بررسی شده است. نتایج حاصل از شبکه سوم و چهارم تقریباً بر هم منطبق بوده لذا شبکه مناسب با تعداد ۱۲۰۰۰۰ گره برای بررسی حالت‌های مختلف در نظر گرفته شده است. در مطالعه حاضر، ضرایب زیرتخفیف برای معادلات فشار، ممنتوم، انرژی جنبشی توربولانسی و نسبت اتلاف ویژه به ترتیب برابر ۰/۳، ۰/۷، ۰/۸ و ۰/۸ در نظر گرفته شده است. در شکل ۱۱ تغییرات ضریب فشار محاسبه شده در مرکز پره مربعی در راستای ارتفاع رسم شده و با نتایج عددی انجام شده توسط فگ و ژوهانسن [۱۲] و نجار و بلاچاندار [۱۱] و مطالعات آزمایشگاهی لیسوسک [۷] مقایسه شده است. در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود ضریب فشار جلو پره در تمام موارد برابر ۱ گزارش شده است. همانطور که قبلاً اشاره شد ضریب فشار نسبت هد فشار استاتیکی به کل انرژی سیال می‌باشد. در نقطه سکون تمام انرژی سیال به فشار تبدیل می‌شود، لذا این نسبت برابر یک می‌باشد. اما نکته قابل تامل در این شکل اختلاف ضریب فشار به دست آمده در پشت پره است. این اختلاف بیانگر شرایط پیچیده و شدیداً آشفته جریان در پشت پره می‌باشد. اختلاف نتایج حل حاضر و مقادیر ارائه شده در مراجع [۱۱، ۱۲] به دلیل بهبود روند حل و تصحیح معادلات توربولانسی در پژوهش حاضر می‌باشد. اختلاف با نتایج تجربی لیسوسکی نیز، به این دلیل می‌باشد که وی برای اندازه گیری ضریب فشار پشت پره ابتدا



شکل ۸- مقایسه ضریب پسا حل ۲ بعدی بر حسب زمان بی- بعد با مرجع [۱۱]

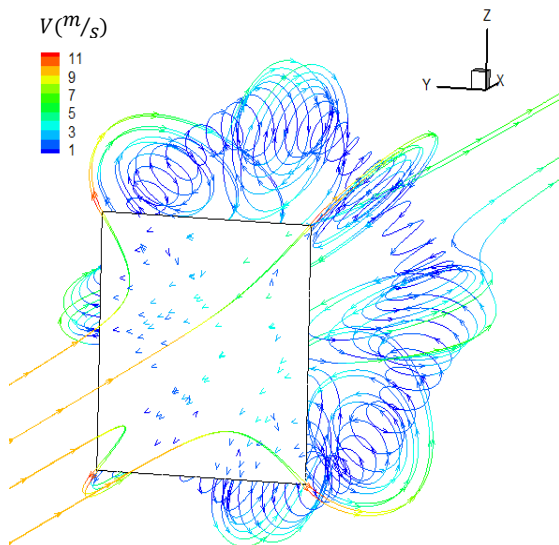


شکل ۹- کانتور ضریب فشار، گردابه‌های جدا شده از پشت پره



شکل ۱۰- ضریب فشار بر روی سطح پره، حل ۲ بعدی

ترکیبی که کمترین ضریب پسا را دارد مقایسه شده است. مشاهده می‌شود فشار در پشت پره ترکیبی بیشتر از فشار پشت پره مربعی بوده که این مهم ضریب پسا پره ترکیبی را در مقایسه با پره مربعی کاهش داده است. با توجه به این نکته که در مرکز پره نقطه سکون با بیشینه فشار ایجاد می‌شود، و با حرکت به سمت لبه پره به تدریج فشار کاهش می‌یابد، لذا سرعت ذره سیال بر روی سطح پره بر اثر گرداندن فشار منفی، افزایش می‌یابد. حال آنکه با گرد کردن لبه پره ذره سیال فرصت کمتری برای افزایش سرعت داشته و با سرعت کمتری وارد ناحیه گردابه‌ای پشت پره می‌گردد، لذا با گرد شدن لبه پره سرعت دوران گردابه‌ها کاهش پیدا کرده و در نتیجه فشار ناحیه گردابه‌ای پشت پره ترکیبی در مقایسه با فشار پشت پره مربعی بیشتر می‌باشد. در جدول ۳ ضرایب پسا محاسبه شده در حل جریان پایا برای پره‌های مختلف گزارش شده است. با مقایسه ضریب پسا پره‌های مختلف مشاهده می‌گردد پره مربعی بیشترین ضریب پسا را دارد.



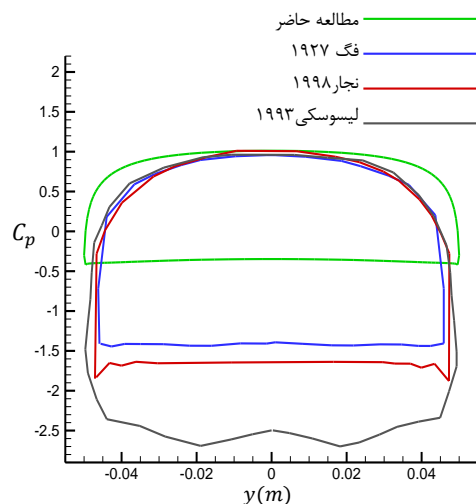
شکل ۱۲- خطوط جریان پشت پره مربعی

جدول ۳- ضریب پسا محاسبه توسط حل عددی

شکل پره	مربع	نیم دیسک	دیسک	ترکیبی
ضریب پسا	۱/۱۸	۱/۱۷۶	۱/۱۷	۱/۱۶

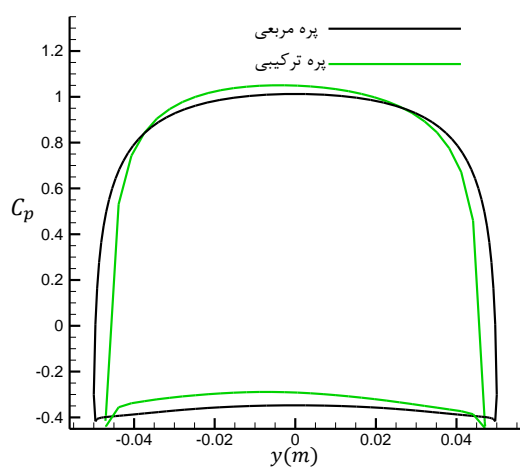
سرعت را اندازه‌گیری کرده است. در ادامه نشان داده خواهد شد جریان در پشت پره شدیداً آشفته بوده و به دلیل وجود گردابه‌های مارپیچی اندازه‌گیری سرعت در پشت پره همراه با خطا می‌باشد. در مطالعه حاضر برای دستی حل به نتایج آزمایشگاهی استناد شده است که ضریب پسا متوسط به‌دست آمده از حل عددی و نتایج آزمایشگاهی برای پره مربعی تقریباً با هم برابر بوده و مقدار آن برابر ۱/۱۸ به‌دست آمده است.

در شکل ۱۲ خطوط جریان و گردابه‌های تشکیل شده در پشت پره مشاهده می‌شود. گردابه‌های تشکیل شده در پشت پره مارپیچی بوده و لذا پسا القایی بر نیروی پسا اثر گذار می‌باشد.



شکل ۱۱- ضریب فشار بر روی خط تقارن پره مربعی در راستای ارتفاع پره

برای بررسی اثر شکل پره بر ضریب پسای آن در شکل ۱۳ سطح فشار بیشینه در نقطه سکون و سطح فشار کمینه در مرکز گردابه‌های تشکیل شده در پشت پره برای ۴ پره مورد بررسی در این مطالعه نشان داده شده است. در این شکل مشاهده می‌شود، لبه‌های تیز پره باعث انفصال در ساختار گردابه‌های مارپیچی شده و در نتیجه بر پسا القایی اثر می‌گذارد. همچنین شکل پره بر سرعت چرخش گردابه‌ها اثر گذار بوده و در نتیجه در اثر تغییر شکل پره، فشار پشت پره تحت تاثیر قرار می‌گیرد. در شکل ۱۴ ضریب فشار پره مربعی که بیشترین ضریب پسا را دارد با ضریب فشار پره

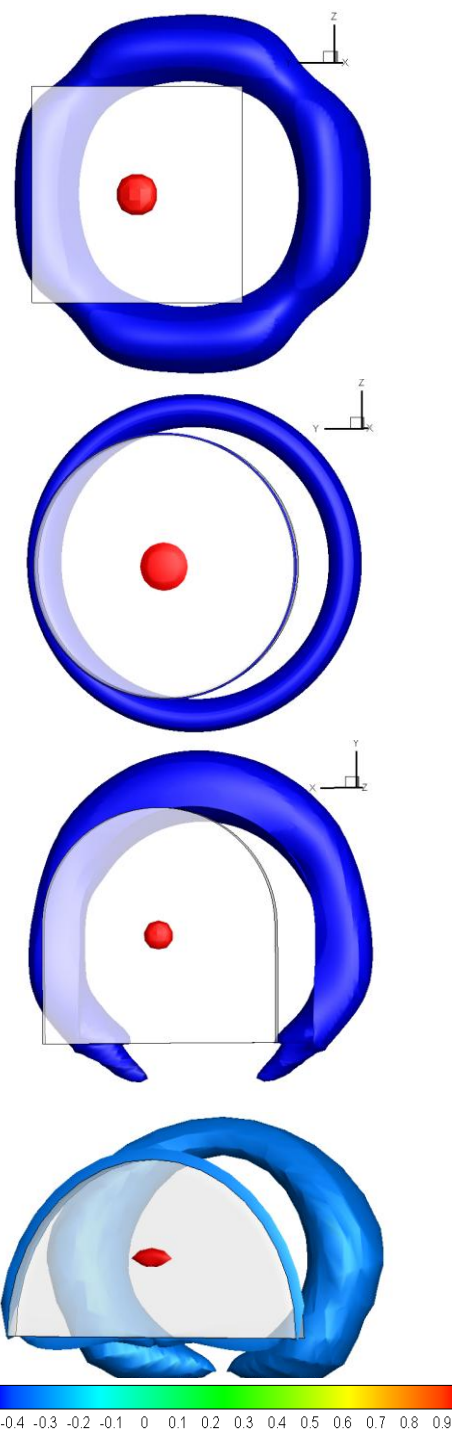


شکل ۱۴- مقایسه ضریب پسا بر روی خط تقارن پره‌های مربعی و ترکیبی

۶- نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر اثر هندسه پره تخت توربین هانتز دیسکی بر ضریب پسای آن به صورت آزمایشگاهی و عددی در حالت استاتیک مورد بررسی قرار گرفته است. نتایج آزمایشگاهی در مطالعه حاضر به روش اندازه‌گیری مستقیم نیروی وارد بر پره از طرف جریان باد به وسیله نیروسنج انجام شده است. اندازه‌گیری مستقیم نیرو روشی جدید بوده و در مقایسه با روش‌های اندازه‌گیری سرعت در ناحیه جدایش در پشت پره و اندازه‌گیری فشار سطح پره برای محاسبه ضریب پسا از دقت بالاتر برخوردار می‌باشد. نتایج حاصل از آزمایشات نشان می‌دهد پره مربعی دارای بیشترین ضریب پسا در مقایسه با سایر پره‌های بررسی شده در این مطالعه می‌باشد. بنابراین در میان پره‌های تخت بررسی شده پره تخت مربعی شکل، پره بهینه برای استفاده در توربین هانتز دیسکی شکل می‌باشد.

با مقایسه نتایج عددی و آزمایشگاهی مشاهده می‌شود ضریب پسا آزمایشگاهی با دقت قابل قبولی بر ضریب پسای محاسبه شده در شبیه‌سازی ۳ بعدی منطبق بوده است و این مقادیر با ضریب پسا به دست آمده از شبیه‌سازی ۲ بعدی اختلاف قابل ملاحظه‌ای دارند. از این رو نتیجه می‌شود رفتار جریان اطراف پره توربین هانتز کاملاً ۳ بعدی بوده و شبیه‌سازی ۲ بعدی بدون در نظر گرفتن اثرات ۳ بعدی بودن جریان قادر به پیش‌بینی دقیق ضریب پسا پره نمی‌باشد.



شکل ۱۳- کانتور ۳ بعدی ضریب فشار بر روی پره‌های تخت الف) مربع، ب) دایره، ج) ترکیب نیم‌دایره مستطیل و د) نیم-دایره

- [3] Yang B, Lawn C (2011) Fluid dynamic performance of a vertical axis turbine for tidal currents. *Renew Energ* 3355-3366.
- [4] Yang B, Lawn C (2013) Three-dimensional effects on the performance of a vertical axis tidal turbine. *Ocean Eng* 58:1-10.
- [۵] کهرم م، رضاییان س (۲۰۱۳) عملکرد توربین بادی هانتر دیسکی شکل. سومین همایش ملی سوخت، انرژی و محیط زیست.
- [6] Menter FR (2009) Review of the shear-stress transport turbulence model experience from an industrial perspective. *Osmania J Social Sci* 23(4): 305-316.
- [7] Chua K, Lisoski D, Leonard A, Roshko A (1990) A numerical and experimental investigation of separated flow past an oscillating flat plate. in *Nonsteady Fluid Dynamics* 455-464.
- [8] White FM (1999) *Fluid mechanics*. WCB.
- [9] Hoerner SF (1965) *Fluid-dynamic drag: practical information on aerodynamic drag and hydrodynamic resistance*. Sighard F. Hoerner.
- [10] Egorov Y, Menter FR, Lechner R, Cokljat D (2010) The scale-adaptive simulation method for unsteady turbulent flow predictions. part 2: application to complex flows. *Flow Turbul Combust* 85(1):139-165.
- [11] Najjar FM, Balachandar S (1998) Low-frequency unsteadiness in the wake of a normal flat plate. *J Fluid Mech* 370:101-147.
- [12] Fage A, Johansen FC (1927) On the flow of air behind an inclined flat plate of infinite span. *P Roy Soc Lond A Mat* 116(773): 170-197.

۷- علایم و نشانه‌ها

ضریب پسا	C_d
ضریب فشار	C_p
نفوذ متقابل	D
نیرو پسا (N)	F
عبارت تولید انرژی	G
فشار ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P
فشار گیج ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$)	P_0
عدد رینولدز	Re
سرعت (ms^{-1})	u_j
عبارت چشمه	S
اتلاف	Y
نفوذ متقابل	D
چگالی (kgm^{-3})	ρ
لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)	μ
نفوذ موثر	r

۸- مراجع

- [۱] عرب گلارچه ع، مقیمان م، جوادی م (۲۰۱۵) بررسی عوامل مؤثر بر راندمان توربین محور عمودی داریوس به روش آیرودینامیکی. *مجله مهندسی مکانیک مدرس* ۹۹(۹).
- [2] Bhutta MMA, Hayat N, Farooq AU, Ali Z, Jamil SR, Hussain Z (2012) Vertical axis wind turbine – A review of various configurations and design techniques. *Renew Sust Energ Rev* 16(4).