انجمن انرژی
پیشرو در کارآفرینی

JOURNAL OF THE INTERDISCIPLINARY ENERGY
STUDENT SCIENTIFIC ASSOCIATION OF TABRIZ UNIVERSITY

گاهنامه دوزبانه انجمن علمی دانشجویی
بین رشته‌ای انرژی دانشگاه تبریز

انرژی

سال اول، شماره پنجم،
زمستان ۱۴۰۲، قیمت ۱۰۰۰۰ تومان

- TECHNOLOGY NEWS
- INVENTION AND PATENT
- ARTIFICIAL INTELLIGENCE AND ENERGY
- INTRODUCTION TO THERMOFLOW SOFTWARE
- MORE THAN 10 SCIENTIFIC RESEARCH ARTICLES
- INTERVIEWS WITH DR. HADDI, DR. MAL ANDISH, DR. SHARIFI



- هوش مصنوعی و انرژی
- آشنایی با نرم افزار ترموفلو
- اختراع و پتنت
- مصاحبه با دکتر حدیدی، دکتر مال اندیش، دکتر شریفی
- بیش از ۱۰ مقاله علمی پژوهشی
- تازه‌های فناوری



«إِنَّ اللهَ فَالِقُ الْحَبِّ وَالنَّوَى يُخْرِجُ الْحَيَّ مِنَ الْمَيِّتِ وَمُخْرِجُ الْمَيِّتِ مِنَ الْحَيِّ ذَلِكُمُ اللهُ فَأَنَّى تُؤْفَكُونَ»

همانا خداوند آفریدگار دانه و هسته است، زنده را از مرده بیرون می آورد و مرده را از زنده بیرون می آورد، آن خداست، پس چگونه گم می شوید؟



شناسنامه نشریه

صاحب امتیاز:
انجمن علمی دانشجویی انرژی دانشگاه تبریز

شماره مجوز: ک.ن.ت۵/۵۰۱

استاد مشاور:
جناب آقای دکتر فرامرز رنجبر استاد تمام دانشکده مکانیک دانشگاه تبریز-جناب آقای دکتر امین حدیدی استادیار دانشکده مکانیک دانشگاه تبریز- سرکار خانم دکتر مینا سلیم استادیار دانشکده برق و کامپیوتر دانشگاه تبریز

مدیر مسئول:
مهندس آرش نوربخش سعدآباد A_nourbakhsh@tabrizu.ac.ir

سردبیر:
مهندس سیدامیررضا عبداللهی S.a_abdollahi@yahoo.com

مدیرداخلی:
محمدمهدی رسول‌زاده Mahdi.rasoulzade1382@gmail.com

ویراستار و ناظر کیفی:
مهندس آرش نوربخش سعدآباد

طراح و صفحه آرا:
مهندس سینا جداری خوشباف

هیئت تحریریه:
دکتر م‌حمدتقی شروانی‌تبار، دکتر سیدفرامرز رنجبر، دکتر محرم جعفری، دکتر مرتضی یاری، دکتر امین حدیدی، دکتراحسان غلامیان، دکتر وحید نورانی، دکتر علی شریفی، امیرعلی باقرنژاد، آرش نوربخش سعداباد، مهدی نامی خلیله‌ده، سیدامیررضا عبداللهی، سید مصطفی میرطبائی، سحر عادل رزی، سیامک سیفی، امیرحسین همرنگ، امین افخمی‌نیا، صغری اندریانی، محمد مهدی رسول‌زاده، آرمین شیرین بیگی، متین وطن-خواه، امیررضاترابی پوده، آنیتا خدادادی، هومن اسماعیل‌زاده، سارا کیانی‌نسب، هانیه ستوده، یلدا کریمی، محدثه غلامی، ابولفضل مختاری‌اصل، شایان رابط، فاطمه افسونی، سامان فرامرزی، مصطفی مافی، سامان امینیان، حمیدرضا طلوعی نسب، امیررضا جواهریان، حامد علوی، مهدی فتاحی.

پل‌های ارتباطی:
energyjournal2023@gmail.com
۱-ایمیل نشریه
۲-دبیرخانه نشریه: دانشگاه تبریز، مرکز رشد و فناوری دانشگاه، ساختمان رشد فناوری، طبقه ۲، واحد اس ۵

حامی مالی نشریه:
شرکت برنا فیدار رسا

فهرست

سخن سردبیر ۶

طراحی خط سازگاری عملکرد توربین با کمپرسور در موتور توربوفن پهپاد ۷

شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی جریان در یک پمپ گریز از مرکز ۱۴

بررسی تاثیر روند و پیچیدگی متغیرهای هیدرواقلیمی و پوشش گیاهی بر سطح آب‌های زیرزمینی ۱۸

لوله‌های گرمایی در سیستم‌های انرژی ۳۱

نگاهی به کامپوزیت‌ها(ادامه) ۳۵

مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی هیبریدی ۳۸

پیش بینی و مدل‌سازی رفتار نفوذ و پیمایش قطره مایع داخل محیط متخلخل ۴۹

مرور سریع بیانیه گام دوم انقلاب ۵۶

تازه‌های فناوری ۵۷

آشنایی با نرم افزار ترموفلو ۵۸

نگاهی متفاوت از منظر دانشجوی نمونه کشوری و دانشگاه تبریز ۵۹

هوش مصنوعی و انرژی ٦٠

اختراع و پتنت ٦٢

استفاده از انرژی خورشیدی در سیستم‌های تهویه مطبوع ٦٣

An experimental study on the dynamic behavior of vortices generated in a circular path ٦٦

Thermodynamic Analysis of a Power Generation System Utilizing ٧٤

Energy, exergy and economic analysis of a hydrogen liquefaction process ٨١

An introduction to perovskite solar cells ١٠٠

Fuel Mixing enhancement of Transverse Coaxial Air and Fuel Jet by Upstream Shock ... ١٠٢

Usage of computational method for hemodynamic analysis of Intracranial... ١٠٨

Interview with Dr.Hadidi ١١٣

Interview with a Postdoc .student, Dr. Sharifi ١١٤

سخن سردبیر

سیدامیررضاعبداللهی

منت خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر انرش مزید نعمت. هر نفسی که فرومیرود ممد حیات هست، چون برمی‌آید مفرح ذات. هدف نشریه علمی دانشجویی انرژی فراهم آوردن بستری مناسب برای بیان و انتشار پژوهش‌های علمی در جهت بهبود درک موضوعات اصلی و وابسته به مهندسی مکانیک و مهندسی برق در شاخه‌های حرارت، سیالات، بیومکانیک، ترمودینامیک، انرژی و قدرت است. تمرکز این مجله بر هر دو گونه پژوهش‌های تحلیلی و تجربی می‌باشد. تاکید اصلی مجله انرژی بر موضوعاتی می‌باشد که بر درک اساسی از مسائل انرژی و به کارگیری آنها در مشکلات مهندسی کمک کند. انواع مقالات چاپ شده در مجله علمی دانشجویی انرژی شامل مقالات پژوهشی و مروری به دو زبان انگلیسی و فارسی، یادداشت‌های تحقیقاتی، یادداشت‌های فنی و مصاحبه با پژوهشگران برتر در حوزه انرژی می‌باشد. امید است مجله علمی دانشجویی انرژی به عنوان عاملی تاثیرگذار در بالابردن سطح استانداردهای بحث، تجزیه، تحلیل و ارزیابی‌های وابسته به مهندسی مکانیک و مهندسی برق شناخته شود. این مجله از تمامی مقاله‌ها با نتایج تحقیقاتی در خور توجه در زمینه‌های مهندسی مکانیک و مهندسی برق هم به زبان فارسی و هم به زبان انگلیسی استقبال می‌نماید.

الحمدالله پنجمین شماره از نشریه انرژی چاپ و در اختیار شما فرهیختگان گرامی قرار گرفت، طبیعی است که هر مطلب علمی دارای نواقص و ایرادات اجتناب ناپذیری باشد. لذا از شما مخاطبین و خوانندگان این شماره درخواست داریم، کاستی‌ها را با هیئت تحریریه و سردبیر مجله در میان بگذارید تا در شماره‌های آتی، از این اشکالات جلوگیری شود.



طراحی خط سازگاری عملکرد توربین با کمپرسور در موتور توربوفن پهپاد حاوی توربین پرفشار و کم فشار

آرش نوربخش سعداباد[۱]، مهدی نامی خلیله‌ده[۲]، سید مصطفی میرطبایی[۳]

۱- دانشجو دکتری، مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز
۲- دانشجو کارشناسی ارشد، مکانیک، تبدیل انرژی، دانشگاه تبریز
۳- دکتری، مدیرگروه مطالعات علوم مهندسی دانشگاه افسری امام علی(ع)، مکانیک، تبدیل انرژی

چکیده

سازگاری عملکرد همزمان دو جز اصلی موتور توربوفن یعنی کمپرسور و توربین یکی از دغدغه‌های اصلی طراحان و تولید کنندگان می‌باشد. با توجه به اینکه فرم منحنی‌های مشخصه عملکرد توربین و کمپرسور متفاوت می‌باشد، بطوریکه با افزایش نسبت فشار جریان در کمپرسور رسیدن به حالت واماندگی نزدیکتر شده و بالعکس، در توربین با کاهش نسبت فشار به سمت واماندگی متقارب می‌گردد. از طرف دیگر شرایط کاری این دو عضو اصلی موتورهای جت با توجه به حالت-های برخواستن، کروز و فرود بالاخص در عملیات جنگی و حالت مانور که فاصله زمانی استفاده از موتور کوتاهتر و عملا در وضعیت خارج از نقطه طراحی قرار می‌گیرد، که موجب تغییر موقعیت خط سازگاری می‌شود. در نتیجه بایستی به توجه به نوع موتور، شرایط استفاده و حالت‌های کاری پایا یا ناپایا محدوده خط سازگاری طوری انتخاب شود که هیچ یک از این دو عضو اصلی به واماندگی نرسد. در این تحقیق با استفاده از نرم افزار پایتون، مدلسازی موتور توربوفن PW۱۰۰۰G انجام گردیده و با استفاده از معادلات حاکم و حل آن‌ها داده‌های مورد نیاز در سه ارتفاع پروازی ۱۳۵۰۰،۱۹۰۰۰،۲۴۵۰۰ تحلیل گردیده‌اند. سپس خط سازگاری کمپرسور، توربین پرفشار، فن و توربین کم فشار بصورت مجزا و در چهار منحنی رسم گردیده است. فرم منحنی و نسبت فشار مشخصه‌ها و دبی جرمی جریان‌های سرد و گرم به گونه است که خط سازگاری در بهینه ترین حالت بوده و علاوه براینکه به حالت واماندگی نخواهد رسید بلکه مداومت پروازی بیشتر نیز خواهد داشت.

واژه‌های کلیدی: موتور توربوفن، خط سازگاری، توربین، کمپرسور، عملکرد

۱- مقدمه

توربوفن یک کمپرسورفن بسیار بزرگ در جلوی موتور دارد، که نسبت بسیاری از هوا پس از عبور از فن از فاصله بین فن و پوسته عبور کرده در انتهای موتور با گازهای داغ خروجی موتور یکی می‌شوند و نیروی پیشرانه را افزایش می‌دهد. توربوفن‌ها کارایی بهتری نسبت به توربوجت‌های ساده دارند؛ زیرا به حجم بسیاری از هوا که از فن عبور می‌کند، شتاب داده می‌شود و با توجه به هوای کمی که از هسته موتور عبور می‌کند، نیروی پیشرانه بسیاری تولید می‌کند. موتورهای توربوفن و توربوجت در اعداد ماخ کم، ضربه ویژه بالایی دارند. این موتورها می‌توانند با تولید حرارت کم در مدت‌زمان طولانی با سوختی کم و نزدیک به سطح زمین به پرواز ادامه دهند. همین باعث می‌شود که امکان ردیابی آن‌ها توسط حسگرهای حرارتی یا رادارهای زمین بسیار کم باشد. در بسیاری از هواپیماهای نظامی نوین مانند F۱۵ و F۱۶ و F۲۲ از موتورهای توربوفن استفاده شده‌است. لازم است ذکر شود بهینه سرعت این نوع موتورها تا سرعت ۹ ماخ است.

یکی از دغدغه های اصلی طراحان و تولید کنندگان موتورهای جت که حاوی توربین و کمپرسور می‌باشد. سازگاری عملکرد همزمان این دوجز اصلی موتور است. چراکه فرم منحنی‌های مشخصه عملکرد توربین و کمپرسور متفاوت و تقریبا مغایر هم می‌باشد، بطوریکه با افزایش نسبت فشار جریان در کمپرسور رسیدن به حالت واماندگی نزدیکتر شده و بالعکس، در توربین با کاهش نسبت فشار به سمت واماندگی متقارب می‌گردد. از طرف دیگر شرایط کاری این دو عضو اصلی موتورهای جت با توجه به حالت های Take off، cruise و landing بالاخص در عملیات جنگی و حالت مانور که فاصله زمانی استفاده از موتور کوتاهتر است و عملا در وضعیت Off design قرار می‌گیرد که موجب تغییر موقعیت خط سازگاری می‌شود. در نتیجه بایستی با توجه به نوع موتور، شرایط استفاده و حالت‌های کاری پایا یا ناپایا محدوده خط سازگاری طوری انتخاب شود که هیچ یک از این دو عضو اصلی به واماندگی نرسد.

در قرن هجدهم میلادی، بیشتر نیروی صنایع مربوط به انقلاب صنعتی، از موتورهای بخار بدست می‌آمد. در سال ۱۷۱۲، یک انگلیسی بنام توماس نیو کامن، نخستین موتور بخار کارآمد را برای تلمبه زدن آب به بیرون از معادن زغال سنگ را اختراع کرد. در سال ۱۷۶۵، یک مهندس اسکاتلندی بنام جیمز وات، موتور بخار نیوکامن را کاملتر کرد و دستگاهی با کارایی بیشتر ساخت. چیزی نگذشت که موتورهای بخار را برای فراهم آوردن نیروی ماشین آلات کارخانه‌ها بکار گرفتند. پس از آن نیز برای لوکوموتیوها، از جمله لوکوموتیو راکت، استفاده کردند. این لوکوموتیو را جورج استیونسون، مهندس انگلیسی، در سال ۱۸۲۹ میلادی ساخت[۱]. موتوردستگاهی است که انرژی حرارتی حاصل ازسوخت را تبدیل به انرژی مکانیکی نموده وموجب به حرکت درآوردن خودرومی‌شود. دراطراف موتوردستگاه‌هایی نصب می‌گردد که برای تکمیل کار موتور بسیار مؤثر می‌باشد [۲].

جهت به کار افتادن و روشن شدن موتورهای بنزینی چهار زمانه نیاز به چهار حالت زیر می باشد:

۱) مکش (تنفس) ۲) تراکم ۳) احتراق ۴) تخلیه[۳]. موتورهای درون‌سوز در ابتدا از تراکم بهره نمی‌بردند. در حقیقت تنها مخلوطی از سوخت و هوا در مرحله‌ی اول مکیده/دمیده می‌شد. [٤]

موتورهای درون‌سوز عموما در دستگاه‌های متحرک مانند خودروها مورد استفاده قرار می‌گیرند. دلیل این نوع کاربرد این است که ICE می‌تواند با مصرف سوخت معقول و در اندازه‌ی نسبتا مناسب انرژی لازم را فراهم کند. این موتورها تقریبا در تمام خودروها، موتورسیکلت‌ها، قایق‌ها و حتی هواپیما و لوکوموتیوها استفاده می‌شوند. البته هنگامی که توان بسیار بالایی مورد نیاز باشد، مانند بالگرد، از این نوع فناوری به شکل توربین بهره می‌گیرند. از موتور درون‌سوز برای تولید برق در صنایع مختلف می‌توان استفاده کرد[۵]. در یک موتور درون‌سوز باید روشی برای شروع احتراق در نظر گرفته شود. برخی از موتورها از الکتریسیته و برخی از فشرده‌سازی برای شروع واکنش استفاده می‌کنند[٦]. سیستم‌های جرقه‌ای نوع بنزینی/الکتریکی با کمک یک باتری و یک کویل برای ایجاد یک جرقه با ولتاژ بالا کار می‌کنند[۷]. سوخت و هوا در سیلندرهای موتور مخلوط، فشرده و در زمان معین با یک جرقه منفجر می‌شود. باتری در طول کار موتور دوباره شارژ می‌گردد. فشار مخلوط سوخت و هوا گاهی تا ۱۲ بار می‌رسد.

سیستم‌های احتراق تراکمی مانند موتورهای دیزلی تنها بر گرما و فشار تولید شده به دلیل فشرده‌سازی تکیه دارند. فشرده‌سازی یا تراکم در این نوع موتورها معمولا سه برابر موتورهای بنزینی است. در این فرایند هوا تنها کمی قبل از شروع احتراق به همراه مقداری سوخت که از انژکتور پاشش می‌شود، وارد سیلندر می‌گردد[۸]. به دلیل ماهیت عملکرد، موتورهای دیزلی برای روشن شدن در هوای بسیار سرد مشکل دارند. البته بعد از شروع اولین

احتراق، این مشکل برطرف می‌گردد. با این حال بیشتر این سیستم‌ها در حال حاضر به باتری مجهزند. البته این سامانه برقی اکثرا به عنوان یک ابزار جانبی برای کنترل ورود سوخت مورد استفاده قرار می‌گیرد. این کار را می‌توان به سادگی با ابزارهای مکانیکی انجام داد. موتورهای احتراق تراکمی پیشرفته به سیستم‌های الکتریکی برای کنترل فرایند سوختن مجهز شده‌اند که منجر به افزایش بازده و کاهش انتشار آلودگی می‌گردد [۹].

اجزای موتور کاملا به نوع موتور وابسته است. در یک موتور چهارزمانه، قطعات اصلی شامل میل‌لنگ، یک یا دو میل سوپاپ است [۱۰]. البته در سیستم‌های دو زمانه معمولا تنها یک ورودی و یک خروجی (بدون سوپاپ) در نظر گرفته شده است. با این حال در هر دو نوع موتور، تعدادی سیلندر، یک شمع و یک پیستون در هر سیلندر وجود دارد[۱۱]. هر حرکت پیستون به بالا یا به پایین را یک مرحله می‌نامند. مرحله‌ای که بعد از انفجار مخلوط سوخت و هوا صورت می‌گیرد و پیستون را به بیرون پرتاب می‌کند، مرحله توان نام دارد[۱۲]. میل‌لنگ قطعه‌ای در موتور است که حرکت خطی پیستون‌ها را تبدیل به حرکت دورانی می‌کند. سامانه میل‌لنگ نخستین بار توسط مخترع مسلمان، بدیع‌الزمان جزری (۱۱۳۶-۱۲۰۶) در سال ۱۲۰۰ میلادی اختراع شد[۱۳]. میل بادامک یا میل سوپاپ قطعه‌ای در موتور خودرو و دیگر موتورهای پیستونی چهارزمانه است که سوپاپ‌ها را باز و بسته می‌کند. این قطعه از یک استوانه فلزی به عنوان محور اصلی تشکیل شده که روی آن محورهایی به شکل بیضی یا دایره غیر هم‌محور قرار دارد[۱۴].

سوخت‌های مورد استفاده در موتور درون‌سوز عموما شامل بنزین، گاز مایع ، گاز طبیعی متراکم ، هیدروژن، گازوئیل، سوخت جت، بیوگاز، بیودیزل، بیواتانول و دیگر سوخت‌های زیستی است. یکی از ویژگی‌هایی که سوخت باید داشته باشد امکان انتقال ساده به محفظه‌ی احتراق و سپس تولید میزان کافی از انرژی است[۱۵]. هنگامی که سوخت سطح تماس بیشتری با هوا داشته باشد، بهتر و کامل‌تر می‌سوزد. به همین دلیل سوخت را در هوا تبخیر یا اسپری می‌کنند. دو روش برای تبخیر یا پاشش سوخت در اکسید کننده موتور درون‌سوز وجود دارد: کاربراتور و سوخت‌رسانی انژکتوری[۱۶]. عموما در موتورهای ساده رفت‌وبرگشتی از کاربراتور استفاده می‌شود. البته در این روش تنظیم دقیق میزان ورود سوخت غیر ممکن است. کاربراتورها رایج‌ترین سیستم در چمن‌زن‌ها و دیگر موتورهای کوچک هستند. قبل از سال ۱۹۸۰ میلادی، این سیستم‌ها در خودروها به صورت متداول استفاده می‌شد[۱۷].

موتورهای درون‌سوز میزان بازده متفاوتی از خود نشان می‌دهند. سیستم‌های بنزینی حتی با کمک توربوشارژرها و فناوری‌های دیگر تنها حدود ۲۰ درصد بازده دارند. پاشش سوخت هیدروژن روشی است که باعث افزایش بازده سوخت در موتور می‌گردد. این روش منجر به افزایش بهره‌ی اقتصادی بین ۱۵ تا ۵۰ درصد شده است. مقدار کمی هیدروژن همراه با مخلوط سوخت و هوا منجر به افزایش عدد اکتان و سرعت شعله می‌گردد. این امر به موتور اجازه می‌دهد تا در یک زمان‌بندی مناسب، ضریب انبساط بیشتر و مخلوط رقیق‌تر هوا و سوخت کار کند. نتیجه ایجاد توان بیشتر و آلودگی کمتر خواهد بود. برخی از این سیستم‌ها از یک الکترولایزر برای تأمین هیدروژن استفاده می‌کنند. در برخی دیگر از موتورها نیز مخزن هیدروژن تعبیه شده است که نیاز به شارژ مجدد دارد[۱۸].

موتور توربوفن، مدرن ترین نوع موتور پایه توربین گاز می باشد. موتورهای جت در سراسر جهان برای انواع مختلف هواپیما استفاده می شوند. این موتورها انواع مختلفی دارند که توربوفن یکی از آنهاست. از این موتور در ساخت انواع پهپادها نیز استفاده می‌شود[۱۹]. جدیدترین پهپادها دارای موتور توربوفن هستند، زیرا این موتورها راندمان سوخت خوبی دارند و نیروی رانش بالایی ایجاد می‌کنند[۲۰]. در عملکرد موتور توربوفن، هوای ورودی توسط ورودی موتور توربوفن به داخل کشیده می‌شود. مقداری از هوای ورودی از فن عبور کرده و به داخل کمپرسور هسته و سپس مشعل راه پیدا می‌کند. در آنجا این هوا با سوخت مخلوط شده و احتراق رخ می‌دهد. اگزوز داغ از میان هسته و توربین های فن عبور می‌کند و سپس از نازل خارج می‌شود. بقیه هوای ورودی از فن عبور می‌کند و پروانه دور موتور را دور می زند. هوای عبوری از فن دارای سرعت کمی از جریان آزاد است. بنابراین یک موتور توربوفن، بخشی از نیروی رانش خود را از هسته و مقداری از نیروی رانش خود را از فن می گیرد[۲۱]. راندمان موتور توربوفن می‌تواند به صورت نسبت سوخت سوزانده شده برای ایجاد مقدار نیروی رانش مورد نیاز، اندازه گیری شود. معمولاً راندمان موتور توربوفن به صورت پوند سوخت در هر پوند نیروی رانش بیان می‌شود. نسبت هوای دور موتور به هوایی که از هسته عبور می‌کند، را نسبت بای پس می‌گویند. از آنجایی که نرخ جریان سوخت برای هسته تنها با افزودن فن به مقدار کمی تغییر می‌کند، یک موتور توربوفن نیروی رانش بیشتری را برای تقریباً همان مقدار سوخت مصرف شده توسط هسته ایجاد می‌کند. یعنی یک توربوفن در مصرف سوخت، بسیار کارآمد است. در حقیقت، توربوفن هایی با نسبت بای پس بالا، تقریباً به اندازه توربوپراپ‌ها، در مصرف سوخت کارآمد هستند. از آنجایی که در این نوع موتور، فن توسط ورودی محصور شده و از پره های زیادی تشکیل شده است، می‌تواند در سرعت‌های بالاتری در مقایسه با یک ملخ ساده، کار کند. به همین دلیل است که توربوفن‌ها در حمل و نقل‌هایی با سرعت بالا و ملخ‌ها در حمل و نقل‌هایی با سرعت پایین استفاده می-شوند. حتی توربوفن‌هایی با نسبت بای‌پس پایین، نسبت به توربوجت‌های معمولی، مصرف سوخت کمتری دارند. اغلب هواپیماهای جنگنده مدرن، از موتور توربوفن با نسبت بای پس پایین، مجهز به پس سوز استفاده می‌کنند. امروزه، اکثر موتورهای هواپیماهای تجاری، دارای موتورهای بای پس بالا هستند، اما جدیدترین جت‌های جنگنده نظامی دارای موتورهای توربوفن بای پس پایین هستند. پس سوز، نمی‌تواند در توربوفن‌های بای پس بالا استفاده شود، اما می‌توان از آن‌ها در موتورهای بای پس پایین استفاده کرد[۲۲].

به دلیل افزایش قیمت بنزین و افزایش نگرانی‌های زیست‌محیطی سوخت‌های هوانوردی، تولیدکنندگان پیشرانه و صنعت بر مصرف کم سوخت، انتشار کمتر اگزوز و راندمان بالاتر موتور تمرکز کرده‌اند[۲۳]. محققان بهبودهای احتمالی راندمان ترمودینامیکی، اثرات زیست‌محیطی و زیست محیطی توربین‌های گاز هوا را برای فناوری موتورهای فعلی بررسی می‌کنند[۲۴].

در پژوهشی طراحی خط سازگاری حالت پایای کارکرد همزمان بین توربین و کمپرسور در یک موتور توربوفن سنگین و دو محوره و بهینه‌سازی محدوده تغییرات عملی خط سازگاری در شرایط کاری خارج از محدوده طراحی یک موتور توربوفن

4B-JT15D موجود در هواپیماهای Cessna Citation II/SII مورد استفاده در نیروی هوایی ترکیه بررسی شده است. در بین قطعات سیستم، محفظه احتراق دارای حداکثر نرخ برای نسبت اتلاف سوخت به اگزرژی، نرخ تخریب اگزرژی نسبت کمبود بهره‌وری، نسبت اتلاف سوخت به اگزرژی و ضریب اثر محیطی است. به عنوان یک نتیجه گیری کلی، محفظه احتراق و اجزای کمپرسور فشار پایین باید برای عملکرد بهتر سیستم بهینه شوند[۲۵].

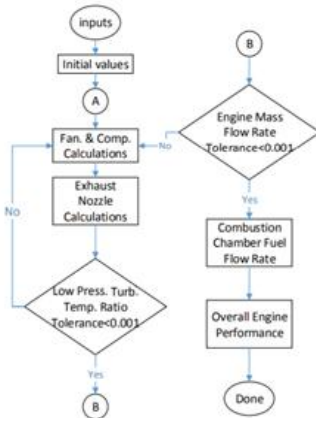
آیدین و همکاران[۲۶] کاربرد ترمودینامیکی موتور توربوفن بای پس بالا PW6000 را ارائه کرد. در این مطالعه، شاخص‌های پایداری موتور (بازده اگزرژی، ضریب تخریب اگزرژی، ضریب تأثیر محیطی و شاخص پایداری اگزرژی) مورد بررسی قرار گرفته است. آن‌ها پیشنهاد کردند که نتایج به‌دست‌آمده می‌تواند برای پایدارتر کردن موتور و بی ضررتر کردن موتور برای محیط زیست مورد استفاده قرار گیرد. یک مدل شبیه سازی توسط حسن[۲۷] برای تجزیه و تحلیل تخریب اگزرژی در فن موتور توربوفن CF6-50 طراحی شد. توران [۲۸] تجزیه و تحلیل ترمودینامیکی یک موتور توربوفن را در ارتفاعات تغییریافته انجام داد. ارتفاعی که موتور در آن کار می کرد بین ۴۰۰۰ متر تا ۹۰۰۰ متر متغیر است. بیان شد که با افزایش ارتفاع از ۴۰۰۰ متر به ۹۰۰۰ متر، راندمان اگزرژی موتور توربوفن کاهش می یابد. تای و همکاران [۲۹] یک برنامه کاربردی الگوریتم ژنتیک مبتنی بر تجزیه و تحلیل انرژی و اگزرژی برای بهینه سازی پارامترهای طراحی یک موتور توربوفن ارائه کرد. آنها از الگوریتم ژنتیک طراحی شده برای بهینه سازی پارامترهای مختلف که موتور توربوفن را تعریف می کنند، استفاده کردند. پارامترهای زیست محیطی و پایداری موتور توربوفن TF33 که برای مدت طولانی یک سیستم محرکه

برای هواپیماهای نظامی و غیرنظامی است، از طریق رویکردهای اگزرژتیک ارائه شده است.
در این پژوهش طراحی خط سازگاری عملکرد توربین با کمپرسور در موتور توربوفن پهپاد حاوی توربین پرفشار و کم فشار در زبان برنامه‌نویسی پایتون صورت گرفته است. متغیرهای شبیه‌سازی که هم شامل ورودی‌ها و هم شامل خروجی‌های شبیه‌سازی می‌شود، ارائه شده‌اند. این متغیرها به سه دسته پارامترهای طراحی، پارامترهای با مقدار ثابت، و پارامترهای وابسته تقسیم‌بندی می‌شوند. پارامترهای طراحی و پارامترهای با مقدار ثابت، جزء ورودی‌ها و پارامترهای وابسته جزء خروجی‌های شبیه‌سازی محسوب می‌شوند.

۲- فرضیات حل

ردیف	پارامترهای طراحی	پارامترهای با مقدار ثابت	پارامترهای وابسته
۱	عدد ماخ جریان هوای آزاد	افت فشار سکون دیفیوزر	دبی جرمی
۲	دمای محیط	افت دمای سکون دیفیوزر	نسبت کنارگذر
۳	فشار محیط	نسبت دمای سکون محفظه احتراق	نسبت فشار و دمای سکون فن
۴	دمای ورود به توربین	نسبت دمای سکون مخلوط کننده خنک‌کننده اول	نسبت فشار و دمای سکون کمپرسور فشار بالا
۵	-	نسبت دما و فشار سکون توربین فشار بالا	نسبت فشار و دمای سکون توربین کم فشار
۶	-	نسبت دما و فشار سکون مخلوط کننده خنک‌کننده دوم	نسبت فشار استاتیک خروجی به فشار محیط
۷	-	نسبت دما و فشار سکون نازل خروجی	نسبت دمای استاتیک خروجی کانال کنارگذر به فشار محیط
۸	-	نسبت دما و فشار سکون نازل کنارگذر	-

جدول۱: پارامترهای ورودی و خروجی

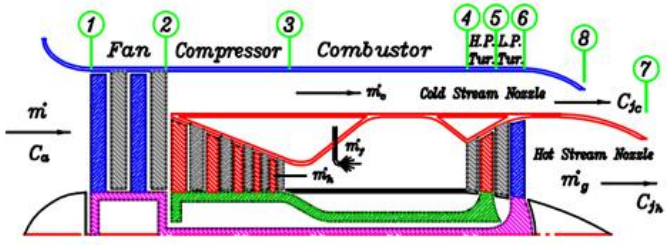


شکل۱- بلوک دیاگرام نحوه محاسبه عملکرد موتور در شرایط خارج از نقطه طراحی

۳- اطلاعات مورد استفاده

۳-۱-تقسیم بندی موتور توربوفن در مدل سازی

در شکل ۲ دید از روبروی یک موتور توربوفن بصورت اختصاصی در نرم افزار اتوکد طراحی شده و شماره گذاری گردیده است و این شماره‌گذاری مبنای مدل سازی و تحلیل خواهد بود. همچنین جدول ۲ مشخص می‌نماید که هر شماره مربوط به کدام قسمت موتور توربوفن می‌باشد.



شکل۲-دیداز روبروی موتور توربوفن طراحی شده در محیط اتوکد

ردیف	سیستم توربوفن	شماره در سیستم
۱	ورودی فن	۱
۲	خروجی فن و ورودی کمپرسور	۲
۳	خروجی کمپرسور و ورودی محفظه احتراق	۳
۴	ورودی توربین فشار قوی	۴
۵	خروجی توربین فشار قوی و ورودی توربین فشار ضعیف	۵
۶	خروجی توربین فشار ضعیف و ورودی نازل	۶
۷	خروجی نازل	۷

جدول۲- توضیح شماره گذاری سیستم توربوفن طراحی شده در اتوکد

۲-۳- پارامترهای ثابت

برای یک موتور معین مقادیر ثابتی در نظر گرفته شده که عبارتند از: قطر (d)، ثابت گاز(R)، توان آدیاباتیک ( )، سرعت دورانی(N) و سرعت محیطی(C).

ردیف	پارامتر	مقدار	واحد
۱	قطر فن	۰٫۹۲۴۱	m
۲	ثابت گاز	۰٫۲۸۶۷	J·kg-1·K-1
۳	توان آدیاباتیک گاز	۱٫۳۳۳	Kj/kg-K
۴	توان آدیاباتیک هوا	۱٫۴۴۴	Kj/kg-K
۵	سرعت دورانی	۲۰۳۶۵	RPM
۶	سرعت محیطی	۵۰۰	Km/h

جدول۳- مقادیر پارامترهای ثابت در مدل سازی

۳-۳-معرفی نمادهای به‌کاررفته

نماد	مشخصه
T_{01}	دمای ورودی فن
T_{02}	دمای ورودی کمپرسور/دمای خروجی فن
T_{03}	دمای ورودی محفظه احتراق/ دمای خروجی کمپرسور
T_{04}	دمای ورودی توربین پر فشار/ دمای خروجی محفظه احتراق
T_{05}	دمای ورودی توربین کم فشار/ دمای خروجی توربین پر فشار
T_{06}	دمای خروجی توربین کم فشار/ دمای ورودی نازل
T_{07}	دمای خروجی نازل
P_{01}	فشار ورودی فن
P_{02}	فشار ورودی کمپرسور/فشار خروجی فن
P_{03}	فشار ورودی محفظه احتراق/ فشارخروجی کمپرسور
P_{04}	فشار ورودی توربین پر فشار/ فشار خروجی محفظه احتراق
P_{05}	فشار ورودی توربین کم فشار/ فشار خروجی توربین پر فشار
P_{06}	فشار خروجی توربین کم فشار/ فشار ورودی نازل
P_{07}	فشار خروجی نازل

جدول ٤- فشار و دما در خروجی و ورودی کمپرسور، فن، توربین، محفظه احتراق و نازل

۴-معادلات حاکم بر فن و کمپرسور

سیال با دما و فشار صفر (سکون) وارد فن می‌گردد.

$$\pi_f = \frac{P_{02}}{P_{01}} \quad (1)$$

$$P_{02} = \pi_f P_{01} \quad (2)$$

با در نظر گرفتن روابط آیزونتروپیک و مشخص بودن نسبت فشار فن، می توان اختلاف دمای دو طرف فن را بدست آورد:

$$(\frac{T_{02}}{T_{01}}) = (\frac{P_{02}}{P_{01}})^{\frac{n-1}{n}} \quad (3)$$

همچنین با دانستن نسبت فشار کمپرسور و روابط آیزنتروپیک می‌توان فشار و دمای سکون خروجی از کمپرسور را با توجه به رابطه (۴) محاسبه نمود:

$$T_{03} = T_{02}(\frac{P_{03}}{P_{02}})^{\frac{n-1}{n}} \quad (4)$$

اگر فرض داشته باشیم که $(\frac{P_{02}}{P_c}) > (\frac{P_{02}}{P_a})$ برقرار باشد، می توان این نتیجه را گرفت که سیال از کانال عبور می‌کند، وانبساط جریان درون نازل تا فشار اتمسفر، رخ می دهد. با استفاده از روابط آیزنتروپیک می‌توان افت درجه حرارت نازل داکت کنارگذر را طبق رابطه (۵) محاسبه نمود:

$$P_{18} = P_a \rightarrow T_{02} - T_{018} = \eta_j T_{02}[1-(\frac{1}{(\frac{P_{02}}{P_a})})]^{\frac{y-1}{y}} \quad (5)$$

سرعت خروجي هوا از داکت کنارگذر نیز بصورت زیر بدست می‌توان آورد:

$$C_8 = (2C_p(T_{02} - T_{08}))^{0.5} \quad (6)$$

$$\dot{m} = \frac{m_\beta}{\beta+1} \quad (7)$$

رابطة (۷) بیان می‌کند که با مشخص شدن سرعت خروجي داکت کنارگذر و معلوم بودن دبي جرمي هواي ورودي به موتور و نسبت جت کنارگذر میتوان دبي جرمي هواي ورودي به داکت کنارگذر را بدست آورد. با مشخص شدن دبي ورودي به داکت کنارگذر و سرعت خروجي هوا از داکت کنارگذر باتوجه به رابطة (۸) مي‌توان تراست ناشي از فن را محاسبه نمود، که دراصطلاح تراست سرد گفته می‌شود:

$$F_c = \dot{m} C_{18} \quad (8)$$

با لحاظ نمودن افت فشار نسبي فشار سکون در محفظة احتراق که ناشي از مسائلي چون اختلاط و نیروي پساي مسیر سیال مي‌باشد، داریم:

$$P_{04} = P_{03}(1-\square_{pb}) \quad (9)$$

از طرفي با لحاظ نمودن میزان افزایش دماي سکون در محفظة احتراق، باتوجه به رابطة (۱۰) دماي سکون خروجي از محفظه به‌دست مي آید:

$$T_{04} = T_{03} + \square T_{0b} \quad (10)$$

$$f = \frac{\dot{m}_f}{\dot{m}_a} = \frac{(C_{pg}T_{04} - C_{pa}T_{03})}{(h_{PR\eta b} - C_{Pg}T_{04})} \quad (11)$$

با محاسبة اختلاف درجه حرارت محفظة احتراق و همچنین درجه حرارت ورودي به محفظة احتراق و با مشخص بودن ارزش حرارتي سوخت مورد استفاده مي‌توان نسبت جرم سوخت به هوا را به دست آورد، که این موضوع در رابطه (۱۱) نمایش داده شده است. رابطه هاي ۱۲ و ۱۳ نشان می‌دهد که مقادیر محاسبه شده از قبیل درجه حرارت در ورودي و خروجي از هر یك از کمپرسورها، میتوان کار مورد نیاز براي هر یك از توربین‌هاي کم‌فشار و پرفشار را محاسبه نمود:

$$T_{04} - T_{04.5} = \frac{C_{pa}}{(\eta_m C_{pg})(T_{03} - T_{02})} \quad (12)$$

$$T_{05} - T_{04.5} = \frac{(\beta+1)C_{pa}}{(\eta_m C_{pg})(T_{02} - T_0)} \quad (13)$$

برای محاسبات سرعت فن ورودی داریم[67]:

$$m_g = th*(d*30+300)*Rho_o*1000*((0.769*M_o)+0.346) \quad (14)$$

برای محاسبه نسبت دمای تراکم در موتور توربوفن از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$CTR = pi_c^{\frac{g_c-1}{}} / (g_c * e_c) \quad (15)$$

که در رابطه (۱۵) pi_c نسبت تراکم و g_c نسبت گرمای ویژه می باشد که برابر با ۱،۴ درنظر گرفته شده است. و همچنین e_c فاکتور پلی تروپیک در کمپرسور می باشد، که متناسب با نوع کمپرسور در نظر گرفته خواهد شد. بنابراین با در نظر گرفتن روابط (۱۴و۱۵) راندمان کمپرسور از رابطه زیر قابل محاسبه است:

$$\eta_c = (pi_c^{\frac{g_c-1}{}} / g_c) - 1/(CTR-1) \quad (16)$$

محاسبه نسبت دمای احتراق :

$$\text{Combustion Temperature Ratio} = \frac{T0_4}{TO_3} \quad (17)$$

که در این رابطه (۱۷) $T0_4$ دمای شعله و $T0_3$ دمای رکود می باشد. همچنین برای نسبت دمای کلی از رابطه زیر استفاده میکنیم که در آن cpt که همان گرمای ویژه هوای گرم می باشد برابر با [BTU/lmb-R] ۰،۲۷۶ بوده و نیز cpc که گرمای ویژه هوای سرد بوده برابر با [BTU/lmb-R] ۰،۲۴ می‌باشد. همچنین با استفاده از این رابطه بطور همزمان می توانیم نسبت جریان جرم سوخت به هوا را نیز محاسبه کنیم بنابراین خواهیم داشت:

$$\text{Overall Temperature Ratio(OTR)} = \frac{cpt*T0_4}{cpc*T_0} \quad (18)$$

$$f = \frac{OTR - (\text{Ram Temperature Ratio}*CTR)}{\eta_c * hpr/(cpc*T_0) - OTR*et} \quad (19)$$

در رابطه (۱۹) hpr ارزش گرمایش سوخت بوده و et فاکتور پلی تروپیک توربین می باشد.

در طراحی فن موتور توربوفن ، که در این روابط منظور از ef فاکتور پلی تروپیک فن می‌باشد و نسبت دمای فن، فشار رکود، دمای رکود، عدد ماخ در خروجی فن، سرعت اگزوز فن و در نهایت بازده فن به ترتیب قابل محاسبه است:

$$\text{Fan Temperature Ratio(FTR)} = \frac{Pi_f^{\frac{g_c-1}{}}}{g_c * ef} \quad (20)$$

$$\text{Stagnation Pressure} = P_o * Pi_f \quad (21)$$

$$\text{Stagnation Temperature} = T_o * FTR \quad (22)$$

$$Mach = \sqrt{(\frac{2}{g_c-1} * FTR) * \text{Ram Temperature Ratio} - 1} \quad (23)$$

$$\text{Fan Exit Velocity} = Mach * \text{Ambient Speed of Sound} \quad (24)$$

$$\eta_F = \frac{(1-FTR)}{1-FTR^{\frac{1}{et}}} \quad (۲۵)$$

که در این روابط Pi_f نسبت فشار فن تعریف شده و در رابطه (۲۱و۲۲) P_0، T_0 به ترتیب فشار هوای جریان آزاد و دمای هوای جریان آزاد بوده و واحد آن [lb/ft^2] می‌باشد. همچنین منظور از Ambient Speed of Sound سرعت صدای محیطی بوده و با واحد [ft/s] سنجیده می‌شود.

در روابط مربوط به توربین نیز، نسبت دمای توربین از رابطه زیر بدست می آید:

$$\text{Turbine Temperature Ratio} = 1 - \left(\frac{1}{\eta_m * (1+f)}\right) * \frac{\text{Ram Temperature Ratio}}{OTR} * (CTR - 1 + \alpha * (FTR - 1)) \quad (26)$$

دمای رکود توربین عبارت است از:

$$\text{Turbine Stagnation Temperature} = TTR * T0_4 \quad (۲۷)$$

نسبت فشار توربین:

$$Pi_t = TTR^{\frac{et*gt}{gt-1}} \quad (۲۸)$$

فشار رکود توربین:

$$\text{Turbine Stagnation Pressure} = Pi_t * \text{Combustion Pressure} \quad (۲۹)$$

و در نهایت بازده توربین:

$$\eta_t = \frac{(1-TTR)}{(1-(TTR^{\frac{1}{et}}))} \quad (۳۰)$$

محاسبات نهایی و مربوط به طراحی خط سازگاری بین توربین و کمپرسور:

میدانیم که:

$$\frac{CompressorWork}{massflowRate} = \frac{TurbineWork}{massFlowRate} \quad (۳۱)$$

$$\frac{\dot{m} C_{pa}(T_{03}-T_{02})}{\dot{m}_a} = \frac{(\dot{m}_a+\dot{m}_f)C_{pg}(T_{04}-T_{05})}{(\dot{m}_a-\dot{m}_f)} \quad (۳۲)$$

$$C_{pa}(T_{03}-T_{02}) = C_{pg}(T_{04}-T_{05}) \quad (۳۳)$$

$$C_{pa}T_{02}\left(\frac{T_{03}}{T_{02}}-1\right) = C_{pg}T_{04}\left(1-\frac{T_{05}}{T_{04}}\right) \quad (۳۴)$$

درنتیجه:

$$\frac{C_{pa}T_{02}}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_{03}}{P_{02}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}-1\right] = \eta_t C_{pg}T_{04}\left[1-\left(\frac{P_{05}}{P_{04}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}\right] \quad (۳۵)$$

معادله (۳۵) برای شرایط ایده آل و واقعی است. حال به معادله (۳۵) بازده مکانیکی را نیز اضافه می کنیم و دوباره معادله را می‌نویسیم:

$$\frac{C_{pa}T_{02}}{\eta_c}\left[\left(\frac{P_{03}}{P_{02}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}-1\right] = \eta_m\eta_t C_{pg}T_{04}\left[1-\left(\frac{P_{05}}{P_{04}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}\right] \quad (۳۶)$$

η_m بازده مکانیکی در رابطه (۳۶) می باشد.

با رابطه های محاسبه شده از بخش‌های مربوط به توربین و کمپرسور، در نهایت می‌توان نسبت فشار توربین[1] و نسبت فشار کمپرسور[2] را بدست آورد که عبارت است از:

$$TPR = \frac{P_{05}}{P_{04}} = \left[1-\frac{C_{pa}T_{02}}{\eta_c\eta_t C_{pg}T_{04}}\left[\left(\frac{P_{03}}{P_{02}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}-1\right]\right]^{(\gamma_a)/(1-\gamma_a)} \quad (۳۷)$$

$$CPR = \frac{P_{03}}{P_{02}} = \left[1-\frac{\eta_c\eta_t C_{pg}T_{04}}{C_{pa}T_{02}}\left[1-\left(\frac{P_{05}}{P_{04}}\right)^{(\gamma_a-1)/\gamma_a}\right]\right]^{(\gamma_a)/(1-\gamma_a)} \quad (۳۸)$$

درنهایت برای محاسبه دبی جرمی و افت فشار روابط زیر برقرار می گردد:

$$\dot{m}_{hot} = \dot{m}/B+1 \quad (۳۹)$$

$$\dot{m} = 3747.833 * \frac{P_{01}}{\sqrt{T_{01}}} \quad (۴۰)$$

$$\dot{m}_{cold} = B * \dot{m}/B+1 \quad (۴۱)$$

$$82320*f=((1.147*f)+2.152)*(T_04-T_03) \quad (۴۲)$$

که در این روابط با توجه به مرجع[۳۰]، مقدار B برابر با ۳ در نظر گرفته شده است و f افت فشار می باشد. حال با استفاده از این معادلات و روابط استخراج شده، کدنویسی و شبیه‌سازی مدل مربوطه انجام می‌شود و با داده‌دهی موتور ذکر شده، خط سازگاری مربوط به این موتور را بدست می آید.

[1] TPR

[2] CPR

۵- سازگاری توربین و کمپرسور

۱- انتخاب سرعت کارکه در هر سه ارتفاع ۲۴۵۰۰،۱۹۰۰۰،۱۳۵۰۰ ثابت فرض شده و در جدول٤ قید گردیده است.

۲- محاسبه دمای ورودی توربین، نسبت فشار در کمپرسور و محاسبه نسبت فشار برای توربین جهت تولید کار مورد نیازکه بصورت دینامیکی کد نویسی شده‌اند.

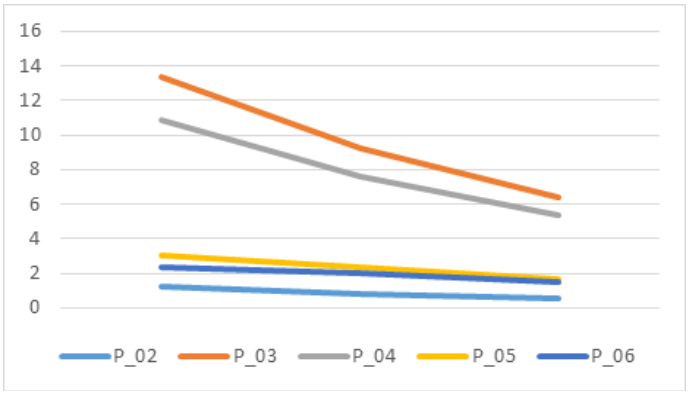
نتایج گزارش شده در سه ارتفاع ثابت که ۲۴۵۰۰،۱۹۰۰۰،۱۳۵۰۰ می باشند ران گردیده و به ترتیب پیهاد در حالت Take off، Cruise، landing می باشد. در جدول ۵ دمای ورودی توربین، فشار در ورودی و خروجی کمپرسور و نسبت فشار برای ورودی و خروجی توربین در هر سه ارتفاع آمده است.

ارتفاع پرواز	(T_{04})	(P_{02})	(P_{03})	(P_{04})	(P_{05})	(P_{06})
۱۳۵۰۰	۱۳۰۰	۱,۱۹۹۸	۱۳,۳۴۳۲	۱۰,۸۷۰۶	۳,۰۶۸۳	۲,۳۷۹۲
۱۹۰۰۰	۱۳۰۰	۰,۸۰۲۴	۹,۲۴۱۴۶	۷,۵۹۱۴۶	۲,۳۹۴۶۶	۲,۰۲۳۷۵
۲۴۵۰۰	۱۳۰۰	۰,۵۴۹۲۴	۶,۴۲۷۱۸	۵,۳۴۴۸	۱,۷۰۲۷۲	۱,۵۱۵۸۲
	K	bar	bar	bar	bar	bar

جدول۵: دمای ورودی توربین، فشار در ورودی و خروجی کمپرسور و نسبت فشار برای ورودی و خروجی توربین

٦- نتیجه‌گیری

نمودارهای تحلیلی زیر نشان میدهد که فشار در اجزای مختلف موتور توربوفن در ارتفاع های مختلف روبه کاهش می باشد. دلیل این امر این است که هرچقدر ارتفاع بالاتر میرود دبی جرمی کاهش می‌یابد که لذا فشار کاهش خواهد یافت زیرا دبی جرمی با فشار رابطه مستقیم دارد.



شکل۳- روند کاهش فشار در ارتفاعات مختلف در اجزای متفاوت توربوفن

با توجه در نظر گرفتن سه نوع ارتفاع پرواز پهپاد و اینکه حتما در ارتفاع‌های مختلف دبی‌های جرمی متفاوتی خواهیم داشت، لذا با استفاده از رابطه(۳۹)،(٤٠)، (٤١)و(٤٢) فصل سه و حل دستگاه معادلاتی مربوطه افت فشار، دبی جرمی سرد، دبی جرمی گرم و دبی کل در جدول٦ آمده است.

ارتفاع پرواز	دبی جرمی جریان سرد	دبی جرمی جریان گرم	دبی جرمی کل	افت فشار
۱۳۵۰۰	۱۰۵,۶	۳۵,۱۸۷۵	۱۴۰,۷۵	۰,۰۱۵۸۶
۱۹۰۰۰	۸۶,۲۵	۲۸,۷۵۰۱	۱۱۵	۰,۰۱۷۴۵
۲۴۵۰۰	۷۱,۲۹	۲۳,۲۸۰۷	۹۳,۱۲۷	۰,۰۱۸۱۷
ft	Kg/s	Kg/s	Kg/s	KPa

جدول٦-مشخصه‌های افت فشار، دبی جرمی سرد، دبی جرمی گرم و دبی کل

نتایج به خوبی نشان می‌دهد که با افزایش ارتفاع، دبی جرمی کاهش می‌یابد و می‌دانیم که دبی جریان گرم برای کمپرسور و دبی جریان، جریان سرد برای فن به کار میرود و هردو با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابند.

اعمال رابطه‌های مخصوص دما در مدل‌سازی و حل دستگاه معادلاتی در خصوص دما در تمامی نقاط موتور توربوفن نشان می‌دهد که به جز دمای ورودی توربین، که ثابت فرض شده، بقیه دماها جز دمای خروجی توربین پر فشار و دمای خروجی توربین کم فشار با افزایش ارتفاع کاهش می‌یابد و در واقع می‌توان گفت که دما در ورودی توربین بیشترین مقدار و در ورودی فن کمترین مقدار در هر سه ارتفاع را دارا می باشد. جدول۷ داده‌های مربوط به دماهای مختلف اجزای موتور توربوفن را نمایش می‌دهد.

ارتفاع پرواز	T_{01}	T_{02}	T_{03}	T_{04}	T_{05}	T_{06}
۱۳۵۰۰	۲۶۲	۳۲۵,۱	۶۹۸,۵	۱۳۰۰	۹۷۸	۹۲۳,۶
۱۹۰۰۰	۲۵۱,۱۳	۲۹۴,۴	۶۳۹,۵۵	۱۳۰۰	۱۰۰۲,۷۷	۹۶۵,۵۱
۲۴۵۰۰	۲۴۰,۲۵	۲۷۰,۴	۵۹۰,۳۸	۱۳۰۰	۱۰۰۵	۹۷۹,۰۵
	برحسب کلوین هستند					

جدول۷-مشخصه‌های دما در نقاط مختلف توربوفن

دما در ورودی توربین پرفشار و ورودی توربین کم فشار برعکس حالات قبل که با افزایش ارتفاع دما کاهش می‌یافت، افزایش می‌یابد و این همان نزدیکی توربین به حالت واماندگی را هشدار می‌دهد اما چون طراحی به گونه‌ای صورت گرفته است که دبی جریان سرد و گرم و فشارها کاهش می‌یابد، لذا افزایش این دما هنگام اوج گرفتن موجب واماندگی نمی‌گردد و تعادل برقرار می‌شود.

بازده توربین، کمپرسور و فن را در ارتفاع پروازی ۱۳۵۰۰،۱۹۰۰۰ و ۲۴۵۰۰۰ در جدول۸ زیر بدست آورده شده‌است.

ارتفاع پروازی	η_{Fan}	$\eta_{Turbine}$	$\eta_{Compressor}$
۱۳۵۰۰	۰,۸۹۰۰	۰,۹۲۴۶	۰,۸۶۲۳
۱۹۰۰۰	۰,۸۹۲۷	۰,۹۱۹۶	۰,۸۶۱۷
۲۴۵۰۰۰	۰,۸۸۴۱	۰,۹۱۷	۰,۸۶۱۴

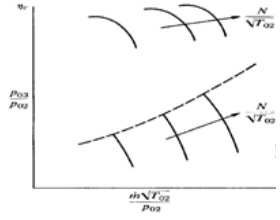
جدول۸ بازده پلی‌تروپیک فن، توربین و کمپرسور

برای طراحی خط سازگاری به نسبت فشارها در قسمت‌های موتور و مشخصه دبی جرمی نیاز داریم. در جدول ۹ بطور کامل مشخصه های مورد نیاز برای طراحی خط سازگاری آمده است. این مشخصه‌ها را با استفاده از داده‌هایی که در قسمت بالا تحلیل شده بدست آمده است. در کل چهار منحنی برای سازگاری قسمت‌های موتور از جمله کمپرسور،توربین پرفشار، فن و توربین کم فشار خواهیم داشت.

Altitude	P_{03}/P_{02}	$\dot{m}_h\sqrt{T_{02}}/P_{02}$	$\eta_{compressor}$	$N/\sqrt{T_{02}}$
13500	11.701952	528.795	0.8623	1129.47
19000	11.517273	614.775	0.8617	1186.90
245000	11.121187	697.009	0.8614	1238046
ft	Bar/bar	$Kg\text{-}K^{1/2}/s\text{-}bar$	N.D	$RPM/K^{1/2}$

جدول ۹: طراحی خط سازگاری کمپرسور

طبق بررسی های بعمل آمده ازکتب علمی معتبر و تحقیق‌های صورت گرفته در مورد خط سازگاری کمپرسور منحنی۱، نشان می‌دهد که خط سازگاری کمپرسور باید به شکل زیر باشد، لذا از این مرجع[۳۱] برای اعتبار سنجی داده‌های خود استفاده نموده و صحت درستی آن اطمینان حاصل کردیم.



نمودار۱-خط سازگاری کمپرسور [در مرجع ۳۱]

با توجه به تحلیل و بررسی‌های به عمل آمده در سه ارتفاع پروازی ۱۹۰۰۰، ۱۳۵۰۰ و ۲۴۵۰۰ و نتایج حاصل از آن و با توجه به این نکته که طبق مطالعات صورت گرفته، ۶۰٪ سقوط‌ها در هنگام برخواستن بوده و اگر در حالت کروز هیچ سانحه‌ای رخ ندهد، احتمال سقوط وجود ندارد، لذا می‌توان با استفاده از این طراحی نشان داد که اگر نسبت فشارهای کمپرسور،توربین، فن و همچنین مشخصه دبی جریان موجود در پهپاد هنگام برخواستن در نقاط مشخص شده در منحنی‌ها سازگار گردد، هیچوقت به حالت واماندگی نرسیده و سقوط رخ نخواهد داد و بهینه‌ترین حالت از لحاظ راندمان خواهد بود، که مداومت پروازی بیشتری را برای پهپاد محیا خواهد کرد.

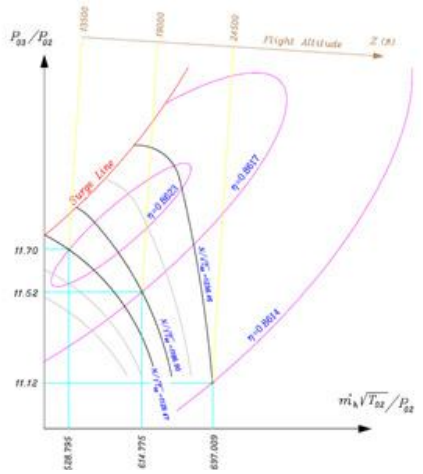
۷- پیشنهادات

۱-بررسی و تحلیل خط سازگاری در ارتفاعات متفاوت

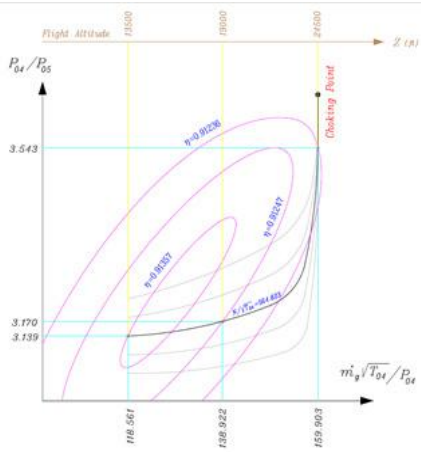
۲-طراحی خط سازگاری کمپرسور و توربین در موتور توربوجت

۳-تحلیل نیروی تراست در سه حالت Take-Off،Cruise، Landing

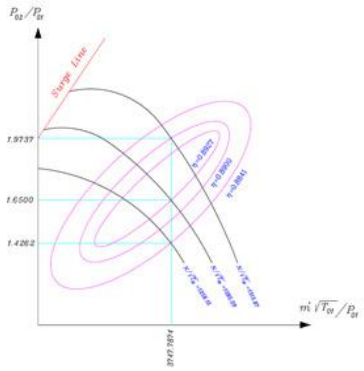
۴-کدنویسی و ساخت نرم افزار دینامیکی برای طراحی آنی خط سازگاری برای هر موتور توربوفن.



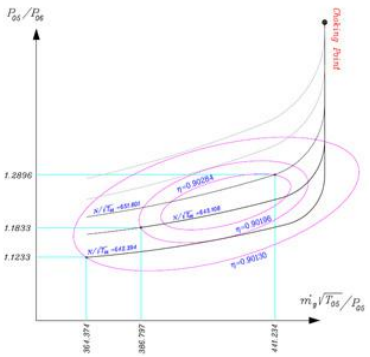
شکل ۴- منحنی طراحی خط سازگاری کمپرسور در ارتفاعات ذکرشده



شکل ۵- منحنی طراحی خط سازگاری توربین پرفشار در ارتفاعات ذکرشده



شکل ۶- منحنی طراحی خط سازگاری فن در ارتفاعات ذکرشده



شکل ۷- منحنی طراحی خط سازگاری توربین کم فشار در ارتفاعات ذکرشده

مراجع

[1] G. T. Kalghatgi, "Fuel Anti-Knock Quality - Part I. Engine Studies," SAE Transactions, vol. 110, pp. 2001 ,2004-1993, [Online]. Available: http://www.jstor.org/stable/44742797

[2] N. Kawahara, E. Tomita, and Y. Sakata, "Auto-ignited kernels during knocking combustion in a spark-ignition engine," Proceedings of the Combustion Institute, vol. 31, no. 2, pp. 3006- 2999, Jan. 2007, doi: 10.1016/j.proci.2006.07.210.

[3] K. Burgdorf and I. Denbratt, "Comparison of Cylinder Pressure Based Knock Detection Methods," SAE Transactions, vol. 106, pp. ,1374-1357 1997, [Online]. Available: http://www.jstor.org/stable/44731654

[4] J. B. Heywood, Internal Combustion Engine Fundamentals, 2nd edition. New York: McGraw-Hill Education, 2018. [Online]. Available: https://www.accessengineeringlibrary.com/content/book/9781260116106

[5] R. Stone, Introduction to Internal Combustion Engines. Macmillan Education UK, 1992. doi: 9-22147-349-1-978/10.1007.

[6] Y. ZELDOVICH, "Regime classification of an exothermic reaction with nonuniform initial conditions," Combust Flame, vol. 39, no. 2, pp. -211 214, Oct. 1980, doi: -90017(80)2180-0010/10.1016 6.

[7] G. T. Kalghatgi, "The outlook for fuels for internal combustion engines," International Journal of Engine Research, vol. 15, no. 4, pp. 398-383, Jun. 2014, doi: 1468087414526189/10.1177.

[8] A. M. K. P. Taylor, "Science review of internal combustion engines," Energy Policy, vol. 36, no. 12, pp. 4667-4657, Dec. 2008, doi: 10.1016/j.enpol.2008.09.001.

[9] G. Kalghatgi and B. Johansson, "Gasoline compression ignition approach to efficient, clean and affordable future engines," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 232, no. 1, pp. -118 138, Jan. 2018, doi: 0954407017694275/10.1177.

[10] R. D. Reitz et al., "IJER editorial: The future of the internal combustion engine," International Journal of Engine Research, vol. 21, no. 1, pp. 10-3, Jan. 2020, doi: 1468087419877990/10.1177.

[11] H.n Gupta, fundamentals of internal combustion engines . 2013.

[12] J. M. Beér, "Combustion technology developments in power generation in response to environmental challenges," Prog Energy Combust Sci, vol. 26, no. 6-4, pp. 327-301, Aug. 2000, doi: 10.1016/S-0360 1-00007(00)1285.

[13] F. L. Dryer, "Chemical kinetic and combustion characteristics of transportation fuels," Proceedings of the Combustion Institute, vol. 35, no. 1, pp. ,144-117 2015, doi: 10.1016/ j.proci.2014.09.008.

[14] G. Borman and K. Nishiwaki, "Internal-combustion engine heat transfer," Prog Energy Combust Sci, vol. 13, no. 1, pp. 46-1, Jan. 1987, doi: -0360/10.1016 0-90005(87)1285.

[15] M. Faizal, L. S. Chuah, C. Lee, A. Hameed, J. Lee, and M. Shankar, "REVIEW OF HYDROGEN FUEL FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINESREVIEW OF HYDROGEN FUEL FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES," Journal of Mechanical Engineering Research and Developments, vol. 42, no. 3, pp. -35 46, Apr. 2019, doi: 10.26480/jmerd.03.2019.35.46.

[16] T. J. Wallington, E. W. Kaiser, and J. T. Farrell, "Automotive fuels and internal combustion engines: a chemical perspective," Chem Soc Rev, vol. 35, no. 4, p. 2006 ,335, doi: 10.1039/b410469m.

[17] G. Kalghatgi, "Chapter 6 Fuel Effects on Compression Ignition Combustion—Is Low-Octane Gasoline the Best Fuel for Advanced Diesel Engines?," in Fuel/Engine Interactions, SAE, 2014, pp. -185 233. [Online]. Available: http://ieeexplore.ieee.org/document/8505553

[18] A. Kowalewicz and M. Wojtyniak, "Alternative fuels and their application to combustion engines," Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 219, no. 1, pp. 125-103, Jan. 2005, doi: 095440705/10.1243X6399.

[19] Mattingly JD, Elements of gas turbine propulsion. 1996.

[20] J. Roskam, Airplane Design Part IV: Layout Design of Landing Gear and Systems. 1989.

[21] NACA, NACA 008-64A AIRFOIL (n64008a-il). (2018 .(2018.

[22] R. OWENS, K. HASEL, and D. MAPES, "Ultra high bypass turbofan technologies for the twenty-first century," Jul. 1990. doi: 2397-6.1990/10.2514.

[23] E. T. Turgut, T. H. Karakoc, and A. Hepbasli, "Exergetic analysis of an aircraft turbofan engine," Int J Energy Res, vol. 31, no. 14, pp. 1397-1383, Nov. 2007, doi: 10.1002/er.1310.

[24] İ. Yılmaz, "Emissions from passenger aircraft at Kayseri Airport, Turkey," J Air Transp Manag, vol. 58, pp. 182-176, Jan. 2017, doi: 10.1016/j.jairtraman.2016.11.001.

[25] C. Koch, F. Cziesla, and G. Tsatsaronis, "Optimization of combined cycle power plants using evolutionary algorithms," Chemical Engineering and Processing: Process Intensification, vol. 46, no. 11, pp. 1159-1151, Nov. 2007, doi: 10.1016/j.cep.2006.06.025.

[26] M. Z. Sogut, E. Yalcin, and T. H. Karakoc, "Assessment of degradation effects for an aircraft engine considering exergy analysis," Energy, vol. 140, pp. 1426-1417, Dec. 2017, doi: 10.1016/j.energy.2017.03.093.

[27] N. Kaya, Ö. Turan, A. Midilli, and T. H. Karakoç, "Exergetic sustainability improvement potentials of a hydrogen fuelled turbofan engine UAV by heating its fuel with exhaust gasses," Int J Hydrogen Energy, vol. 41, no. 19, pp. 8322-8307, May 2016, doi: 10.1016/j.ijhydene.2015.08.089.

[28] H. Kariman, S. Hoseinzadeh, and P. S. Heyns, "Energetic and exergetic analysis of evaporation desalination system integrated with mechanical vapor recompression circulation," Case Studies in Thermal Engineering, vol. 16, p. 100548, Dec. 2019, doi: 10.1016/j.csite.2019.100548.

[29] O. Turan and H. Aydin, "Exergy-based Sustainability Analysis of a Low-bypass Turbofan Engine: A Case Study for JT8D," Energy Procedia, vol. 95, pp. -499 506, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.egypro.2016.09.075.

[30] Mattingly, J. D. "Elements of Propulsion: Gas Turbines and Rockets", AIAA Press., Virginia, United States, 2006.

[31] Cumpsty, N. A. "Compressor aerodynamics", Longman Scientific & Technical, England, 1989.

شبیه‌سازی دینامیک سیالات محاسباتی جریان در یک پمپ گریز از مرکز

شایان رابط، دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک، گرایش تبدیل انرژی
دکتر سیدفرامرز نجبر، هیئت علمی دانشگاه تبریز

چکیده
در یک پمپ گریز از مرکز، پروانه یکی از مهم‌ترین اجزاء پمپ می‌باشد. عملکرد پمپ به شدت تحت تاثیر مشخصات پروانه مانند شکل (باز، نیمه باز، بسته) . زاویه پره قرار میگیرد. بنابراین عملکرد پروانه در طراحی پمپ‌های گریز از مرکز از اهمیت بسیار زیادی برخوردار است. طراحی می‌تواند از طریق شبیه‌سازی یا روش‌های تجربی صورت بگیرد. در این مقاله اثر زاویه پره بر عملکرد یک پمپ گریز از مرکز و حرکت سیال، از طریق شبیه‌سازی بررسی می‌گردد. شبیه‌سازی از طرق مختلفی می‌تواند انجام شود. یکی از محبوب‌ترین روش‌ها، روش CFD-CFX می‌باشد که به شبیه‌سازی خطوط جریان در یک پمپ گریز از مرکز کمک می‌نماید. به این منظور، از نرم افزار انسیس فلوئنت برای شبیه‌سازی گردابه‌ها و به دست آوردن کانتورهای فشار برای هر یک از مدل‌های مختلف پروانه استفاده می‌گردد که ابزار مقایسه بسیار خوبی برای بررسی عملکرد این پروانه‌ها می‌باشد و در نهایت اثر گردابه‌ها بر عملکرد پمپ مطالعه می‌گردد.

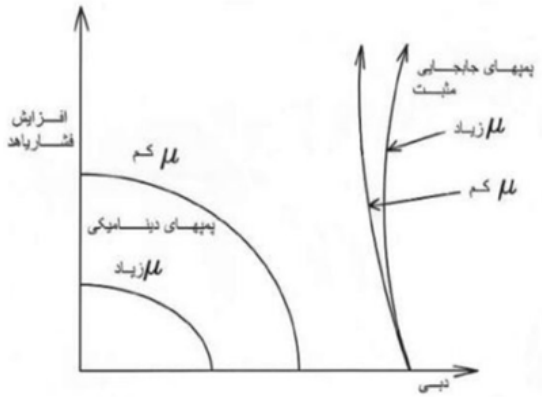
کلمات کلیدی: پمپ گریز از مرکز، پروانه، شبیه‌سازی، روش‌های تجربی، CFD-CFX

۱. مقدمه
اولین پمپ گریز از مرکز توسط جان گوین در سال ۱۸۵۱ طراحی شد که برای به حرکت درآوردن آن از یک موتور بخار استفاده می‌شد. امروزه پمپ‌های گریز از مرکز در ابعاد و اندازه‌های مختلف به منظور برآورده کردن نیازهای صنعت پتروشیمی، آب و فاضلاب، تصفیه فاضلابو غیره، به طور گسترده مورد استفاده قرار می‌گیرند. پمپ‌های گریز از مرکز از طریق تبدیل انرژی جنبشی به فشار، باعث افزایش فشار در سیال می‌شوند. انرژی جنبشی از طریق پروانه، که با سرعت بالایی در حال دوران است، به سیال داده می‌شود سپس انرژی جنبشی در پوستخ حلزونی پمپ که هندسه‌ای شبیه به دیفیوزر دارد، به فشار تبدیل می‌شود. به همین دلیل پروانه پمپ نقش به سزایی در میزان انرژی جنبشی تولید شده دارد.
طراحی پمپ‌های گریز از مرکز از طریق روش سعی و خطا، می‌تواند باعث از دست رفتن زمان و سرمایه شود. به همین دلیل استفاده از شبیه‌سازی در طراحی می‌تواند منجر به طرح‌های بهینه شود.

۲. اصول عملکردی
به منظور بهینه‌سازی عملکرد پمپ، زاویه خروجی پره باید مطالعه و بهینه گردد زیرا این زاویه نقش اساسی در فشار خروجی پمپ دارد. بررسی و آنالیز پروانه‌های یک پمپ گریز از مرکز منجر به راندمان بهتر پمپ، طول عمر تجهیز و ارتعاشات کمتر خواهد شد. [۱]
طراحی مکانیکی پمپ گریز از مرکز متشکل از دو مرحله است:
۱. طراحی ساختار، که معمولا شامل انتخاب مواد برای اجزاء مختلف پمپ است.
۲. طراحی هیدرولیکی، که طراحی مشخصات هیدرولیکی پمپ را شامل می‌شود. در این مرحله پارامترهایی مانند، توان، اتلافات، بازده، سرعت جریان، پروفیل جریان در ورودی و خروجی پمپ، پروفیل پره‌ها، کاویتاسیون و سایش است. [۲]
تجهیزاتی که از دروان مداوم به منظور تبادل انرژی با سیال استفاده می‌کنند با نام توربوماشین شناخته می‌شوند که شامل موارد زیر هستند:
- پمپ‌ها: محوری، گریز از مرکز و مختلط
- توربین‌ها: مشابه پمپ
- کمپرسورها: مشابه پمپ و توربین
- فن و دمنده‌ها: محوری

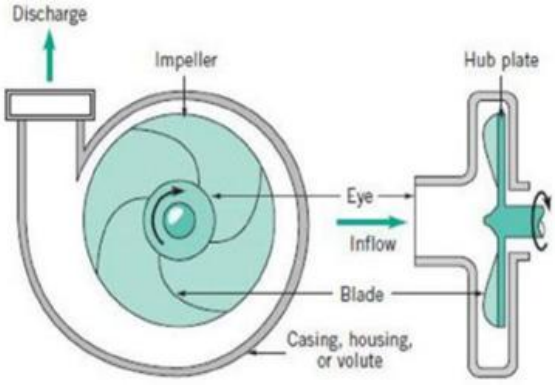
از لحاظ جریان، توربوماشین‌ها به گروه‌های زیر تقسیم می‌گردند:
- جریان شعاعی: جریان ورودی و خروجی اختلاف زاویه ۹۰ درجه دارند
- جریان محوری: جریان ورودی و خروجی همراستا هستند
- جریان مختلط: اختلاف زاویه بین جریان ورودی و خروجی کمتر از ۹۰ درجه می‌باشد.

۳. پمپ‌ها
پمپ‌ها معمولا به دو دسته جابه‌جایی مثبت و دینامیکی تقسیم می‌گردند. پمپ‌های جابه‌جایی مثبت یک حجم ثابت را جابه‌جا می‌کنند که در هر بار رفت و برگشت پمپ مقدار ثابتی از سیال را شامل می‌شود. اینکار با استفاده از باز و بسته شدن دریچه‌های ورودی و خروجی نسبت به حرکت رفت و برگشتی پیستون صورت می‌گیرد.
پمپ‌های دینامیکی، با افزایش سرعت سیال از طریق یک پروانه باعث افزایش فشار سیال می‌گردند. برای اینکه پمپ‌های دینامیکی عملکرد مناسبی داشته باشند، باید ابتدا با سیال پر شوند به این کار پرایم کردن می‌گویند.
نمودار هد بر حسب جریان دو مدل پمپ جابه‌جایی مثبت و دینامیکی در شکل ۱ نشان داده شده است. [۳]



شکل ۱: نمودار هد بر حسب جریان برای دو مدل پمپ

یکی از پرکاربردترین مدل پمپ‌های دینامیکی، پمپ‌های گریز از مرکز می‌باشند. شماتیک این پمپ‌ها در شکل ۲ نشان داده شده است. همانطور که پیشتر نیز گفته شد، این مدل پمپ از یک پروانه و یک پوسته حلزونی تشکیل شده است. سیال از طریق چشم پروانه مکش می‌شود و سپس انرژی جنبشی به دلیل سرعت دورانی پره افزایش می‌یابد و سپس در حلزونی انرژی جنبشی تبدیل به فشار شده و فشار سیال افزایش می‌یابد.



شکل ۲: شماتیک پمپ گریز از مرکز

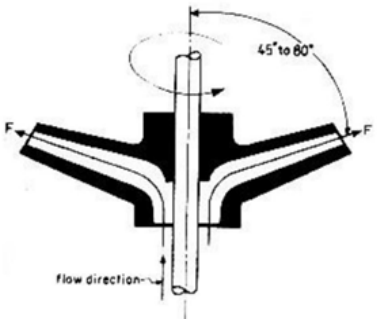
٤. ساختار پمپ گریز از مرکز

٤،١. شفت

توان مورد نیاز پمپ از طریق شفت تامین می‌گردد و این توان به پروانه پمپ منتقل می‌شود. به منظور به جرکت درآوردن پمپ از موتور الکتریکی یا توربین بخار، بسته به ابعاد پمپ و سرویس آن، استفاده می‌شود.

٤،٢. پروانه

پروانه روی شفت نصب می‌شود و با استفاده از پرس یا خار و پین ثابت نگه داشته می‌شود. همانطورکه در شکل ۳ نشان داده شده است، بر اساس نوع پروانه، جریان در پمپ‌ها می‌تواند شعاعی، محوری یا مختلط باشد. [٤]



شکل ۳: پروانه جریان مختلط

٤،٣. پوسته

پوسته پمپ شکل حلزونی و مارپیچ دارد که به دلیل این هندسه خاص افزایش فشار سیال ممکن می‌گردد.

٤،٤. یاتاقان

یاتاقان‌ها برای مهار نیروهای محوری و شعاعی مورد استفاده قرار می‌گیرند. این نیروها حاصل نیروهای هیدرولیکی سیال عبورکننده از پمپ و پروانه می‌باشند.

٤،٥. پمپ‌های گریز مرکز بر اساس تعداد طبقه

به منظور تولید هدهای زیاد توسط پمپ‌های گریز از مرکز، از مدل‌های چند طبقه استفاده می‌شود. بر اساس استاندارد API ٦١٠، پمپ‌های گریز از مرکز معمولا در هر مرحله توانایی تولید حداکثر ۲۰۰ متر هد را دارند. در صورت تولید هد بیشتر از ۲۰۰ متر، معمولا پمپ با مشکلاتی مانند؛ لرزش شدید، بازچرخش جریان در پروانه و دهانه ورودی پمپ، خفه شدن جریان در دهانه ورودی روبرو خواهد شد.

پمپ‌های گریز از مرکز، بر اساس تعداد طبقه به دو دسته تقسیم بندی می‌شوند:

- تک مرحله
- چند مرحله

با مقایسه پمپ‌های گریز از مرکز با دیگر پمپ‌ها می‌تواند نتیجه گرفت:

۱. پمپ‌های گریز از مرکز معمولا ساده و کم هزینه هستند که میزان جریانی پایا و بدون نوسان را در اختیار کاربر قرار می‌دهند.

۲. پمپ‌های گریز از مرکز معمولا مستعد نشت جریان، به خصوص در دبی‌های زیاد، هستند و برای پمپاژ سیالات بسیار ویسکوز مناسب نمی باشند.

٥. کاویتاسیون

زمانی که فشار موضعی سیال کمتر از فشار بخار سیال در آن نقطه می‌شود، تبخیر صورت می‌گیرد. این پدیده معمولا در چشم پروانه اتفاق می‌افتد زیرا در این نقطه فشار سیال به کمترین مقدار خود می‌رسد. پس از اینکه سیال به داخل پمپ حرکت می‌کند به تدریج فشار آن افزایش می‌یابد و بخار تبدیل به مایع می‌شود. از آنجایی که حجم سیال در حالت بخار بیشتر از حالت مایع است پس از میعان خلاء ایجاد شده به سرعت توسط مایع اطراف این محیط پر می‌شود. ذرات پرسرعت سیال که به سمت خلاء حرکت می‌کنند با سطح پروانه برخورد کرده و باعث خوردگی پره در طول زمان می‌شوند.

برای طراحی کابردی پمپ گریز از مرکز موضوعات زیر باید مورد توجه قرار بگیرند.

۱. هد و دبی نقطه کاری باید توسط پمپ تامین گردد

۲. بازده پمپ مورد قبول باشد

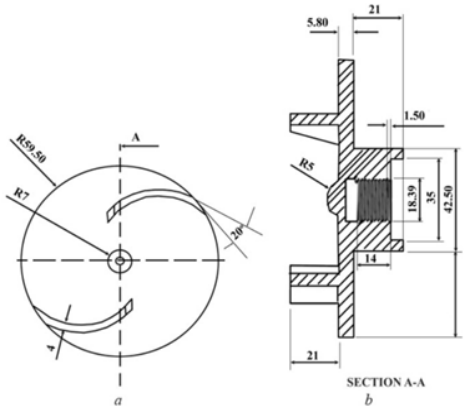
۳. نمودار هد بر حسب دبی پمپ پایا و به صورت افزایشی تا نقطه شات آف باشد

٤. میزان NPSHR کمتر از NPSHA باشد تا از کاویتاسیون جلوگیری شود

٥. کمینه کردن لرزش‌ها و صدای تجهیز

٦. ویژگی‌های هندسی پمپ شبیه‌سازی شده

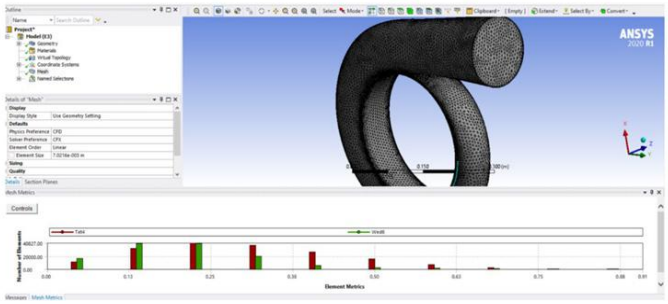
ابعاد هندسی پمپ گریز از مرکز شبیه‌سازی شده در این مقاله در شکل ٤ نشان داده شده است.



شکل ٤: هندسه پمپ شبیه‌سازی شده

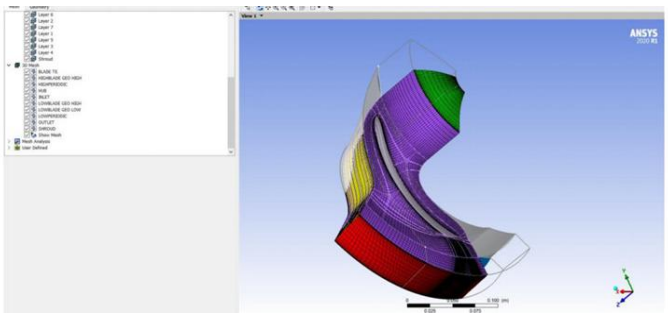
۷. شبکه مش پمپ

به منظور دستیابی به مش با کیفیت و با دقت بالا به منظور دستیابی به زمان حل بهتر، شبکه مش باید از کیفیت خوبی مانند چولگی و تعامد خوبی برخوردار باشد. شبکه مش برپا پمپ گریز از مرکز مورد بررسی در شکل ٥ قابل مشاهده است. [٥]



شکل ٥: شبکه مش ایجاد شده برای هندسه پمپ گریز از مرکز مورد نظر

همچنین برای تولید شبکه مش پروانه، از توربوگرید استفاده شده است. در شکل ٦ شبکه مش قابل مشاهده است.

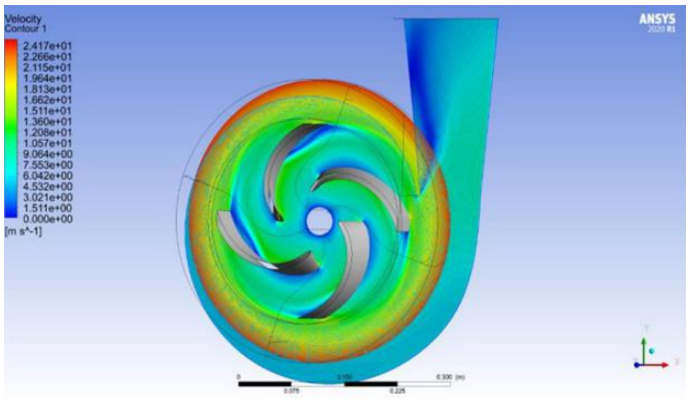


شکل ٦: مش تولید شده برای هندسه پروانه پمپ

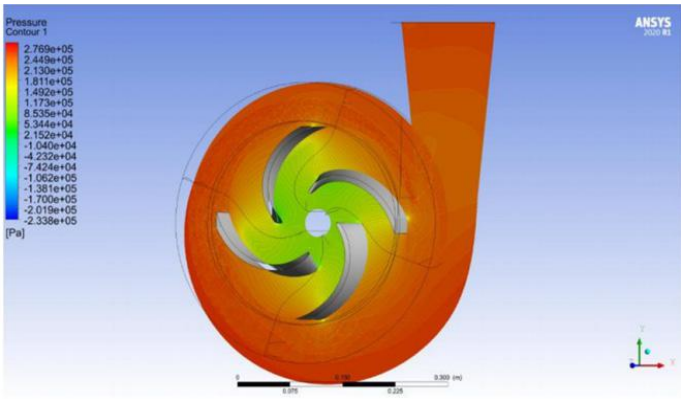
۸. شرایط مرزی اولیه

فرض می‌شود که سیال پمپاژشده آب با دبی جرمی ۷۷٫۸ کیلوگرم بر ثانیه است و در ورودی و خروجی پمپ شرایط مرزی فشار در نظر گرفته می‌شود.

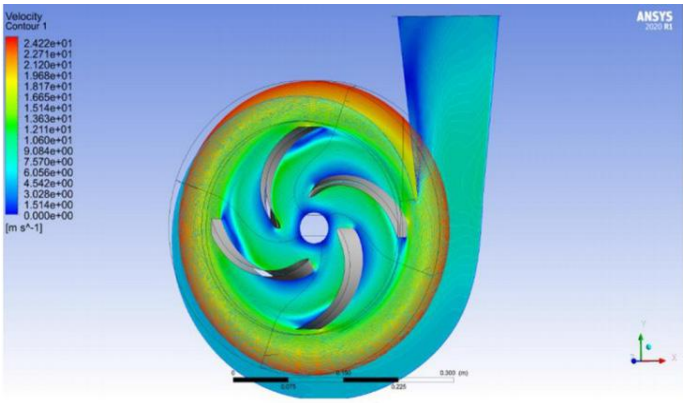
۹. نتایج



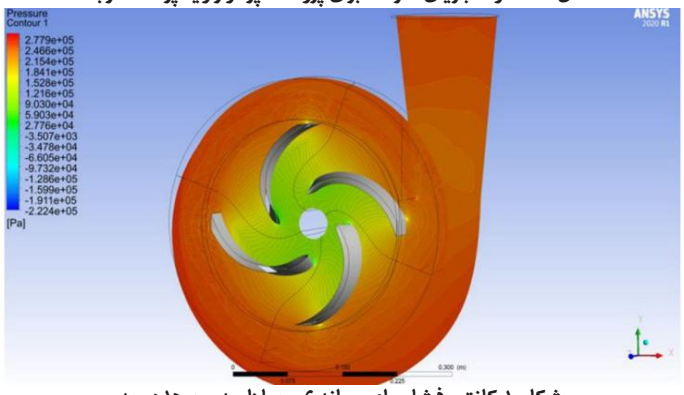
شکل ۷: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٤ پره و زاویه پره ۱۳۰ درجه



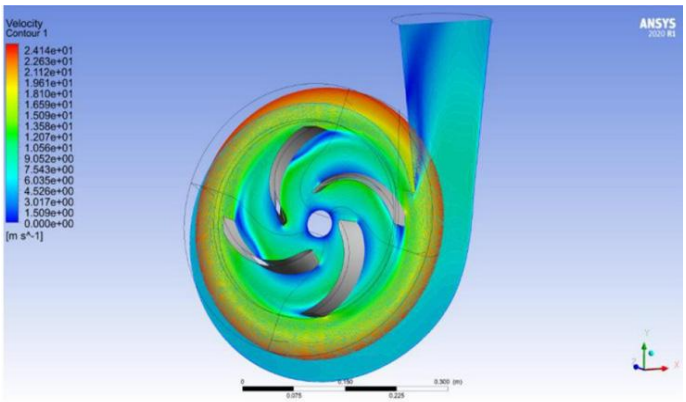
شکل ۸: کانتور فشار برای پروانه ٤ پره با زاویه پره ۱۳۰ درجه



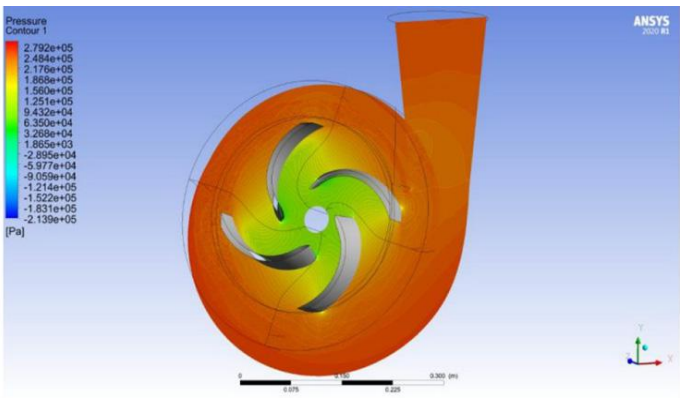
شکل ۹: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٤ پره و زاویه پره ۱۵۰ درجه



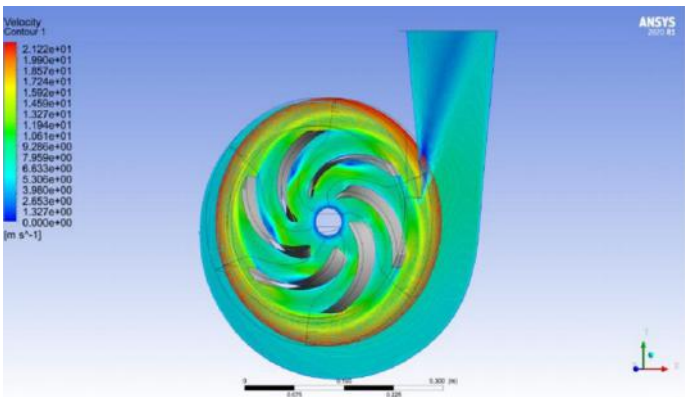
شکل ۱۰: کانتور فشار برای پروانه ٤ پره با زاویه پره ۱۵۰ درجه



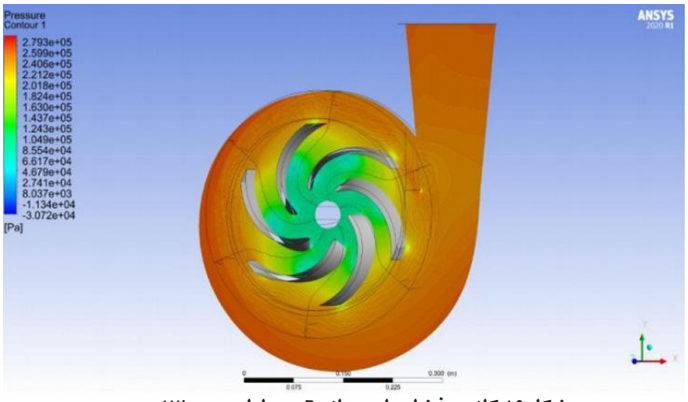
شکل ۱۱: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٤ پره و زاویه پره ۱۱۰ درجه



شکل ۱۲: کانتور فشار برای پروانه ٤ پره با زاویه پره ۱۵۰ درجه



شکل ۱۳: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٦ پره و زاویه پره ۱۳۰ درجه



شکل ۱٤: کانتور فشار برای پروانه ٦ پره با زاویه پره ۱۳۰ درجه

۱۰. نتیجه‌گیری

بر اساس نتیج ارائه شده برای پروانه‌های ٤ پره با زاویه ۱۳۰ درجه، ٤ ناحیه بازچرخش جریان مشاهده می‌شود که جهت این نواحی خلاف جهت حروجی پمپ است که باعث افت فشار و کاهش عملکرد پمپ می‌گردد. فاصله بین این گردابه‌ها رابطه تنگاتنگی با افت فشار دارد. هرچه فاصله کمتر باشد افت فشار بیشتر است.

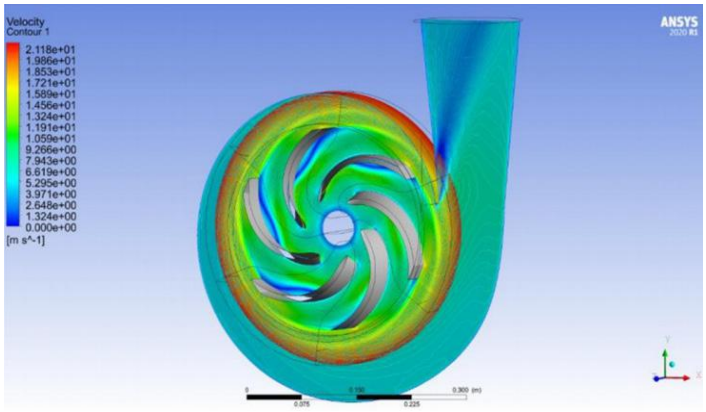
برای پروانه ٤ پره با زاویه پره ۱۵۰ درجه، ۳ گردابه در خروجی مشاهده می‌شود. این در حالی است که برای پروانه ٦ پره این گردابه‌ها در نواحی پایینی حلزونی پمپ اتفاق می‌افتد.

در چشم مکش پروانه، تغییر فشار مشهود است، هرچه تعداد پره‌ها بیشتر باشد تغییر فشار در ورودی بیشتر خواهد بود. در واقع توانایی مکش پمپ بیشتر می‌شود.

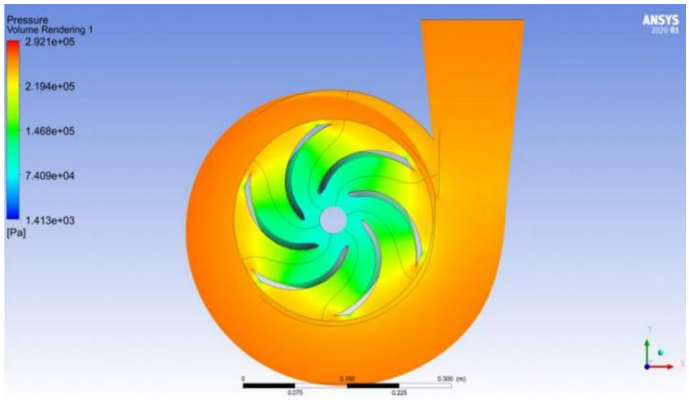
در نوک پره، گردابه‌های ایجاد شده که حاصل تماس سیال با پوسته پمپ می‌باشند، باعث مسدود شدن جریان می‌شوند. با افزایش تعداد پره‌ها سرعت جریان کاهش می‌یابد. همچنین با افزایش تعداد پره و زاویه پره افزایش فشار تولید شده توسط پمپ بیشتر خواهد شد.

منابع

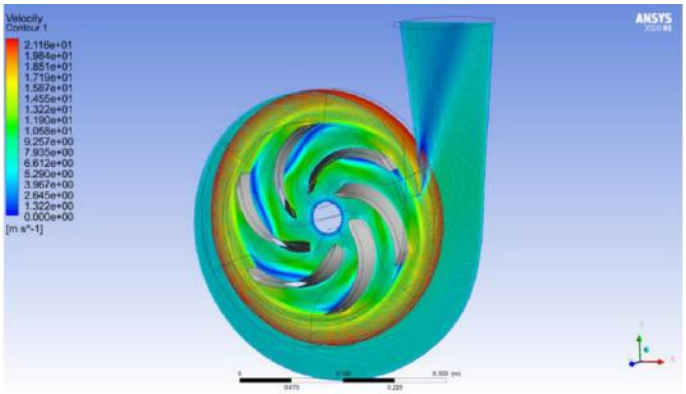
1. Asomani, S.N., et al., Geometrical effects on performance and inner flow characteristics of a pump-as-turbine: A review. Advances in Mechanical Engineering, 4)12 .2020): p. 1687814020912149.
2. Kim, J., et al. Design optimization of a centrifugal pump impeller and volute using computational fluid dynamics. in IOP Conference Series: Earth and Environmental Science. 2012. IOP Publishing.
3. Sanda, B. and C.V. Daniela, The influence of the inlet angle over the radial impeller geometry design approach with ansys. Journal of Engineering Studies and Research, 4)18 .2012): p. 32.
4. Singh, V.R., M. Zinzuvadia, and S.M. Sheth, Parametric study and design optimization of centrifugal pump impeller-a review. Int J Eng Res Appl. Kalpa Publications in Engineering, 1 .2017: p. 515-507.
5. Subroto, E., Optimization of centrifugal pump performance with various blade number. Exploring ReSources, Process and Design for Sustainable Urban Development, 1)2114 .2019): p. 020016.



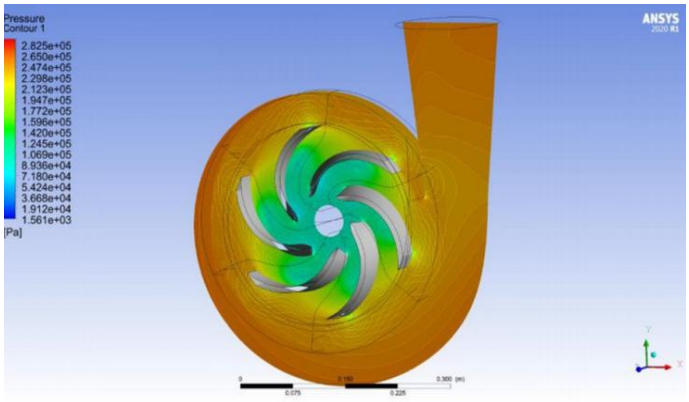
شکل ۱۵: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٦ پره و زاویه پره ۱۵۰ درجه



شکل ۱٦: کانتور فشار برای پروانه ٦ پره با زاویه پره ۱۵۰ درجه



شکل ۱۷: خطوط جریان سرعت برای پروانه ٦ پره و زاویه پره ۱٦۰ درجه



شکل ۱۸: کانتور فشار برای پروانه ٦ پره با زاویه پره ۱٦۰ درجه

بررسی تاثیر روند و پیچیدگی متغیرهای هیدرواقلیمی و پوشش گیاهی بر سطح آب‌های زیرزمینی با استفاده از معیار موجک-آنتروپی و من-کندال

امین افخمی‌نیا[۱]، وحید نورانی[۲]، صغری اندریانی[۳*] و ابولفضل مختاری‌اصل[۴]

۱-دانش آموخته کارشناسی ارشد مدیریت منابع آب، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز.

۲-هیئت علمی دانشکده عمران، دانشگاه تبریز.

۳-پژوهشگر پسادکتري، دانشکده مهندسی عمران، دانشگاه تبریز.

۴-کارشناس ارشد منابع طبیعی و آبخیزداري استان آذربایجان شرقی.

چکیده

برنامه‌ریزی و مدیریت پایدار منابع آب نیازمند بررسی دقیق عوامل تاثیرگذار بر رفتار آن از جمله تغییرات اقلیم و عوامل انسانی میباشد. با توجه به افت شدید سطح ایستابی چاه‌های پیزومتری در سال‌های اخیر، هدف از مطالعه حاضر بررسی روند و پیچیدگی فرایندهای هیدرواقلیمی و پوشش‌گیاهی در حوضه آبریز زیلبیرچای، آذربایجانشرقی می‌باشد. بدین‌منظور ابتدا سطح ایستابی چاه‌های موجود در منطقه برای ۱۸ سال به‌صورت سالانه، داده‌های دبی، بارش، دما و پوشش گیاهی برای ۳۰ سال به‌صورت ماهانه و سالانه با استفاده از روش من-کندال در سطح معنی‌داری ۹۹ و ۹۵ درصد روندیابی گردید؛ سپس با استفاده از تحلیل موجک، متغیرها در مقیاس ماهانه و در سه بازه زمانی ۱۰ ساله (آب‌های زیرزمینی در دو بازه زمانی)، با استفاده از موجک مادر db2 در پنج سطح تجزیه و آنتروپی آن‌ها در سطح ضرایب جزئی و تقریبی داده‌ها محاسبه گردید. نتایج نشان‌دهنده روند معنی‌داری کاهشی سطح ایستابی آب‌های زیرزمینی و دبی در سطح ۹۵ و ۹۹ درصد است. از طرفی در داده‌های بارش و پوشش‌گیاهی روند معنی‌داری چشمگیری مشاهده نگردید ولی در متغیر دما روند معنی‌داری افزایشی در اکثر ماه‌ها وجود دارد. از طرفی تغییرات پیچیدگی متغیر دما (حدود ۲ درصد رشد) چندان چشمگیر نبود ولی متغیر بارش با کاهش نوسانات در طول دوره همراه بود (حدود ۲۰ درصد) و علاوه بر کاهش مقدار میانگین، الگوی نوسانات آن نیز در حال تغییر است و بر کاهش پیچیدگی دبی (۱۷ درصد) و سطح آب زیرزمینی (۱۳ درصد) تأثیر گذاشته است. همچنین افزایش پوشش‌گیاهی هم‌زمان با افزایش دما از طریق افزایش تبخیر- تعرق و از سوی دیگر کاهش دبی و بارش در منطقه باعث افزایش بهره‌برداری از چاه‌ها و کاهش سطح ایستابی آن‌ها شده است. با توجه به تاثیر فزاینده افزایش سطح پوشش گیاهی منطقه از سال ۱۳۸۵ برکاهش سطح ایستابی آب، این موضوع نیازمند انجام اقدامات عملیاتی مدیران آب منطقه‌ای می‌باشد.

کلیدواژه: منابع آب زیرزمینی، فرایندهای هیدرولوژیکی، موجک-آنتروپی، NDVI، حوضه زیلبیرچای-آذربایجانشرقی.

Investigation of Effects of Trend and Complexity of Hydroclimate and Vegetation Cover Variables on Groundwater Table Using Wavelet-Entropy and Mann Kendall

Water resources Sustainable planning and management requires a detailed study of factors affecting its behavior, including climate and human change factors. The present study aims to investigate the trend and energy complexity of hydro-climatic parameters including discharge, precipitation and temperature and vegetation cover (VC) in Zilbierchay catchment, East Azerbaijan, where groundwater table has experienced a sharp drop in recent years. To this end, the groundwater table (over 18 years interval), discharge, precipitation, temperature and VC (over 30 years interval) were examined using Mann-Kendall trend test for monitoring the variations at significance levels of 95% and 99% in monthly and yearly scales. The parameters in three 10-year intervals (groundwater in two intervals) were decomposed using Daubechies mother wavelet (db2) analysis at 5 time levels, afterward, entropy of the details and approximate coefficients were calculated. The results indicated that the reduction of groundwater table and discharge at the level of 95% and 99% were significant. On the other hand, no significant trend was detected in precipitation and VC, while for temperature, significant increasing trends were observed in most of the months. Changes in the complexity of hydrometric processes can be due to the changes in climatic or anthropogenic parameters. The result of the complexity analysis revealed that the changes in the complexity of temperature (about 2% increase) were not significant, while the fluctuations reduction was found in precipitation (about 20%), in addition the pattern of fluctuations has changed which affected the complexity reduction of discharge (17%) and groundwater table (13%). Furthermore, increasing vegetation cover area and temperature through raising evapotranspiration as well as reducing discharge and precipitation in the region have increased the drastic use of groundwater. Due to the increasing impact of increasing the vegetation cover of the region on reducing the water table since 1385, this issue requires operational measures of regional water managers.

Keywords: Water table, Hydrological process, Wavelet-Entropy, NDVI, Zilbierchay basin-East Azerbaijan.

- مقدمه

نیاز روزافزون جوامع شهری و روستایی به منابع محدود آب‌های زیرزمینی و با توجه به رشد مصارف بخش‌های مختلف مانند شرب و بهداشت، کشاورزی و صنعتی از یک طرف و مسائل مربوط به تغییرات اقلیمی در چند سال اخیر از طرف دیگر، توجه و عنایت بیشتر به نگرش پیرامون تغییرات روند متغیرهای اقلیمی در مقیاس‌های زمانی مختلف را بیش‌ازپیش نمایان می‌سازد (Wen et al., 2017; Khalaj et al., 2019). در این بین افت شدید سطح ایستابی آب‌های زیرزمینی نیز بر توجه به این مهم می‌افزاید. عدم شناخت صحیح و بهره‌برداري بی‌رويه از منابع آب‌های زیرزمینی در مناطق خشک و نیمه‌خشک خسارت جبران‌ناپذیری مانند افت شدید و غیرقابل‌برگشت سطح آب زیرزمینی، کاهش دبی چاه‌ها و قنوات، تغییرات الگوي جریان آب زیرزمینی مانند فرونشست (Yang et al., 2017; Andaryani et al., 2019) و ارتباط هیدرولیکی بین آبخوان‌ها و رودخانه‌ها را به دنبال خواهد داشت (Kustu et al., 2010; Yuan et al., 2008; Chen and Hu, 2004; Koster and Suarez, 2001). از طرف دیگر، با رشد جمعیت و توسعه اقتصادی، بین عرضه و تقاضای منابع آبی به‌طور جدی اختلاف وجود دارد و مردم به استخراج آب‌های زیرزمینی روی آورده‌اند (Xia and Zhang, 2008; Xia and Chen, 2001). از آنجا که سطوح آب‌های زیرزمینی و سطحی از منابع اصلی تأمین آب کشاورزی و مصرفی خانوارها در سراسر جهان هستند و در چرخه هیدرولوژی نقش مهمی را در پایداری جریان‌ها، دریاچه‌ها و جوامع آبزی برعهده دارند (Komasi and Sharghi, 2019). لذا اطلاع از تغییرات میزان آب قابل‌دسترس و آب ذخیره‌شده در این منابع جهت مدیریت منابع آبی منطقه بسیار ضروری است.

مفهوم آنتروپی برای اولین بار توسط Shannon (1948) در تحلیل الگوی رفتاری سیگنال‌ها ارائه گردید و در سال ۱۹۹۱ آنتروپی تقریبی[۴] به عنوان ابزاری برای سنجش پیچیدگی در سیگنال‌ها توسط Pincus معرفی گردید. تفسیر پیچیدگی بر این اساس تعریف شد که کاهش پیچیدگی در متغیرهای مورد بررسی نشان‌دهنده کاهش بازدهی و مشارکت آن متغیرها در سلامت سیستم است (Pincus, 1991). منابع آب‌های زیرزمینی به عنوان یک سیستم تحت تأثیر متغیرهای مثل دما، بارش و دبی است و کاهش پیچیدگی در این متغیرها نشان‌دهنده معیوب شدن این سیستم است. در تحقیقات اخیر به دلیل اهمیت موضوع روند و کشف تغییرات پیچیدگی، تحقیقات زیادی صورت گرفته است. Shamsudduha et al. (2009) با بررسی روند داده‌های آب زیرزمینی در مقیاس زمانی ۲۰ ساله با استفاده از روش‌های ناپارامتریک آب‌های زیرزمینی نتیجه گرفتند که منابع آب‌های زیرزمینی کاملاً تحت تأثیر تغییرات شهری و کاربری اراضی بوده و سطح ایستابی سالانه حدود ۱ متر کاهش پیدا می‌کند. Vousoughi et al. (2013) و Mack et al. (2013) با مطالعه سطح آب زیرزمینی با استفاده از روش ناپارامتریک من-کندال در ایران و افغانستان به این نتیجه رسیدند که در سال‌های اخیر سطح آب زیرزمینی به شدت کاهش پیداکرده است با وجود اینکه تاثیر تغییرات عوامل اقلیمی بر رفتار منابع آب زیرزمینی غیرقابل انکار است، در این دو پژوهش مورد بررسی قرار نگرفته است. Gibrilla et al. (2018) در کشور غنا با استفاده از روش من کندال و شیب سن[۵] به بررسی تأثیرات بارش و دما بر سطح ایستابی آب زیرزمینی پرداختند و نشان دادند که بارش و دما از روند معنی‌داری پیروی نمی‌کنند در حالی که روند سطح ایستابی آب زیرزمینی بصورت معنی‌دار افزایش یافته است. Komasi and Shargi (2019) با استفاده از تبدیل موجک و آنتروپی شانون در حوضه سیلاخور در استان لرستان و با استفاده از سه متغیر دبی، دما و بارش به بررسی روند تغییرات سطح ایستابی آب زیرزمینی پرداختند و به این نتیجه رسیدند که کاهش نوسانات دبی خروجی از حوضه مؤثرترین عامل در کاهش سطح ایستابی آب زیرزمینی است و متغیرهای اقلیمی تأثیر به سزایی نداشته‌اند و عوامل انسانی نظیر سدسازی و کاربری اراضی را عامل موثر معرفی نمودند در حالی که تغییرات پوشش گیاهی منطقه را مورد بررسی قرار نداده‌اند. Niu and Chen (2016) پاسخ فرایندهای هیدرولوژیکی حوضه به تنوع بارش را در ۱۰ زیرحوضه به منظور بررسی خشکسالی و سیلاب توسط تبدیل موجک پیوسته بررسی کردند و در بررسی‌های صورت گرفته نتیجه گرفتند که بدون در نظرگرفتن مقیاس چندزمانه تناقض‌هایی در تحقیقات مشاهده می‌شود. Costa et al. (2002) به این نتیجه رسیدند که میزان آنتروپي با افزایش درجه بی‌نظمی افزایش پیدا می‌کند و براي سیستم‌های تصادفي مقدار آنتروپي صعودی است؛ ولي افزایش آنتروپي، همیشه به معني افزایش پیچیدگي دینامیکي نیست. براي رفع این مشکل آن‌ها روش آنتروپي چند مقیاسي[۶] (MSE) را ارائه کردند. Li and Zhang (2008) از روش MSE برای کشف تغییرات پیچیدگی جریان رودخانه می سی سی پی استفاده نمودند و دلیل کاهش پیچیدگی جریان رود را تغییر در کاربری اراضی آن منطقه اعلام نمودند. با توجه به ناپایدار بودن سری زمانی فرایندهای هیدرولوژیکی و قابلیت تحلیل موجک در بحث‌های ناایستایی فصلی این فرایندها، تبدیل موجک به‌طور گسترده در بین هیدرولوژیست‌ها مورد استفاده قرار گرفته است (Nourani et al., 2013; Partal and Kisi, 2007).

الگوی توزیع گیاهی و پوشش سبز تحت تأثیر عوامل مختلفی از جمله دما، بارش و آب زیرزمینی است (Zhang et al., 2017). در مناطق خشک و نیمه‌خشک بارش سالانه کمتر از مقدار سالانه پتانسیل تبخیر است. همچنین تأمین آب برای گیاهان و محصولات کشاورزی از طریق آب‌های سطحی (مانند رودها و چشمه‌ها) معمولاً بسیار محدود است. به همین دلیل نقش آب زیرزمینی به عنوان منبع آب اصلی که بر توزیع زمانی و مکانی رطوبت خاک تأثیرگذار است، پررنگ‌تر می‌شود (Liu et al., 2017). درنتیجه در این نواحی سیستم‌های کشاورزی به شدت به آب‌های زیرزمینی وابسته هستند و تغییرات در مساحت پوشش گیاهی و نوع آن باعث تغییرات در سطح آب زیرزمینی خواهد شد. طوری که بر اساس یافته های جدید Ashraf et al. (2021) آبهای زیرزمینی در کشور ایران $74\ km^3$ در بازه زمانی 2015-2002 کاهش یافته اند و در آینده نیز به دلیل تغییرات رخ داده در عوامل انسانی و طبیعی این کاهش بسیار بیشتر خواهد بود.

منطقه مورد مطالعه در پژوهش حاضر (حوضه زیلبیرچای واقع در آذربایجان‌شرقی) به عنوان یک منطقه خشک و نیمه‌خشک با افت شدید و کاهش نوسانات سطح آب‌های زیرزمینی مواجه شده است (Andaryani et al., 2019). این تغییر الگو می‌تواند از عوامل اقلیمی یا عوامل انسانی و یا از هردوی این عوامل منتج گردد. در مطالعه حاضر برای نشان دادن عوامل مؤثر بر این کاهش، روند تغییرات انسانی و اقلیمی با استفاده از روش آماری من- کندال[۱] مورد آزمون قرار گرفت (Zhang et al., 2019). لازم به ذکر است که روش مذکور دارای مزیت‌هایی ازجمله عدم حساسیت به داده‌های مفقودشده و عدم نیاز داده‌ها به توزیع خاص آماری است. برای بررسی روند تغییرات انسانی و اقلیمی، داده‌های مشاهداتی هیدرواقلیمی شامل سطح آب‌های زیرزمینی، دبی، بارش و دما و همچنین پوشش گیاهی با تأکید بر محصولات کشاورزی مورد آزمون روند قرار گرفت. داده‌های مورد نیاز در مورد میزان سطح زیرکشت محصولات کشاورزی به عنوان یکی از عوامل انسانی مؤثر بر کاهش منابع آب‌های زیرزمینی در بازه زمانی ۳۰ سال با استفاده از داده‌های ماهواره‌ای استخراج و مورد تحلیل روند قرار گرفت. از طرف دیگر معیار پیچیدگی[۲] برای نشان دادن تأثیر تغییرات اقلیمی بر روی منابع مذکور به منظور مدیریت صحیح آن‌ها در نظر گرفته شد (Nourani et al., 2014). تغییر مقدار این معیار در مقیاس‌های زمانی مختلف که نشانگر تغییرات هیدرواقلیمی رخ داده در منطقه است با روش موجک-آنتروپی[۳] سنجیده شد. نوآوری مطالعه حاضر بررسی پوشش گیاهی منطقه و مقایسه آن با متغییر های دیگر به عنوان یکی از بازیگران موثر در تغییرات سطح ایستابی آب زیرزمینی، که در مطالعات مرور شده به آن اشاره نشده است که می‌تواند زاویه دیدی جدیدی نسبت مسئله موجود ارائه دهد و به بهبود مدیریت منابع آب زیرزمینی منطقه کمک شایانی کند.

۲- مواد و روش تحقیق

۲-۱- منطقه مورد مطالعه

محدوده مورد مطالعه موسوم به حوضه آبریز زیلبرچای با وسعتي معادل ۲۵۴۶ کیلومترمربع در۷۰ کیلومتري شمال شهرستان تبریز واقع شده است (شکل ۱). این حوضه بخشي از حوضه آبریز رودخانه ارس است که با روند شرقي – غربي از پیوستن رودخانه‌هاي زنوزچاي و آجي‌چاي تشکیل شده است و در شمال غرب حوضه و در نقطه خروجي به رودخانه قطورچاي مي‌پیوندد که بعد از آن به همین نام خوانده مي‌شود. رودخانه قطورچاي با روند جنوبي- شمالي به رودخانه ارس ملحق مي‌شود. موقعیت مطلق حوضه مورد مطالعه در محدوده ۴۴، ۴۵،۰۴ تا ۵۰، ۴۵،۳۳ طول شرقي و ۰۹، ۳۸،۱۸ تا ۵۷، ۳۸،۴۰ عرض شمالي واقع گردیده است. ماکزیمم ارتفاع حوضه ۳۲۲۹/۷ متر بوده و حداقل ارتفاع در محل خروجي حوضه ۹۲۶/۴ متر از سطح دریاست.

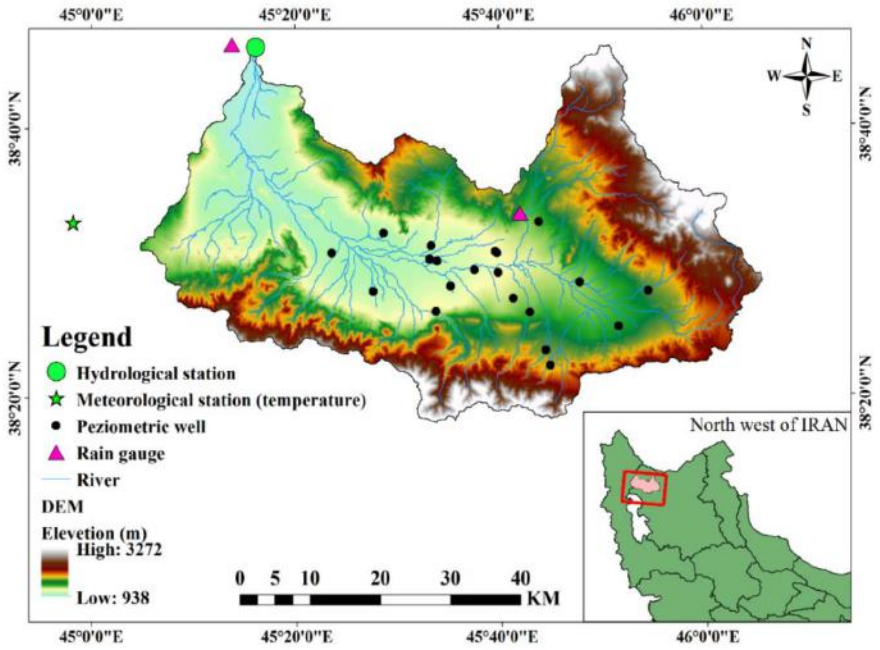
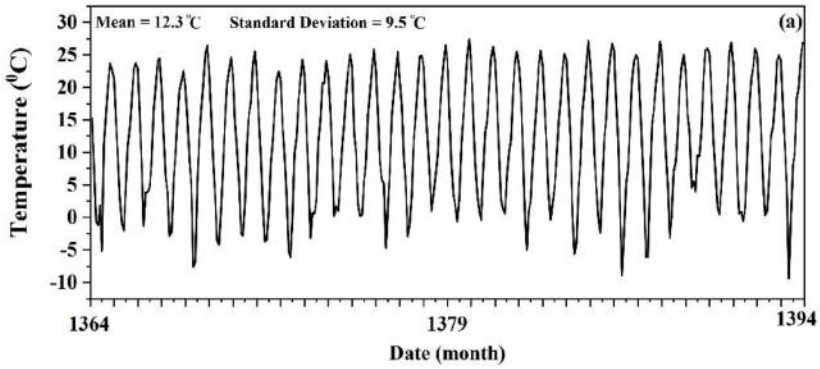


Fig 1. Location of the case study and stations used in this study

شکل ۱: موقعیت منطقه مورد مطالعه و ایستگاه‌های مورد استفاده در پژوهش

واحد توپوگرافی حوضه عمدتاً شامل دشت و کوهستان است که در بعضی نقاط در محل اتصال این دو واحد ژئومورفولوژیکي واحد تپه‌ماهور قرار دارد. کشاورزی در این منطقه به‌ویژه در دشت مرند، مهم‌ترین بخش اقتصادی محسوب می‌شود و به دلیل خشک شدن رودخانه زیلبیرچای در ماه‌های آبیاری ، منابع آب‌های زیرزمینی از لحاظ تأمین آب شرب، کشاورزی و صنعت در دهه‌های اخیر حائز اهمیت ویژه‌ای است. لذا به‌منظور مطالعه روند آب‌های زیرزمینی و تغییرات عوامل انسانی و طبیعی در تحقیق حاضر از داده‌های چاه‌های پیزومتری موجود در دشت مرند در بازه زمانی ۱۳۹۳-۱۳۷۵ (از تعداد ۶۳ چاه موجود در منطقه ۲۰ چاه مورد بررسی قرار گرفت و در انتخاب آن‌ها در درجه اول تکمیل بودن داده‌های برداشت‌شده و در درجه دوم توزیع نرمال آن‌ها در سطح دشت مدنظر قرار گرفت.)، ایستگاه سینوپتیک خوی برای آزمون روند و پیچیدگی دما، ایستگاه‌های بارش چرچر و مظفرآباد و همچنین ایستگاه هیدرومتری مظفرآباد به‌صورت ماهانه و در بازه زمانی ۱۳۹۳-۱۳۶۴ استفاده گردید. شکل ۱ موقعیت جغرافیایی ایستگاه‌ها و چاه‌های موردبررسی را نشان می‌دهد.

برای محاسبه درصد پوشش گیاهی (محصولات کشاورزی از جمله باغات، گندم آبی و محصولات تابستانه) از داده‌های لندست ۵ و ۸ در بازه زمانی ۱۳۹۳-۱۳۶۴ استفاده گردید. لازم به ذکر است که در سال ۱۳۹۲ داده سالمی با استفاده از ماهواره لندست برداشت نشده بود. در تحلیل روند سطح ایستابی چاه‌ها از آزمون من کندال بعد از حذف اثر خودهمبستگی استفاده گردید. سپس متغیرهای دما، بارش و دبی به‌صورت ماهانه و سالانه مورد آزمون روند قرار گرفت و بعد تک‌تک ایستگاه‌ها در سه بازه زمانی ده‌ساله به ترتیب ۱۳۷۳-۱۳۶۴، ۱۳۸۳-۱۳۷۴ و ۱۳۹۳-۱۳۸۴ تقسیم‌بندی شده و تبدیل موجک در ۵ رتبه برای آن‌ها زده شد. سپس برای جزئیات به‌دست‌آمده از تبدیل موجک به‌صورت مجزا و هم برای تقریب‌های هرکدام از آن‌ها آنتروپی محاسبه گردید تا با استفاده از نتایج به تاثیر پیچیدگی عوامل هیدرواقلیمی بر تغییرات پیچیدگی سطح ایستابی آب زیرزمینی پرداخته شود. شکل شماره ۲ داده‌های متغیرها را به‌صورت ماهانه نشان می‌دهد. سری زمانی ماهانه آب زیرزمینی از میانگین ماهانه کلیه چاه های مورد مطالعه (۲۰ عدد) به دست آمده است.



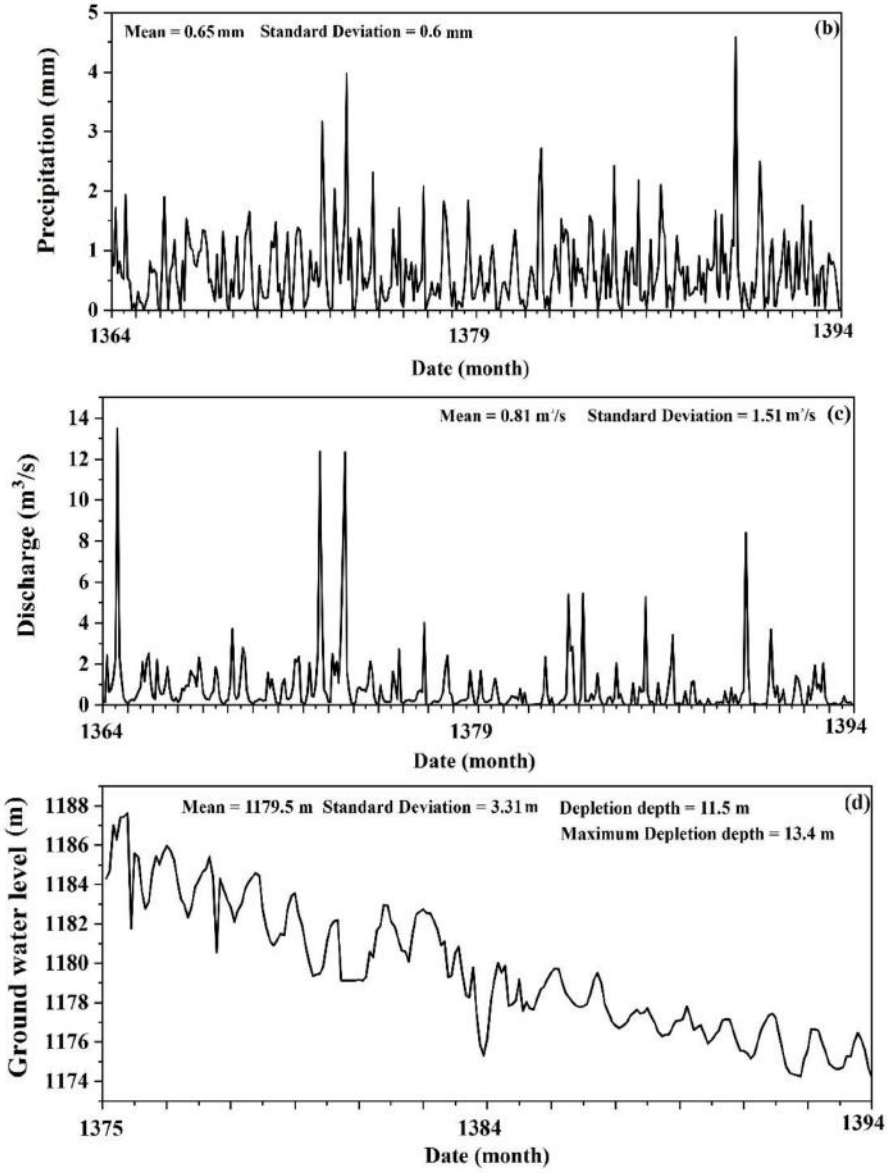


Fig 2. Time series of hydroclimatical variables and ground water level at monthly scale.

شکل ۲- سری زمانی ماهانه متغیرهای هیدرواقلیمی و سطح ایستابی چاه‌ها.

در مطالعه حاضر برای بررسی روند داده‌ها در مقیاس سالانه و ماهانه از روش‌های ناپارامتری من کندال استفاده گردید. البته قبل از اعمال روش من-کندال از غیر خودهمبستگی داده‌ها با استفاده از زمان تأخیر[۷] اطمینان حاصل شده است زیرا همبستگی در متغیرهای هیدرولوژیکی باعث کاهش دقت روش من-کندال در تعیین روند متغیر مورد مطالعه می‌شود (Bagherpoor et al., 2017).

۲-۲- شاخص پوشش گیاهی برای محاسبه پوشش گیاهی

سنجش شاخص پوشش گیاهی یا پوشش سبز[۸] (NDVI) یکی از عوامل پراهمیت در بررسی آب‌های زیرزمینی می‌باشد. در این مطالعه داده‌های اپتیکی ماهواره لندست بین سال‌های ۱۳۶۴ و ۱۳۹۳ مورد استفاده قرار گرفت (برای سال ۲۰۱۲ داده‌های مناسبی وجود نداشت). این شاخص، بسیار مناسب و مفید بوده (Gandhi et al., 2015; Schultz et al., 2016) و براساس بازتابش باندهای ماهواره‌ای در محدوده طیفی قرمز (RED) و مادون قرمز (NIR) محاسبه می‌شود (Zhang et al., 2020):

$$NDVI = \frac{NIR - RED}{NIR + RED} \quad (1)$$

شاخص NDVI یک پارامتر بدون کمیت است و بین اعداد ۱- و ۱ نوسان می‌کند. اگرچه مقادیر بزرگ‌تر از ۰/۴ به‌عنوان آستانه تمایز بین پوشش گیاهی و اراضی دیگر مانند چمن‌زارها، خاک، آب و غیره (Khazaei and Wu, 2018) در نظر گرفته می‌شود اما ممکن است این مقدار آستانه برای این موضوع مناسب نباشد و گیاهان مختلف را درجاهای مختلف به‌اشتباه نشان دهد. برای مثال در حوضه زیلبیرچای گندم آبیاری شده در ماه اردیبهشت و اوایل خرداد در سبزترین حالت ممکن هستند و در آخر خرداد برداشت می‌شوند. از طرف دیگر ممکن است در ماه‌های اردیبهشت و خرداد مرتع‌های پرپشت به دلیل سرسبزی بیش از حد به‌عنوان باغ در تصاویر شناسایی شوند. در نتیجه در مطالعه حاضر برای رفع این مشکل از ترکیب تصاویر ماه‌های مختلف به منظور تشخیص پوشش گیاهی استفاده شد. همچنین ارتفاع و شیب به عنوان لایه‌های محدودکننده به صورت زیر استفاده شد:

گندم آبیاری شده = NDVI اردیبهشت ماه بزرگ‌تر از ۰/۳ به جز در مناطقی که ارتفاعی بالاتر از ۱۵۰۰ متر و شیب بیشتر از ۲۰ درصد دارند. همچنین مقدار میانگین NDVI بزرگ‌تر از ۰/۴ در ماه‌های تیر و مرداد جهت تشخیص محصولات کشاورزی آبیاری شده و باغ‌ها از چمن‌زارهای پرپشت در زمانی که این نواحی در کمترین سرسبزی خود قرار دارند.

۳-۲- آزمون من-کندال

آزمون من کندال در تحلیل سری‌های زمانی کاربرد گسترده‌ای دارد و از آزمون همبستگی رتبه‌ای دو گروه مشاهده‌ای استفاده می‌کند. آزمون همبستگی رتبه‌ای برای اولین بار در سال ۱۹۵۵ توسط کندال بکار گرفته شد (Hamed and Rao, 1998). سپس بر پایه رتبه داده‌ها در یک سری زمانی بسط و توسعه یافت. البته ارائه اولیه آن توسط "من" در سال ۱۹۴۷ بوده است. این روش از طرف سازمان جهانی آب و هواشناسی به‌عنوان یک روش استاندارد برای تشخیص وجود روند در داده‌های خود همبسته اعلام شده است (Bi et al., 2009). مراحل انجام این آزمون با استفاده از روابط ۱-۷ محاسبه گردید (Li et al., 2009):

$$s = \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^{n} \operatorname{sign}(x_i - x_j) \quad (1)$$

تابع علامت نیز به شرح زیر قابل محاسبه هست:

$$\operatorname{Sign}(x_i - x_j) = \begin{bmatrix} 1 & \text{if} & x_i > x_j \\ 0 & \text{if} & x_i = x_j \\ -1 & \text{if} & x_i < x_j \end{bmatrix} \quad (2)$$

برای متغیرهای تصادفی مستقل و دارای توزیع یکنواخت و بدون گره (دو یا چندین داده با مقادیر عددی مساوی) میانگین و واریانس پارامتر من-کندال (s) به‌صورت زیر است:

$$E(s) = 0 \quad (3)$$

$$VAR(s) = \frac{n(n-1)(2n+5)}{18} \quad (4)$$

که در آن، n تعداد داده‌های سری مشاهدات است. اگر در سری مشاهدات داده‌های تکراری وجود داشته باشد، مقدار واریانس از رابطه زیر محاسبه خواهد شد:

$$VAR(s) = \frac{n(n-1)(2n+5) - \sum_{i=1}^{m} t_m(t_m-1)(2t_m+5)}{18} \quad (5)$$

به‌طوری m که معرف تعداد سری‌هایی است که در آن‌ها حداقل یک داده تکراری وجود دارد. t نیز بیانگر فراوانی داده‌های با ارزش یکسان می‌باشد. اگر تعداد داده‌های یک سری بیش از ۱۰ عدد باشد، s از توزیع نرمال پیروی خواهد کرد و مقدار معیار آماری استاندارد (Z_s) به صورت زیر محاسبه خواهد شد:

$$Z_s = \begin{bmatrix} \frac{s-1}{\sqrt{var(s)}} & \text{if} & s > 0 \\ 0 & \text{if} & s = 0 \\ \frac{s+1}{\sqrt{var(s)}} & \text{if} & s < 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

بنابراین در یک آزمون دو دامنه برای تشخیص روند در سطح اعتماد α، فرض صفر که دال بر نبود روند در سری مشاهدات است؛ رد خواهد شد اگر مقدار Z_s بزرگ‌تر یا مساوی Z جدول باشد.

$$|Z| > Z_{\alpha/2} \quad (7)$$

آماره Z_α توزیع نرمال استاندارد در سطح معنی‌دار α می‌باشد که با توجه به دو دامنه بودن آزمون از $\alpha/2$ استفاده می‌شود.

مقدار مثبت Z_s بیانگر روند افزایشی و مقدار منفی آن نشان‌دهنده روند کاهشی می‌باشد و چنانچه مقدار آن در خارج از محدوده ±۱/۹۶ در سطح معنی‌داری ۹۵ درصد و ±۲/۵۸ در سطح معنی‌داری ۹۹ درصد قرارگرفته باشد؛ داده‌ها دارای روند معنی‌دار می‌باشند و در غیر این صورت فاقد روند ارزیابی می‌شود.

۴-۲- روش موجک-آنتروپی

تبدیل موجک یکی از تبدیل‌های کارآمد ریاضی در زمینه پردازش سیگنال می‌باشد. تبدیل‌های ریاضی برای به دست آوردن اطلاعات اضافی از سیگنال که از خود سیگنال قابل دستیابی نیستند، استفاده می‌شوند. برای پردازش سیگنال، شمار زیادی از تبدیلات ریاضی می‌تواند مورداستفاده باشد، که در میان آن‌ها تبدیل موجک مشهورترین بشمار می‌آید. بسیاری از سیگنال‌های موردمطالعه در شاخه‌های متفاوت علمی، سیگنال‌های زمان قلمرو هستند، بدین معنی که آنچه سیگنال نشان می‌دهد، تابعی از زمان می‌باشد. به بیان دیگر وقتی یک سیگنالی رسم می‌شود یک محور با زمان و محور دیگر با شدت مشخص می‌شود که این نمودار زمان-شدت سیگنال را مشخص می‌کند. در این حالت می‌توان مشخصات پنهان سیگنال‌ها را در قالب فرکانس‌های موجود، به‌صورت داده‌های معرف سیگنال نمایش داد. همان‌گونه که مشخص است فرکانس چیزی است که با آن نرخ و یا مقداری تغییر می‌کند. اگر تغییرات شدید و سریع باشد، فرکانس بالا بوده و اگر تغییرات کند باشد فرکانس کوتاه یا کم می‌باشد. اگر تغییراتی در طول زمان نباشد، فرکانس صفر خواهد بود. برای آنالیز سیگنال‌ها تبدیل‌کننده‌های ریاضی مورد استفاده قرار می‌گیرند تا اطلاعاتی که به‌سادگی قابل دسترسی از سیگنال خام نیست، به دست آید (Hou et al., 2000). تابع موجک انواع مختلفی دارد که در پژوهش حاضر از موجک مادر db.2[9] استفاده گردید. اگر $\Psi(x)$ جهت مشخص کردن موجک مادر استفاده گردد، آنگاه تبدیل موجک پیوسته توسط رابطه ۸ مشخص می‌شود:

$$W(a,b) = \int f(t) \times (1/a) \times \Psi(t - b/a)dt \quad (۸)$$

پارامتر a به عنوان مقیاس در نظرگرفته می‌شود و میزان کشش یا مدت زمان موجك را بیان می‌کند (Addison et al., 2001). مقادیر بالاي مقیاس، اتساع موجك و در نتیجه کاهش قابلیت تفکیك زماني و افزایش مقیاس فرکانس را باعث می‌گردد. بالعکس، مقدار پایین مقیاس متناظر با مقیاس زماني بالا و مقیاس فرکانسي کم می‌باشد. پارامتر b پارامتر انتقال بوده و موقعیت موجك را بر روي محور زمان بیان می‌کند. این پارامتر تمرکز زماني مورد نیاز را فراهم می‌کند. از آنجایي که در کارهاي هیدرولوژیکي اغلب سری‌های زماني گسسته مورد نظر می‌باشند، براي تجزیه سري زماني می‌توان از فرم گسسته تبدیل موجك[۱۰] (DWT) استفاده کرد. ضرایب موجك در هر نقطه از سیگنال (b) و براي هر مقدار از مقیاس (a) با رابطه ۹ قابل محاسبه است:

$$\Psi_{a,b}(x) = \frac{1}{\sqrt{a}}\Psi\left[\frac{x-b}{a}\right] \quad (۹)$$

در DWT پارامترهاي انتقال و مقیاس به صورت گسسته و با بهره‌گیری از روند باینری[۱۱] رابطه (۱۰) انتخاب می‌شوند:

$$a = 2^m, \; b = 2^m n \quad (۱۰)$$

m و n اعداد صحیح بوده و با جایگذاري a و b در رابطه ۱۱ سري زماني گسسته x_i ، تبدیل باینری موجك به‌صورت رابطه ۱۲ بیان می‌شود:

$$\Psi_{m,n}(x) = 2^{-m/2}\,\Psi\,[2^{-m}\,x - n] \quad (۱۱)$$

$$T_{m,n} = 2^{-m/2}\sum_{i=0}^{N-1}\Psi\,(2^{-m}\,i - n)\,x_i \quad (۱۲)$$

که در رابطه ۱۲، N طول سري زماني و $T_{m,n}$ ضریب موجك براي a و b منتخب است و معکوس و خلاصه‌شده آن به‌صورت رابطه ۱۳ و ۱۴ بیان می‌گردد (Nourani et al., 2014):

$$x_i = \overline{T}(t) + \sum_{m=1}^{M}\sum_{n=0}^{M-m-1} T_{(m,n)}\,2^{-m/2}\,g(2^{-m} - n) \quad (۱۳)$$

$$x_i = \overline{T}(t) + \sum_{n=1}^{M} W_m\,(t) \quad (۱۴)$$

که در روابط M طوری انتخاب شده که $N = 2^M$ باشد و $\overline{T}$ زیر سری تخمین[۱۲] از مرتبه M و W_m زیرسری زمانی جزئی[۱۳] از مراتب m = 1,2,3,...,M هستند. به عبارتی دیگر، هر یك از زیرسری‌ها، یك دوره تناوب از سري اصلي را شامل مي‌شوند که خواص همان دوره را بیان می‌کنند. از این رو در انتخاب تعداد زیرسری‌ها و یا به عبارتي درجه تجزیه یك سري بایستي تعداد الگوهاي تناوب موجود و یا محتمل در سري زماني را ملاك انتخاب قرارداد. براي انتخاب مرتبه تجزیه سری زمانی از رابطه ارائه شده توسط Nalley et al. (2012) استفاده شد که براي زیر سری های زمانی ماهانه مناسب می‌باشد و بر همین اساس مرتبه ۵ براي این پژوهش انتخاب شد.
انرژي موجك که آن را با E نشان می‌دهند، براي هرکدام از زیرسری‌های زماني به‌صورت جداگانه طبق رابطه (۱۵) محاسبه می‌گردد:

$$E_m = |W_m(t)|^2 \quad (۱۵)$$

براي کمي کردن میزان نوسانات انرژي سیگنال و همچنین به دست آوردن میزان پیچیدگي با استفاده از انرژی‌های به‌دست‌آمده می‌توان از آنتروپي استفاده کرد. Shannon (1948) آنتروپي را به صورت ریاضي و با استفاده از توزیع احتمالاتي داده‌ها فرمول‌بندی کرده و آن را به‌عنوان معیار سنجش بی‌نظمی، آشفتگي، عدم قطعیت و اطلاعات معرفي کرد. اگر X متغیر تصادفي گسسته با مقادیر $x_1, x_2, ..., x_N$ و احتمالات متناظر $p_1, p_2, ..., p_N$ باشد؛ آنتروپی شانون به‌صورت رابطه ۱۶ بیان می‌گردد:

$$H(X) = H(P) = -\sum_{i=1}^{N} p\,(x_i)\log[p(x_i)] \quad (۱۶)$$

H(x) آنتروپی X است که تابع آنتروپی شانون نامیده می‌شود و P توزیع احتمال است که به این صورت قابل‌تعریف است $P = \{p_i,\ i = 1, 2, ...N\}$.

با ترکیب مفاهیم موجك و آنتروپي، ابزار جدیدي به نام موجك-آنتروپي براي محاسبه پیچیدگي به دست می‌آید (Nourani et al., 2014). با استفاده از این روش می‌توان سیگنال اصلي را در مقیاس‌های زمانی مختلف بررسی کرد. در روش موجك-آنتروپي براي سنجش معیار پیچیدگي و میزان تغییرات از زیرسری‌های زماني جزئیات در مقیاس زماني مورد نظر، براي در نظرگرفتن تغییرات و نوسانات جزئي استفاده می‌شود. در این روش، پس از تجزیه سري به زیرسری‌های تقریب و جزئیات در مقیاس مورد نظر و به دست آوردن ضرایب جزئي، انرژي موجود در هر زیرسري جزئي به صورت رابطه ۱۷ محاسبه می‌شود:

$$E_m = \|r_m^2\| = \sum_n |C_m|^2 \quad (۱۷)$$

در این رابطه m مقیاس تفکیك سیگنال اصلي، C_m ضرایب جزئي موجود، و n تعداد ضرایب موجود در مقیاس m است. انرژي کل از رابطه ۱۸ محاسبه و سپس برای محاسبه انرژی موجک نسبی با رابطه ۱۹ نرمال می‌گردد:

$$E_{tot} = \sum_{m}\sum_{n}|C_m(n)|^2 = \sum_{m} E_m \quad (۱۸)$$

$$p_m, q_m = \frac{E_m}{E_{tot}} \quad (۱۹)$$

با استفاده از آنتروپي شانون (رابطه ۲۰) معيار موردنظر با عنوان معيارِ موجك-آنتروپي، S_{WT} براي محاسبه پيچيدگي محاسبه مي‌گردد(Rosso et al., 2001):

$$WE = S_{WT}(p) = -\sum_{m<0} p_m . \ln[p_m] \quad (۲۰)$$

۳- نتایج و تحلیل نتایج

آزمون ناپارامتری من-کندال بر روی داده‌های سطح ایستابی ۲۰ حلقه چاه ، بارش، دما و دبی در حوضه مطالعاتی انجام شد. داده‌های مربوط به سطح ایستابی چاه‌های پیزومتری در ۲۰ چاه که به‌صورت سالانه مورد آزمون من-کندال قرار گرفت و برای تک‌تک چاه‌ها وجود روند بررسی گردید. از این تعداد، ۱۴ چاه دارای روند معنی‌دار در سطح اطمینان ۹۵ و ۹۹ درصد می‌باشد که در شکل ۳ ارائه شده‌است. فرضیه اولی که برای توجیه چنین روند معنی‌داری مطرح می‌شود عوامل طبیعی از جمله تغییرات دما و بارش و در نتیجه آن تغییرات سطح آب زیرزمینی می‌باشد و فرضیه دوم نیز مربوط به عوامل انسانی نظیر تغییرات مساحت و نوع پوشش گیاهی و فعالیت انسانی مانند سد سازی در سطح منطقه می‌باشد که باعث افزایش برداشت و کاهش منابع آب سطحی و زیرزمینی می‌شود. لذا ابتدا متغیرهای بارش برای ایستگاه‌های مظفرآباد و چرچر، دبی برای ایستگاه مظفرآباد و همچنین متغیر دما برای ایستگاه خوی از لحاظ وجود روند به‌صورت ماهانه و سالانه مورد تحلیل قرار گرفت. شکل ۴ نشان‌دهنده روند معنی‌داری کاهشی دبی در ایستگاه مظفرآباد (شکل a-۴ و d-۴) در مقیاس سالانه و همچنین در اکثر ماه‌ها می‌باشد. در مقابل آن در متغیر دما روند معنی‌داری افزایشی در دو سطح ۹۵ و ۹۹ درصد در مقیاس سالانه و به غیر از ماه‌های اردیبهشت، آذر و بهمن در دیگر ماه‌ها روند معنی‌داری در مقیاس ماهانه مشاهده می‌گردد (شکل b-۴). اما برای متغیر بارش در هر دو ایستگاه، روند معنی‌داری خاصی چه به‌صورت مقیاس سالانه و چه به‌صورت مقیاس ماهانه (به غیر از ماه‌های فروردین و مهر که به‌صورت روند کاهشی هست) مشاهده نمی‌شود (شکل c-۴). همچنین روند سالانه متغیرهای مورد مطالعه نشان‌دهنده روند معنی‌دار افزایشی و کاهشی به ترتیب برای دما در ایستگاه خوی و برای دبی در ایستگاه مظفرآباد است. پوشش گیاهی در منطقه مورد مطالعه با توجه به نتایج (شکل d-۴) روند معناداری را تجربه نکرده است. این نتیجه بدین معنی است که در طولانی مدت مساحت سطح پوشش گیاهی افزایش زیاد محسوسی را نخواهد داشت ولی با توجه به افزایش روند معنی‌دار دما و کاهش رواناب در منطقه، تامین منابع لازم برای آبیاری در منطقه به دوش آب زیرزمینی خواهد بود که با روند کاهشی اکثر چاه‌ها، در چند سال آینده با کاهش شدیدتری روبه رو خواهند شد و شرایط بحرانی را منطقه تجربه خواهد کرد.

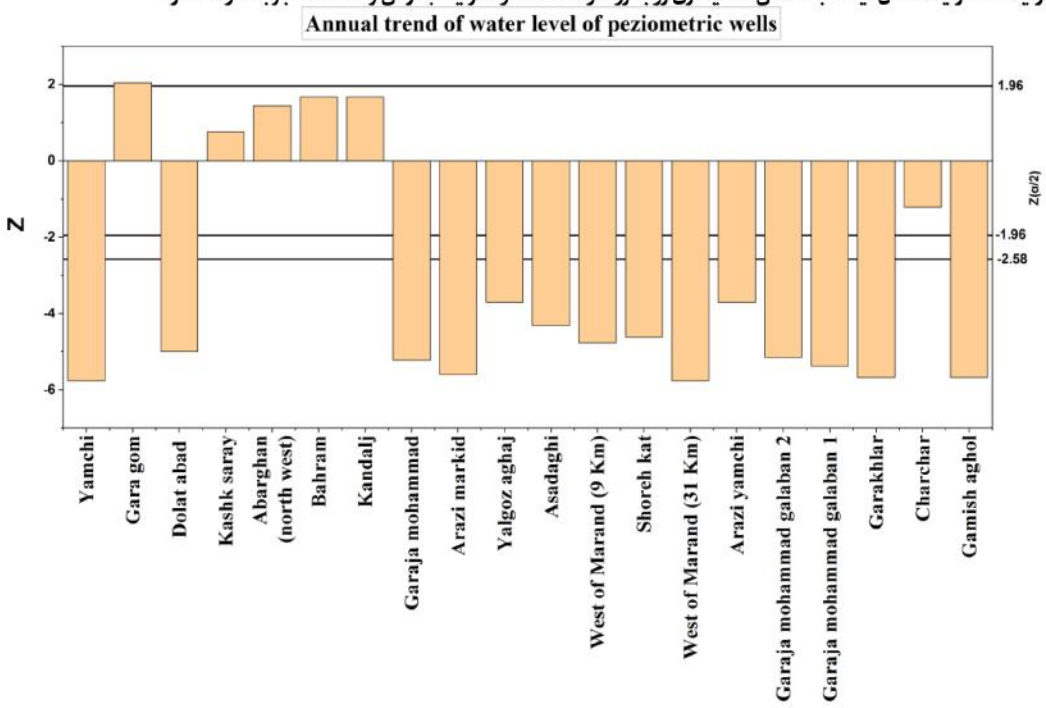


Fig 3. Trend in groundwater table at annually scale.

شکل ۳- روند سالانه سطح ایستابی چاه‌های پیزومتری

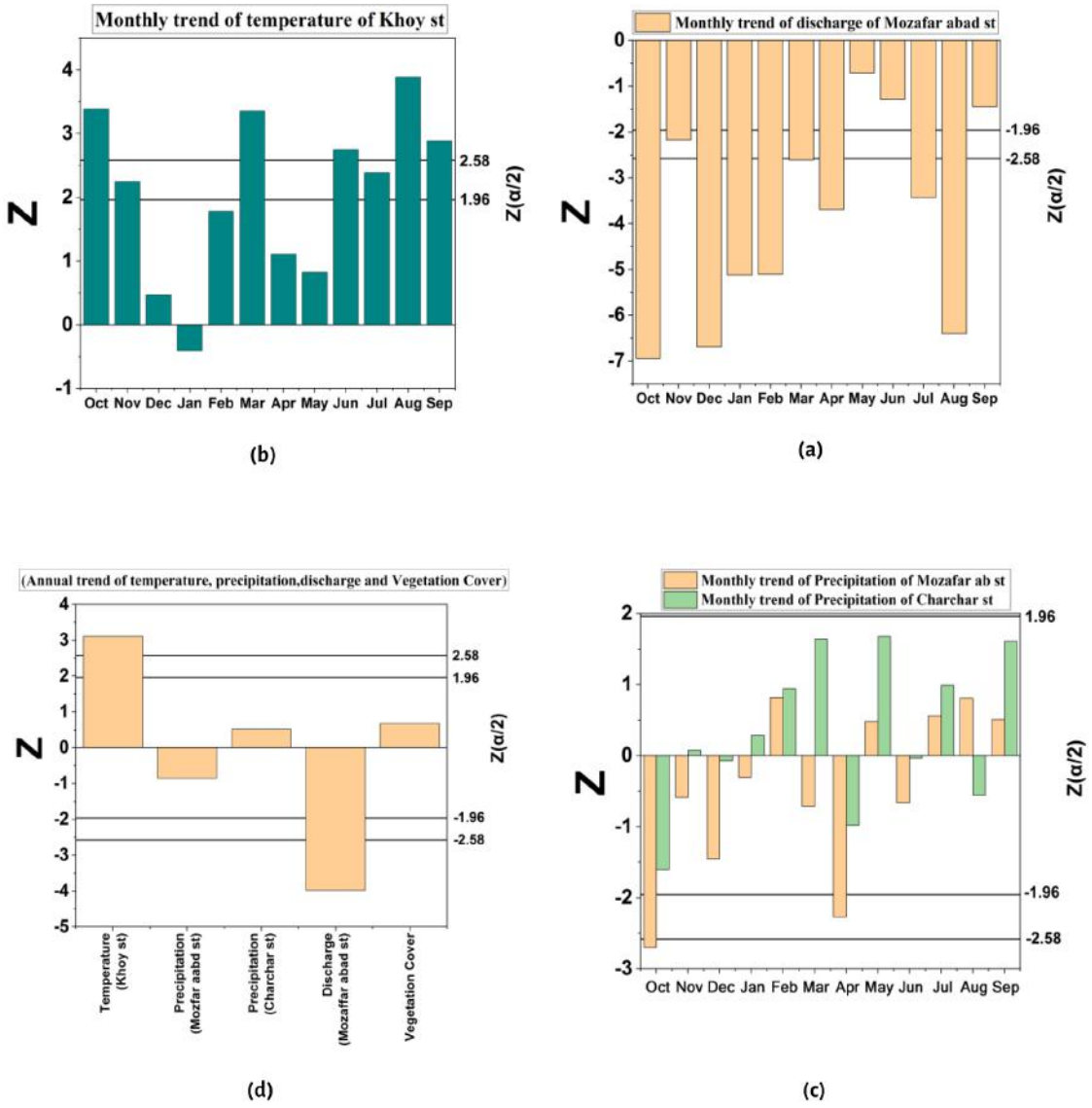


Fig 4- Annual and monthly trend of variables using Mann-Kendall

شکل ۴: نمودار روند متغیرهای به‌صورت ماهانه و سالانه با استفاده از روش من کندال

برای آنالیز سیگنال‌ها اعم از سیگنال بارش، دما و دبی با استفاده از تبدیل موجک از داده‌های ماهانه آن‌ها استفاده گردید (شکل ۲) و در سه سری زمانی T_1 از ۱۳۶۴ تا ۱۳۷۳، T_2 از ۱۳۷۴ تا ۱۳۸۴، T_3 از ۱۳۸۴ تا ۱۳۹۳ تقسیم‌بندی گردیده و در مرتبه ۵ و با استفاده از موجک مادر db2 برای هرکدام از زیرسری‌ها و مرتبه‌ها تجزیه گردید. برای بررسی آب زیرزمینی نیز به توجه به محدودیت زمانی داده‌ها (۱۸ ساله) به دو بازه زمانی T_2 از ۱۳۷۵ تا ۱۳۸۳، T_3 از ۱۳۸۴ تا ۱۳۹۳ تقسیم‌بندی شد.

تشابه فرم تابع موجك مادر با شكل سری‌های زماني، مهم‌ترين راهنما جهت انتخاب مناسب‌ترين تابع موجك مادراست (Abbate et al., 1994; Nourani et al., 2011). لذا در اين تحقيق از موجک مادر db2 استفاده گرديد و تا مرتبه ۵ تمام داده‌های زيرسری‌ها در متغيرهای مورداستفاده تجزيه گرديدند. با استفاده از ضرايب جزئی، انرژی موجک در هرکدام از مرتبه‌های ۱ تا ۵ محاسبه سپس با استفاده از انرژی‌های نرمال شده زيرسری تخمين، معيار موجک – آنتروپی برای هر زيرسری محاسبه گرديد. انرژی زيرسری‌های جزئی حاصل از تجزيه سری زمانی اصلی در مرتبه ۱ تا ۵ و مجموع آن‌ها، همچنين معيار موجک-آنتروپی و تغييرات آن برای هر متغير در جدول ۱ تا ۴ آورده شده است.

Table 1- Energy of Groundwater level subsets and wavelet entropy

جدول ۱- انرژی زیر سری‌های سطح ایستابی آب زیرزمینی و موجک آنتروپی

Period	T2	T3
E1	0.049	0.016
E2	0.086	0.130
E3	0.134	0.329
E4	0.107	0.101
E5	0.036	0.133
∑E	0.405	0.709
WE	1.524	1.345
Variations (%)		-13.2

*T2 = 1375-1383, T3 = 1384-1393

جدول ۱ نشان دهنده انرژی موجک -آنتروپی متغیر سطح آب زیرزمینی می‌باشد. بر اساس شکل ۲ سری زمانی ماهانه سطح آب زیرزمینی طی ۱۸ سال (۱۳۹۳-۱۳۷۵) بیش از ۱۳ متر کاهش داشته است. همچنین با استفاده از موجک-آنتروپی که در جدول ۱ به‌دست‌آمده است میزان نوسانات نیز کاهش قابل‌توجه داشته است که دوره زمانی سوم (۱۳۹۳-۱۳۸۴) حدود ۱۳ درصد نسبت به دوره دوم (۱۳۸۳-۱۳۷۵) کاهش داشته است. کاهش نوسانات در یک پدیده ناشی از اثرات فعالیت‌های انسانی و یا تغییر اقلیم می‌باشد و نشان از بیمار شدن سیستم دارد که می‌تواند در آینده باعث خشک شدن بیشتر چاه‌های موجود در منطقه باشد. مفهوم تغییر اقلیم با نوسان‌های اقلیمي تفاوت اساسي دارد. نوسان‌های اقلیمي دوره‌ای است و انحراف مؤلفه‌های اقلیمي نظیر بارش، رطوبت و دما از میانگین را بیان می‌کند و می‌تواند در دوره‌های زماني مختلف رخ دهد؛ ولي تغییر اقلیم، نوسان کلي و گسترده در آب‌وهوای يك منطقه است (Nourani et al., 2014). برای درک بیشتر از تأثیرات هیدرو اقلیمی و همچنین پوشش گیاهی بر روی این کاهش نوسانات سیستم سطح آب زیرزمینی بررسی شد و نتایج به‌صورت جداول ۲ تا ۴ و شکل ۶ آورده شده است.

Table 2- Energy of temperature subsets and wavelet entropy

جدول ۲- انرژی زیرسری های دما و موجک آنتروپی

Period	T1	T2	T3
E1	0.089	0.066	0.058
E2	0.403	0.474	0.501
E3	1.412	1.372	1.234
E4	0.429	0.445	0.452
E5	0.320	0.356	0.342
∑E	2.654	2.715	2.589
WE	1.285	1.303	1.328
Variations (%)		1.38	1.88

*T1 = 1364-1373, T2 = 1374-1384, T3 = 1384-1393

تغییر اقلیم یکي از بزرگ‌ترین چالش‌های محیطي است که جهان امروز به‌واسطه افزایش دما، از آن متأثر شده و در نتیجه آن الگوهاي آب و هوایي در اکثر نقاط آن تغییر کرده است. جدول ۲ نشان‌دهنده انرژی موجک -آنتروپی متغیر دما می‌باشد. در سه بازه زمانی مورد مطالعه میانگین دمای ایستگاه خوی طبق داده‌های سازمان هواشناسی به ترتیب ۱۱/۳۱، ۱۲/۷۳ و ۱۳/۰۸ درجه سلسیوس می‌باشد. بررسی میانگین سالانه داده‌های سطح ایستابی چاه‌ها نشان‌دهنده کاهش تدریجی سطح آب آن‌هاست و همچنین کاهش سطح نوسانات از سال ۱۳۷۵ می‌باشد. این در حالی است که مجموع انرژی و پیچیدگی در سه بازه زمانی تغییرات محسوسی نداشته است و نمی‌توان کاهش سطح ایستابی چاه‌ها را ناشی از بی‌نظمی دمایی ایجادشده دانست. اما بایستی ذکر شود که افزایش معنی داری دما بصورت خطی رخ داده است و میانگین دما در بازه زمانی مورد بررسی ۳۰ ساله ۱/۷۷ درجه افزایش داشته و به صورت غیرمستقیم با افزایش پتانسیل تبخیر- تعرق در منطقه باعث مصرف بیشتر آب چاه‌ها جهت آبیاری محصولات کشاورزی شده است.

Table 3- Energy of precipitation subsets and wavelet entropy

جدول ۳- انرژی زیر سری‌های بارش و موجک آنتروپی

Period	T1	T2	T3
E1	0.187	0.324	0.169
E2	0.392	0.556	0.317
E3	0.165	0.297	0.054
E4	0.063	0.033	0.018
E5	0.143	0.081	0.039
∑E	0.952	1.293	0.599
WE	1.455	1.316	1.198
Variations (%)		-10.5	-9.9

*T1 = 1364-1373, T2 = 1374-1384, T3 = 1384-1393

میانگین بارش برای دو ایستگاه چرچر و مظفرآباد در سه بازه زمانی ده ساله مورداستفاده دارای متوسط سالانه به ترتیب ۲۶۲، ۲۲۰ و ۲۴۰ میلی‌متر بوده است. کاهش میزان بارش همراه با کاهش نوسانات در این متغیر بوده و در طی ۳ دوره با کاهش بیش از ۲۰ درصدی همراه بوده که می‌توان گفت تأثیر زیادی بر کاهش سطح نوسانات سطح آب زیرزمینی داشته است.

Table 4- Energy of discharge subsets and wavelet entropy

جدول ۴- انرژی زیر سری‌های دبی و موجک آنتروپی

Period	T1	T2	T3
E1	0.185	0.263	0.115
E2	0.397	0.354	0.241
E3	0.154	0.148	0.078
E4	0.053	0.075	0.020
E5	0.112	0.106	0.018
∑E	0.902	0.948	0.472
WE	1.415	1.461	1.244
Variations (%)		3.14	-17.36

*T1 = 1364–1373, T2 = 1374–1384, T3 = 1384–1393

جدول ۴ موجک-آنتروپی محاسبه‌شده برای متغیرهای دبی ماهانه در ایستگاه مظفرآباد می‌باشد که میانگین سه دهه به ترتیب ۱/۲۹، ۰/۵۸ و ۰/۵۴ مترمکعب در ثانیه برای ایستگاه مظفرآباد ثبت‌شده است. پیچیدگی در متغیر دبی در دهه دوم افزایش جزئی را تجربه کرده است ولی در دهه سوم کاهش قابل‌توجهی را ثبت کرده است که همراه با کاهش نوسانات بارش است و بر روی کاهش نوسانات سطح آب زیرزمینی قطعاً مؤثر بوده است. یکی دیگر از کاربرد های مهم محاسبه انرژی زیرسری های ضرایب جزئی علاوه بر محاسبه پیچیدگی، یافتن دوره زمانی مناسب برای بررسی تغییرات متغیر مورد نظر است زیرا به آن وابسته تر است (Nourani et al., 2014) که برای متغیر های آب زیرزمینی، دما، بارش و دبی به ترتیب ۸، ۸، ۴ و ۴ ماهه بیشترین انرژی را داشتند.

شکل ۵ مقدار تغییرات پیچیدگی محاسبه‌شده در سه دوره مطالعاتی را در کنار هم نشان می‌دهد. طبق شکل ۵ می‌توان نتیجه گرفت که کاهش نوسانات در دهه دوم در سطح آب زیرزمینی ناشی از کاهش پیچیدگی در متغیر بارش بوده زیرا نوسانات دبی افزایش مقدار را تجربه کرده است. اما در دهه سوم هر دو متغیر بارش و دبی در این کاهش پیچیدگی مؤثر بوده‌اند. کاهش سطح نوسانات در بارش را می‌توان از تغییر اقلیم پیش‌آمده در منطقه دانست و برای متغیر دبی عواملی همچون سدسازی (سد زنوز و سد بناب)، آبیاری محصولات کشاورزی، تغییر الگوی کشت و افزایش صنایع تولیدی در پی افزایش جمعیت دانست.

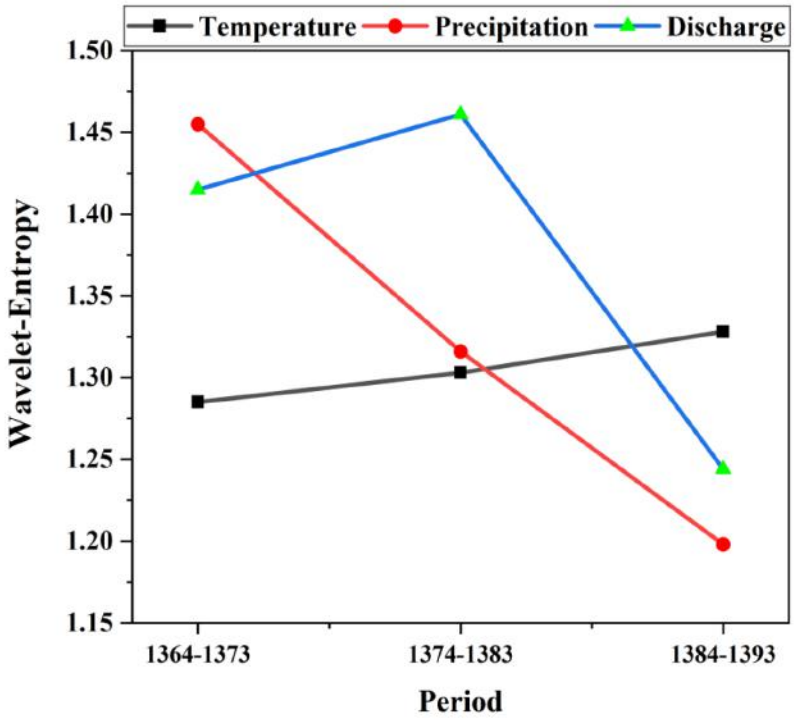


Fig 5- Wavelet-entropy calculated for hydrocimatological variables

شکل ۵- موجک-آنتروپی محاسبه‌شده برای متغیرهای هیدرواقلیمی

درمجموع با توجه به جداول ۱ تا ۴ درصد تغییرات و پیچیدگی موجود برای متغیرهای اقلیمی در حوضه رودخانه زیلبیرچای برای دما کم و بارش زیاد بوده که نشان‌دهنده مؤثر بودن عوامل اقلیمی بر روی بارش و عوامل انسانی بر پیچیدگی این متغیرها دبی و سطح ایستابی آب زیرزمینی در دوره موردمطالعه بوده است. در کنار متغیرهای هیدرواقلیمی،

تغییرات پوشش گیاهی در طول دوره مورد مطالعه می‌تواند اطلاعات ارزشمندی از چگونگی تأثیر این متغیر برروی سطح ایستابی آب زیرزمینی ارائه بدهد. پوشش گیاهی موجود در منطقه با استفاده از تصاویر ماهواره‌ای به دست آمد و در شکل ۶ به‌صورت سری زمانی نشان داده‌شده است. یکی از مشکلات موجود در محاسبه مساحت پوشش گیاهی در منطقه مورد مطالعه دقت پایین شاخص NDVI در محاسبه مساحت گندم آبیاری شده بود که برای رفع آن از ۱۰۰ نقطه تعلیمی برای شناسایی این مناطق مورد استفاده قرار گرفت و محدود شاخص NDVI برای گندم آبیاری شده در اردیبهشت ماه بزرگتر ۰/۳ استفاده شد. از نظر مقادیر سالانه تغییرات پوشش گیاهی حاکی از افزایش سطح زیرکشت محصولات کشاورزی است و این اتفاق با افزایش مقدار دما و کاهش نسبی بارش در منطقه باعث فشار مضاعف بر منابع آب زیرزمینی جهت آبیاری مزارع کشاورزی است. با بررسی همبستگی بین داده‌های هواشناسی و هیدرومتری، متغیر دما در دهه اول دارای رابطه کاملاً معکوس با مساحت پوشش گیاهی می‌باشد (۰/۷۷-) این در حالی است متغیر بارش رابطه‌ای همسو با پوشش گیاهی داشته است (۰/۶۳). اما باگذشت دو دهه این همبستگی کاملاً از بین رفته است و به حالت خنثی درآمده است (برای دما ۰/۱۸ و بارش ۰/۰۵-). همچنین رابطه بین متغیر دبی از ۰/۵۷ به ۰/۱۴- کاهش پیداکرده است که همه این مقادیر نشان‌دهنده کاهش وابستگی پوشش گیاهی به این متغیرها بوده است و تنها به آب زیرزمینی تکیه دارد.

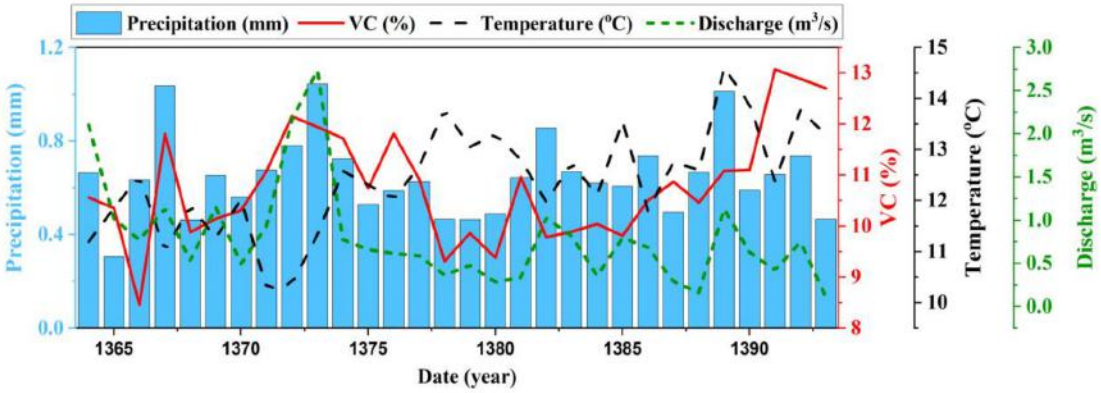


Fig 6- Annual values of Vegetation Cover (irrigated crops and orchards) and hydrocimatological variables

شکل ۶- مقادیر سالانه پوشش گیاهی و متغیر های هیدرواقلیمی

بررسی روند سطح ایستابی چاههای پیزومتری حکایت از افت شدید آن‌ها و وجود روند معنی‌داری تا سطح اطمینان ۹۹ درصد دارد که چاه‌های در معرض خشک شدن (۱۴ حلقه) از لحاظ مکانی در مرکز دشت و قسمت‌های کم ارتفاع واقع شده‌اند که این مناطق می‌توانند مکان مناسب برای توسعه باغداری و کشت آبی باشند (شکل شماره ۷).

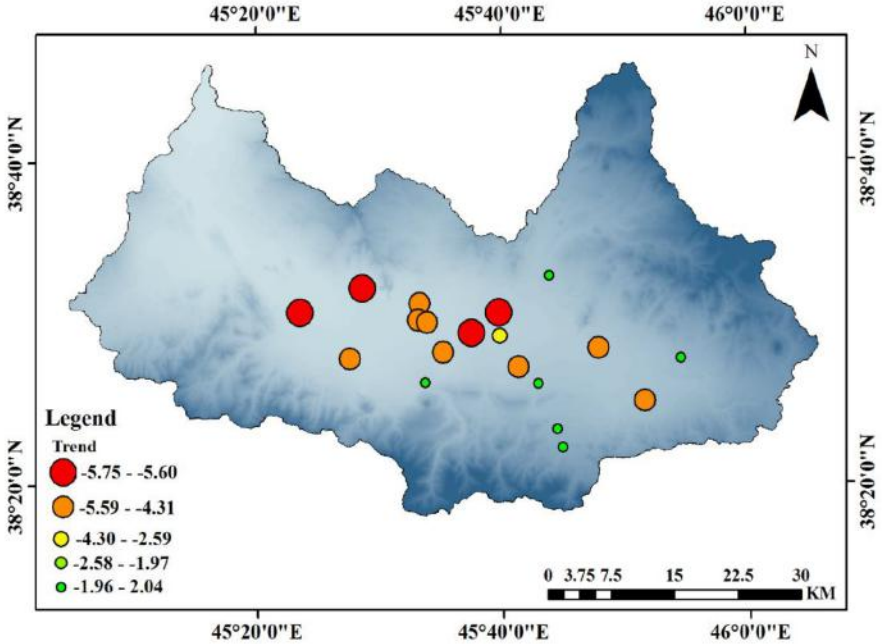


Fig 7- Distribution map of water level of piezometric wells used Mann-Kendall

شکل ۷- نقشه توزیع روند سطح ایستابی چاه‌های پیزومتری با استفاده از روش من-کندال

با توجه یافته های من-کندال و وجک آنتروپی عوامل هیدرواقلیمی خود به تنهایی تاثیر زیادی بر کاهش سطح ایستابی چاه های منطقه نداشته است و این عوامل را درکنار تاثیر افزایش سطح پوشش گیاهی می‌توان اصلی ترین عامل در این مطقه دانست زیرا کاهش مقدار میانگین و همچنین نوسانات بارش و افزایش مقدار میانگین و نوسانات دما باعث افزایش تعداد دوره آبیاری می‌شود و با توجه به کاهش دبی رودخانه (کاهش تعداد یا آب چشمه های موجود در منطقه که تامین کننده اصلی آب رودخانه اصلی است) باعث

افزایش برداشت از چاه ها شده و این اتفاق با توجه شکل ۶ از سال ۱۳۸۵ شدت گرفته و کاهش همبستگی بین پوشش گیاهی و سایر عوامل هیدرواقلیمی این موضوع را تایید می‌کند. Xia and Zhang (2008); Xia and Chen (2001) نیز در تحقیقات خود دلیل افت سطح آب‌های زیرزمینی را عوامل انسانی معرفی کرده‌اند. تغییرات دبی و سطح آب‌های زیرزمینی می‌تواند متأثر از تغییرات اقلیمی یا طبیعی باشد. اما بررسی روند در متغیر بارش نشان‌دهنده عدم وجود روند معنی‌داری در آن است ولی متغیر دما دارای روند معنی‌داری افزایشی بوده است. که این مسئله می‌تواند دلیلی بر تغییر اقلیمی باشد که جهان امروزی از آن متأثر گردیده است. تقسیم‌بندی متغیرها در سه بازه زمانی ۱۰ ساله و بررسی موجک آنتروپی آن‌ها باعث ایجاد دید بهتر در بررسی متغیرها ازنظر متأثر شدن هرکدام از آن‌ها از تغییرات اقلیمی و همچنین تأثیر بر روی هم دیگر می‌شود. Liu et al. (2017) با بررسی پیچیدگی سری زمانی بارش ۱۴ ایستگاه و چاه‌های مربوطه به این نتیجه رسیدند که تولید محصولات کشاورزی عامل اصلی در تغییرات سطح ایستابی چاه‌های منطقه بوده و فقط ۳ حلقه چاه می‌تواند متأثر از تغییرات بارش منطقه باشد. مقادیر متغیرهای دما در ۳ دهه اخیر با تغییرات ناچیزی از نظر پیچیدگی متوجه شده‌اند و بی‌نظمی در این متغیر مقدار کمی هم افزایش داشته و نمی‌توان کاهش سطح آب‌های زیرزمینی و دبی را متأثر از آن دانست، ولی متغیر بارش با کاهش حدود ۲۰ درصدی در نوسانات نشان از تأثیرپذیری آن از تغییرات اقلیمی می‌باشد و بر کاهش نوسانات و همچنین ارتفاع سطح ایستابی آب مؤثر است.

تغییرات افزایشی دما در دهه اخیر از طرفی و تغییرات کاربری و برداشت زیاد از آب‌های سطحی و زیرزمینی از طرف دیگر باعث تغییرات فرایندهای هیدرولوژیکی در منطقه موردمطالعه گردیده است که این مسئله در کنار تغییرات رخ‌داده در متغیر دما و بارش لزوم مدیریت بهینه و کارآمد را بیش‌ازپیش اجتناب‌ناپذیرتر می‌سازد. Li and Zhang (2008); Nourani et al. (2014) نیز با بررسی فرایندهای هیدرولوژیکی تأثیر تغییرات کاربری را عامل مؤثر بر کاهش دبی اعلام نمودند ولی در منطقه موردمطالعه، در دهه اخیر افزایش دمای هوا عامل دیگری علاوه بر عامل انسانی، باعث کاهش دبی رودخانه و سطح آب‌های زیرزمینی شده است. همچنین برای بررسی دقیق‌تر متغیرها در تحقیقات آتی با تحلیل موجک، ضرایب جزئی هر یک از متغیرها و انرژی آن‌ها به دلیل مشخص شدن بهترین مقیاس زمانی بررسی تغییرات از طریق این ضرایب، می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. طوری که بیشترین انرژی موجود در هریک از رتبه‌ها بهترین مقیاس زمانی برای بررسی متغیرها را نشان می‌دهد (جدول‌های ۱-۴).

۴- خلاصه و جمع‌بندی

با توجه به افت شدید سطح ایستابی چاه‌های پیزومتری، هدف از مطالعه حاضر بررسی در تحقیق حاضر هدف، بررسی روند و پیچیدگی متغیرهای اقلیمی بارش و دما، سطح ایستابی آب‌های زیرزمینی و دبی و همچنین شاخص پوشش گیاهی حوضه آبریز زیلبیرچای می‌باشد و برای این منظور از داده‌های ماهانه متغیرهای بارش در دو ایستگاه چرچر و مظفرآباد، دبی در ایستگاه مظفرآباد و متغیر دما در ایستگاه خوی استفاده گردید. در این پژوهش برای متغیرها روند، انرژی و پیچیدگی در مقیاس ماهانه در ۵ مقیاس زمانی و دوره ۳۰ ساله محاسبه گردید. درضمن سری زمانی پوشش گیاهی به دلیل سالانه بودن در قسمت محاسبه پیچیدگی مورد استفاده قرار نگرفت. نتایج نشان‌دهنده وجود روند معنی‌داری در دو سطح معنی‌داری ۹۹ و ۹۵ درصد در ۱۴ حلقه چاه بررسی‌شده از ۲۰ چاه می‌باشد و در دوره پژوهش ۱۳ متر سطح ایستابی کاهش داشته است. چاه‌هایی که روند در آن‌ها وجود ندارد خارج از دشت و مناطق دور از مزارع کشاورزی بوده است که در پای کوه واقع شده اند و تغذیه مناسبی دارند و در اطراف این چاه‌ها از آب‌های زیرزمینی صرفاً برای شرب استفاده می‌گردد. با توجه به تأثیرگذارترین متغیرهای اقلیمی اعم از بارش و دما نتیجه حاصل از بررسی آن‌ها نشان‌دهنده عدم وجود روند در داده‌های بارش بوده اما متغیر دما روند معنی‌داری افزایشی هم به‌صورت ماهانه و هم به‌صورت سالانه در دو سطح معنی‌داری مشاهده گردید. همچنین دبی خروجی روند معنی‌دار کاهشی را تجربه کرده است. پوشش گیاهی منطقه هرچند روند معنی‌داری نداشته ولی در طول دوره ۳۰ ساله توسعه داشته و مساحت آن افزایش داشته است. شناسایی غالب‌ترین دلایل در تشدید اثرات کاهش سطح آب زیرزمینی نیاز به بررسی بیشتری دارد. به این منظور برای شناسایی رابطه بین افت سطح آب زیرزمینی و تغییرات فعالیت‌های انسانی و اقلیمی، از روش چند مقیاسی موجک-آنتروپی برای سطح آبهای زیرزمینی، بارش، دما و دبی خروجی منطقه مورد مطالعه استفاده شد. به این ترتیب سری زمانی متغیر ها با استفاده از موجک مادر db_2 به ۵ زیرسری تجزیه و موجک-آنتروپی برای هر دوره زمانی پژوهش محاسبه شد. نتایج نشان داد که نوسانات آب زیرزمینی با کاهش مواجه شده است که نشانه یک روند نامطلوب برای سری زمانی سطح آب زیرزمینی می‌باشد. همچنین متغیر دبی و بارش با کاهش سطح نوسانات در مجموع دو دوره آخر بودند که قابل توجه است (دو دوره هم‌زمان با داده‌های موجود آب زیرزمینی) و در مقابل متغیر دما تغییرات نوسانی چندانی را تجربه نکرده است. در مجموع می‌توان هر دو عامل انسانی و اقلیمی را در کاهش نوسانات سطح آب زیرزمینی دانست. در ادامه با بررسی سری زمانی سالانه پوشش گیاهی، دما، بارش و دبی می‌توان مشاهده کرد که افزایش سطح زیرکشت هم زمان با کاهش بارش و افزایش دمای سالانه باعث کاهش آب های سطحی و زیرزمینی شده است. تحقیق حاضر می‌تواند هشداری بر مسئولان امر باشد که تغییرات کاربری اراضی بدون در نظر گرفتن توانمندی‌ها و قابلیت‌های منطقه صورت نگیرد چراکه پایداری و توسعه پایدار منطقه را هدف قرار می‌دهد. برداشت زیاد از آب‌های زیرزمینی و بدون برنامه‌ریزی با توجه به افزایش دمایی و کاهش بارش باران صورت گرفته در دهه اخیر می‌تواند باعث فرونشست بیشتر در دشت‌ها گردیده و منابع تجدید نشدنی مانند خاک را تحت تأثیر قرار دهد لذا برای پایداری محیط بایست توانمندی‌ها و محدودیت‌های منطقه شناخته شود و برنامه‌ریزی‌ها و مدیریت‌ها در راستای توسعه پایدار صورت گیرد.

پی‌نوشت‌ها

1- Mann-Kendall
2- Entropy
3- Wavelet-Entropy
4- Approximate
5- Sen's slop
6- Multi-Scale Entropy
7- Lag
8- Normalized Difference Vegetation Index
9- Daubechies
10- Discrete Wavelet Transform
11- Dyadic
12- Approximation
13- Detailed

۵- منابع

Abbate A, Koay J, Frankel J, Schroeder S C, Das P (1994) Application of wavelet transform signal processor to ultrasound. Proceedings of IEEE Ultrasonic Symposium 2:1147–1152

Addison P S, Murrary K B, Watson J N (2001) Wavelet transform analysis of open channel wake flows. Engineering Mechanics 127:58–70

Andaryani S, Nourani V, Trolle D, Dehghani M, Mokhtari Asl A (2019) Assessment of land use and climate change effects on land subsidence using a hydrological model and radar technique. Journal of Hydrology 578:124070

Ashraf S, Nazemi A, AghaKouchak A (2021) Anthropogenic drought dominates groundwater depletion in Iran. Scientific reports–Natureportfolio 11(1):9135

Bagherpoor M, Seyedian M S, Fathabadi A H, Mohamadi A (2017) Study of Mann–Kendall Test Performance in Detecting the Series of Autocorrelation. Iran–Watershed Management Science & Engineering 11(36):11–21 (In Persian)

Bi H, Liu B, Wu J, Yun L, Chen Z, Cui Z (2009) Effects of precipitation and land use on runoff during the past 50 years in a typical watershed in Loess Plateau: China. Sediment Research 24(3):352–364

Chen X, Hu Q (2004) Groundwater influences on soil moisture and surface evaporation, Hydrology. 297:285–300

Costa M, Goldberger A L, Peng C K (2002) Multiscale entropy analysis of complex physiologic time series. Physical Review Letters 89:1–4

Gandhi G M, Parthiban S, Thummalu N, Christy A (2015) NDVI: Vegetation Change Detection Using Remote Sensing and GIS – A Case Study of Vellore District. Procedia Computer Science 57:1199–1210

Gibrilla A, Anornu G, Adomako D (2018) Trend analysis and ARIMA modelling of recent groundwater levels in the White Volta River basin of Ghana. Groundwater for Sustainable Development 6:150–163

Hamed K H, Rao A R (1998) A modified Mann–Kendal trend test for aoutocorrelated data. Hydrology 204:182–198

Hou Z, Noori M, Amand R S (2000) Wavelet–based approach for structural damage detection. Engineering Mechanics 126:677–688

Khalaj M, Kholghi M, Saghafian B, and Bazrafshan J (2019) Investigating effect of climate change and human activities on groundwater level and quality in semiarid regions. Iran–Water Resources Research 15(2) 278–290 (In Persian)

Khazaei B, Wu C (2018) Estimation of Vegetation Coverage Based on Seasonal Variabilities in MODIS–Based Vegetation Indices, in: World Environmental and Water Resources Congress 2018. American Society of Civil Engineers, Reston, VA, 11–20

Komasi M, Sharghi S (2019) Recognizing factors affecting decline in groundwater level using wavelet–entropy measure (case study: Silakhor plain aquifer). Journal of Hydroinformatics 21(3):510–522

Koster R D, Suarez M J (2001) Soil moisture memory in climate models. Hydrometeorology 2:558–570

Kustu M D, Fan Y, Robock A (2010) Large–scale water cycle perturbation due to irrigation pumping in the US high plains: a synthesis of observed stream flow changes. Hydrology 390(1–4):222–244

Li Z, Liu W Z, Zhang X C, Zheng F L (2009) Impacts of land use change and climate variability on hydrology in an agricultural catchment on the Loess Plateau of China. Hydrology 377:35–42

Li Z, Zhang Y K (2008) Multi–scale entropy analysis of Mississippi river flow. Stochastic Environmental Research and Risk Assessment 22:507–512

Liu B, Guan H, Zhao W, Yang Y, Li S (2017) Groundwater facilitated water–use efficiency along a gradient of groundwater depth in arid northwestern China. Agricultural and Forest Meteorology 233:235–241

Liu D, Fu Q, Zhao D, Li T (2017) Complexity measure of regional seasonal precipitation series based on wavelet entropy. Hydrological Sciences Journal 62(15):2531–2540

Mack T J, Chornack M P, Taher M R (2013) Groundwater – level trends and implication for sustainable water use in the Kabul Basin, Afghanistan. Environment Systems and Decisions 33:457–467

Nalley D, Adamowski J, Khalil B (2012) Using discrete wavelet transforms to analyze trends in streamflow and precipitation in Quebec and Ontario (1954–2008). Journal of Hydrology 475:204–228

Niu J, Chen J (2016) A wavelet perspective on variability of hydrological processes in conjunction with geomorphic analysis over the Pearl River basin in South China. Hydrology 542:392–409

Niu J, Sivakumar B (2013) Scale–dependent synthetic stream flow generation using a continuous wavelet transform. Hydrology 496:71–78

Nourani V, Kisi O, Komasi M (2011) Two hybrid artificial intelligence approaches for modeling rainfall–runoff process. Hydrology 402:41–59

Nourani V, Zanardo S (2013) Wavelet–based regularization of the extracted topographic index from high–resolution topography for hydro–geomorphic applications. Hydrological Processes 28:1345–1357

Nourani V, Ranjbar S, Totonchi F (2014) Change Detection of Hydrological Processes Using Wavelet–Entropy Complexity Measure Case Study: Urmia Lake. Journal of Civil and Environmental Engineering 45(3):75–90 (In Persian)

Pincus S M (1991) Approximate entropy as a measure of system complexity. Proceedings
of the National Academy of Sciences of the United States of America 88:2297– 2301

Rosso O A, Blanco S, Yordanova J, Kolev V, Figliola A, Schurmann M (2001) Wavelet entropy: a new tool for the analysis of short duration brain electrical signals. Neuroscience Methods 105:65–75

Schultz M, Clevers J G P W, Carter S, Verbesselt J, Avitabile V, Quang H V, Herold M (2016) Performance of vegetation indices from Landsat time series in deforestation monitoring. International Journal of Applied Earth Observation Geoinformation 52:318–327

Shamsudduha M, Chandler R E, Taylor R G, Ahmed K M (2009) Recent trends in groundwater levels in a highly seasonal hydrological system: the Ganges–BrahmaputraMeghna Delta. Hydrology and Earth System Sciences, 13:2373–2385

Shannon C E (1948) A mathematical theory of communications I and II. The Bell System Technical Journal 27:379–443

Vousoughi F D, Dinpashoh Y, Aalami M T, Jhajharia D (2012) Trend analysis of groundwater using non–parametric methods (case study: Ardabil plain). Stochastic Environmental Research Risk Assessment 27:547–559

Wen X, Wu X, Gao M (2017) Spatiotemporal variability of temperature and precipitation in Gansu Province (Northwest China) during 1951–2015. Atmospheric Research 197(15):132–149

Xia J, Chen D (2001) Water problem and opportunities in hydrological sciences in China. Hydrology 46 (6):907–922

Xia J, Zhang Y (2008) Water security in north China and countermeasure to climate change and human activity. Physics and Chemistry of the Earth 33:359–363

Yang Q, Zhang J, Hou Z, Lei X, Tai W, Chen W, Chen T (2017) Shallow groundwater quality assessment: use of the improved Nemerow pollution index, wavelet transform and neural networks. Journal of Hydroinformatics 19 (5):784–794

Yuan X, Xie Z, Zheng J, Tian X, Yang Z (2008) Effects of water table dynamics on regional climate: a case study over East Asian monsoon area. Geophysical Research 113:D21112

Zhang G, Su X, Singh V P (2020) Modelling groundwater–dependent vegetation index using Entropy theory. Ecological Modelling 416:108916

Zhang G, Su X, Singh V P, Ayantobo O O (2017) Modeling NDVI using joint entropy method considering hydro–meteorological driving factors in the middle reaches of Hei River Basin. Entropy 19(9):1–13

Zhang L, Lia H, Liua D, Fu Q, Lia M, Faiza M A, Khan M I, Li T (2019) Identification and application of the most suitable entropy model for precipitation complexity measurement. Atmospheric Research 221:88–97.

لوله‌های گرمایی در سیستم‌های انرژی

دکتراحسان غلامیان- دکترامین حدیدی

هیئت علمی گروه مکانیک دانشگاه تبریز

مبدل‌های حرارتی با لوله‌های گرمایی

یکی از وسایل معروف شناخته شده‌ای که انرژی حرارتی را از یک سیال گرم به یک سیال سرد انتقال می‌دهد مبدل حرارتی می‌باشد. این وسیله کاربرد وسیعی داشته، نه تنها در مدرن‌ترین نیروگاه‌ها، بلکه در کاربردهای معمولی و در سیستم‌های تهویه‌ی مطبوع و گرمایشی استفاده‌ی فراوانی دارد. همانطور که در شکل (۱) دیده می‌شود مبدل‌های حرارتی به سه دسته‌ی عمده تقسیم می‌شوند. همسو و ناهمسو و صلیبی، ضریب تأثیر به صورت زیر است:

محسوب می‌شود که مجهز به نخستین سامانه پرتاب ترکیبی موشک‌های برد کوتاه و متوسط سطح به سطح است:

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}}{C_{min}(T_{h,in} - T_{c,in})} \qquad (1)$$

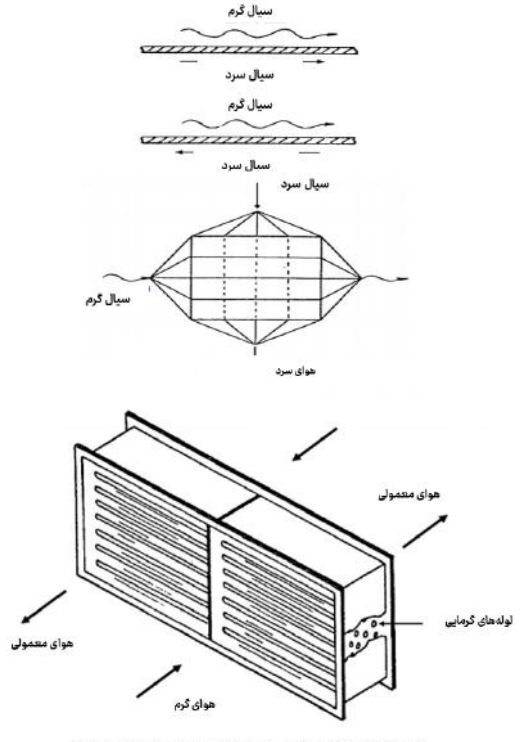
که در آن:

ε : ضریب تأثیر

C_{min} : کمینه‌ی ظرفیت حرارتی

$\dot{Q}$: آهنگ گرمای مبادله شده

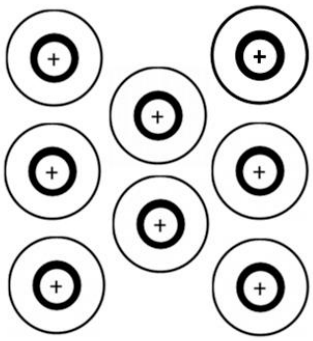
به طور تحلیلی و نظری می‌توان نشان داد که در شرایط یکسان کارکرد ناهمسو بیشتر از همسو و صلیبی است. برای مثال اگر mc گرم و سرد برابر باشند، در این حالت حداکثر ضریب تأثیر در مبدل ناهمسو، ۱ و در مبدل همسو، ۰/۲۵ و در صلیبی ۰/۵ است. بنابراین استفاده کردن از مبدل ناهمسو یک مزیت و برتری گرمایی از لحاظ انتقال گرما نسبت به مبدل‌های دیگر خواهد داشت. اگر از نظر اتصال، به مشکلی بربخوریم می‌توانیم از آن روش استفاده کنیم. لوله‌های گرمایی به عنوان یک مبدل حرارتی ناهمسو عمل می‌کنند. شکل (۲).



شکل ۲- نمایی از یک لوله‌ی گرمایی که به عنوان مبدل حرارتی ناهمسو عمل می‌کند

از آنجا که لوله‌های گرمایی تقریبا در دمای ثابتی کار می‌کنند و دارای افت دمای خیلی پایینی هستند لذا آن‌ها خیلی بالا خواهد بود. در مبدل‌هایی که با استفاده از لوله‌های گرمایی کار می‌کنند مقاومت برای جریان اصلی حرارت در سطح خارجی لوله‌های گرمایی است که محل برخورد شاره‌ی گرم و سرد است. برای کاهش این مقاومت جریان حرارت می‌توانیم از فین‌های خارجی در قسمت تبخیرکننده اواپراتور در چگالنده‌ی لوله‌ی گرمایی استفاده کنیم. در این حالت انتقال حرارت بسیار خوبی بین سیال گرم و سرد به وجود می‌آید.

هرگاه در مبدل‌های حرارتی لوله‌های گرمایی را به صورت زیگزاگ وصل کنیم به یک راندمان حرارتی بیشتری می‌رسیم. در حال حاضر مبدل‌هایی که دارای لوله‌های گرمایی می‌باشند به طور اقتصادی در ابعاد مختلف برای کاربردهای متفاوت تولید می‌شود، در شکل (۳) طرز نمایش نشان داده شده است.



شکل ۳- تصویری از یک لوله‌ی گرمایی زیگزاگی

مشخصه‌های عمومی مبدل‌ها با لوله‌ی گرمایی می‌تواند به صورت عددی در یک مثال نشان داده شود. به منظور به دست آوردن مشخصه‌های عمومی یک مبدل لوله‌ی گرمایی، مبدل را با ردیف‌های لوله‌ی گرمایی به قطر ۲۵/٤ سانتی‌متر که دارای پره‌های خارجی به قطر ٤/٤ سانتی‌متر به تعداد ۳۵٤ پره در هر متر در نظر می‌گیریم. لوله‌های گرمایی به صورت زیگزاگ و به فواصل ۵/۰۸ سانتی‌متر از هم قرار گرفته‌اند. فرض می‌شود جنس پره‌ها و پوسته از فولاد زنگ نزن باشد. واضح است که اگر از موارد دیگر مثل آلومینیم و مس استفاده شود ضریب تأثیر بالا می‌رود.

جدول زیر مقادیر ضریب تأثیر حرارتی را در یک مبدل با لوله‌های گرمایی که دارای مشخصه‌های ذکر شده در بالا می‌باشد، نشان می‌دهد. دیده می‌شود که مقادیر ضریب تأثیر با آهنگ جریان هوا (سرعت هوا) در جدول برحسب و عمق ردیف لوله‌ها (m/sec) متناسب است [۱].

SFPM					
RD_s	۵۰۰	۶۲۵	۷۵۰	۸۷۵	۱۰۰۰
۲	۰/۳۷	۰/۳۵	۰/۳۲	۰/۳۱	۰/۳۰
۴	۰/۵۴	۰/۵۲	۰/۵۰	۰/۴۹	۰/۴۸
۶	۰/۶۲	۰/۶۰	۰/۵۸	۰/۵۷	۰/۵۶
۸	۰/۶۸	۰/۶۶	۰/۶۴	۰/۶۳	۰/۶۲
۱۰	۰/۷۲	۰/۷۰	۰/۶۸	۰/۶۷	۰/۶۶
۱۲	۰/۷۶	۰/۷۴	۰/۷۲	۰/۷۱	۰/۷۰
۱۴	۰/۸۰	۰/۷۸	۰/۷۶	۰/۷۵	۰/۷۴
۱۶	۰/۸۳	۰/۸۱	۰/۷۹	۷۸	۰/۷۷

جدول ۱- ضریب تأثیر گرمایی، مبدل‌های حرارتی نمونه با لوله‌ی گرمایی برای هوا در شرایط متعارفی (یک فوت بر دقیقه (سرعت) مساوی ۵/۰۸ * 10^{-3} متر در ثانیه در شرایط متعارفی است)

در طراحی مبدل‌های حرارتی افت فشار در بین لوله‌ها و پره‌ها نیز مهم است. جدول زیر مقدار افت فشار به ازای یک ردیف لوله‌های گرمایی در شرایط مشخصات ذکر شده برای مسئله‌ی بالا را در دماهای مختلف به دست می‌دهد. جدول تنظیمی در این مورد، جدول (۲) خواهد بود.

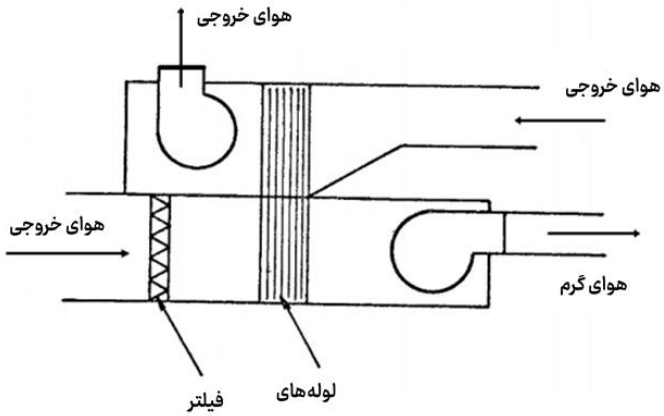
SFPM					
RD_s	۵۰۰	۶۲۵	۷۵۰	۸۷۵	۱۰۰۰
۰	۰/۰۵۶	۰/۰۸۰	۰/۱۱۰	۰/۱۶۰	۰/۲۰۲
۲۵۰	۰/۱۰۲	۰/۱۵۱	۰/۲۰۸	۰/۲۸۰	۰/۳۵۲
۵۰۰	۰/۱۴۵	۰/۲۱۹	۰/۳۰۴	۰/۳۹۶	۰/۴۹۹
۷۵۰	۰/۱۸۶	۰/۲۸۴	۰/۳۹۸	۰/۵۰۸	۰/۶۴۳
۱۰۰۰	۰/۲۲۶	۰/۳۴۷	۰/۴۹۰	۰/۶۱۶	۰/۷۸۳

جدول ۱- ضریب تأثیر گرمایی، مبدل‌های حرارتی نمونه با لوله‌ی گرمایی برای هوا در شرایط متعارفی (یک فوت بر دقیقه (سرعت) مساوی ۵٫۰۸ * 10^{-3} متر در ثانیه در شرایط متعارفی است)

بازیابی گرمایی در سیستم‌های گرمایشی و تهویه‌ی مطبوع

ساختمان‌های اداری و تجاری معمولا مجهز به سیستم‌های گرمایشی و تهویه‌ی مطبوع می‌باشند. در این حالت همیشه هوای آلوده و کثیف داخل، خارج شده و جای آن را هوای تمیز می‌گیرد. می‌دانیم که باید هوای تازه‌ی ورودی را به دما و رطوبت موردنظر برسانیم. تعویض هوای کثیف داخل با هوای تمیز و تازه‌ی خارج صرف انرژی زیادی را لازم دارد مثلا در مدارس و بیمارستان‌ها در هر ساعت کل هوای ساختمان را باید دو بار یا حتی بیشتر عوض کنیم در چنین مواردی باز پس‌گرفتن انرژی گرمایی موجود از هوای کثیف خروجی در حال خروج از ساختمان به طور قطعی اقتصادی مقرون به صرفه می‌باشد.

مبدل‌های حرارتی با لوله‌های گرمایی برای بازپس‌گرفتن این انرژی‌ها خیلی مناسب هستند. شکل (٤) به طور شماتیکی یک سیستم تهویه که از لوله‌های گرمایی استفاده می‌کند را نشان می‌دهد.



شکل ۴- نمایی از یک سیستم تهویه یک مبدل حرارتی با لوله‌ی گرمایی

برای یک لوله‌ی گرمایی که در دماهای بین ۵ تا ۲۵ درجه‌ی سانتی‌گراد کار می‌کند و دمای هوای بیرون C۱۲۰- باشد می‌توانیم از آمونیاک به عنوان سیال کارکن استفاده کنیم. از نقطه‌نظر سازگاری، آلومینیم، آهن، نیکل و فولاد زنگ‌نزن مواد مناسبی برای پوسته‌ی این لوله‌ی گرمایی است. از آلومینیم به خاطر ارزانی و خواص بهتر گرمایی بیشتر می‌توان استفاده کرد. سرعت هوای تهویه در حدود ۱۸۲۰ تا ۹۱۰۰ متر بر ساعت طراحی شده‌اند بنابراین در چنین حالتی افت فشار مقدار زیادی نخواهد شد اگر سرعت هوا را بگیریم، می‌توانیم ابعاد کانال را به راحتی به دست آوریم. طراحی سیستم ذکر شده در بالا برای بازیابی انرژی در یک فصل سرما بود. همین سیستم را می‌توانیم برای فصل گرما نیز به کار ببریم. سپس در فصل گرما قسمت مربوط به هوای کثیف لوله‌های گرمایی در بالای قسمت مربوط به هوای تمیز قرار می‌گیرند. همانطور که می‌دانیم با نصب این سیستم انرژی که صرفه‌جویی قابل توجهی در مصرف انرژی خواهیم کرد.

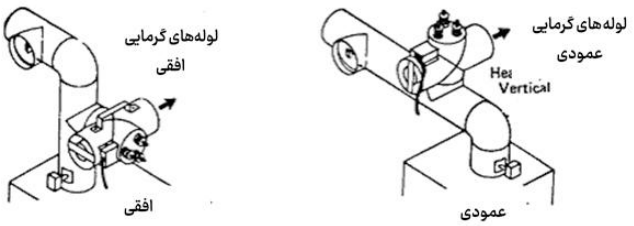
مبدل‌هایی که دارای لوله‌های گرمایی می‌باشند نه تنها برای صرفه‌جویی در انرژی مناسبند بلکه دارای مزیت‌هایی هستند. اولا این مبدل‌ها به صورت ساکن بوده و قطعات متحرک ندارند. ثانیا امکان اینکه از مخلوط شدن هوای تمیز با کثیف جلوگیری کنیم خیلی آسان است.

بنابراین امکان آلودگی هوای تمیز ورودی به ساختمان خیلی کمتر می‌شود. به علاوه با وارونه کردن لوله‌های گرمایی این لوله‌ها همانند یکسو کننده‌های حرارتی عمل خواهند کرد سپس امکان اتلاف انرژی نیز وجود خواهد داشت. باید توجه داشت که بازیابی انرژی به غیر از این نوع مبدل حرارتی در مبدل‌های حرارتی معمولی نیز امکان‌پذیر است.

در مناطق مسکونی و اداری و تجاری

می‌توان از انرژی‌های هدر رفته‌ی موجود در بخار، برای فاضلاب‌ها و بخاری‌های دیواری استفاده کرد. دمای گاز خروجی از کوره‌ها در حدود C۲۶۰۰ است که می‌توان گفت ۱۲٪ انرژی موجود در سوخت بدین طریق تلف می‌شود. برای پس گرفتن و بازیابی انرژی از وسیله‌ی دیگری که دارای لوله‌ی گرمایی است استفاده می‌کنیم شکل (۵) یک نوع مبادله‌کن با لوله‌ی گرمایی است که روی دودکش یک کوره سوار شده است. برای این نوع وسایل، لوله‌ی گرمایی که پوسته‌ی آن از مس و شاره‌اش آب باشد، مناسب است. از حرارت بازیابی شده می‌توان برای گرم کردن قسمت ساختمان، کارگاه و ... استفاده کرد و ساختمان‌هایی که برای گرمایش آن‌ها از سیستم تهویه استفاده می‌کنیم از هوای کثیف خروجی از ساختمان استفاده کرده و هوای ورودی را گرم می‌کنیم.

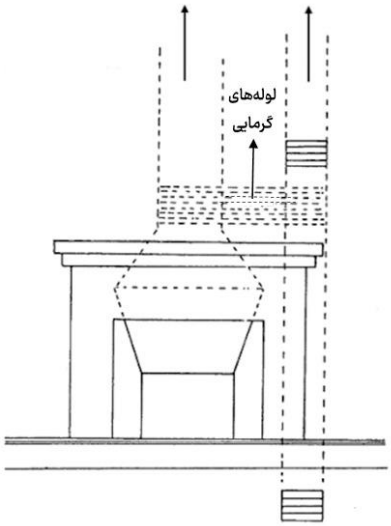
بخاری‌های دیواری که بیشتر برای دکوراسیون یا زیباسازی خانه در اتاق‌ها ساخته می‌شوند هرچند که هزینه‌ی قابل توجهی روی آن‌ها صرف شده است از انرژی آن‌ها کمتر استفاده می‌شود. به طوری که انرژی حرارتی آن‌ها هدر می‌رود به نظر می‌رسد بازیابی انرژی حرارتی توسط لوله‌های گرمایی از این خطوط کار مشکلی نباشد.



شکل ۵- یک نوع مبادله‌کن با لوله‌ی گرمایی که روی دودکش یک کوره سوار شده است.

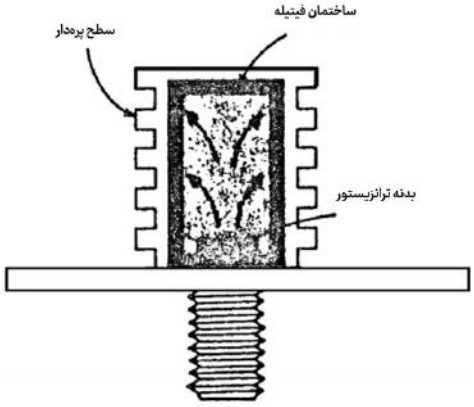
با استفاده از وسیله شکل (٦) می‌توانیم دمای اتاق را به میزان موردنظر برسانیم. به علاوه اگر خانه (آن محل) دارای سیستم گرمایشی توسط هوای گرم باشد حرارت پس گرفته شده را می‌توان توسط کانال‌ها به قسمت‌های دیگر خانه انتقال داد در چنین شرایطی سوخت کمتری برای گرم کردن خانه مصرف خواهد شد.

چنانچه می‌دانیم ۱/٤ انرژی حرارتی تولیدی در دیگ‌های خانگی صرف گرم کردن آب (به منظور آبگرم مصرفی) می‌شود.



شکل ٦- بازیابی از گرمای یک بخاری دیواری (شومینه) با استفاده از لوله‌های گرمایی

در طراحی مبدل‌های حرارتی افت فشار در بین لوله‌ها و پره‌ها نیز مهم است. جدول زیر مقدار افت فشار به ازای یک ردیف لوله‌های گرمایی در شرایط مشخصات ذکر شده برای مسئله‌ی بالا را در دماهای مختلف به دست می‌دهد. جدول تنظیمی در این مورد، جدول (۲) خواهد بود.

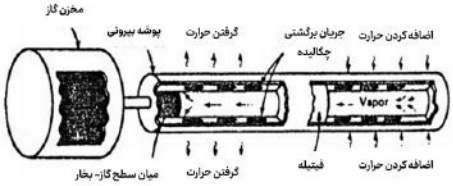


شکل ۷- کاربرد اصلی لوله‌ی گرمایی در سرمایش ترانزیستور قدرت

از جمله موارد کاربرد لوله‌ی گرمایی در سرمایش ترانزیستور قدرت است که در شکل (٦-٧) نشان داده شده است. مسأله‌ی سرمایشی مخصوصا در مدارهای میکروالکتریکی امری جدی است زیرا حرارت ایجاد شده در این سطوح کوچک را باید پراکنده کرد زیرا عملکرد وسایل الکترونیکی شدیدا به دما بستگی دارد. مفهوم لوله‌ی گرمایی روشی راحت برای انتقال حرارت از سطح کوچک به یک سطح بزرگتر است که در آنجا می‌توان حرارت را به سادگی پراکنده نمود. یک راه انجام این کار در شکل (۷) نشان داده شده است.

البته سطح پره‌داری که حرارت را می‌پراکند می‌تواند در صورت نیاز به وسیله‌ی آب خنک شود. مزیت لوله‌ی گرمایی در کاربردهای سرمایش الکترونیکی آن است که بدون توجه به شار حرارتی، در محدوده‌ی عمل دستگاه تقریبا به طور هم‌دما عمل کند.

طرح اساسی لوله‌ی گرمایی را می‌توان تغییر داده و تصحیح نمود تا بتواند مثل یک وسیله‌ی کنترل دما عمل کند. مطابق شکل (۸)، در اینجا یک مخزن محتوی گاز غیرقابل چگالش به انتهای چگالنده‌ی لوله‌ی گرمایی وصل شده است. این گاز با بخار تشکیل یک میان سطح داده و بخشی از چگالش به فیتیله داده می‌شود. وقتی حرارت را افزایش دهیم، بخار بیشتری تولید شده و فشار بخار بالا می‌رود و گاز غیرقابل چگالش به داخل مخزن برگشت داده شده و در نتیجه سطح چگالنده‌ی بیشتری را برای از بین بردن حرارت اضافی باز می‌کند. وقتی حرارت را کاهش دهیم، دقیقا عمل عکس مشاهده می‌شود. چنانچه دمای منبع حرارت کمتر از یک مقدار کمینه‌ی معین شود، بسته به سیال خاص و ترکیبات گاز داخل لوله، گرفتگی کامل اتفاق خواهد افتاد. بنابراین ترکیب کنترل، علاوه بر ارزش آن به عنوان تنظیم کننده‌ی دما در شرایط باز متغیر، می‌تواند به طور خاصی در کاربردهای گرم کردن سریع، مفید باشد.



شکل ۸- ترکیب لوله‌ی گرمایی با مخزن گاز غیرقابل چگالش که یک وسیله‌ی کنترل دما را به وجود می‌آورد.

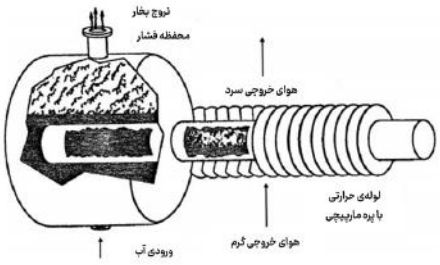
لوله‌های گرمایی مخصوصا در تجهیزات بقاء - انرژی مفیدند. یک نمونه‌ی آن در شکل (۹) نشان داده شده است که در آن برای راه‌اندازی یک دیگ بازیابی حرارت ضایع شده، از گازهای گرم حاصل از سوخت استفاده می‌شود. گازهای گرم حاصل از فرآیند احتراق که می‌توانست به جو تخلیه گردد، از یک انتهای یک لوله‌ی گرمایی پره‌دار وارد می‌شود، انتهای دیگر لوله در آب دیگ فرو برده شده است. طرح یک دستگاه تجارتی در شکل (۹) نشان داده شده است که در آن چنانچه مشاهده می‌شود لوله‌های گرمایی شیب‌دارند تا جریان مایع و بخار به درستی صورت گیرد [۲].

از جمله موارد کاربرد لوله‌های گرمایی می‌توان در ماشین بخار و در رشد بلور و ... نام برد که یک به یک شرح آن‌ها در زیر آمده است.

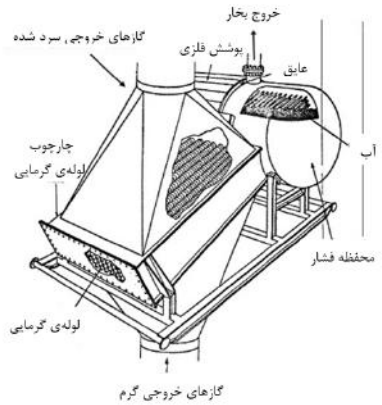
کاربرد لوله‌های گرمایی در ماشین بخار

در ماشین‌های بخار می‌توان از لوله‌های گرمایی جهت تولید بخار استفاده نمود. بدین ترتیب که قسمت چگالنده‌ی لوله‌ی گرمایی در داخل سیلندر ماشین بخار قرار گرفته و در نتیجه‌ی پاشیده شدن پودر آب به داخل سیلندر، بخار تولید می‌شود.

قسمت تبخیر کننده که در خارج از سیلندر قرار گرفته است می‌تواند از هر منبع انرژی از جمله انرژی خورشیدی استفاده نماید. جریان آب که به صورت پودر در می‌آید به صورت منقطع بوده که زمان پاشیدن آن با زاویه‌ی میل لنگ و موقعیت پیستون تنظیم می‌شود، شکل (۱۰).



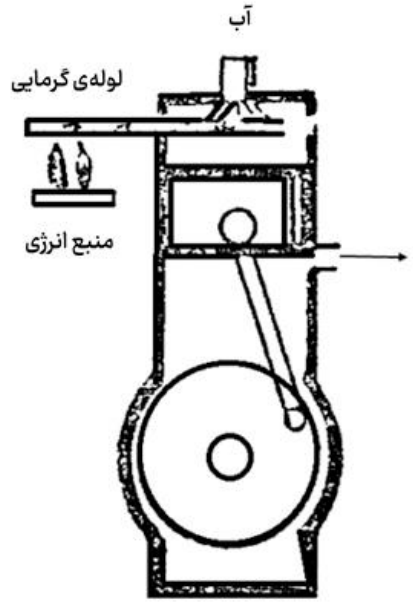
شکل ٦-٩- استفاده از لوله‌های گرمایی برای راه‌اندازی دیگ بازیابی حرارت ضایع شده



شکل ۱۰- طرح دیگ بازیابی حرارت ضایع شده تجارتی که با لوله‌ی گرمایی کار می‌کند.



یکی دیگر از موارد استفاده از لوله‌های گرمایی برای رشد بلور است که در شکل (۱۰) نشان داده شده است لوله‌ی گرمایی در این حالت تشکیل شده است از دو لوله‌ی هم‌محور با قطرهای مختلف که در درون آن از سدیم به عنوان ناقل گرما استفاده می‌شود. یک سر آن به منبع گاز بی‌اثر وصل شده، در قسمت دیگر، یک المان الکتریکی که گرما را به لوله‌ی گرمایی می‌دهد وصل شده است. برای جلوگیری از اتلاف گرما تمام لوله عایق شده است. وقتی دما در طول لوله یکسان شد، بلور را وارد لوله‌ی گرمایی کرده که در آنجا ذوب می‌شود. سپس برای خنک کردن آن می‌توان جریان گرما را به تدریج کم کرد و یا مقدار گاز را افزایش داد که با این عمل طول مؤثر لوله‌ی گرمایی کم می‌شود. رشد بلور در این روش مانند روش بریجمن می‌باشد [۳].



شکل۱۰- نمای یک ماشین بخار

مراجع

[۱] S. W. Chi. «Heat pipes theory and practice» Hemisphere, ۱۹۷٦.

[۲] J. Holman: Heat transphere: ٥thed. Souther Methodist university, ٦٧٢pp, ۱۹۸۱ ,۰۱-۰۲۹٦۲۰-۰۷-۰.

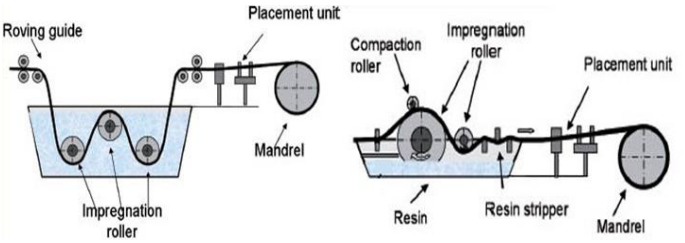
۳] انرژی خورشیدی، جلد اول، تألیف دکتر آزاد و دکتر پناهنده از] انتشارات دانشگاه تهران، سال ۱۹۳٤.

نگاهی به کامپوزیت‌ها(ادامه)

امیررضاترابی‌پوده، مهندسی مکانیک گرایش ساخت‌وتولید، دانشگاه صنعتی نوشیروانی بابل

رشته‌پیچی مرطوب

در روش پیچش مرطوب یا اصطلاحا تر پیچی، الیاف قبل از پیچیده شدن روی مندرل با عبور از یک بستر رزین، ابتدا به رزین آغشته می‌شود و بعد بر روی مندرل پیچیده می‌شود. مزیت این روش، هزینه کم نسبت به روش خشک پیچی است. مزیت دیگر این روش، کاهش حباب هوا در لایه‌های مخزن است. رزین مرطوب، حباب‌های هوا را به سمت بیرون سازه هدایت می‌کند. معایب این روش کند بودن فرآیند، عدم کنترل دقیق بر روی توزیع رزین و اتلاف آن می‌باشد. کند بودن فرآیند به این علت است که در هنگام خیس خوردن الیاف، رزین باید کاملا به داخل الیاف نفوذ کند. زیرا هر دو تاری که بین آن‌ها رزین نباشد، محلی برای شروع شکست سازه می‌باشد. اتلاف رزین هم به دو صورت انجام می‌گیرد. الیافی که از داخل حمام بیرون می‌آید خیس است و ممکن است رزین از آن‌ها بچکد. همچنین در پایان فرآیند رزین باقیمانده در ظرف خشک شده و غیر قابل استفاده می‌گردد. برای خیساندن الیاف با رزین، دو روش غوطه‌وری و غلتکی وجود دارد. در روش غوطه وری، الیاف از زیر قرقره هایی در داخل بستر رزین رد می‌شود، در روش غلتکی یک قرقره از زیر، رزین را با خودش بالا می آورد و الیاف را خیس می کند. در این روش رزین کمتری به الیاف می خورد و همچنین الیاف در حین خیس خوردن دچار خمش زیاد نمی‌شود[۶].



(الف) (ب)

شکل۱-انواع بستر رزین الف) نوع غلتکی، ب) نوع غوطه‌وری[۶]

رشته‌پیچی خشک

در روش خشک پیچی از الیافی استفاده می‌شود که قبلا به طور کامل با رزین خیس خورده و اشباع شده‌است. این الیاف از پیش آماده شده را مستقیم بر روی مندرل می پیچند. البته لازم است که مندرل تا حدودی گرم شود. مزایای این روش سرعت زیاد و کنترل میزان رزین می‌باشد. معایب این روش گران بودن آن، به دلیل پر هزینه بودن مواد اولیه و همچنین مشکلات مربوط به مدت زمان مجاز نگهداری الیاف می‌باشد.

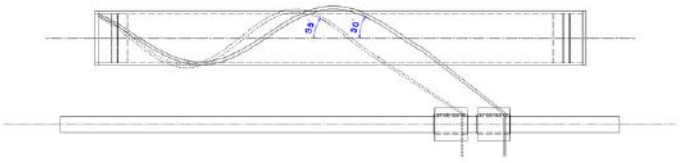
خطاهای ساختی

در طول فرآیند تولید لوله‌ها و مخازن کامپوزیتی، عیوبی رخ می‌دهد که این عیوب از مراحل ابتدایی ساخت الیاف و رزین تا مرحله نهایی پختن کامپوزیت اتفاق می‌افتد. از جمله عیوبی که دیده شده، می‌توان به خطای دستگاه پیچش الیاف اشاره کرد.

دستگاه های رشته‌پیچی به دو شیوه کار می‌کنند. در شیوه اول مندرل ثابت بوده و الیاف با پیچش حول مندرل، بر روی آن پیچیده می‌شود. در شیوه دوم الیاف ثابت بوده و با چرخش مندرل، الیاف به دور آن پیچیده می‌شود[۶].

همچنین در فرآیند رشته‌پیچی، تقویت کننده بسته به نوع آرایش و شکل ظاهری، تحت یک زاویه مشخص به دور مندرل پیچیده می‌شود. بعلت وجود خطای اپراتور و خطای دستگاه، زاویه مشخص شده نیز با خطا همراه می‌شود. تغییرات زاویه سبب تغییرات در خصوصیات رفتاری ماده می‌شود. این تغییرات رفتار ماده را در فشارهای خارجی تحت تاثیر قرار می‌دهد. درصد نسبت تقویت کننده به زمینه را درصد حجمی تقویت کننده می‌گویند[۸]. در فرآیندهای تر پیچی، درصد حجمی با خطا همراه است. این خطا نیز در خصوصیات و رفتار مواد اثرگذار است.

شکل (۲) شماتیک خطای زاویه رشته‌پیچی را نشان می‌دهد. در این پژوهش از یک دستگاه رشته‌پیچی برای تولید لوله و مخزن کامپوزیتی استفاده شد که قابلیت تولید لوله و مخازن تاقطر ٤ متر و طول‌های ۱۲متر را دارد. جابجایی محورهای این دستگاه توسط سرعت پیشروی تعیین می‌شود و جابجایی‌ها مستقل از سرعت پیشروی نیستند از اینرو تولید مخزن با زاویه مورد نظر طراح با خطا همراه است.



شکل۲-نمای شماتیک خطای دستگاه رشته‌پیچی با ۵ درجه خطا

در شکل (۳) نمونه ای از خطای زاویه را در مقیاس صنعتی نشان داده است. همچنین در شکل (٤) نمونه‌ای از خطای درصد حجمی را نشان می‌دهد که توزیع رزین توسط اپراتور صورت می‌گیرد که توزیع یکنواخت آن برای اپراتور میسر نیست.



شکل۳-بررسی خطای زاویه در حین فرآیند ساخت[۷]



شکل٤-خطای درصد حجمی در حین فرآیند ساخت[۹]

الگوهای رشته‌پیچی

در توسعه ساختارهایی با کارایی بالا، الیاف به صورت سه الگوی پایه ای روی مخزن پیچیده می‌شود. این الگوها، شامل رشته‌پیچی محیطی، مارپیچی و قطبی می‌باشد. الیاف پیچی محیطی مستلزم روش ها و تکنیک های پیچیده نمی‌باشد. انواع الگوهای رشته‌پیچی در جدول (۱) نشان داده شده است.

رشته‌پیچی محیطی

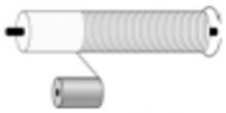
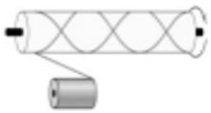
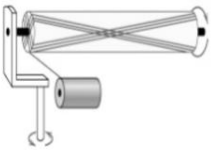
این نوع الیاف پیچی تحت عنوان پیچش کمربیچ شناخته می‌شود و در حقیقت پیچش حلقوی مانند مارپیچی، که زاویه ۹۰ درجه با محور طولی مخزن پیدا می‌کند. الیاف پیچی محیطی صرفا توانایی استحکام در برابر تنش های محیطی را دارا می‌باشد. در مخازنی که یک مندرل آن‌ها یک آستر فلزی است از این نوع الیاف پیچی استفاده می‌شود[٦].

رشته‌پیچی مارپیچی

برای تولید بخش‌هایی که توان خوبی در برابر نیروهای طولی داشته باشند باید مواد در جهت طولی نیز روی مخزن قرار گیرند. در این نوع رشته‌پیچی، مندرل با سرعت ثابتی می‌چرخد و الیاف با حرکات رفت و برگشتی رو مندرل پیچیده می‌شود و حرکت الیاف با سرعتی انجام می‌شود که زوایای دلخواه مارپیچی حاصل می‌گردد. در این الگو کنترل دقیق به منظور توزیع یکنواخت الیاف روی مخزن مورد نیاز است. در مخازن با آستر فلزی و مخازن تمام کامپوزیتی علاوه بر الیاف پیچی محیطی از الیاف پیچی مارپیچی استفاده می‌شود. به این دسته از مخازن کامپوزیتی که تنها با الیاف پیچیده می‌شوند، تمام پیچی می‌گویند[٦].

رشته‌پیچی قطبی

در این الگو الیاف از یک قطب به قطب دیگر پیچیده می‌شود. در میان سه الگوی ذکر شده، الیاف پیچی مارپیچی کاربرد متنوع تری دارد و تقریبا برای هر قطر و طولی می‌توان با تغییر پارامترها این الگو را به کاربرد، حتی می‌توان همه لوله‌های کامپوزیتی و مخازن تحت فشار را به وسیله الیاف پیچی مارپیچی تولید کرد[٦].

الگوی پیچشی	شماتیک الگوی پیچشی
الیاف پیچی محیطی	
الیاف پیچی مارپیچی	
الیاف پیچی قطبی	

جدول۱-شماتیک الگوهای پیچیش لوله‌ها و مخازن کامپوزیتی

کمانش پوسته‌های کامپوزیتی

سازه‌های از نوع پوسته بصورت‌های مختلف مثل مخازن، بدنه هواپیما، بدنه زیر دریایی و سقف‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرند. یک پوسته را می‌توان به عنوان یک جسم جامد محصور بین دو سطح منحنی تعریف کرد. فاصله بین این دو سطح ضخامت پوسته است.

توسعه کاربرد این سازه‌ها در زمینه‌های مختلف مطالعه دقیق‌تر رفتار مکانیکی آن‌ها را سبب شده است. یکی از مسایل مهم در رفتار مکانیکی پوسته‌ها، مبحث کمانش می‌باشد. اگر به یک ساختمان پوسته‌ای نیروی فشاری وارد آید و بتدریج بر مقدار این نیرو افزوده گردد موقعی خواهد رسید که به ازای مقدار خاصی از نیرو در پوسته تغییر فرم های قابل ملاحظه‌ای پدید خواهد آمد و ساختمان پوسته‌ای حالت اولیه تعادل خود را از دست خواهد داد. این وضعیت که کمانش پوسته نامیده می‌شود از نقطه نظر عملی در طرح و آنالیز پوسته ها حایز اهمیت است. بررسی پایداری پوسته‌ها به علت دو خصوصیت فرم‌های پوسته‌ای قابل توجه است یکی آنکه نسبت ضخامت پوسته به دیگر ابعاد آن بسیار کم است و دیگر آنکه انواع سازه‌های پوسته‌ای تحت اثر نیروهایی قرار می‌گیرند که این نیروها در آن‌ها، میدان تنش فشاری ایجاد می‌کند به دو دلیل فوق پوسته در معرض خطر کمانش قرار می‌گیرد. البته در پوسته‌ها ایجاد کمانش همیشه مترادف با زوال و از بین رفتن ساختمان پوسته‌ای نیست و غالبا پوسته‌ها پس از کمانش هنوز هم قابلیت تحمل بار را خواهند داشت ولی از نظر مهندسی معمولا ایجاد کمانش مقدمه ای برای زوال فرم پوسته بحساب می آید.

در آنالیز استاتیکی سازه‌های کامل دو پدیده‌ای که عمدتا کمانش نامیده می‌شود عبارت است از کلپس دو نقطه ماکزیمم بار- تغییر مکان و کمانش دوگانگی، این دو نوع ناپایداری در شکل های (٥) و (٦) تشریح شده است.

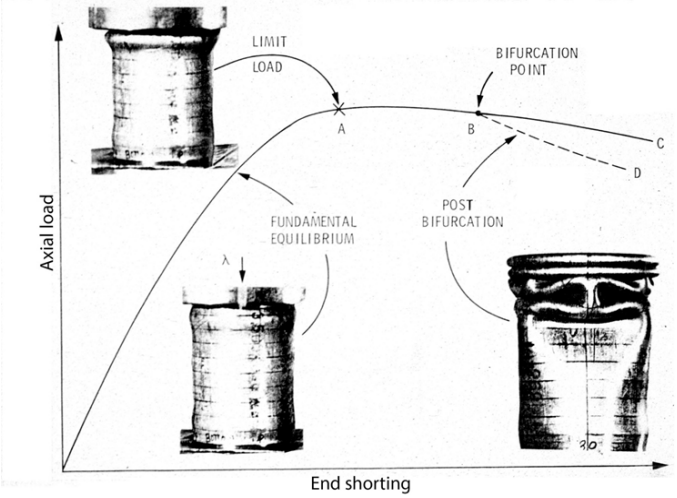
استوانه‌ای که تحت بار فشاری محوری در شکل (٥) نشان داده شده است تقریبا در طول مسیر تعادل OA در شرایط متقارن محوری تغییر شکل می‌دهد تا جائیکه به بار ماکزیمم یا حدی t در نقطه A برسد. در نقطه A بار قابل تحمل استوانه با افزایش تغییر مکان‌ها کاهش می‌یابد و سازه کمانش خواهد نمود. در اینجا دو مسیر برای آن قابل پیش بینی است:

مسیر OABC که طی آن رشد تغییر شکل‌های بزرگ حالت تقارن محوری حفظ می‌شود.

مسیر OABD که در ابتدا تغییر فرم متقارن رخ می‌دهد ولی در نقطه B، فرم تغییر شکل به فرم نامتقارن تبدیل می‌شود.

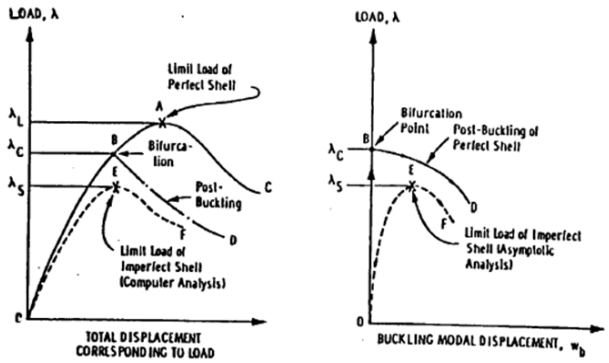
در این مسیر، در بار کمانش یا نقطه دوگانگی روی مسیر بار-تغییر مکان، تغییر فرم‌ها روی مسیر جدیدی با الگوی متفاوت با مسیر طی شده شروع به رشد می‌کند، تخریب سازه یا رشد نامحدود این تغییر فرم در صورتی روی خواهد داد که شیب منحنی بار تغییر مکان پس از نقطه دوگانگی مقداری منفی داشته باشد، در این حالت بار وارده مستقل از مقادیر تغییر مکان خواهد بود.

بار حدی در نقطه A روی می‌دهد و کمانش دوگانگی در نقطه B حاصل می‌گردد مسیر OABC متناظر با تغییر شکل متقارن محوری سازه است و اصطلاحا مسیر اولیه یا اساسی پیش کمانش نامیده می‌شود مسیر BD، مسیر پس دوگانگی و متناظر با تغییر شکل نا متقارن می‌باشد.



شکل ٥- نمودار بار تغییر مکان محوری انتهای استوانه با نقطه حدی A، نقطه دوگانگی B و مسیر پس دوگانگی BD[٥]

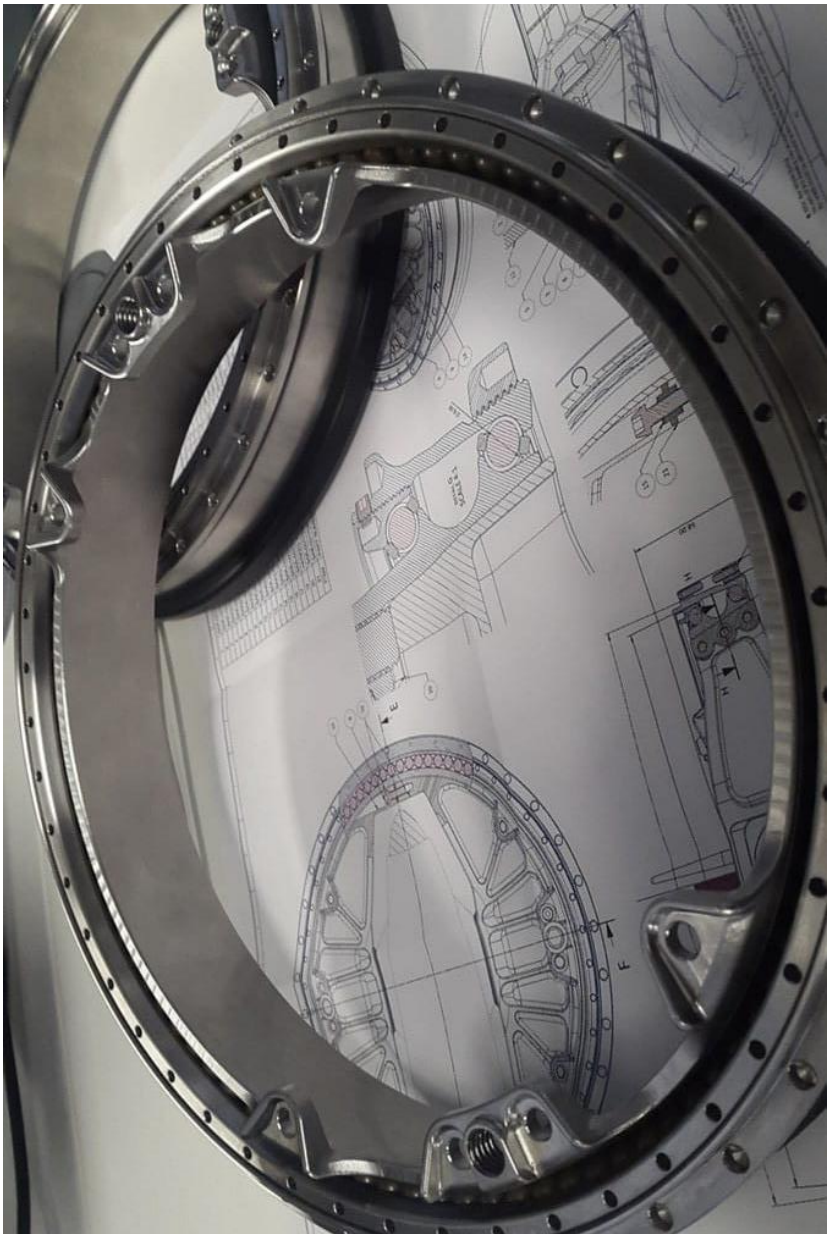
حالتی که معمولا در کمانش اتفاق می افتد در شکل (١-١٢) نشان داده شده است که در آن نقطه B مابین A و O واقع شده است. در این نقطه پیش از آنکه بارگذاری قطعه به بار ماکزیمم Y_L برسد مود تغییر شکل‌های نامتقارن شروع شده و سازه فرو خواهد ریخت.



شکل٦- منحنی های بار تغییر مکان، بیانگر نقاط حدی و دوگانگی[٥]

باید خاطر نشان کرد که کلمه کمانش برای اغلب اشخاص عادی تصور نوعی از شکست را در ذهن تداعی می‌کند و تصاویری به ذهن خطور می‌کند که حاکی از تغییر شکل‌های بزرگ می‌باشد. از دیدگاه علمی مهندسی فاز جالب توجه پدیده کمانش، عموما پیش از هنگامی است که تغییر شکل‌ها بزرگ شروع شده باشد. یعنی در واقع هنگامیکه با چشم غیر مسلح سازه بدون تغییر فرم و یا با تغییر فرم بسیار ملایم بنظر می‌رسد.
از روش‌های قابل استفاده برای بررسی پایداری الاستیک می‌توان به روش استاتیکی، نقصانی، انرژی، ارتعاشی و کیفیتی اشاره کرد. در روش استاتیکی مقادیر ویژه بار بحرانی (Pcrit) را تعیین می‌کند. بار بحرانی در اینجا باری است که به ازای آن سیستم معادلات تعادل در یک موقعیت جابجا شده دارای حل‌های متعدد (بی نهایت) باشد. مقادیر ویژه بدست آمده، طیف کامل بار بحرانی را نشان می‌دهند. برای مقاصد علمی کمترین مقدار ویژه مورد نیاز می‌باشد[۵].

[۱] م.محسنی شکیب ؛ مکانیک سازه‌های مرکب؛ انتشارات دانشگاه امام حسین (ع) ؛ تهران؛ چاپ اول؛ ۱۳۸۵
[۲] ا. رجبی، م. جمالی، م. کدیور؛ مفاهیم اساسی در مواد مرکب؛ انتشارات دانشگاه صنعتی مالک اشتر؛ تهران؛ جلد اول؛ چاپ اول؛ ۱۳۸۵
[۳] M. C. Y. Niu, Airframe Structrual Design, Conmilit Press, ۱۹۸۸
[٤] کاو، ا.باوی، م.صالحی، ن.باوی؛ مکانیک مواد مرکب؛ انتشارات عابد؛ تهران؛ چاپ دوم؛ ۱۳۹۲
[۵] م. مشایخی؛ بررسی کمانش پوسته‌های متقارن و حل آن با روش اجزا محدود؛ دانشکده مکانیک؛ دانشگاه صنعتی اصفهان؛ ۱۳۷٤
[٦] S. V. Hoa, Principles of the Manufacturing of Composite Materials, DEStech publications, Inc, ۲۰۰۹
[۷] https://www.xwinder.com
[۸] S. K. Mazumdar, Composite Manufacturing Materials, product and Process Engineering", CRC Press, ۲۰۰۲



مدل‌سازی و بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی هیبریدی با استفاده از شاخص‌های فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی

سیدامیررضا عبداللهی، مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی

چکیده فارسی

توسعه فناوری‌های انرژی دارای بازدهی بالا، مطمئن و فاقد آلاینده‌های زیست‌محیطی از اهمیت زیادی در راستای توسعه پایدار برخوردار است. هدف اصلی این پژوهش، بهینه‌سازی چندهدفه فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی برای تأمین بارهای الکتریکی و حرارتی یک مجموعه مصرف‌کننده بزرگ انرژی است. توابع هدف در نظر گرفته شده، احتمال عدم تأمین برق (شاخص فنی)، هزینه خالص فعلی (شاخص اقتصادی) و انتشار چرخه عمر (شاخص زیست‌محیطی) هستند و واحدهای سیستم انرژی هیبریدی شامل فتوولتائیک، توربین بادی، برق شبکه، پیل سوختی، الکترولایزر، مخزن هیدروژن، باتری و اینورتر بوده که ظرفیت آن‌ها متغیرهای تصمیم‌گیری پروژه است. برای انجام پژوهش، پیکربندی‌های مختلف سیستم انرژی هیبریدی در نرم‌افزار HOMER مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده و با توسعه برنامه‌ای در نرم‌افزار MATLAB، طراحی‌های نامغلوب از میان پیکربندی‌های شبیه‌سازی شده پیدا می‌شود. سپس طراحی نهایی از میان مجموعه گزینه‌های بهینه چندهدفه با کمک روش تصمیم‌گیری چندمعیاره TOPSIS ترکیب‌شده با روش وزنی انتروپی پیدا می‌شود. در مجموع، تعداد ۷۰۰ سیستم بهینه چندهدفه شامل ۵۹۲ سیستم متصل به شبکه و ۱۰۸ سیستم مستقل از شبکه در ۴۵ پیکربندی مختلف پیدا شد. مجموعه طراحی‌های پارتو دربرگیرنده طیف وسیعی از شاخص‌های فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی بودند؛ به‌طوری‌که محدوده (متوسط) هزینه خالص فعلی، احتمال عدم تأمین برق و انتشار چرخه عمر آن‌ها به ترتیب ۲/۸-۱۷/۴۳ (۲۷/۵) میلیون دلار، ۰-۱۰ (۴/۴) درصد و ۶/۶-۱۹۶/۳۵۸ (۲۷۲/۲) کیلوتن بود. مشاهده شد که سیستم انرژی هیبریدی منتخب با دارا بودن بازدهی فنی در حد سامانه تأمین انرژی مرسوم برق و گاز شبکه، ۱۳/۸٪ انتشار چرخه عمر کمتر به‌ازای افزایش هزینه خالص فعلی ۲۲/۳٪ دارد.

واژه‌های کلیدی: انرژی تجدیدپذیر، سیستم انرژی هیبریدی، بهینه‌سازی چندهدفه، تحلیل تصمیم‌گیری چندشاخصه، توسعه پایدار

۱. مقدمه

۱-۱. پیشگفتار

مصرف انرژی در جهان به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای در حال افزایش است. برای نمونه، مصرف نهایی برق در جهان با متوسط رشد سالیانه ۴ درصدی، از مقدار ۱۴۱۵۸/۶ تراوات‌ساعت در ابتدای قرن حاضر به ۲۵۰۲۷/۳ تراوات‌ساعت در سال ۲۰۱۹ رسیده است. این موضوع منجر به افزایش روزافزون تولید انرژی شده است. آمار آژانس بین‌المللی انرژی[1] نشان می‌دهد که اگرچه کماکان منبع اصلی تولید انرژی در جهان، انواع سوخت‌های فسیلی نظیر زغال‌سنگ، گاز طبیعی و نفت است، ولی روند کلی استفاده از این منابع در تأمین انرژی جهانی کاهشی بوده است. این در حالی است که سهم منابع تجدیدپذیر و کم‌کربن در تولید انرژی جهانی افزایش قابل‌توجهی داشته است؛ برای نمونه، سهم فناوری‌های تجدیدپذیر در تولید برق از ۱۷/۱٪ در سال ۲۰۱۰ به ۲۳/۲٪ در سال ۲۰۱۹ رسیده است. این موضوع نشان از توجه ویژه بسیاری از کشورها به توسعه پایدار دارد. هرچند برای کشور ایران در سال ۲۰۱۹، سهم فناوری‌های تجدیدپذیر در تولید برق کشور فقط حدود ۵٪ بوده است [۱].

پیامدهای مخرب زیست‌محیطی (آلودگی هوا و گرمایش جهانی) ناشی از مصرف بی‌رویه سوخت‌های فسیلی بر هیچ‌کس پوشیده نیست [۲; ۳]. با توجه به این موضوع و محدود بودن منابع سوخت‌های فسیلی، در سالیان اخیر به‌کارگیری انرژی‌های پاک نظیر خورشیدی، بادی، زمین‌گرمایی و برق‌آبی برای تأمین انرژی مورد توجه بسیاری از محققین قرار گرفته است [۴-۶]. کشور ایران، علاوه بر دارا بودن ذخایر وسیع نفت و گاز، از منابع فراوان انرژی تجدیدپذیر نیز بهره‌مند است. برای نمونه، ظرفیت نامی انرژی بادی در ایران چیزی حدود ۶۰ هزار مگاوات تخمین زده می‌شود که پتانسیل تولید ۱۸ هزار مگاوات برق را دارد [۷]. همچنین با توجه به قرارگیری ایران بر روی کمربند خورشیدی، اغلب شهرهای کشور دارای حداقل ۳۰۰ روز آفتابی در سال هستند، به‌گونه‌ای که متوسط تابش خورشیدی روزانه کشور، مقدار قابل‌توجه ۵/۵ کیلوات‌ساعت بر مترمربع است [۸]. بر این اساس، گزارش می‌شود که در فقط ۱٪ از مساحت کشور، می‌توان بالغ بر ۹ میلیون مگاوات‌ساعت برق در یک روز به کمک سیستم‌های خورشیدی (دارای بازدهی ۱۰ درصدی) تولید کرد؛ این در حالی است که متوسط کل انرژی روزانه مورد نیاز کشور ۸/۷ میلیون مگاوات ساعت است [۹].

منابع انرژی تجدیدپذیر که در نواحی مختلف جغرافیایی در دسترس هستند، می‌توانند جایگزین مناسب سوخت‌های فسیلی برای تأمین نیازهای بشر در نظر گرفته شوند. اما مشکل اصلی فناوری‌های تجدیدپذیر، وابستگی بیش از حد آن‌ها به شرایط محیطی است. یک رویکرد مناسب برای فائق آمدن بر این مسئله، ترکیب این منابع با سوخت‌های مرسوم فسیلی است. به این طریق می‌توان با بهره‌گیری از مزیت‌های یکی از این منابع انرژی برای متعادل نمودن ضعف‌های دیگری استفاده نمود. ویژگی اصلی یک سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی، استفاده از چندین منبع انرژی (فناوری) مختلف برای تأمین نیازهای انرژی است؛ به‌طوری‌که حداقل یکی از این منابع، از نوع تجدیدپذیر باشد. هدف از به‌کارگیری چنین سیستمی، به‌حداقل‌رساندن مصرف سوخت‌های فسیلی است؛ به این طریق که فقط در زمان‌هایی که فناوری‌های تجدیدپذیر قادر به تأمین انرژی موردنیاز نیستند، از سوخت‌های فسیلی استفاده شود. قابل ذکر است که با توجه به افزایش بازدهی و روند کاهشی قیمت فناوری‌های تجدیدپذیر به دلیل پیشرفت‌های اخیر و حمایت‌های دولتی، به‌کارگیری سیستم‌های هیبریدی در شرایطی خاص می‌تواند برای سرمایه‌گذاران از لحاظ اقتصادی نیز مقرون به صرفه باشد [۱۰].

۱-۲. مرور ادبیات پژوهش

با توجه به وابستگی فناوری‌های تجدیدپذیر به شرایط محیطی، پتانسیل سیستم‌های هیبریدی متشکل از آرایه‌های فتوولتائیک و توربین بادی در اقلیم‌های مختلف برای تأمین انواع الگوهای مصرف انرژی در مقیاس‌های کوچک و بزرگ در مقالات پیشین به وفور بررسی شده است [۱۱-۱۳]. اگرچه این سیستم‌های هیبریدی ساده بسیار زیست‌دوست هستند، برای برقرارکردن عملکرد فنی مورد انتظار می‌بایست اندازه‌های بسیار بزرگی داشته باشند که این امر می‌تواند منجر به اتلاف قابل‌توجه انرژی در شرایط کم‌باری شود. برای حل این مشکل، می‌توان از باتری‌ها برای ذخیره انرژی اضافی استفاده کرد که از طرفی خود منجر به افزایش هزینه‌های اولیه شده و در عمل، اغلب فاقد جذابیت اقتصادی برای سرمایه‌گذاران هستند [۱۴]. راهکار دیگر، اتصال سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر هیبریدی به شبکه برق سراسری یا افزودن یک منبع انرژی وابسته به سوخت‌های فسیلی به ریزشبکه است. واضح است که این نوع طراحی، اگرچه جذابیت فنی-اقتصادی دارد ولی از طرفی منجر به کاهش سهم انرژی‌های تجدیدپذیر در تأمین انرژی می‌شود [۱۵].

تحقیقات زیادی برای تحلیل سیستم‌های هیبریدی انجام شده که نتایج کلی حاکی از آن است که کاربرد این فناوری منجر به بهبود بازدهی کلی سیستم شده و تا حد زیادی مشکلات سیستم‌های انرژی مرسوم را برطرف می‌کند. برای نمونه، لائو[2] و همکاران [۱۶] یک سیستم تولید انرژی هیبریدی فتوولتائیک-دیزل را در کشور مالزی ارزیابی کردند. ایشان گزارش کردند که این سیستم، هزینه تولید انرژی و انتشار گازهای گلخانه‌ای را در مقایسه با یک ژنراتور دیزلی مستقل کاهش می‌دهد. فاضل پور و همکاران [۱۷] با استفاده از نرم‌افزار HOMER به مقایسه سیستم‌های هیبریدی متشکل از فناوری‌های تجدیدپذیر توربین بادی و پنل‌های فتوولتائیک، منبع انرژی غیرتجدیدپذیر دیزلی و همچنین باتری برای یک هتل واقع در کیش با انرژی مورد نیاز سالیانه بالغ بر ۲/۵ گیگاوات‌ساعت

[1] International energy agency
[2] Lau

پرداختند. آن‌ها بیان کردند که برای مورد مطالعه، یک سیستم هیبریدی باد-دیزل-باتری انتخاب بهتری نسبت به سیستم‌های فتوولتائیک-دیزل-باتری و فتوولتائیک-باد-دیزل-باتری است. به‌طور خاص، سیستم بهینه در این تحقیق شامل یک ژنراتور دیزلی ۶۰۰ کیلوواتی، پنج توربین بادی ۲۰ کیلوواتی و ۳۵ باتری می‌شد که به موجب آن هزینه تولید هر کیلووات‌ساعت انرژی ۰/۳۱۸ دلار تخمین زده شد.

رودریگز[1] و همکاران [۱۸] به بررسی فنی تأمین نیازهای برق، آب گرم مصرفی، گرمایش و سرمایش یک ساختمان مسکونی در اسپانیا با استفاده از یک سیستم هیبریدی مولد همزمان حرارت و برق[2] (CHP) متشکل از کلکتور حرارت‌گیر خورشیدی، پنل‌های فتوولتائیک و موتور احتراق داخلی پرداختند. ایشان گزارش کردند که برای افزایش جذابیت اقتصادی سیستم‌های انرژی هیبریدی برای سرمایه‌گذاران، لازم است علاوه بر طراحی بهینه این سیستم‌ها، مشوق‌های مناسب‌تری نیز از طرف دولت در نظر گرفته شود.

در مطالعه دیگری، استفاده از یک سیستم هیبریدی متشکل از زیست توده-فتوولتائیک-دیزل برای تأمین نیازهای انرژی یکی از روستاهای متصل به شبکه نواحی شرقی ایران بررسی شد [۱۹]. با در نظر گرفتن پارامترهای اقتصادی کشور در سال‌های اخیر، گزارش شد که سیستم بهینه هیبریدی متشکل از ۱۰ کیلووات ژنراتور بیوگاز، ۶۳ کیلووات فتوولتائیک و ۱۵ کیلووات ژنراتور دیزلی است. همچنین در یک تحلیل حساسیت نشان داده شد، هزینه تولید انرژی در سیستم بهینه می‌تواند از ۰/۰۸۵ تا ۰/۲۳۸ دلار بر کیلووات‌ساعت با توجه به پارامترهای اقتصادی تغییر کند. در تحقیق مشابه جدیدتری، از سیستم هیبریدی زیست توده-باد-فتوولتائیک به همراه یک ژنراتور دیزلی و باتری سرب اسیدی[3] برای امکان‌سنجی فنی تأمین انرژی یک روستای غیرمتصل به شبکه در هند استفاده شد [۲۰]. در این تحقیق، هزینه تولید انرژی و هزینه خالص فعلی[4] سیستم هیبریدی به ترتیب ۰/۱۱۴ دلار بر کیلووات و ۸/۶ میلیون دلار برآورد شد. در مقالات اخیر، بیشترین توجه بر روی موضوعاتی نظیر بررسی ترکیب فناوری‌های تجدیدپذیر با سایر واحدهای مرسوم تولید انرژی، بهینه‌سازی چندهدفه اندازه اجزای سیستم با در نظر گرفتن توابع هدف مختلف و نیز مدیریت بهینه انرژی بین اجزای سیستم هیبریدی بوده است [۲۱].

استفاده از بویلر برای تأمین نیازهای گرمایشی در ریزشبکه‌ها علاوه بر اثرات مخرب زیست‌محیطی، هزینه خالص فعلی پروژه را نیز به میزان قابل توجهی افزایش می‌دهد؛ به‌طوری‌که در مواردی هزینه خرید سوخت از هزینه‌های ساخت و نگهداری ریزشبکه نیز بیشتر می‌شود. سیستم‌های انرژی هیبریدی دارای قابلیت تولید ترکیبی برق و حرارت (CHP) راهکاری بهینه برای حل این معضل شمرده می‌شوند. ژنراتور دیزلی، میکروتوربین گازی و پیل سوختی از انواع رایج محرک‌های اصلی[5] در سیستم‌های CHP هستند که در ظرفیت‌های مختلف تجاری‌سازی شده‌اند [۲۲]. محرک‌های اصلی از نظر فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی متفاوت هستند [۲۳]. به دلیل این خصوصیات متفاوت، در مقالاتی از الگوریتم‌های بهینه‌سازی چندهدفه برای یافتن سایز بهینه فناوری‌های تجدیدپذیر در ترکیب با محرک‌های اصلی استفاده شده است.

نسامالار[6] و همکاران [۲۴] به بهینه‌سازی فنی-اقتصادی سیستم فتوولتائیک، ژنراتور دیزلی، باتری و اینورتر برای پیکربندی‌های مستقل از شبکه و متصل به شبکه در کشور هند پرداختند. نتایج نشان داد که سیستم متصل به شبکه نسبت به سیستم مستقل از شبکه ارجحیت دارد. مایر[7] و همکاران [۲۵] به بهینه‌سازی اقتصادی و زیست‌محیطی یک ریزشبکه با استفاده از الگوریتم ژنتیک پرداختند. متغیرهای تصمیم‌گیری توان نامی فتوولتائیک، کلکتور خورشیدی، توربین بادی و اینورتر، ظرفیت باتری و ضخامت عایق دیوارهای ساختمان بود. نتایج نشان داد که از میان فناوری‌های تجدیدپذیر، نصب آرایه‌های فتوولتائیک مقرون به‌صرفه‌ترین شیوه برای کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای است. در مرجع [۲۶] به بهینه‌سازی اندازه یک سیستم تأمین انرژی پیچیده شامل فتوولتائیک/حرارت خورشیدی/پمپ حرارتی/چیلر جذبی/بویلر/موتور احتراق داخلی/میکروتوربین گازی برای کاربرد در ساختمانی متصل به شبکه بر اساس بازدهی اگزرژی و هزینه کل سالیانه پرداخته شد. یافته‌ها نشان دادند که سیستم بهینه می‌تواند منجر به کاهش ۳۶ درصدی اگزرژی اولیه ورودی با افزایش سهم منابع کم اگزرژی (مانند حرارت بازیافتی و حرارت خورشیدی) در تأمین بار حرارتی شود. همچنین، طراحی بهینه چندهدفه دارای ۲۱٪ هزینه کمتر نسبت به سیستم مرسوم متکی بر برق شبکه و بویلر گازی بود.

۱-۳. اهداف و نوآوری پژوهش

مسئله اصلی در سیستم‌های انرژی هیبریدی، یافتن ظرفیت و پیکربندی بهینه تجهیزات و فناوری‌های بکار گرفته شده است؛ به‌گونه‌ای که ریزشبکه بتواند انرژی الکتریکی موردنیاز مجموعه را به‌طور مداوم، با کمترین هزینه و در راستای توسعه پایدار تأمین نماید. هدف پژوهش حاضر، بهینه‌سازی چندهدفه فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم هیبریدی متشکل از فتوولتائیک، توربین بادی، پیل سوختی (به همراه الکترولایزر[8] و منبع هیدروژن)، باتری، اینورتر و برق شبکه است.

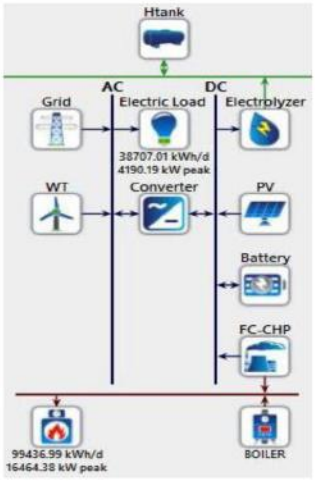
در پژوهش‌های پیشین، بهینه‌سازی سیستم‌های انرژی هیبریدی اغلب تک‌هدفه بوده (بهینه‌سازی اقتصادی) و در مواردی که تحلیل چندهدفه انجام شده، پیکربندی‌های مختلف و پیچیده سیستم هیبریدی در نظر گرفته نشده است، یا اینکه توابع هدف به‌گونه‌ای انتخاب شده‌اند که پژوهش فقط بهینه‌سازی‌های فنی-اقتصادی یا اقتصادی-زیست‌محیطی را دربرگرفته است. همچنین، در سیستم‌های هیبریدی متصل به شبکه مطالعه شده در مقالات پیشین، برق به‌طور نامحدود از شبکه خریداری می‌شود؛ ولی در این پژوهش، مقادیر مختلفی برای توان قابل خریداری از شبکه برق در نظر گرفته می‌شود. در واقع، میزان بیشینه توان قابل خریداری از شبکه به‌عنوان متغیر طراحی مسئله بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. نوآوری مهم دیگر این تحقیق، انجام تحلیل چرخه عمر[9] برای ارزیابی پیامدهای زیست‌محیطی نصب سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی است؛ درحالی‌که پژوهش‌های پیشین، عمدتاً انتشار مستقیم کربن‌دی‌اکسید را به‌عنوان شاخص زیست‌محیطی در بهینه‌سازی چندهدفه در نظر گرفته‌اند. علاوه بر این‌ها، در مقالات پیشین کاربرد روش‌های تصمیم‌گیری چندمعیاره برای یافتن طراحی نهایی سیستم انرژی هیبریدی از میان پاسخ‌های نامغلوب، به ندرت بررسی شده است. لذا علت انتخاب این پژوهش، عدم وجود دانش کافی در مقالات پیشین، اهمیت موضوع برای کاهش فشار بر روی شبکه سراسری برق و بهبود شرایط زیست‌محیطی کشور در راستای توسعه پایدار است.

۲. مواد و روش

روش انجام پژوهش به‌این‌ترتیب است که ابتدا مدل‌سازی و شبیه‌سازی سیستم‌های انرژی هیبریدی در نرم‌افزار HOMER انجام شده و سپس نتایج شبیه‌سازی یعنی هزینه خالص فعلی، احتمال عدم تأمین برق و انتشار چرخه عمر پیکربندی‌های مختلف وارد نرم‌افزار MATLAB شده و در آنجا طراحی‌های نامغلوب مسئله به کمک الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه به دست آورده می‌شوند. دلیل این امر این است که بهینه‌سازی در نرم‌افزار HOMER، فقط بر حسب پارامتر اقتصادی هزینه خالص فعلی برای یک محدودیت فنی مشخص انجام می‌شود که برای این پژوهش موضوعیت ندارد. در پایان، طراحی نهایی از میان مجموعه گزینه‌های بهینه چندهدفه با کمک تکنیک اولویت‌بندی بر اساس مشابهت به پاسخ ایده‌آل[10] (TOPSIS) ترکیب‌شده با روش وزنی انتروپی[11] پیدا می‌شود.

[1] Rodríguez
[2] Combined heat and power (CHP)
[3] Lead acid
[4] Net present cost (NPC)
[5] Prime mover
[6] Nesamalar
[7] Mayer
[8] Electrolyzer
[9] Life cycle assessment
[10] Technique for order of preference by similarity to ideal solution (TOPSIS)
[11] Entropy weight method (EWM)

در شکل ۱ شماتیکی از سیستم مدل شده در نرم‌افزار HOMER نشان داده شده است. اجزای سیستم شامل فتوولتائیک، توربین بادی، شبکه برق، پیل سوختی، الکترولایزر، مخزن هیدروژن، باتری، اینورتر و بویلر هستند. کل انرژی الکتریکی مورد نیاز سالیانه مجموعه برابر ۱۴/۱ گیگاوات ساعت است. برق مورد نیاز روزانه در محدوده ۲۴/۳ تا ۵۴/۵ مگاوات با متوسط ۳۸/۷ مگاوات ساعت است. بیشینه بار الکتریکی برابر ۴/۲ مگاوات در اوایل تابستان است. مقدار متوسط و بیشینه بار حرارتی به ترتیب برابر ۴/۱ و ۱۶/۵ مگاوات است.



شکل ۱. شماتیکی از سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی مدل شده در نرم‌افزار HOMER

۳. تحلیل فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم انرژی هیبریدی

۳-۱. تحلیل فنی

در تحلیل فنی سیستم هیبریدی، معمولاً سطح تأمین انرژی آن سنجیده می‌شود. برای این منظور، می‌توان از پارامتر احتمال عدم تأمین برق[1] (LPSP) استفاده کرد. این شاخص که در رابطه زیر تعریف شده است، معیاری برای تعیین قابلیت اعتماد سیستم انرژی هیبریدی است [۱۵]:

$$LPSP = \frac{E_{cs}}{E_{demand}} = \frac{\sum_{t=1}^{t_f} P_{cs}(t)\times\Delta t}{\sum_{t=1}^{t_f} P_{demand}(t)\times\Delta t} \quad (۱)$$

که E_{cs} و E_{demand} به ترتیب انرژی الکتریکی تأمین نشده و کل انرژی الکتریکی مورد نیاز در طول یک سال هستند. به‌طور مشابه، $P_{cs}(t)$ اختلاف بین بار الکتریکی (P_{demand}) و کل ظرفیت توان در دسترس واحدهای سیستم هیبریدی در زمان t است. همچنین Δt گام زمانی و t_f زمان نهایی در محاسبه LPSP است که در شبیه‌سازی‌های سالیانه معمولاً به ترتیب برابر ۱ و ۸۷۶۰ ساعت در نظر گرفته می‌شوند.

سهم فناوری‌های تجدیدپذیر در تأمین انرژی، پارامتر مهم دیگر یک سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی است که طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۷]:

$$f_{ren} = 1 - \frac{E_{nonren}+H_{nonren}}{E_{served}+H_{served}} \quad (۲)$$

در این رابطه، E_{nonren} و H_{nonren} به ترتیب انرژی الکتریکی و حرارتی تولید شده از منابع غیرتجدیدپذیر و E_{served} و H_{served} به ترتیب کل بارهای الکتریکی و حرارتی تأمین شده هستند.

همان‌گونه که بیان شد، اتلاف انرژی در سیستم‌های هیبریدی متشکل از منابع تجدیدپذیر می‌تواند قابل‌توجه باشد. نرم‌افزار HOMER نسبت برق اضافی را طبق رابطه زیر محاسبه می‌کند [۲۷]:

$$f_{excess} = \frac{E_{excess}}{E_{prod}} \quad (۳)$$

که E_{excess} و E_{prod} به ترتیب کل توان اضافی و تولیدی سیستم هیبریدی در طول یک سال عملکرد آن هستند.

مشاهده شد که شاخص‌های فنی فقط برای بار الکتریکی محاسبه شدند. دلیل این موضوع این است که نرم‌افزار HOMER برای تأمین بار حرارتی، بویلری با اندازه بی‌نهایت در نظر می‌گیرد که انرژی حرارتی تأمین نشده به‌وسیله واحدهای حرارتی سیستم (بازیافت حرارت در CHP یا بویلر برقی) را به‌طور کامل فراهم می‌کند؛ لذا پارامترهای فنی مذکور برای بارهای حرارتی قابل تعمیم نبوده و در نتایج نیز گزارش نمی‌شوند.

برای یافتن اندازه بهینه اجزای سیستم هیبریدی، لازم است که عملکرد پیکربندی‌های مختلف سیستم شبیه‌سازی و تحلیل شود. مدل‌سازی ریاضی عملکرد فنی واحدهای سیستم انرژی هیبریدی در مقالات پیشین و همچنین کتابچه راهنمای HOMER به‌طور جامع توضیح داده شده است [۲۷]. بنابراین، در این بخش، فقط به بیان خصوصیات فنی اجزای مورد مطالعه پرداخته می‌شود (جدول ۱). در این تحقیق، فرض شده است که هیدروژن مورد نیاز پیل سوختی در سایت به‌وسیله الکترولایزر با بازدهی ۸۵٪ تولید شده و در مخازن هیدروژن ذخیره می‌شود. همچنین، بازدهی بویلر گازی و اینورتر به ترتیب ۸۰ و ۹۰ درصد در نظر گرفته شده است [۲۸; ۲۹].

[1] Loss of power supply probability (LPSP)

جدول ۱. مشخصات فنی واحدهای سیستم انرژی هیبریدی مورد استفاده در شبیه‌سازی

فناوری	پارامتر	مقدار	فناوری	پارامتر	مقدار
ماژول فتوولتائیک [۳۰]	توان نامی در شرایط استاندارد	327 W ± 5%	توربین بادی [۳۱]	قطر روتور	54 m
SPR-E30-327			EWT DW54-250		
	بازدهی ماژول	21.4%		ارتفاع هاب	50 m
	ولتاژ توان بیشینه	54.7 V		سرعت باد نامی	7.5 m/s
	جریان توان بیشینه	5.98 V		سرعت باد راه‌انداز	2.5 m/s
	ولتاژ مدار باز	64.9 V		سرعت باد قطع‌کننده	25 m/s
	جریان اتصال کوتاه	6.46 A		کلاس باد IEC	IIIA
	دمای سلول در شرایط عملکرد اسمی	45 °C	باتری [۳۲]	ظرفیت نامی	100 kWh
			Generic100 kWh Li-Ion		
	ضریب دمایی توان	-0.35%/°C		ولتاژ نامی	600 V
پیل سوختی (CHP) [۳۳]	بازده الکتریکی	45%		بیشینه جریان شارژ	167 A
	بازده حرارتی	37%		بیشینه جریان تخلیه	500 A
	بازده الکترولایزر	85%		بازدهی شارژ و تخلیه	95%
	نسبت بار کمینه	10%			
	سوخت	هیدروژن			

در پایان این بخش، باید ذکر شود که هر سیستم انرژی هیبریدی دارای یک سیستم مدیریت انرژی برای کنترل جریان انرژی واحدهای مختلف ریزشبکه است که به آن استراتژی توزیع[1] می‌گویند. دو استراتژی کنترلی منطبق بر بار[2] و شارژ سیکل[3] در نرم‌افزار HOMER برای یافتن سایز بهینه اجزای سیستم تعبیه شده که در این پژوهش از استراتژی اول به‌دلیل مزایای فنی-اقتصادی و زیست-محیطی بهتر آن در سیستم‌های هیبریدی دارای منابع تجدیدپذیر استفاده می‌شود. در هر دو استراتژی، انرژی تولیدی فناوری‌های تجدیدپذیر برای تأمین بار اولویت داشته و انرژی تولیدی اضافی ابتدا صرف شارژ باتری و سپس الکترولایزر می‌شود. تفاوت این دو روش برای موقعی است که منابع تجدیدپذیر و انرژی ذخیره شده در باتری قادر به تأمین کامل بار نباشند؛ در راهبرد کنترلی منطبق بر بار، ژنراتور تنها بار خالص باقیمانده را تأمین کرده ولی در استراتژی شارژ سیکل، ژنراتور با تمام ظرفیت نامی خود عمل می‌کند [۳۴].

۳-۲. تحلیل اقتصادی

هزینه خالص فعلی یک سیستم هیبریدی، مجموع ارزش فعلی هزینه‌های نصب و نگهداری تمام مؤلفه‌های سیستم منهای ارزش فعلی درآمدهای سیستم در طول مدت عملکرد آن است. به‌طورکلی، هزینه‌ها شامل هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، هزینه نگهداری و تعویض مؤلفه‌های سیستم، هزینه سوخت و جریمه‌های ناشی از انتشار گازهای گلخانه‌ای و هزینه خرید برق از شبکه شده و درآمدها شامل فروش برق به شبکه و ارزش قطعات قابل‌بازیافت در زمان پایان عملکرد سیستم است. هزینه خالص فعلی (NPC) کل سیستم در مدتطول عملکرد آن به طریق زیر محاسبه می‌شود [۲۷]:

$$NPC = I_0 + \frac{\sum_{n=1}^{N} C_n - R_n}{(1+i)^n} \quad (۴)$$

که I_0 هزینه سرمایه‌گذاری اولیه، C_n و R_n به ترتیب هزینه و درامد در سال n و i نرخ سود واقعی است.

پارامتر مهم اقتصادی دیگر، متوسط هزینه تولید هر کیلووات‌ساعت برق تولیدی سیستم است که طبق رابطه زیر به دست می‌آید [۲۷]:

$$COE = \frac{C_{ann,tot} - c_{boiler} H_{served}}{E_{served}} \quad (۵)$$

در این رابطه، $C_{ann,tot}$ هزینه سالیانه کل، c_{boiler} هزینه عملکرد بویلر و H_{served} و E_{served} به ترتیب کل بارهای حرارتی و الکتریکی تأمین شده هستند. هزینه سالیانه کل از رابطه زیر محاسبه می‌شود [۲۷]:

$$C_{ann,tot} = CRF(i,N) \times NPC \quad (۶)$$

که CRF فاکتور بازگشت سرمایه بوده که بر حسب نرخ بهره واقعی سالیانه (i) و مدت بهره‌برداری از پروژه (N) طبق رابطه زیر تعیین می‌شود [۲۷]:

$$CRF(i,N) = \frac{i(1+i)^N}{(1+i)^N - 1} \quad (۷)$$

هزینه عملکرد بویلر (c_{boiler}) نیز از ضرب هزینه سوخت در دبی سوخت ورودی بویلر محاسبه می‌شود. بدین طریق، نرم‌افزار HOMER هزینه تأمین بارهای حرارتی را از متوسط هزینه تأمین انرژی سیستم حذف کرده تا پارامتر COE فقط بیانگر متوسط هزینه برق تأمین شده باشد.

در جدول ۲ مقدار پارامترهای مورد نیاز (هزینه های اولیه، جایگزینی، تعمیر و نگهداری به همراه مدت عملکرد اجزا) برای محاسبات اقتصادی سیستم انرژی هیبریدی پروژه آورده شده است. دیگر پارامترهای اقتصادی پروژه شامل متوسط نرخ خرید گاز طبیعی، برق شبکه و سود فروش برق شبکه به ترتیب ۰/۱۵ دلار بر مترمکعب، ۰/۰۵ و ۰/۰۸ دلار بر کیلووات‌ساعت منظور شدند [۳۵; ۳۶]. همچنین، نرخ سود واقعی سالیانه و مدت کارکرد سیستم انرژی هیبریدی به ترتیب ۵٪ و ۲۰ سال در نظر گرفته شدند [۱۴].

[1] Dispatch strategy
[2] Load following
[3] Cycle charging

جدول ۲. پارامترهای اقتصادی مربوط به واحدهای مختلف سیستم هیبریدی مدل شده

مؤلفه سیستم	هزینه اولیه	هزینه جایگزینی	هزینه تعمیر و نگهداری	مدت عملکرد	منبع
آرایه فتوولتائیک	1300 $/kW	1300 $/kW	10 $/kW/yr	25 yrs	[۳۰]
توربین بادی	2000 $/kW	2000 $/kW	75 $/kW/yr	20 yrs	[۳۱]
پیل سوختی	3000 $/kW	2500 $/kW	0.03 $/kW/hr	40000 hrs	[۳۷]
الکترولایزر	1500 $/kW	1000 $/kW	20 $/kW/yr	15 yrs	[۳۷]
منبع هیدروژن	1400 $/kg	867 $/kg	20 $/kg/yr	25 yrs	[۳۷]
ژنراتور دیزلی	2500 $/kW	1900 $/kW	0.01 $/kW/hr	40000 hrs	[۳۳]
باتری	200 $/kWh	180 $/kWh	5 $/kWh/hr	15 yrs	[۳۲]
اینورتر	500 $/kW	450 $/kW	5 $/kW/yr	15 yrs	[۳۸]

۳-۳. تحلیل زیست‌محیطی

همان‌گونه که بیان شد، یکی از دلایل مهم به‌کارگیری سیستم‌های هیبریدی بهبود شرایط زیست‌محیطی است. لذا در این تحقیق، هدف سوم مسئله بهینه‌سازی، به‌حداقل‌رساندن اثرات زیست‌محیطی در کل چرخه حیات اجزای سیستم انرژی هیبریدی است. این بدان معناست که نه‌تنها انتشار مستقیم گازهای گلخانه‌ای مستقیم ناشی از بهره‌برداری و نگهداری سیستم، بلکه تولید و حمل‌ونقل قطعات و حامل‌های انرژی نیز در محاسبات انتشار چرخه عمر[1] موردتوجه قرار گرفته است. انتشار چرخه عمر (LCE) اجزای سیستم هیبریدی مورد بررسی در جدول ۳ گزارش شده است.

جدول ۳. انتشار معادل کربن‌دی‌اکسید در چرخه عمر اجزای سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی مورد مطالعه

فناوری	انتشار چرخه عمر ($kg\,CO_2-eq/kWh$)	منبع
فتوولتائیک	0.045	[۳۹]
توربین بادی	0.011	[۳۹]
پیل سوختی	0.031	[۳۹]
باتری	0.028	[۳۹]
برق شبکه	0.639	[۴۰]
بویلر	0.188	[۴۰]

۴. بهینه‌سازی چندهدفه

۴-۱. مبانی نظری بهینه‌سازی چندهدفه

در مسائل مهندسی که اثر چند تابع هدف متضاد بر یافتن مقدار بهینه متغیرهای تصمیم‌گیری موردتوجه باشد، از الگوریتم‌های بهینه‌سازی چندهدفه استفاده می‌شود. یک مسئله بهینه‌سازی چندهدفه با m متغیر تصمیم‌گیری و n تابع هدف را می‌توان به کمک رابطه زیر تعریف کرد [۴۱]:

$$Minimize \quad y = f(x) = (f_1(x), \dots, f_n(x)) \qquad (۸)$$

در رابطه فوق:

$$x = (x_1, \dots, x_m) \in X \qquad (۹)$$

$$y = (y_1, \dots, y_n) \in Y \qquad (۱۰)$$

که x بردار شامل متغیرهای تصمیم‌گیری، X فضای طراحی، y بردار هدف و Y فضای هدف است. شرط لازم و کافی برای اینکه یک متغیر تصمیم‌گیری $a \in X$ متغیر دیگر $b \in X$ را مغلوب کند (نسبت به آن برتر باشد)، رابطه زیر است [۴۱]:

$$a < b \leftrightarrow \begin{matrix} f_i(a) \le f_i(b) & \forall\, i \in \{1, \dots, n\} \\ f_j(a) < f_j(b) & \exists\, j \in \{1, \dots, n\} \end{matrix} \qquad (۱۱)$$

اگر این رابطه برقرار باشد، طراحی b از مجموعه پاسخ‌های بهینه حذف شده و اگر نه $b < a$ و نه $a < b$ باشد، آنگاه این دو متغیر تصمیم‌گیری نسبت به هم نامغلوب هستند. به بیانی دیگر، یک جواب نامغلوب برداری متشکل از توابع هدف مسئله بوده که هیچ کدام از مؤلفه‌های آن را نمی‌توان بدون تعدیل حداقل یکی دیگر از مؤلفه‌ها بهبود بخشید. بر این اساس، مجموعه جواب‌های نامغلوب که مجموعه پارتو[2] نیز نامیده می‌شود، به دست می‌آید.

۴-۲. بیان مسئله بهینه‌سازی پژوهش

توابع هدف برای بهینه‌سازی چندهدفه سیستم‌های انرژی هیبریدی مستقل از شبکه و متصل به شبکه در زیر آورده شده است:

$$Minimize \quad y = f(x) = (LPSP(x), NPC(x), LCE(x)) \qquad (۱۲)$$

شاخص فنی $LPSP$ بیانگر احتمال عدم تأمین برق، شاخص اقتصادی NPC بیانگر هزینه خالص فعلی و شاخص زیست‌محیطی LCE بیانگر انتشار معادل کربن دی‌اکسید اجزای سیستم انرژی هیبریدی در طول چرخه عمر آن‌ها است. در این رابطه، بردار x شامل متغیرهای طراحی مسئله است که برای ریزشبکه مورد بررسی در رابطه زیر آورده شده است:

$$x_{gc} = [C_{PV}, C_{WT}, C_{Grid}, C_{FC}, C_{ELEC}, C_{Htank}, C_{BATT}, C_{INV}] \qquad (۱۳)$$

در این روابط، پارامتر C بیانگر ظرفیت واحدهای سیستم انرژی هیبریدی شامل فتوولتائیک (PV)، توربین بادی (WT)، پیل سوختی هیدروژنی (FC)، الکترولایزر ($ELEC$)، مخزن هیدروژن ($Htank$)، باتری ($BATT$)، اینورتر (INV) و برق شبکه ($Grid$) است.

بیشینه (گام) ظرفیت پیل سوختی و الکترولایزر برابر ۲۵۰۰ کیلووات (۲۵۰ کیلووات)، منبع هیدروژن برابر ۲۵۰۰ کیلوگرم (۲۵۰ کیلوگرم)، توربین بادی ۲۰ عدد (۱ عدد)، باتری ۵۰۰ عدد (۱ عدد) و برق شبکه ۱۰۰٪ (۲۰٪) بیشینه بار الکتریکی موردنیاز در نظر گرفته شد. ظرفیت‌های فتوولتائیک و اینورتر به‌طور پیوسته با بیشینه مقادیر به ترتیب ۱۵۰۰۰ و ۱۳۰۰۰ کیلووات در نظر گرفته شدند. کمینه اندازه همه فناوری‌های مذکور برابر صفر بوده که منجر به شبیه‌سازی پیکربندی‌های مختلف سیستم انرژی هیبریدی می‌شود.

قابل ذکر است که با انجام مطالعاتی پیش از شبیه‌سازی‌های اصلی، مقادیر کمینه و بیشینه ظرفیت واحدها به‌گونه‌ای پیدا شدند که پاسخ‌های بهینه چندهدفه نهایی را پوشش دهند. همچنین ذکر این نکته ضروری است که نرم‌افزار HOMER فقط امکان شبیه‌سازی فتوولتائیک و اینورتر را با ظرفیت پیوسته دارا است و برای سایر واحدهای انرژی می‌بایست یک گام مشخص برای ظرفیت در

[1] Life cycle emission (LCE)
[2] Pareto set

یک فضای گسسته در نظر گرفت. همچنین، این نرم‌افزار امکان بهینه‌سازی ظرفیت نامی بویلر را ندارد؛ در واقع، HOMER ظرفیت بویلر را به‌گونه‌ای در نظر می‌گیرد که بتواند انرژی حرارتی موردنیازی را که توسط CHP تأمین نشده است، به‌طور کامل فراهم کند.

۵. تصمیم‌گیری چندمعیاره

همان‌گونه که بیان شد، خروجی بهینه‌سازی چندهدفه مجموعه‌ای از جواب‌های نامغلوب است. واضح است که برای یک مسئله کاربردی واقعی، می‌بایست در انتها یک طراحی منحصربه‌فرد انتخاب شود. ساده‌ترین راهکار، رسم مجموعه گزینه‌های بهینه در کنار یکدیگر و انتخاب یکی از آن‌ها توسط تصمیم‌گیرنده است. این روش برای حالاتی که تعداد توابع هدف و یا تعداد اعضای مجموعه پارتو زیاد باشد، بسیار سخت است. به همین منظور، بعضی مقالات روش‌هایی برای انتخاب تعداد محدودی از جواب‌های بهینه چندهدفه و نمایش آن‌ها به تصمیم‌گیرنده ارائه کرده‌اند [۴۲]. هرچند، توجه به این نکته ضروری است که حتی با کاهش تعداد انتخاب‌ها، نمی‌توان از انتخاب بهترین گزینه نامغلوب توسط تصمیم‌گیرنده، به دلیل امکان اعمال نظرات شخصی و همچنین وجود خطاهای انسانی مطمئن بود. برای حل این چالش، می‌توان از روش‌های تصمیم‌گیری چندمعیاره، از شاخه‌های تحقیق در عملیات، استفاده نمود. چنین روش‌هایی با ارزیابی جواب‌های ممکن که اغلب وابسته هستند، آن‌ها را رتبه‌بندی کرده و فرایند انتخاب یک جواب دارای سازش بهینه بین معیارهای مسئله را تسهیل می‌کنند.

۵-۱. تکنیک اولویت‌بندی بر اساس مشابهت به پاسخ ایده‌آل

از میان روش‌های تصمیم‌گیری چندشاخصه، روش TOPSIS در مسائل طراحی مهندسی که چندین معیار با واحدهای اندازه‌گیری متفاوت وجود دارند، به‌طور گسترده استفاده می‌شود [۴۳-۴۵]. در این روش، گزینه نهایی (طراحی منتخب) بر اساس میزان مجاورت نسبی به پاسخ‌های فرضی ایده‌آل به دست می‌آید. ۵ مرحله انجام این روش در زیر توضیح داده شده است.

- نرمال‌سازی معیارها برای اهداف بی‌بعدسازی و امکان مقایسه شاخص‌های مختلف

$$r_{ij} = \frac{x_{ij}}{\sqrt{\sum_{i=1}^{n} x_{ij}^2}}, j \in [1, \dots, m] \quad (۱۴)$$

که x_{ij} درایه ماتریس تصمیم، n تعداد پاسخ‌های موجود و m تعداد معیارها است.

- اعمال وزن برای هر شاخص

$$v_{ij} = w_j r_{ij} \quad (۱۵)$$

w_j بیانگر وزن هر تابع هدف است.

- یافتن پاسخ‌های ایده‌آل فرضی

$$v_j^+ = \{best(v_{ij})\}_{i=1}^{n} \quad (۱۶)$$

$$v_j^- = \{worst(v_{ij})\}_{i=1}^{n} \quad (۱۷)$$

که v_j^+ و v_j^- به ترتیب پاسخ‌های ایده‌آل مثبت و منفی هستند. عبارت $best$ بیانگر عملگر کمینه برای شاخص‌های غیرمنفعت نظیر هزینه و عملگر بیشینه برای شاخص‌های منفعتی است. این استدلال برای $worst$ برعکس است.

- محاسبه فاصله اقلیدسی بین هر گزینه و پاسخ‌های ایده‌آل

$$d_i^+ = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} (v_{ij} - v_j^+)^2} \quad (۱۸)$$

$$d_i^- = \sqrt{\sum_{j=1}^{m} (v_{ij} - v_j^-)^2} \quad (۱۹)$$

مشخص است که d_i^+ و d_i^- در این رابطه، به ترتیب فاصله اقلیدسی طراحی i نسبت به پاسخ‌های ایده‌آل مثبت و منفی هستند.

- اندازه‌گیری میزان مجاورت نسبی هر گزینه به پاسخ ایده‌آل

$$C_i^+ = \frac{d_i^-}{d_i^+ + d_i^-} \quad (۲۰)$$

به این پارامتر که مقدار آن بین ۰ تا ۱ متغیر است، نمره ترکیبی نیز گفته می‌شود. در پایان، پاسخ‌های نامغلوب بر اساس بیشینه بودن نمره رتبه‌بندی می‌شوند. مشخص است که طراحی دارای نمره بالاتر نسبت به طراحی با نمره پایین‌تر ارجحیت دارد.

۵-۲. روش تعیین وزن انتروپی

وزن شاخص‌ها پارامتر ورودی در روش‌های تصمیم‌گیری چندمتغیره است. روش‌های مختلفی برای محاسبه وزن هر شاخص وجود دارد. ساده‌ترین روش، انتخاب وزن‌ها توسط تصمیم‌گیرنده است، به‌طوری‌که مجموع ضرایب برابر ۱ شود. این تکنیک که به روش ذهنی[1] معروف است، در مقابل روش عینی[2] که در آن از مدل‌های ریاضی برای وزن‌دهی معیارها استفاده می‌شود، قرار دارد. از جمله روش‌های عینی، می‌توان به روش انتروپی اشاره کرد. علاوه بر این، روش‌های میانه دیگری نیز نظیر تحلیل سلسله مراتبی[3] (AHP) وجود دارد که اساس وزن‌دهی در آن‌ها، ترکیب گرایش تصمیم‌گیرنده و ریاضیات است. هر دو روش اشاره شده در ترکیب با روش TOPSIS در مقالات تصمیم‌گیری چندشاخصه به وفور استفاده شده‌اند [۴۶; ۴۷]. در این پژوهش، از روش عینی انتروپی که در آن وزن‌ها به‌طور کامل از ماتریس تصمیم به‌دست‌آمده و نظرات تصمیم‌گیرنده در آن دخیل نیست، استفاده می‌شود.

نخستین بار، شانون[4] [۴۸] در سال ۱۹۴۸ ایده روش وزن‌دهی انتروپی را مطرح کرد که پس از او، زلنی[5] آن را بهبود بخشید [۴۹]. در این روش، هیچ عامل بیرونی در انتخاب طرح نهایی دخالتی نداشته و فرایند انتخاب درونی است. از پارامتر انتروپی برای کمی کردن محتوای اطلاعات یک پیام (در اینجا ماتریس تصمیم) استفاده می‌شود. انتروپی زیاد احتمال وقوع کم یک پدیده را می‌رساند. بر اساس روش وزن انتروپی، هرچه میزان انتروپی کمتر، پراکندگی در مقادیر یک شاخص بیشتر است؛ لذا آن تابع هدف اهمیت بیشتری داشته و در نتیجه وزن بیشتری می‌گیرد. برای نمونه، مشخص است که اگر همه مقادیر یک شاخص در طراحی‌های مختلف مشابه باشند، می‌توان آن شاخص را از تصمیم‌گیری حذف کرد؛ به‌عبارتی‌دیگر، وزن انتروپی صفر داشته و اطلاعاتی مفیدی به تصمیم‌گیرنده نمی‌دهد.

[1] Subjective
[2] Objective
[3] Analytic hierarchy process
[4] Shannon
[5] Zeleny

ازآنجایی‌که شاخص‌ها دارای واحد یکسان نیستند، پیش از پردازش آن‌ها می‌بایست طبق رابطه زیر استاندارد شوند:

$$x'_{ij} = \frac{\left|x_{ij} - \{best(x_{ij})\}_{i=1}^{n}\right|}{\{max(x_{ij})\}_{i=1}^{n} - \{min(x_{ij})\}_{i=1}^{n}}, for\ j = 1, \dots, m \qquad (۲۱)$$

حال، تمام درایه‌های ماتریس تصمیم در بازه ۰ تا ۱ قرار دارند. سپس، تأثیر مؤلفه‌های گزینه i بر شاخص j از تقسیم هر درایه به مجموع ستون آن درایه طبق رابطه زیر به دست می‌آید:

$$p_{ij} = \frac{x'_{ij}}{\sum_{i=1}^{n} x'_{ij}}, for\ j = 1, \dots, m \qquad (۲۲)$$

در ادامه، مقدار انتروپی بیانگر محتوی اطلاعات هر شاخص طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$e_j = -\frac{1}{\ln(n)} \sum_{i=1}^{n} p_{ij} \ln(p_{ij}), for\ j = 1, \dots, m \qquad (۲۳)$$

قابل ذکر است که برای $p_{ij} = 0$، می‌بایست لگاریتم طبیعی آن برابر صفر قرار داده شود.

مرحله سوم یافتن درجه پراکندگی هر شاخص طبق رابطه زیر است:

$$div_j = 1 - e_j, for\ j = 1, \dots, m \qquad (۲۴)$$

در انتها، وزن هر معیار طبق فرمول زیر به دست آورده می‌شود:

$$w_j = \frac{div_j}{\sum_{j=1}^{m} div_j}, for\ j = 1, \dots, m \qquad (۲۵)$$

۶. نتایج و بحث

همان‌گونه که بیان شد، در سیستم هیبریدی مورد بررسی امکان خرید برق از شبکه به‌طور محدود یا نامحدود بررسی شده است. برای این منظور، ۶ سناریوی مختلف که در آن‌ها بیشینه توان قابل خریداری از شبکه بین ۰ تا ۱۰۰٪ اوج بار الکتریکی تغییر می‌کند، شبیه‌سازی شده است. قابل ذکر است که در همه حالت‌ها، ریزشبکه می‌تواند برق تولیدی منابع تجدیدپذیر را به‌طور نامحدود به شبکه برق سراسری به فروش برساند.

نتایج بهینه‌سازی چندهدفه در بخش‌های ۶-۱ و ۶-۲، انتخاب سیستم نهایی بر اساس تحلیل تصمیم‌گیری چندشاخصه در بخش ۶-۳ و ارزیابی فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم منتخب در بخش ۶-۴ آورده شده است.

۶-۱. فضای طراحی برای طراحی‌های بهینه چندهدفه

در مجموع، ۷۰۰ طراحی بهینه چندهدفه شامل ۵۹۲ (۸۴/۶٪) سیستم متصل به شبکه و ۱۰۸ (۱۵/۴٪) سیستم مستقل از شبکه پیدا شد. سیستم‌های متصل به شبکه شامل ۴۰ و مستقل از شبکه دارای ۵ پیکربندی مختلف بودند. در جدول ۴، تعداد ۱۰ پیکربندی که بیشترین عضو را در مجموعه جواب بهینه چندهدفه داشته‌اند، نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که پیکربندی پرتکرار متصل به شبکه و مستقل از شبکه شامل همه اجزا به‌جز توربین بادی بوده است.

جدول ۴. پیکربندی‌های بهینه چندهدفه و تعداد پاسخ‌های نامغلوب در هرکدام برای سیستم متصل به شبکه

Number	Grid					INV	BATT	Htank	ELEC	FC	WT	PV	
	100%	80%	60%	40%	20%								
118					•	•	•	•	•	•		•	1
54					•	•	•	•	•	•	•	•	2
49				•		•	•					•	3
45						•	•	•	•	•		•	4
44				•		•	•	•	•	•	•	•	5
42			•			•		•	•	•		•	6
38					•	•	•					•	7
35				•		•						•	8
30						•	•	•	•	•	•	•	9
23				•		•		•	•	•	•	•	10

در جدول ۵ درصد تکرار هر واحد انرژی در مجموعه طراحی‌های نامغلوب آورده شده است. طبق این جدول، اگرچه همه طراحی‌های بهینه مستقل از شبکه شامل باتری بوده ولی بیش از یک‌سوم سیستم‌های متصل به شبکه فاقد باتری هستند. این موضوع نشان دهنده کاهش لزوم استفاده از باتری در یک سیستم متصل به شبکه به دلیل سود اقتصادی فروش برق اضافی تجدیدپذیر به شبکه سراسری است. شبکه‌های برق ۲۰ و ۸۰ درصد به ترتیب با ۳۴/۳ و ۴/۴٪ بیشترین و کمترین سهم را در میان پاسخ‌های نامغلوب کلی دارند.

جدول ۵. سهم واحدهای سیستم هیبریدی در مجموعه پاسخ‌های بهینه سیستم‌های مستقل از شبکه، متصل به شبکه و مجموعه آن‌ها

Grid					INV	BATT	Htank	ELEC	FC	WT	PV	
100%	80%	60%	40%	20%								
-	-	-	-	-	100	100	69.4	72.2	72.2	39.8	100	Off-grid
9.5	5.2	11.5	33.3	40.5	99.3	63.9	60.0	65.7	65.7	27.0	99.2	On-grid
8.0	4.4	9.7	28.1	34.3	99.4	69.4	61.4	66.7	66.7	29.0	99.3	Off-grid + On-grid

توصیف آماری ظرفیت مؤلفه‌های مختلف در مجموعه پارتو در جدول ۶ آورده شده است. مشخص است که از میان منابع تولیدکننده انرژی، متوسط ظرفیت فتوولتائیک به ترتیب بیشتر از برق شبکه، پیل سوختی و توربین بادی است. بطور خاص، میانگین ظرفیت فتوولتائیک در مجموعه پارتو حدود ۱/۵ برابر اوج بار الکتریکی است، درحالی‌که متوسط اندازه پیل سوختی و توربین بادی کمتر از ۵ درصد اوج بار است. این موضوع بیانگر این است که اگرچه پیل سوختی و توربین بادی باعث کاهش آلاینده‌های زیست‌محیطی می‌شوند، ولی به دلیل بازدهی پایین و هزینه‌های اقتصادی زیاد، در یک تحلیل چندهدفه، بهینه نیستند.

جدول ۶. پارامترهای آماری مربوط به ظرفیت واحدهای انرژی در مجموعه پارتو

مؤلفه سیستم هیبریدی	واحد	میانگین	انحراف معیار	کمینه	بیشینه
فتوولتائیک	kW	5961.2	3399.2	0	13333.3
توربین بادی	kW	209.3	429.5	0	2500
بیشینه برق قابل خریداری	kW (%)	1486.9 (35.5)	1157.0 (27.6)	0 (0)	4190.2 (100)
پیل سوختی	kW	285	291.8	0	1500
الکترولایزر	kW	424.3	514.4	0	2500
منبع هیدروژن	kg	259.6	281.8	0	1750
باتری	kWh	11171.9	11787.3	0	48400
اینورتر	kW	1786.8	961.4	0	6286

۶-۲. فضای هدف برای طراحی‌های بهینه چندهدفه

پارامترهای آماری شاخص‌های فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم‌های بهینه چندهدفه در جدول ۷ آورده شده است. اختلاف بین کمینه و بیشینه هزینه خالص فعلی در پاسخ‌های پارتو، مقدار قابل‌توجه ۲۶/۵ میلیون دلار است که این موضوع می‌تواند در انتخاب سیستم نهایی (برای نصب در محل) از میان جواب‌های نامغلوب بسیار مهم باشد. انحراف معیار مربوط به پارامتر احتمال عدم تأمین برق نسبت به میانگین به‌طور قابل‌توجهی بیش از توابع هدف دیگر است.

جدول ۷. پارامترهای آماری مربوط به توابع هدف در مجموعه پاسخ‌های بهینه چندهدفه

تابع هدف	میانگین	انحراف معیار	کمینه	بیشینه	دامنه
هزینه خالص فعلی (میلیون دلار)	27.5	7.5	17.2	43.8	26.5
احتمال عدم تأمین برق (%)	4.4	3.2	0	10.0	10.0
انتشار معادل کربن‌دی‌اکسید در چرخه عمر (کیلوتن)	272.2	43.7	196.6	358.6	162.0

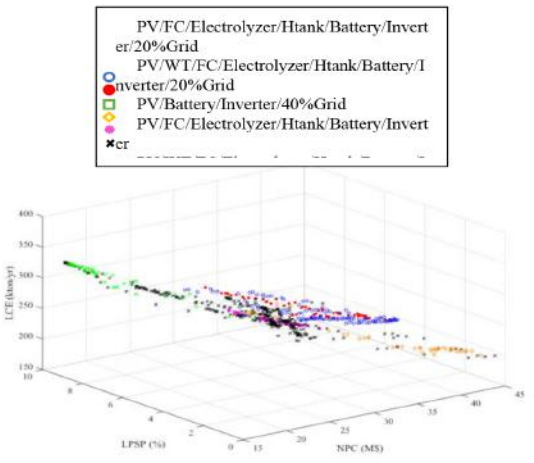
در جدول ۸، مشخصات پاسخ‌های بهینه تک‌هدفه اقتصادی، فنی و زیست‌محیطی آورده شده است. مشاهده می‌شود که سیستم‌های بهینه اقتصادی و فنی-اقتصادی فقط شامل شبکه برق، فنی-زیست‌محیطی شامل فتوولتائیک، باتری و اینورتر و زیست‌محیطی دارای فتوولتائیک، توربین بادی، باتری و اینورتر است.

جدول ۸. مشخصات طراحی‌های بهینه تک‌هدفه از نظر معیارهای مختلف

معیار		NPC (M$)	LPSP (%)	LPSP (kton)	PV (kW)	WT (kW)	Grid (%)	ELEC (kW)	FC (kW)	Htank (kg)	BATT (kWh)	INV (kW)
اقتصادی		17.2	1.8	355.3	0	0	60	0	0	0	0	0
فنی*	اقتصادی	17.4	0.0	358.6	0	0	100	0	0	0	0	0
	زیست‌محیطی	43.8	0.0	203.4	13333.3	0	0	0	0	0	48400	4190.7
زیست‌محیطی		33.4	10.0	196.6	9402.5	250	0	0	0	0	27900	2662.2

* تعداد ۵۷ سیستم دارای LPSP صفر بوده که طراحی‌های دارای کمترین هزینه اقتصادی و انتشار کربن (زیست‌محیطی) در جدول گزارش شده‌اند.

سطح پارتو شامل طراحی‌های بهینه چندهدفه در شکل ۲ آورده شده است. تعداد ۵ پیکربندی با بیشینه اعضا، مشخص شده در جدول ۴ که حدود نیمی از اعضای پارتو را تشکیل می‌دهند، به‌طور خاص در این شکل مشخص شده است. از این نمودار مشخص است که با کاهش هزینه خالص فعلی طراحی، جواب‌های بهینه به سمت افزایش احتمال عدم تأمین برق و انتشار چرخه عمر بیشتر میل می‌کنند. هزینه کمتر و انتشار آلاینده بیشتر طراحی متصل به شبکه نسبت به پیکربندی‌های مستقل از شبکه برای یک بازدهی فنی مشخص در این شکل واضح است. سیستم‌های هیبریدی مستقل از شبکه موجود در سطح پارتو بازدهی فنی مناسبی ندارند؛ به‌طوری‌که متوسط پارامتر LPSP برای آن‌ها ۵/۳٪ است. همچنین از تحلیل دقیق‌تر این شکل مشخص می‌شود که دستیابی به بازدهی فنی بالاتر برای یک سیستم بهینه چندهدفه وابستگی شدیدی با افزایش انتشار آلاینده زیست‌محیطی داشته و چندان تحت تأثیر افزایش هزینه‌های اقتصادی نیست. برای نمونه، متوسط انتشار کربن‌دی‌اکسید طراحی‌های پارتو دارای پتانسیل تأمین کامل انرژی (LPSP = 0%) ۲۱٪/۶ بیشتر از میزان متوسط مجموعه پارتو است؛ درحالی‌که هزینه خالص فعلی آن‌ها حدود ۲۵ درصد کمتر از میزان متوسط در سطح پارتو است.



شکل ۲. سطح پارتو نشان‌دهنده مصالحه بین توابع هدف مسئله برای مجموعه پارتو

۶-۳. انتخاب طراحی نهایی

در این قسمت، طراحی نهایی از میان مجموعه گزینه‌های بهینه چندهدفه به کمک روش TOPSIS انتخاب می‌شود. وزن شاخص‌ها با استفاده از روش انتروپی محاسبه و در جدول ۹ گزارش شده است. طبق روش انتروپی، بر اساس ماتریس تصمیم، پارامترهای فنی و اقتصادی بیش از شاخص زیست‌محیطی در انتخاب طراحی نهایی مؤثر هستند.

جدول ۹. وزن‌های کلی شاخص‌های فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی محاسبه شده از روش انتروپی

پارامتر	وزن
هزینه خالص فعلی	0.364
احتمال عدم تأمین برق	0.377
انتشار چرخه عمر	0.259

در جدول ۱۰، مشخصات ۵ طراحی با بیشترین نمره در تحلیل تصمیم‌گیری با استفاده از روش TOPSIS در ترکیب با روش وزنی انتروپی رتبه‌بندی شده است. مشاهده می‌شود که بهترین طراحی‌ها از نوع متصل به شبکه هستند. سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی متشکل از ۶/۷ مگاوات فتوولتائیک، ۴/۲ مگاوات اینورتر با پتانسیل خریداری ۸۰٪ بیشینه بار برق از شبکه، طراحی منتخب است. این ریزشبکه ۲۳/۵٪ هزینه خالص فعلی بیشتر و ۴۸/۸٪ انتشار معادل کربن‌دی‌اکسید بیشتر به ترتیب نسبت به طراحی‌های تک‌هدفه اقتصادی و زیست‌محیطی دارد.

جدول ۱۰. مشخصات ۵ طراحی دارای بیشتر نمره به‌دست‌آمده از روش تصمیم‌گیری چندشاخصه TOPSIS

عملکرد فنی-اقتصادی-زیست‌محیطی			سایز واحدهای سیستم انرژی هیبریدی نهایی								رتبه
LCE (kton)	LPSP (%)	NPC (M$)	INV (kW)	BATT (kWh)	Htank (kg)	ELEC (kW)	FC (kW)	Grid (%)	WT (kW)	PV (kW)	
292.5	0	21.3	4190.7					80		6666.7	1
304.3	0	21.3	4190.7					100		6666.7	2
304.4	0	21.2	2095.3			250	250	100		3333.3	3
305.0	0	21.3	1885.8		250	250	250	100		3333.3	4
302.9		21.5	1838.8		250	250	250	100		3751.7	5

۶-۴. ارزیابی سیستم منتخب

در این قسمت، به ارزیابی و تحلیل دقیق فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی طراحی منتخب پرداخته می‌شود. در جدول ۱۱ تولید انرژی الکتریسیته (E)، حرارتی (H) و سایر خصوصیات فنی سیستم انرژی هیبریدی منتخب نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که پنل‌های فتوولتائیک بیشترین سهم را در تأمین انرژی داشته و

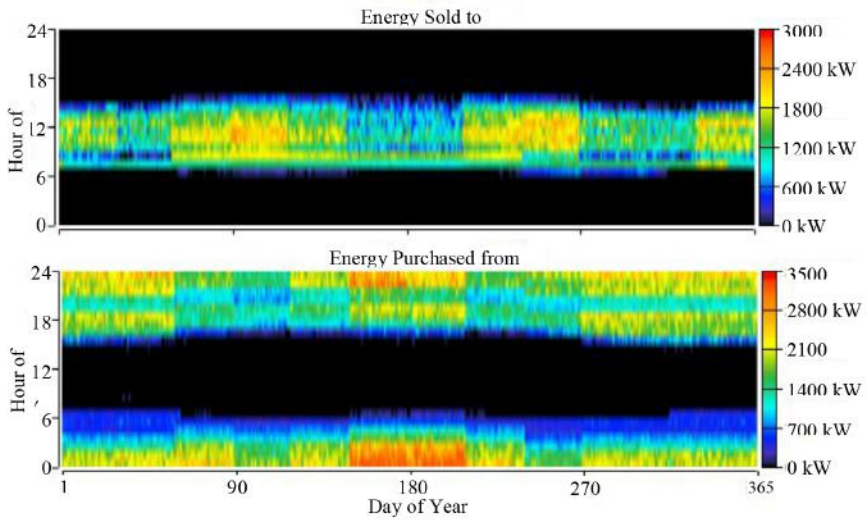
جدول۱۱. مشخصات فنی سیستم انرژی تجدیدپذیر هیبریدی منتخب نهایی

Excess electricity (MWh/yr)	f_{ren} (%)	H_{Boiler} (MWh/yr)	Grid sell (MWh/yr)	Grid purchase (MWh/yr)	E_{PV} (MWh/yr)
23.0 (0.1%)*	18.3	36294.5 (100%)**	4050.4 (22.3%)**	8169.0 (42.3)*	11125.3 (57.7)*

* نسبت به کل انرژی تولیدشده

** نسبت به کل بار تأمین شده

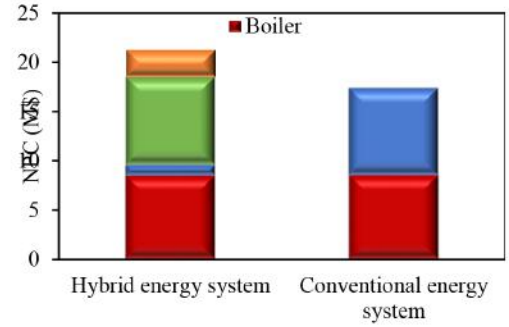
اگرچه سیستم فاقد باتری بوده، به دلیل فروش برق به شبکه، انرژی اضافی بسیار ناچیز است؛ مشخص است که این اتلاف انرژی به دلیل محدودیت ظرفیت اینورتر است. در شکل ۳، میزان انرژی خریداری شده و فروخته شده نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که در روز (بین ساعات ۶-۱۵) برق فتوولتائیک فروخته شده به شبکه بیشینه بوده و در بقیه ساعات انرژی از شبکه سراسری خریداری می‌شود.



شکل ۳. میزان توان فروخته شده (بالا) به و خریداری شده (پایین) از شبکه در ساعات سال

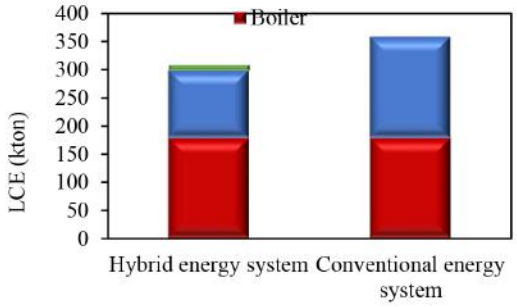
هزینه خالص فعلی اجزای سیستم هیبریدی بهینه منتخب و سیستم تأمین انرژی مرسوم بر پایه برق شبکه و بویلرگازی در شکل ۴ خلاصه شده است. قابل ذکر است که هزینه اجزا شامل مجموع هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه، جایگزینی، عملکرد و نگهداری و سوخت منهای ارزش اسقاط است. برای سیستم منتخب متصل به شبکه، فتوولتائیک با ۴۱/۶٪ بیشترین سهم را در هزینه خالص

فعلی پروژه داشته و پس از آن بویلر (۴۰/۴٪)، اینورتر (۱۳/۱٪) و برق شبکه (۴/۹٪) قرار دارند. از مقایسه با سیستم انرژی مرسوم، مشاهده می‌شود که اتصال سیستم به شبکه می‌تواند هزینه خالص شبکه برق را به دلیل سود ناشی از فروش برق اضافی فتوولتائیک به‌طور قابل توجهی نسبت به سیستمی که فقط برق از شبکه خریداری می‌کند، کاهش دهد.



شکل ۴. سهم واحدهای مختلف در هزینه خالص فعلی سیستم انرژی مرسوم (سمت راست) و سیستم انرژی هیبریدی بهینه منتخب (سمت چپ)

در شکل ۵، سیستم‌های هیبریدی بهینه منتخب و مرسوم از نظر زیست‌محیطی مقایسه شده‌اند. بر این اساس، به‌کارگیری سیستم انرژی هیبریدی بهینه برای تأمین انرژی مجتمع مورد بررسی منجر به کاهش انتشار ۴۹/۵ کیلوتن معادل کربن دی‌اکسید (۱۳/۸٪) آلاینده زیست‌محیطی در طول ۲۰ سال عملکرد سیستم انرژی می‌شود. قابل ذکر است که سهم بویلر، برق و فتوولتائیک در انتشار گازهای گلخانه‌ای سیستم انرژی هیبریدی منتخب به ترتیب ۵۷/۶، ۳۹/۱ و ۳/۲ درصد است.



شکل ۵. سهم واحدهای انرژی در انتشار چرخه عمر برای سیستم‌های انرژی هیبریدی بهینه و مرسوم

۷. نتیجه‌گیری

هدف اصلی این پژوهش، بهینه‌سازی چندهدفه یک سیستم انرژی هیبریدی پیچیده شامل مجموعه‌ای از فناوری‌های تجدیدپذیر و غیرتجدیدپذیر برای تأمین نیازهای انرژی الکتریکی و حرارتی یک مجموعه مصرف‌کننده بزرگ انرژی در دو حالت مستقل از شبکه و متصل به شبکه بود. بهینه‌سازی چندهدفه با استفاده از سه تابع هدف احتمال عدم تأمین برق، هزینه خالص فعلی و انتشار معادل کربن دی‌اکسید در چرخه عمر انجام شد که به ترتیب بیانگر شاخص‌های مهم فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی یک سیستم انرژی هیبریدی هستند. واحدهای انرژی سیستم هیبریدی شامل فتوولتائیک، توربین بادی، پیل سوختی، الکترولایزر، منبع هیدروژن، باتری، اینورتر، بویلر و برق شبکه بود. برای تحقق اهداف پژوهش، پیکربندی‌های مختلف اجزای مذکور در نرم‌افزار HOMER مدل‌سازی و شبیه‌سازی شده و با توسعه برنامه الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه در نرم‌افزار MATLAB، مجموعه پاسخ‌های بهینه چندهدفه از میان سیستم‌های انرژی شبیه‌سازی شده مشخص شد. پس از یافتن سطح پارتو، طراحی نهایی از میان جواب‌های نامغلوب به کمک یک روش تصمیم‌گیری چندمعیاره (TOPSIS) انتخاب شد. در نهایت، شاخص‌های فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی طراحی نهایی ارزیابی و با سیستم انرژی مرسوم مقایسه شد. در ادامه خلاصه نتایج مهم پژوهش گزارش شده است. همچنین، با توجه به اهمیت بررسی بیشتر سیستم‌های انرژی تجدیدپذیر هیبریدی، در پایان موضوعاتی برای مطالعه بیشتر این سیستم‌ها پیشنهاد شده است.

۷-۱. یافته‌ها

جمع‌بندی نتایج پژوهش انجام شده به شرح زیر است:

- حدود ۸۵ درصد طراحی‌های بهینه چندهدفه متصل به شبکه بودند.
- پیکربندی غالب در سطح پارتو فتوولتائیک/پیل سوختی/الکترولایزر/مخزن هیدروژن/باتری/اینورتر/۲۰٪ (بیشینه بار) برق قابل خریداری از شبکه و بویلر بود (شامل ۱۶/۹٪ اعضای مجموعه پارتو).
- به ترتیب بیشینه تکرار، اینورتر در ۹۹/۴، فتوولتائیک ۹۹/۳، باتری ۶۹/۴، پیل سوختی و الکترولایزر ۶۶/۷، مخزن هیدروژن ۶۱/۴، ۲۰٪ برق ۳۴/۳، توربین بادی ۲۹/۰، ۴۰٪ برق ۲۸/۱، ۶۰٪ برق ۹/۷، ۱۰۰٪ برق ۸/۰ و ۸۰٪ برق ۴/۴ درصد پیکربندی‌های مجموعه پارتو وجود داشتند.
- میانگین ظرفیت فتوولتائیک، توربین بادی، بیشینه برق قابل خریداری، پیل سوختی، الکترولایزر، مخزن هیدروژن، باتری و اینورتر در سطح پارتو به ترتیب ۵۹۶۱/۲ کیلووات، ۲۰۹/۳ کیلووات، ۱۴۸۶/۹ کیلووات (۳۵/۵٪)، ۲۸۵/۰ کیلووات، ۴۲۴/۳ کیلووات، ۲۵۹/۶ کیلوگرم، ۱۱۱۷۱/۹ کیلووات‌ساعت و ۱۷۸۶/۸ کیلووات بود.
- محدوده (متوسط) هزینه خالص فعلی، احتمال عدم تأمین برق و انتشار چرخه عمر پاسخ‌های بهینه چندهدفه در طراحی‌های بهینه چندهدفه به ترتیب ۱۷/۲-۴۳/۸ (۲۷/۵) میلیون دلار، ۱۰-۰ (۴/۴) درصد و ۱۹۶/۶-۳۵۸/۶ (۲۷۲/۲) کیلوتن بود.
- وزن‌های کلی شاخص‌های هزینه خالص فعلی، احتمال عدم تأمین برق و انتشار کربن‌دی‌اکسید برای ماتریس تصمیم شامل پاسخ‌های نامغلوب به ترتیب ۰/۳۶۴، ۰/۳۷۷ و ۰/۲۵۹ با استفاده از روش انتروپی محاسبه شد.
- طراحی نهایی منتخب شامل ۶۶۶۶/۷ کیلووات فتوولتائیک، ۸۰٪ برق شبکه و ۴۱۹۰/۷ کیلووات اینورتر بوده و هزینه خالص فعلی، احتمال عدم تأمین برق و چرخه عمر آن به ترتیب ۲۱/۳ میلیون دلار، ۰ درصد و ۲۹۲/۵ کیلوتن بود.
- در طراحی منتخب، فتوولتائیک و برق شبکه به ترتیب ۵۷/۷ و ۴۲/۳٪ انرژی الکتریکی مورد نیاز مجتمع را تأمین کرده و کل بار حرارتی به‌وسیله بویلر گازی تأمین می‌شود. همچنین، در این طراحی به میزان ۲۲/۳٪ کل بار تأمین شده، برق به شبکه فروخته شده و نسبت تجدیدپذیر و توان اضافی به ترتیب ۱۸/۳ و ۰/۱ درصد بود.
- در طراحی منتخب، سهم خالص فتوولتائیک، بویلر، اینورتر و برق شبکه در هزینه خالص فعلی سیستم انرژی هیبریدی به ترتیب ۴۱/۶، ۴۰/۴، ۱۳/۱ و ۴/۹ درصد بود.
- طراحی منتخب ۱۳/۸٪ انتشار چرخه عمر کمتری نسبت به سیستم انرژی مرسوم دارد.

۲-۷. پیشنهادها

اگرچه این مقاله بر اساس اهداف تعیین شده به خوبی نشان داد که انتخاب ظرفیت اجزای سیستم‌های انرژی هیبریدی بر اساس بهینه‌سازی چندهدفه، می‌تواند مزایای فنی-اقتصادی و زیست‌محیطی به همراه داشته باشد، محدودیت‌هایی نیز در انجام آن وجود داشت. برای نمونه، اعتبارسنجی نتایج شبیه‌سازی انجام نشده و باتوجه‌به امکانات محدود نرم‌افزار، بهینه‌سازی ظرفیت بویلر میسر نشد. به‌علاوه این موارد، موضوع‌های زیر برای تحقیق بیشتر بر روی سیستم‌های انرژی هیبریدی پیشنهاد می‌شود:

- بررسی اثر سایر واحدهای انرژی حرارتی نظیر پمپ حرارتی و منبع ذخیره حرارت در بهینه‌سازی چندهدفه سیستم انرژی هیبریدی
- ارزیابی اثر تحلیل حساسیت بر سطح پارتو و طراحی منتخب منتج شده از تصمیم‌گیری چندمعیاره
- معرفی توابع هدف جدید نظیر اگزرژی و مصرف انرژی‌های اولیه در بهینه‌سازی چندهدفه و مقایسه نتایج
- بررسی کاربرد سایر روش‌های تصمیم‌گیری چندمعیاره و وزن‌دهی در انتخاب طراحی نهایی
- بهینه‌سازی چندهدفه برای سایر الگوهای مصرف برای تولید آب گرم، حرارت، سرمایش و برق
- تحقیق در مورد سیستم‌های مدیریت انرژی مدرن و اثر آن‌ها بر نتایج بهینه‌سازی چندهدفه

فهرست منابع

[1] *International Energy Agency.* https://www.iea.org/data-and-statistics
[2] Faisal, F., Khan, M. N., Pervaiz, R., Muhamad, P. M., & Rashdan, M. O. J. (2021). *Exploring the role of fossil fuels, hydroelectricity consumption, and financial sector in ensuring sustainable economic development in the emerging economy.* Environmental Science and Pollution Research, 28, 5953-5965.
[3] Johnsson, F., Kjärstad, J., & Rootzén, J. (2019). *The threat to climate change mitigation posed by the abundance of fossil fuels.* Climate Policy, 19(2), 258-274.
[4] Shoaib, M., Siddiqui, I., Rehman, S., Khan, S., & Alhems, L. M. (2019). *Assessment of wind energy potential using wind energy conversion system.* Journal of cleaner production, 216, 346-360.
[5] Gyanwali, K., Komiyama, R., & Fujii, Y. (2020). *Representing hydropower in the dynamic power sector model and assessing clean energy deployment in the power generation mix of Nepal.* Energy, 202, 117795.
[6] Nowotny, J., Dodson, J., Fiechter, S., Gür, T. M., Kennedy, B., Macyk, W., Bak, T., Sigmund, W., Yamawaki, M., & Rahman, K. A. (2018). *Towards global sustainability: Education on environmentally clean energy technologies.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 81, 2541-2551.
[7] Energy, B. P. S. R. o. W. https://www.bp.com/en/global/corporate/energy-economics/statistical-review-of-world-energy.html
[8] *Renewable Energy and Energy Efficiency Organization (SATBA).* http://www.satba.gov.ir
[9] Najafi, G., Ghobadian, B., Mamat, R., Yusaf, T., & Azmi, W. (2015). *Solar energy in Iran: Current state and outlook.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 49, 931-942.
[10] Rinaldi, F., Moghaddampoor, F., Najafi, B., & Marchesi, R. (2021). *Economic feasibility analysis and optimization of hybrid renewable energy systems for rural electrification in Peru.* Clean technologies and environmental policy, 23, 731-748.
[11] Bakić, V., Pezo, M., Stevanović, Ž., Živković, M., & Grubor, B. (2012). *Dynamical simulation of PV/Wind hybrid energy conversion system.* Energy, 45(1), 324-328.
[12] Sawle, Y., Gupta, S., & Kumar Bohre, A. (2016). *PV-wind hybrid system: A review with case study.* Cogent Engineering, 3(1), 1189305.
[13] Vick, B. D., & Neal, B. A. (2012). *Analysis of off-grid hybrid wind turbine/solar PV water pumping systems.* Solar Energy, 86(5), 1197-1207.
[14] Baneshi, M., & Hadianfard, F. (2016). *Techno-economic feasibility of hybrid diesel/PV/wind/battery electricity generation systems for non-residential large electricity consumers under southern Iran climate conditions.* Energy Conversion and Management, 127, 233-244.
[15] Barakat, S., Ibrahim, H., & Elbaset, A. A. (2020). *Multi-objective optimization of grid-connected PV-wind hybrid system considering reliability, cost, and environmental aspects.* Sustainable Cities and Society, 60, 102178.
[16] Lau, K. Y., Yousof, M., Arshad, S., Anwari, M., & Yatim, A. (2010). *Performance analysis of hybrid photovoltaic/diesel energy system under Malaysian conditions.* Energy, 35(8), 3245-3255.
[17] Fazelpour, F., Soltani, N., & Rosen ,M. A. (2014). *Feasibility of satisfying electrical energy needs with hybrid systems for a medium-size hotel on Kish Island, Iran.* Energy, 73, 856-865.
[18] Rodríguez, L. R., Lissén, J. M. S., Ramos, J. S., Jara, E. Á. R., & Domínguez, S. Á. (2016). *Analysis of the economic feasibility and reduction of a building's energy consumption and emissions when integrating hybrid solar thermal/PV/micro-CHP systems.* Applied Energy, 165, 828-838.
[19] Kasaeian, A., Rahdan, P., Rad, M. A. V., & Yan, W.-M. (2019). *Optimal design and technical analysis of a grid-connected hybrid photovoltaic/diesel/biogas under different economic conditions: A case study.* Energy Conversion and Management, 198, 111810.
[20] Misra, A., & Sharma, M. (2021). Development of Hybrid Energy System for a Rural Area. Proceedings of Second International Conference on Smart Energy and Communication: ICSEC 2020.
[21] Lian, J., Zhang, Y., Ma, C., Yang, Y., & Chaima, E. (2019). *A review on recent sizing methodologies of hybrid renewable energy systems.* Energy Conversion and Management, 199, 112027.
[22] Basrawi, F., Yamada, T., & Obara, S. y. (2014). *Economic and environmental based operation strategies of a hybrid photovoltaic–microgas turbine trigeneration system.* Applied Energy, 121, 174-183.
[23] Mehr, A., Lanzini, A., Santarelli, M., & Rosen, M. A. (2021). *Polygeneration systems based on high temperature fuel cell (MCFC and SOFC) technology: System design, fuel types, modeling and analysis approaches.* Energy, 228, 120613.
[24] Nesamalar ,J. J. D., Suruthi, S., Raja, S. C., & Tamilarasu, K. (2021). *Techno-economic analysis of both on-grid and off-grid hybrid energy system with sensitivity analysis for an educational institution.* Energy Conversion and Management, 239, 114188.
[25] Mayer, M .J., Szilágyi, A., & Gróf, G. (2020). *Environmental and economic multi-objective optimization of a household level hybrid renewable energy system by genetic algorithm.* Applied Energy, 269, 115058.
[26] Di Somma, M., Yan, B., Bianco, N., Graditi, G., Luh ,P., Mongibello, L., & Naso, V. (2017). *Multi-objective design optimization of distributed energy systems through cost and exergy assessments.* Applied Energy, 204, 1299-1316.
[27] *HOMER Pro User Manual.* https://www.homerenergy.com/products/pro/docs/latest/index.html
[28] Pahlavan, S., Jahangiri, M., Alidadi Shamsabadi, A., & Rahimi Ariae, A. (2019). *Assessment of PV-based CHP system: The effect of heat recovery factor and fuel type.* Journal of Energy Management and Technology, 3(1), 40-47.
[29] Ansari Nezhad, E., & Najafi, M. (2020). *Optimal and Intelligent Designing of Stand-alone Hybrid Photovoltaic/Wind/Fuel Cell System Considering Cost and Deficit Load Demand Probability, Case Study for Iran (Bushehr City).* Signal Processing and Renewable Energy, 4(2), 87-106.
[30] Das, B. K., Hassan, R., Tushar, M. S. H., Zaman, F., Hasan, M., & Das, P. (2021). *Techno-economic and environmental assessment of a hybrid renewable energy system using multi-objective genetic algorithm: A case study for remote Island in Bangladesh.* Energy Conversion and Management, 230, 113823.
[31] Charabi, Y., & Abdul-Wahab, S. (2020). *Wind turbine performance analysis for energy cost minimization.* Renewables: Wind, Water, and Solar, 7(1), 1-11.
[32] Abid, H., Thakur, J., Khatiwada, D., & Bauner, D. (2021). *Energy storage integration with solar PV for increased electricity access: A case study of Burkina Faso.* Energy, 230, 120656.
[33] Jing, R., Wang, M., Brandon, N., & Zhao, Y. (2017). *Multi-criteria evaluation of solid oxide fuel cell based combined cooling heating and power (SOFC-CCHP) applications for public buildings in China.* Energy, 141, 273-289.
[34] Aziz, A. S., Tajuddin, M. F. N., Adzman, M. R., Ramli, M. A., & Mekhilef, S. (2019). *Energy management and optimization of a PV/diesel/battery hybrid energy system using a combined dispatch strategy.* Sustainability, 11(3), 683.
[35] Almutairi, K., Hosseini Dehshiri, S. S., Hosseini Dehshiri, S. J., Mostafaeipour, A., Issakhov, A., & Techato, K. (2021). *Use of a Hybrid Wind–Solar–Diesel–Battery Energy System to Power Buildings in Remote Areas: A Case Study.* Sustainability, 13(16), 8764.
[36] Taghavifar, H., & Zomorodian, Z. S. (2021). *Techno-economic viability of on grid micro-hybrid PV/wind/Gen system for an educational building in Iran.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 143, 110877.
[37] Mubaarak, S., Zhang, D., Chen, Y., Liu, J., Wang, L., Yuan, R., Wu, J., Zhang, Y., & Li, M. (2020). *Techno-economic analysis of grid-connected pv and fuel cell hybrid system using different pv tracking techniques.* Applied Sciences, 10(23), 8515.
[38] Rezk, H., Alghassab, M., & Ziedan, H. A. (2020). *An optimal sizing of stand-alone hybrid PV-fuel cell-battery to desalinate seawater at saudi NEOM city.* Processes, 8(4), 382.
[39] Katsigiannis, Y. A., Georgilakis, P., & Karapidakis, E. (2010). *Multiobjective genetic algorithm solution to the optimum economic and environmental performance problem of small autonomous hybrid power systems with renewables.* IET Renewable Power Generation, 4(5), 404-419.
[40] *Stats & Information Network. Ministry of Energy of Iran.* https://isn.moe.gov.ir/?lang=en-us
[41] Neto, J. X. V., Junior, E. J. G., Moreno, S. R., Ayala, H. V. H., Mariani, V. C., & dos Santos Coelho, L. (2018). *Wind turbine blade geometry design based on multi-objective optimization using metaheuristics.* Energy, 162, 645-658.
[42] Ishibuchi, H., Masuda, H., & Nojima, Y. (2014). Selecting a small number of non-dominated solutions to be presented to the decision maker. 2014 IEEE International Conference on Systems, Man, and Cybernetics (SMC).
[43] Xu, C., Ke, Y., Li, Y., Chu, H., & Wu, Y. (2020). *Data-driven configuration optimization of an off-grid wind/PV/hydrogen system based on modified NSGA-II and CRITIC-TOPSIS.* Energy Conversion and Management, 215, 112892.
[44] Elkadeem, M., Younes, A., Sharshir, S. W., Campana, P. E., & Wang, S. (2021). *Sustainable siting and design optimization of hybrid renewable energy system: A geospatial multi-criteria analysis.* Applied Energy, 295, 117071.
[45] Wang, Y., Wang, X., Yu, H., Huang, Y., Dong, H., Qi, C., & Baptiste, N. (2019). *Optimal design of integrated energy system considering economics, autonomy and carbon emissions.* Journal of cleaner production, 225, 563-578.
[46] Kumar, C., Rana, K. B., & Tripathi, B. (2020). *Performance evaluation of diesel–additives ternary fuel blends: An experimental investigation, numerical simulation using hybrid Entropy–TOPSIS method and economic analysis.* Thermal Science and Engineering Progress, 20, 100675.
[47] Özcan, E. C., Ünlüsoy, S., & Eren, T. (2017). *A combined goal programming–AHP approach supported with TOPSIS for maintenance strategy selection in hydroelectric power plants.* Renewable and Sustainable Energy Reviews, 78, 1410-1423.
[48] Shannon, C. E. (1948). *A mathematical theory of communication.* The Bell system technical journal, 27(3), 379-423.
[49] Zeleny, M. (2012). *Multiple criteria decision making Kyoto 1975* (Vol. 123). Springer Science & Business Media.

پیش بینی و مدل سازی رفتار نفوذ و پیمایش قطره مایع داخل محیط متخلخل با استفاده از روش جریان دوفازی حجم سیال

دانشگاه فنی و حرفه ای - دانشکده فنی منتظری مشهد

آرش نوربخش سعدآباد۱ ، فاطمه افسونی۲، سیدامیررضا عبداللهی۳* مهدی نامی خلیله ده٤ سیدفرامرزرنجبره۵

۱- دانشجو دکتری تخصصی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.
۲- دانشجو کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.
۳- دانشجو کارشناسی ارشد مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.
٤- دانشجو دکتری تخصصی مکانیک، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران.
۵- استاد، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز، تبریز، ایران

چکیده

در این مقاله پدیده نفوذ قطره مایع داخل محیط متخلخل به کمک روش حجم سیال دوفازی مطالعه شده است. با توجه به اهمیت جریان‌های دو و چند فازی و دستیابی به کم ترین خطا در شبیه سازی این پدیده، در این پژوهش مدلی برای شبیه سازی جریان دو فازی نفوذ قطره در محیط متخلخل پیشنهاد شده است، با توجه به اینکه مهم ترین نکته در شبیه سازی جریان دوفازی نفوذ قطره در محیط متخلخل انطباق با نتایج تجربی است تمرکز این پژوهش بر ارائه مدلی با خطای کم‌تر نسبت به دیگر روش‌های ارائه شده درگذشته است که دستیابی به خطای کم‌تر نسبت به نتایج تجربی مهم‌ترین نوآوری این پژوهش محسوب می‌شود. شبیه سازی ها در این پژوهش با روش حجم سیال انجام شده است. تاثیر تغییر متغیرهای کشش سطحی، ویسکوزیته، زاویه تماس، ویسکوزیته و نفوذپذیری و سطح گسترش قطره در محیط متخلخل بررسی شده‌اند. زمانی که زاویه تماس قطره ۶۰ و ۲۰ درجه است تغییرات سطح گسترش تقریبا یکسان می‌باشد. سرعت پخش و نفوذ قطره آب بدون حضور نیروی گرانش با کشش سطحی ۰/۰۲ کمتر از دو کشش سطحی دیگر ۰/۰۰۱ و ۰/۰۰۷۲ است در حالی با حضور نیروی گرانش قطره آب با کشش سطحی ۰/۰۰۱ پخش و نفوذ بیشتری نسبت به دو حالت دیگر دارد. نتایج نشان داد که روش حجم سیال مورد استفاده در این پژوهش نسبت به روش بولتزمن شبکه‌ای بر پایه روش چان و شن با فیزیک مسئله مشابه در مقایسه با نتایج تجربی ۹ درصد دقت مناسب‌تری داشته است.

واژه‌های کلیدی: جریان دوفازی، حجم سیال، نفوذ قطره، محیط متخلخل، پیمایش قطره



۱- مقدمه

طبیعت پیچیده جریان‌های دوفازی یا چندفازی ناشی از سطوح مشترک متعدد در حال حرکت و تغییر شکل پذیر و همچنین میدان‌های جریان پیچیده نزدیک سطح مشترک می‌باشند. لازم به ذکر است که جریان های تک فاز براساس ساختار جریان به جریان‌های آرام، گذرا و آشفته دسته بندی می‌شوند. در حالیکه جریان های دوفازی برمبنای ساختار سطح مشترک به چندین گروه اصلی تقسیم می‌شود که هر یک از آنها رژیم جریان یا الگوی جریان نامیده می‌شود. شد دینامیک جریان دوفازی از پدیده‌های بسیار پیچیده است، زیرا علاوه بر مشکلات جریان تک فاز، مشکلاتی در مکان‌های مرزی سطح مشترک، مومنتوم درون فاز، انتقال حرارت، جرم و واکنش‌های درون فازی دارد[1].

با افزایش دبی فاز گازی حباب ها به هم می‌چسبند. در جریان اسلاگ، قطر حباب‌های بخار یا گاز با قطر لوله تقریبا برابر می‌شود. دماغه حباب‌ها شکل کروی دارد و گاز داخل حباب ها از دیواره لوله توسط یک فیلم نازک مایع که به سمت پایین حرکت می‌کند جدا می‌شود، همچنین در پشت حباب‌های اصلی ممکن است حباب‌های گازی کوچکتر دیده شود. جریان چرن از شکستن حباب‌های بزرگ که در جریان اسلاگ تشکیل شده بودند به وجود می آید[2]. گاز یا بخار به صورت بی نظم در داخل مایع و دور از دیواره لوله حرکت می‌کند. ماهیت جریان نیز متغیر با زمان است. به این جریان، جریان نیمه حلقوی یا حلقوی اسلاگ نیز اطلاق می‌شود. جریان حلقوی از فیلم مایع بر روی دیواره لوله و هسته بخار یا گاز تشکیل می‌شود. بر روی سطح فیلم، امواج با دامنه بزرگ تشکیل می‌شوند که از شکستن این امواج مقادیر قابل توجهی قطره مایع وارد هسته بخار یا گاز می‌شوند. به همین دلیل، نقطه تمایز این جریان از جریان حلقوی باریک در این می‌باشد که قطرات جدا از هم هستند و به صورت توده ای حرکت نمی‌کنند[3].

مدل حجم سیال مدلی است که برای دو یا چند سیال مخلوط نشدنی استفاده می‌شود که سطح مشترک بین دو فاز حائز اهمیت است. در این مدل، یک سری معادله مومنتوم برای سیال ها در نظر گرفته می‌شود و کسر حجمی برای هر سیال در هر سلول دامنه مساله حل می‌شود. مدل حجم سیال برای مدل کردن جریان لایه لایه، جریان‌های سطح آزاد، پر شدن یک مخزن، تکان خوردن سطح مایع در اثر اغتشاش، حرکت حباب‌های بزرگ در یک جریان مایع و ردیابی گذرا یا پایای سطح مشترک گاز- مایع استفاده می‌شود[4].

تقیلو و رحیمیان [۵] به بررسی جریان دوفازی با نسبت چگالی و لزجت یک در داخل محیط متخلخل به روش شان و چن پرداختند. اما با تغییر میدان متخلخل و زاویه تماس تأثیر پارامترهای مربوط به محیط متخلخل از قبیل عدد دارسی و زاویه تماس را مطالعه نمودند. رقابت میان نیروی مخالف در برابر حرکت قطره و اثر مویینگی در اثر حضور ذرات محیط متخلخل به کمک عدد دارسی توصیف شد. همچنین تاثیر زاویه تماس میان فازهای مایع-گاز و سطح جامد بر میزان نفوذ قطره در داخل محیط متخلخل ارزیابی گردید. به علت محدودیت ذاتی روش مورد بررسی آنها و ضعف آن در کنترل مستقل کشش سطحی، تأثیر پارامترهایی نظیر عدد رینولدز، وبر و فرود ارزیابی نشده بود که در پژوهش حاضر سعی در بررسی آنها شده است. آل‌آمین و همکاران [6] به بررسی رفتار انتقال نانوذرات را با استفاده از تکنیک‌های یادگیری ماشین، از جمله رگرسیون تقویت‌کننده گرادیان، درخت‌های تصمیم‌گیری، جنگل‌های تصادفی و شبکه‌های عصبی مصنوعی پرداختن. آنها روش‌های مختلفی را برای پردازش داده‌ها برای پیش بینی رفتار سیال در محیط متخلخل بررسی کردند. برای ارزیابی مدل ها از میانگین خطای مطلق و ریشه میانگین مربعات خطا استفاده شد. هلست و گریو [7] به بررسی نفوذ قطرات و فیلم آب بر روی محیط متخلخل پرداختند. با بررسی روش های مختلف یک پوشش آبگریز برای استفاده روی سطوح متخلخل پیشنهاد دادند.. مشاهدات میکروسکوپ الکترونی روبشی نشان داد که فرآیند پوشش دهی روی محیط متخلخل منجر به تشکیل حوزه‌های نانوذرات TiO2 آبدوست و تکه‌های اسید استئاریک آبگریز می‌شود که امکان مرطوب شدن ناهمگن را فراهم می‌کند. چپی و همکاران [8] به یافتن دینامیک انتشار و جذب قطره با استفاده از مبانی و در عین حال تقریب‌های مربوطه برای محاسبه دینامیک شعاعی و عمودی پرداختند. آنها رفتار نفوذ قطره در محیط متخلخل را شبیه سازی کردند و با بررسی روش‌های مختلف مدل پیشنهاد کردند که زمان محاسبات داشت. نتایج با داده‌های تجربی منتشر شده برای حالت مرطوب‌سازی کامل مقایسه شد و مشخص شد که همخوانی خوبی با داده‌های تجربی منتشر شده برای دینامیک قطرات و دینامیک نفوذ در بستر متخلخل وجود دارد.

صالح آبادی و همکاران[9]، پدیده نفوذ فیلم مایع و همچنین قطره داخل محیط متخلخل لایه‌ای به کمک مدل شان و چن دو فازی و روش شبکه بولتزمن را بررسی کردند. الگوی نفوذ سیال داخل محیط متخلخل، هم بصورت فیلم مایع و هم به شکل قطره مورد بررسی قرار گرفت و دو رژیم نفوذ ویسکوز فینگرینگ و کاپیلاری فینگرینگ مشاهده و بررسی شد. تاثیر نسبت تخلخل و ویژگی آبدوست یا آبگریز بودن سطح بر روی آهنگ نفوذ نیز بررسی گردید. نتایج نشان داد که درکل افزایش میزان تخلخل و آبگریز نمودن سطوح موجب افزایش آهنگ پخش شده است. با توجه به لایه‌ای بودن محیط متخلخل، اثر استفاده از لایه‌ها با نسبت تخلخل‌های مختلف و دارای یک نسبت تخلخل معین در مجموع لایه‌ها، برروی بهبود آهنگ نفوذ سیال در محیط متخلخل مورد بحث قرار گرفت. همچنین به چگونگی تغییر الگوی نفوذ از رژیم ویسکوز فینگرینگ و نزدیک شدن به رژیم کاپیلاری فینگرینگ به کمک آبدوست نمودن سطوح پرداخته شد.

اوزاکی و اویاقی [10] روش شبکه بولتزمن را برای مطالعه تراوایی یک آرایش مربعی و یک آرایش تصادفی از کره ها به همراه عبارت‌های مختلف برخورد مورد استفاده قرار دادند. مطالعات آن ها به صورت تک فاز صورت گرفت. در حالت دو فاز به بررسی عددی یک سیال دو فازی درون محیط متخلخل در حالت سه بعدی پرداختند. مطالعه آنها به بررسی تحت نیروی ویسکوز بالا و پایین و حالاتی با درصد اشباع مختلف معطوف بود. آن ها نتایج خود را در قالب دیاگرام هایی جهت طبقه بندی رفتار جریان دو فاز درون محیط متخلخل ارائه کردند. بررسی جریان تک فاز و دو فاز از میان بستر یک محیط متخلخل متشکل از ماسه سنگ به صورت سه بعدی پرداخته و حساسیت محاسبه تراوایی نسبت به سایز نمونه، تفکیک شبکه حل و انتخاب پارامترهای مدل را به صورت تجربی مورد مطالعه قرار دادند. درکار بایهات و پار [11] یک جریان چند گوه ای در حالت سه بعدی در بستر متشکل از ماسه سنگ مدل شان و چن بررسی شد. در این مطالعه جایگزینی یک سیال با سیال دیگر به خوبی مدل شد و تراوایی نسبی برای فازهای تر شده مختلف محاسبه شد که با مقادیر تجربی به خوبی مطابقت داشت. یک جریان چندفازی درون محیط متخلخل با ویسکوزیته و نسبت چگالی متغیر براساس مدل پیشنهادی گانستنسن پرداختند. آن ها محدودیت ها و مشکلات روش شبکه بولتزمن در مسائل واقعی را مورد بررسی قرار دادند.

در تحقیقات انجام گرفته در گذشته پیش بینی رفتار جریان دوفازی نفوذ قطره در محیط متخلخل در بیشتر موارد از روش‌های بولتزمن شبکه‌ای بر پایه روش شان و چن استفاده شده بود و بررسی روش حجم سیال و دقت این روش برای پیش‌بینی جریان دوفازی کم تر مورد مطالعه قرار گرفته بوده است که در این پژوهش مطالعه می‌شود. افزایش دقت پیش بینی رفتار نفوذ قطره نسبت به دیگر روش‌های عددی ارائه شده در گذشته نوآوری این پژوهش است. از ویژگی‌های تحقیق حاضر، این بوده که با بررسی چندین متغیر و تاثیر آن‌ها روی رفتار قطره روی محیط متخلخل امکان پیش بینی رفتار قطره بوجود می‌آید که نتایج ارائه شده در این پژوهش قابل استفاده در طراحی بهینه تر مواردی با فیزیک مشابه در صنایعی چون چاپ‌گرهای جوهر افشان، جریان‌های الکتروواسمز و مبادله‌کننده‌های گرمایی و جداکننده‌ها در صنایع نفتی خواهد شد، که پیش بینی دقیق رفتار قطره، موجب پیش‌بینی مسیر نفوذ قطره مایع و عبور آن از مسیر مشخص، داخل محیط متخلخل می‌شود.

۲- مبانی و روش‌ها

۲-۱- مدل‌سازی عددی

در این مقاله جریان دو فازی هوا و آب به صورت غیر قابل تراکم و مخلوط نشدنی مدل سازی شده است. ازجمله مشکلات موجود در جریان دو فازی، وجود سطح مشترک بین چندفاز است که این سطح مشترک سبب ناپیوستگی در کمیت‌های موجود در مرز مشترک می‌شود و همچنین این ناپیوستگی ها مدلسازی و اعمال شرایط مرزی در این مرزها را سخت و پیچیده می‌کند. در مقاله حاضر سطح مشترک دو فاز به روش حجم سیال شبیه سازی شده به این دلیل که این روش بقای جرم را نسبت به سایر روش‌ها بهتر حفظ می‌کند و نسبت به دیگر روش ها سادگی بیشتری دارد و در انجام محاسبات صرفه جویی می‌شود. در این مقاله برای شبیه‌سازی نفوذ یک قطره دو بعدی درون محیط متخلخل منظم از روش حجم سیال و از نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت ۲۰۲۱ و گمبیت و در مواردی از کد نویسی در نرم افزار تجاری متلب ۲۰۱۷بی برای انجام محاسبات شده است.

معادله بقاء جرم یا معادله پیوستگی به صورت زیر می باشد[12]:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla . v = 0 \qquad (۱)$$

ρ و $\vec{v}$ به ترتیب چگالی و بردار سرعت جریان می باشند. با فرض تراکم ناپذیر بودن فازها، بخش تغییر چگالی از رابطه بالا حذف می‌شود. معادله حاکم بر رفتار جریان های چندفازی، لزج، تراکم ناپذیر و غیر دائمی برای هر دو سیال (هوا و آب) که توسط معادلات ناویر- استوکس بیان می‌شود به صورت زیر بیان می شود[12]:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho v) + \nabla.(\rho v v) = -\nabla p + \nabla.\mu\,(\nabla v + \nabla^T v) + \rho g + F_s \qquad (۲)$$

در معادله فوق جمله $(\nabla v + \nabla^T v)$ تانسور نرخ تغییر شکل $T = (\nabla v + \nabla^T v)/2$، در قالب اپراتوری می باشد و مولفه های آن در شکل نوشتاری تانسوری عبارت است از $T_{ij} = (v_{i,j} + v_{j,i})/2$، v میدان سرعت، p فشار، ρ چگالی، μ ویسکوزیته و F_s که به عنوان جمله منبع به معادله مومنتوم اضافه شده، ناشی از کشش سطحی در سطح مشترک دوفاز است که با استفاده از قضیه ی دیورژانس می توان آن را به عنوان نیروی حجمی و به صورت رابطه زیر تعریف کرد[13], [12]:

$$F_s = \sigma k \nabla \alpha \qquad (۳)$$

σ کشش سطحی روی سطح مشترک است که در جهت عمود بر سطح محاسبه می شود. κ. انحنای سطح مشترک است که به صورت زیر است[13]:

$$k = \nabla.\left(\frac{\nabla \alpha}{|\nabla \alpha|}\right) \qquad (۴)$$

معادله بقای کسر حجمی نیز در مدل حجم سیال به صورت زیر است[12]:

$$\frac{\partial \alpha}{\partial t} + \nabla.(v\alpha) = 0 \quad (۵)$$

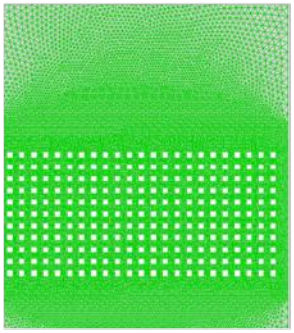
خواص جریان دو فازی، مانند چگالی و لزجت مطابق رابطه زیر محاسبه می شوند[12]:

$$\beta(x,t) = \beta_L \alpha + (1-\alpha)\beta_G \quad (۶)$$

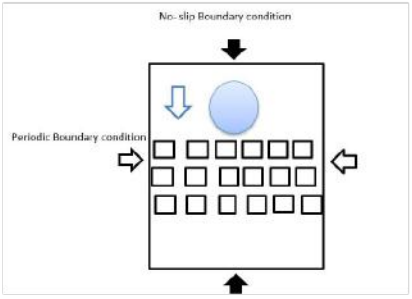
آلفا (α) یک پارامتر اسکالر است و مقدار بین ۰ تا ۱ دارد. اگر سلول حاوی سیال مایع باشد α = ۱ و اگر حاوی سیال گاز باشد α=۰ است. سلول های با مقدار α بین ۰ و ۱، سطح مشترک مایع و گاز را تشکیل دهند[12].

۲-۲- فیزیک مسئله و شرایط مرزی

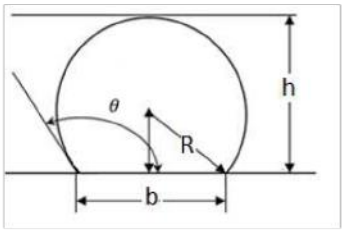
در این مقاله به بررسی نفوذ قطره آب در محیط متخلخل منظم با در نظر گرفتن کشش سطحی و بدون نیروی گرانش و با سرعت اولیه و بار دیگر با حضور نیروی گرانش و با استفاده از نرم افزار فلوئنت و روش حجم سیال پرداخته می‌شود. در شکل ۱ نیز شبکه بندی مسئله که به صورت دو بعدی طراحی شده است دیده می شود. هندسه محیط متخلخل مورد مطالعه، متشکل از موانعی مربعی است که به طور منظم و به فاصله Δ X=0.5 میلی متر از هم قرار گرفته اند، همانطورکه در شکل ۲ مشاهده می شود. در شکل ۳ شماتیک قطره ورودی به محیط متخلخل نشان داده شده است.



شکل ۱-شبکه بندی مسئله.



شکل ۲ هندسه قطره ورودی به محیط متخلخل



شکل ۳ هندسه قطره ورودی به محیط متخلخل

در این پژوهش معادلات حاکم در شرایط ناپایا با حضور نیروی گرانش و یکبار هم بدون حضور نیروی گرانش حل شده اند. همچنین سرعت اولیه ۱ m/s تنظیم شده است. اختصاص شرایط مرزی مناسب و به کارگیری نودهای کافی از شرایط ضروری هر حل عددی است. در این مسئله، روی دیواره پایینی و بالایی از شرط مرزی عدم لغزش و در دیواره های جانبی از شرط مرزی تناوبی استفاده می شود. برای انجام این مقاله فرضیات زیر بر پایه کار تقیلو و رحیمیان [۵] درنظر گرفته شده است:

۱- شرط جریان دوفازی در حالت ناپایا

۲- شرط جاذبه در نظر گرفته شده است.

۳- خواص آب و هوا ثابت و در دمای ۲۵ درجه سانتیگراد فرض شده است

زاویه تماس، زاویه ای است برای یک مایع (قطره) که میان سطح تماس مایع یا بخار با جایی که مایع سطح جامد را لمس می کند تعریف می شود. زاویه تماس یک قطره از مایع با سطح آن در تعیین ترشوندگی، موثر است. هرچه زاویه تماس به صفر نزدیک تر باشد ترشوندگی بیشتر است و هرچه زاویه تماس به ۱۸۰ نزدیک تر باشد آب گریزی افزایش می یابد. به حداکثر زاویه تماس یک قطره با سطح، زاویه پیشروی و کمینه زاویه تماس را زاویه پسروی می گویند. برای پیش بینی میزان زاویه تماس از معادله یانگ که مطابق رابطه زیر است استفاده شده است. در این رابطه σ_{s1} و σ_{s2} به ترتیب میزان کشش میان سیال یک و سیال دو را با سطح جامد نشان می دهد و σ_{12} نیز مقدار کشش سطحی میان سیال ۱و۲ را تعیین می کند[14]:

$$Cos(\theta) = \frac{\sigma_{s2} - \sigma_{s1}}{\sigma_{12}} \quad (۷)$$

برای اندازه گیری زاویه تماس قطره با سطح، قطره ای با شعاع های ۰/۰۱۵، ۰/۰۲ و ۰/۰۳ متر با زاویه های تماس ۵۰°، ۹۰° و ۱۲۰° در داخل میدان محاسباتی به ابعاد ۱۵۰×۱۰۰ متر مربع به صورت مماس بر دیواره پایینی قرار داده می شود. بعد از حدود ۲۰۰۰۰ تکرارکه میدان به حالت پایا درآمد به کمک پارامترهای هندسی و رابطه ۸ می توان زاویه تماس میان قطره و سطح را محاسبه کرد[15]:

$$\theta = \pi - \arctan\left[\frac{b}{2(r-h)}\right] \quad (۸)$$

که در آن θ زاویه تماس، b طول تماس با سطح، h ارتفاع قطره و r شعاع قطره است (شکل ۳). برای اعتبار سنجی حل عددی انجام گرفته در این پژوهش، روش عددی استفاده شده در این پژوهش با نتایج تجربی کار استاروف و همکاران [16] در جدول۱ مقایسه شده است.

جدول ۱- اعتبارسنجی روش حجم سیال عدد مورد استفاده تجربی کار استاروف و همکاران [16]

مدت زمان سپری شده از ورود قطره به محیط متخلخل	شعاع قطره در محیط متخلخل (نتایج شبیه سازی پژوهش حاضر)	شعاع قطره در محیط متخلخل بر حسب میلیمتر (نتایج تجربی [16])	درصد خطا نسبت به نتایج تجربی
0.04	1.226	1.217	0.01%
0.08	1.489	1.486	0.19%
0.16	1.679	1.697	1.05%
0.23	1.824	1.851	1.48%
0.46	2.149	2.167	0.84%
0.69	2.357	2.348	0.38%
0.80	2.465	2.438	1.10%
1.04	2.582	2.555	1.05%
1.28	2.619	2.646	1.03%
1.51	2.709	2.727	0.66%

0.97%	2.799	2.772	1.92
0.91%	2.989	2.962	2.94
0.59%	3.079	3.061	3.31
0.59%	3.044	3.026	4.83
1.17%	3.108	3.072	5.84
1.72%	3.189	3.135	7.94
0.85%	3.199	3.172	10.06

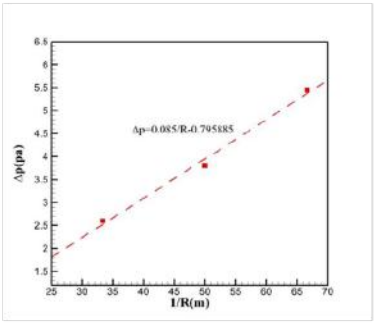
۳-۲- آزمایش لاپلاس

به منظور ارزیابی دقیق تر و نیز به دست آوردن مقدار عددی کشش سطحی از آزمایش لاپلاس استفاده می‌کنیم. قانون لاپلاس دلالت بر این موضوع دارد که اختلاف فشار بین داخل و خارج قطره به صورت خطی با معکوس شعاع قطره تغییر می کند، به طوریکه شیب این خط مقدار کشش سطحی را نشان می دهد. طبق این قانون اختلاف فشار در داخل و خارج قطره از رابطه زیر پیروی می کند[17]:

$$\Delta p = p_{in} - p_{out} = \frac{2\sigma}{R} \quad (۹)$$

برای به دست آوردن کشش سطحی، قطره ای با شعاع معین در یک میدان محاسباتی با ابعادی مشخص قرار داده می شود. بعد از آنکه قطره به حالت تعادل رسید، کشش سطحی آن را محاسبه کرده . بدین صورت اختلاف فشار متناظر با شعاع به دست می آید و سپس این کار را برای مقادیر متفاوتی از شعاع ها تکرار می‌کنیم[18]. با وصل کردن نقاط حاصل خطی به دست می آید که شیب آن بیانگر کشش سطحی قطره می باشد. برای تایید قانون لاپلاس در این مقاله، ابتدا قطرات دایروی با شعاع های مختلف ۰/۰۱۵، ۰/۰۲ و ۰/۰۳ متر در مرکز میدان محاسباتی که یک صفحه ی مستطیلی شکل به ابعاد ۱۵۰×۱۰۰ متر است، قرار داده می‌شوند.

بعد از حدود ۱۰۰۰۰ تکرار، قطره ای کاملا دایروی به دست می آید و مقدار کشش سطحی از رابطه ی ۸ محاسبه می شود. نتایج عددی و نظری به دست آمده از رابطه ی ۸ در شکل ۴ و جدول ۲ نشان داده شده است. همچنین شیب خط نشان داده شده در شکل ۴ همان کشش سطحی بوده و حدودا برابر با ۰/۰۷۵ n/m می باشد. برای تست استقلال از شبکه ی آزمایش، همین روند در شبکه هایی با تعداد ۷۱۷۱ یا ۲۷۲۴۹ المان و ۱۲۲۲۱ گره یا ۴۶۸۸۴ المان مثلثی مرتبه دوم که توسط نرم افزار گمبیت[1] طراحی شده، انجام شده است و نتایج آن در جدول ۲ نشان داده شده است و همانطور که در شکل ۴ مشاهده می شود، نتایج عددی به طور تقریبی با پیش بینی نظری برابر هستند.

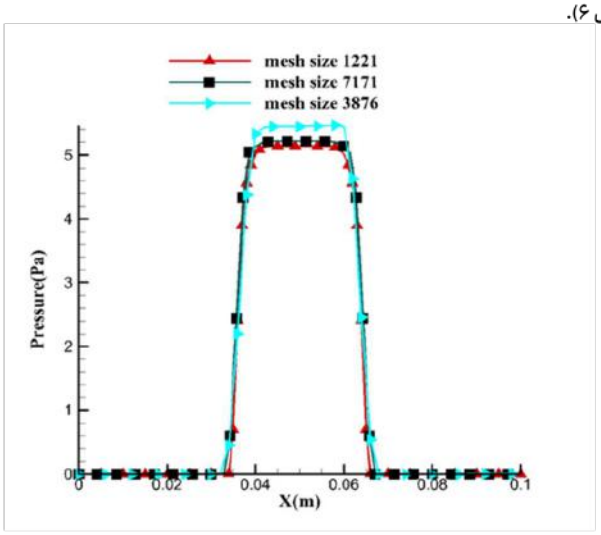


شکل ۴-اعتبار سنجی قانون لاپلاس.

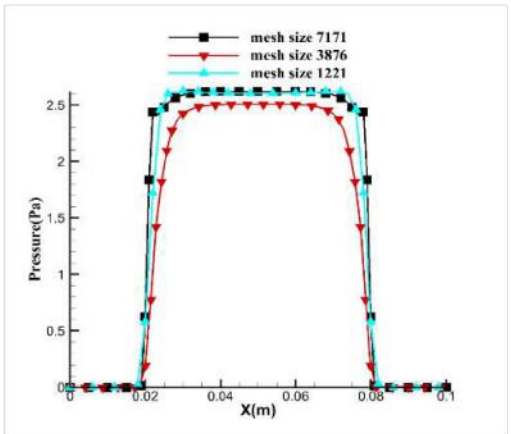
جدول ۲- نتایج آزمایش لاپلاس.

تعداد گره	R	ΔP	σ
۳۸۷۶	۰/۰۱۵	۵/۴۵	۰/۰۸۱
	۰/۰۲	۳/۸۰	۰/۰۷۶
	۰/۰۳	۲/۶۰	۰/۰۷۸
۷۱۷۱	۰/۰۱۵	۵/۲۱	۰/۰۷۸
	۰/۰۲	۳/۷۷	۰/۰۷۵
	۰/۰۳	۲/۵۰	۰/۰۷۵
۱۲۲۲۱	۰/۰۱۵	۵/۱۳	۰/۰۷۶
	۰/۰۲	۳/۹۲	۰/۰۷۸
	۰/۰۳	۲/۶۲	۰/۰۷۸

همچنین برای تست استقلال از شبکه، در شبکه هایی که در بالا ذکر شده نمودارهای اختلاف فشار قطره به شعاع های ۰/۰۱۵ و ۰/۰۳ متر رسم شده است.(شکل ۵، شکل ۶).



شکل ۵-آزمون استقلال از شبکه اختلاف فشار قطره با شعاع ۰/۰۱۵ متر.



شکل ۶-آزمون استقلال از شبکه اختلاف فشار قطره با شعاع ۰/۰۳ متر.

همچنین کانتور فاز قطره آب با زاویه تماس ۵۰°، ۹۰° در شکل ۷ نشان داده شده است.

[1] Gambit



شکل ۷- کانتور فاز قطره آب با زاویه تماس

برای تست استقلال از شبکه، دو بار دیگر همین روند را برای شبکه هایی با تعداد ۷۱۷۱ و ۱۲۲۲۱ گره، تکرار شده است. در این مقاله ابتدا یک قطره دایروی با شعاع ۰/۰۱۵ متر و سرعت اولیه ۱m/s در یک شبکه مستطیلی به ابعاد ۱۲۰×۱۰۰ متر مربع با تعداد ۲۱۴۵۴ گره به صورت مماس به محیط متخلخل با تخلخل ۴۰ درصد قرار داده می شود. برای تست استقلال از شبکه قطره، همین روند را در شبکه ای با اندازه ۴۰۳۶۶ گره تکرار می کنیم. کانتور های فاز مربوط به تست استقلال از شبکه، در شبکه هایی با اندازه ۲۱۴۵۴ و ۴۰۳۶۶ گره در زمان های بی بعد ۰/۰۳، ۰/۱۳، ۰/۲۶، ۰/۵۳، ۰/۸، ۱/۰۶، ۱/۲، ۱/۳۳، ۱/۴۶، ۱/۶ با هم مقایسه شده و متوجه می شویم که تغییر قابل ملاحضه ای در آن ها دیده نمی شود.

۳- نتایج و بحث

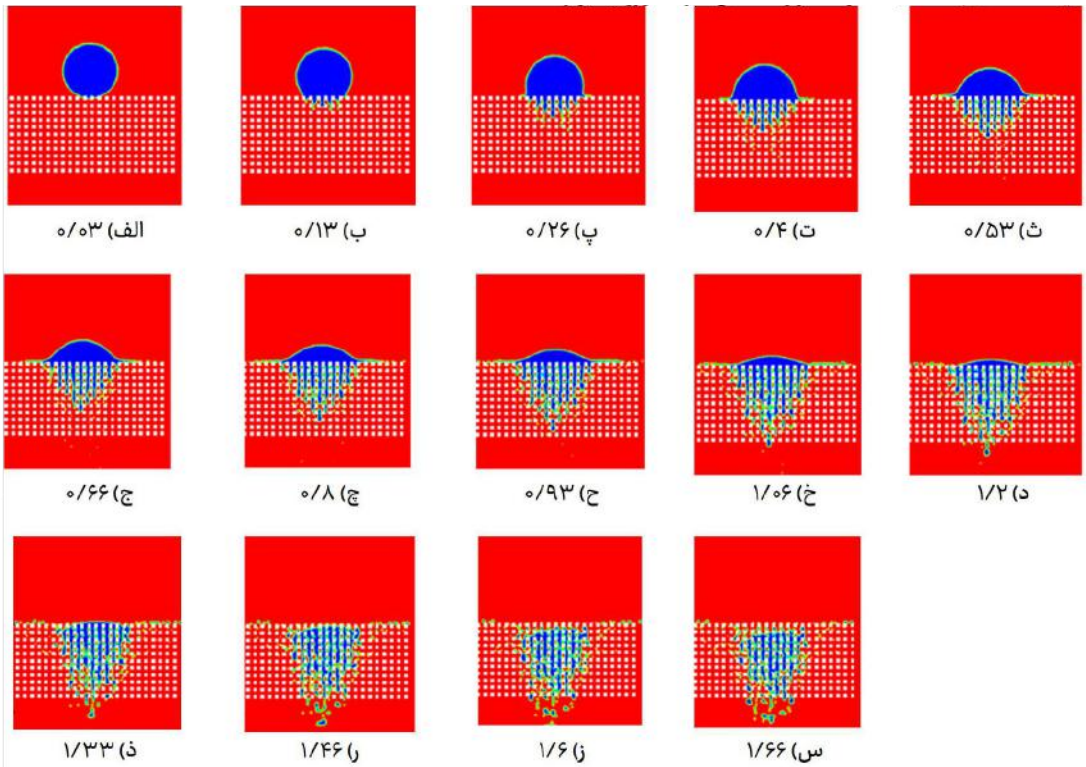
۳-۱- نفوذ پذیری قطره آب در محیط متخلخل

در این مقاله همانطورکه در بالا نیز به آن اشاره شده ابتدا یک قطره دایروی با شعاع ۰/۰۱۵ متر و سرعت اولیه ۱m/s در یک شبکه مستطیلی به ابعاد ۱۲۰×۱۰۰ متر مربع به صورت مماس به محیط متخلخل با تخلخل ۴۰ درصد قرار داده می شود. در روی دیواره پایینی و بالایی شرط مرزی عدم لغزش و در دیواره‌های جانبی از شرط مرزی تناوبی استفاده شده است. سپس با تغییر کشش سطحی، ویسکوزیته، سرعت اولیه و همچنین زاویه تماس به میزان نفوذ پذیری قطره در محیط متخلخل و همچنین سطح گسترش قطره نسبت به زمان و میزان تغییرات عدد رینولدز و وبر براساس تغییرات ذکر شده، یکبار بدون حضور نیروی گرانش و یکبار هم با حضور نیروی گرانش پرداخته شده است.

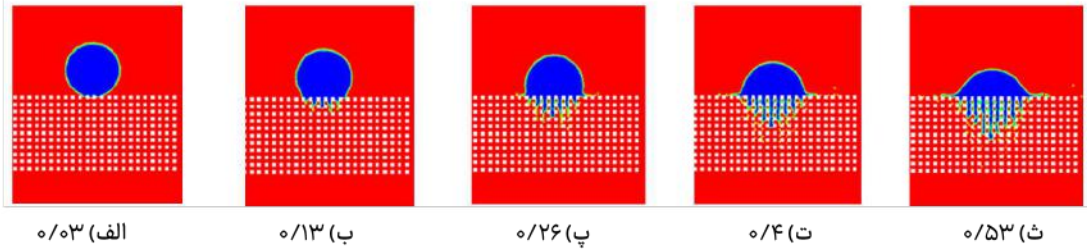
برای بررسی تغییر عدد رینولدز، ویسکوزیته قطره ای به شعاع ۰/۰۱۵ متر و سرعت ۱m/s را تغییر داده شده است. با توجه به این که عدد رینولدز نشان دهنده نسبت اینرسی به نیروهای ویسکوز است که به دلیل حرکت سیال به وجود می آیند، بنابراین می توان گفت با افزایش این عدد نیروی اینرسی قدرت بیشتری نسبت به نیروی لزج پیدا کرده و می تواند باعث تغییر شکل قطره شود. برای بررسی تغییر عدد وبر نیز، کشش سطحی قطره ای به شعاع ۰/۰۱۵ متر و سرعت ۱m/s را تغییر داده و نتایج به دست آمده با یکدیگر مقایسه شده اند. عدد وبر، عددی بدون بعد است و از رابطه زیر به دست می آید، با کاهش کشش سطحی، عدد وبر افزایش پیدا می کند.

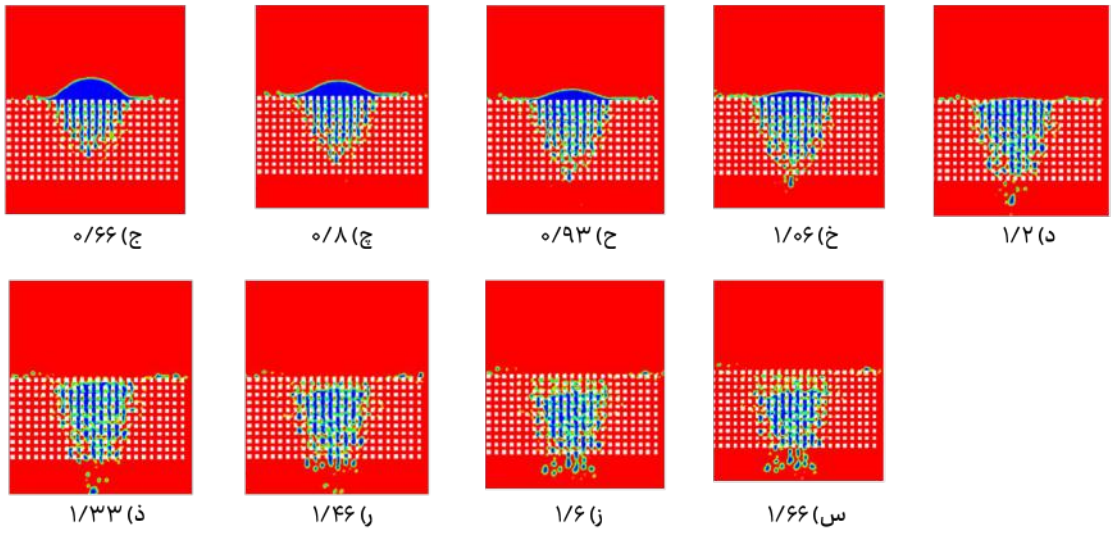
$$We = \frac{\rho v^2 D}{\sigma} \qquad (۱۰)$$

در ادامه کانتورهای فاز، برای قطره آب در زمان های بی بعد ۰/۰۳، ۰/۱۳، ۰/۲۶، ۰/۴، ۰/۵۳، ۰/۶۶، ۰/۸، ۰/۹۳، ۱/۰۶، ۱/۲، ۱/۳۳، ۱/۴۶، ۱/۶ و ۱/۶۶ و با کشش سطحی ۰/۰۷۲n/m، سرعت اولیه ۱m/s و زاویه ۶۰° بدون حضور نیروی گرانش در شکل ۸ نمایش داده شده است. لازم به یادآوری است که این محاسبات به روش حجم سیال و با استفاده از نرم افزار فلوئنت در شبکه ای به تعداد ۴۰۳۶۶ گره انجام شده است. در این کانتورها رنگ قرمز مربوط به هوا و رنگ آبی مربوط به قطره آب است. در شکل ۸ قطره آب به دلیل وجود موئینگی در محیط متخلخل نفوذ می کند ولی در شکل ۹ کانتورهای فاز قطره آب با حضور نیروی گرانش نشان داده شده است.



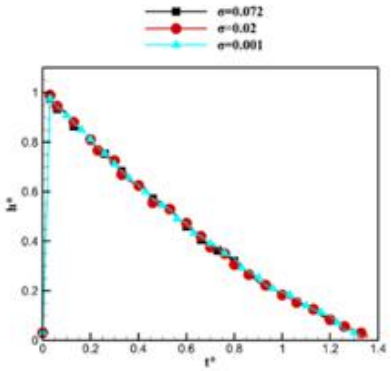
شکل ۸- نمایش کانتور نفوذ فاز قطره آب در زمان های بی بعد و بدون حضور نیروی گرانش



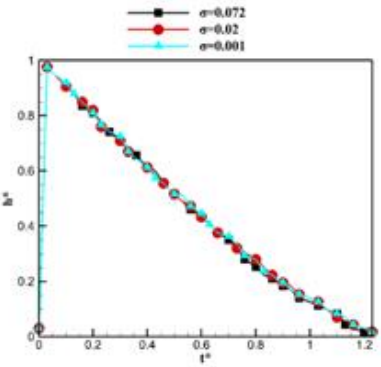


شکل ۹- نمایش کانتور نفوذ فاز قطره آب در زمان های بی بعد و با حضور نیروی گرانش

در شکل ۹ قطره آب به دلیل وجود موئینگی و نیروی گرانش در محیط متخلخل نفوذ و از آن خارج می شود. همچنین از مقایسه شکل ۸ و ۹ می توان متوجه شده که سرعت پخش و خروج قطره آب از محیط متخلخل در زمانی که نیروی گرانش وجود دارد بسیار سریعتر از زمانی است که نیروی گرانشی وجود ندارد. اکنون برای به دست آوردن میزان نفوذ پذیری و سطح گسترش قطره آب نسبت به زمان در محیط متخلخل، نتایج به دست آمده برای اعداد بی بعد مختلف در یک نمودار قرار داده و با هم مقایسه شده است. در شکل‌های ۱۰ و ۱۱ تغییرات کشش سطحی روی نفوذ پذیری قطره بررسی شده است.

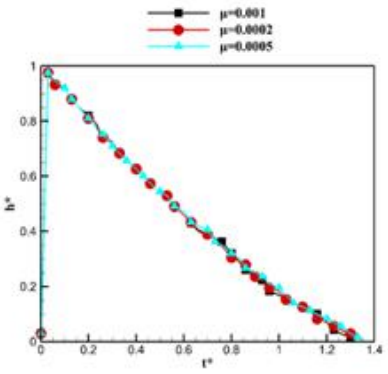


شکل ۱۰- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات کشش سطحی.

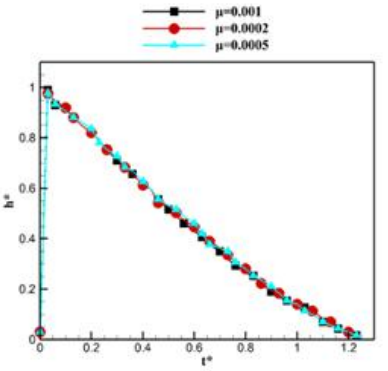


شکل ۱۱- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات کشش سطحی.

همانطورکه در شکل ۱۰ مشاهده می شود سرعت پخش و نفوذ قطره آب بدون حضور نیروی گرانش با کشش سطحی ۰/۰۲ کمتر از دو حالت دیگر و قطره آب با کشش سطحی ۰/۰۰۱ با حضور نیروی گرانش بیشتر از دو حالت دیگر است و همچنین سرعت پخش و نفوذ قطره آب در محیط متخلخل با حضور نیروی گرانش بیشتر از حالت بدون نیروی گرانش است. در شکل ۱۲ و ۱۳ تغییرات ویسکوزیته بررسی شده است.

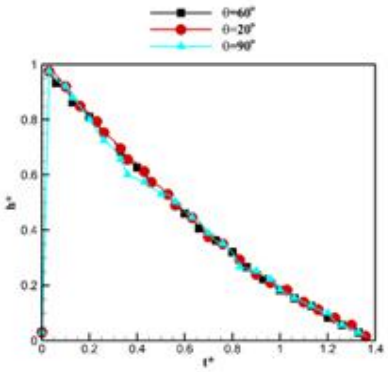


شکل ۱۲- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات ویسکوزیته.

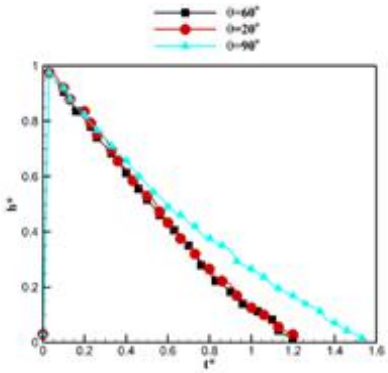


شکل ۱۳- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

همانطورکه در شکل ۱۲ و ۱۳ قابل مشاهده است، با افزایش ویسکوزیته سرعت پخش و نفوذ قطره آب در محیط متخلخل افزایش می یابد و همانطور که در بالا نیز ذکر شد در حالت بدون گرانش سرعت نفوذ و پخش قطره آب بیشتر از حالتی است که نیروی گرانش وجود دارد. در شکل های ۱۴ و ۱۵ تغییرات زاویه تماس بررسی شده است.

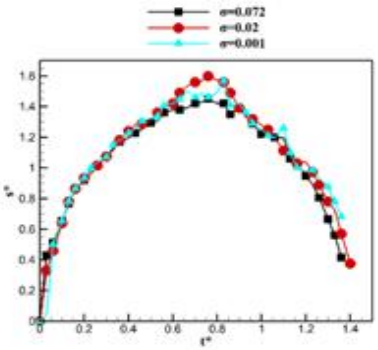


شکل ۱۴- نفوذ پذیری قطره آب براساس تغییرات زاویه تماس.

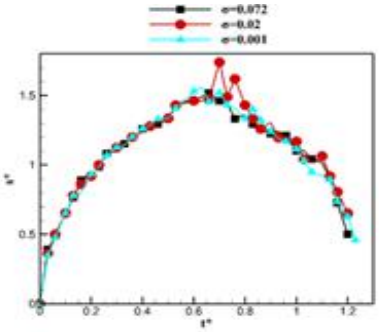


شکل ۱۵- نفوذ پذیری قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

با توجه به شکل ۱۴ می توان گفت تغییرات در هر سه حالت تقریبا یکسان می باشد اما در شکل ۱۵ که نیروی گرانش وجود دارد سرعت پخش و نفوذ قطره با زاویه تماس ۹۰ درجه نسبت به شکل ۱۵ و دو حالت دیگر بیشتر می باشد. در شکل‌های ۱۶ و ۱۷ تغییرات کشش سطحی روی سطح گسترش قطره بررسی شده است.

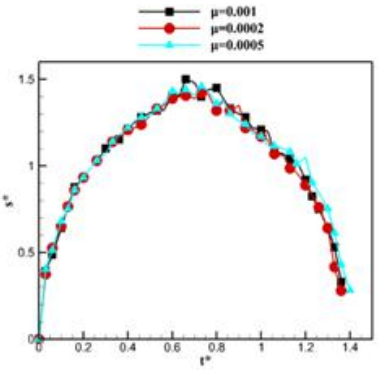


شکل ۱۶- سطح گسترش قطره براساس تغییرات کشش سطحی.

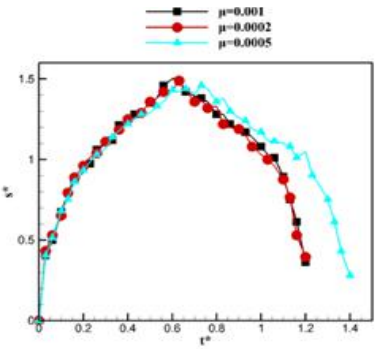


شکل ۱۷- سطح گسترش قطره با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات کشش سطحی.

در شکل ۱۶ سرعت گسترش و نفوذ قطره آب با کشش سطحی ۰/۰۲ کمتر از دو حالت دیگر می باشد و شکل ۱۷ که نیروی گرانش در آن وجود دارد سریعتر از حالتی است که در آن نیروی گرانش وجود ندارد. در شکل‌های ۱۸ و ۱۹ تغییرات ویسکوزیته روی سطح گسترش قطره بررسی شده است.

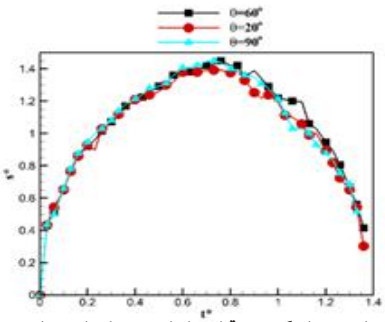


شکل ۱۸- سطح گسترش قطره آب براساس تغییرات ویسکوزیته.

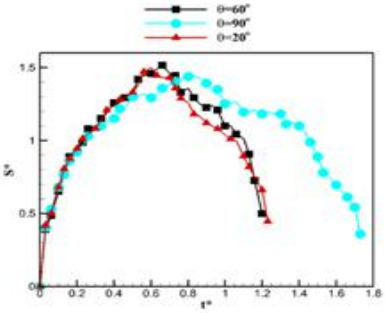


شکل ۱۹- سطح گسترش قطره آب با حضور نیروی گرانش براساس تغییرات ویسکوزیته.

در شکل ۱۸ تغییرات در سه حالت تقریبا یکسان می باشد اما در شکل ۱۹ در حالتی که ویسکوزیته ۰/۰۰۰۵ می باشد، سرعت پخش و نفوذ سطح گسترش بسیار کمتر از دو حالت دیگر است. در شکل ۲۰ و ۲۱ سطح گسترش قطره با توجه به تغییرات زاویه تماس بررسی شده است.



شکل ۲۰- سطح گسترش قطره براساس تغییرات زاویه تماس.



شکل ۲۱- سطح گسترش قطره با حضور نیروی گرانش و براساس تغییرات زاویه تماس.

از مقایسه شکل ۲۰ و ۲۱ می توان متوجه شد، زمانی که زاویه تماس قطره ۶۰ و ۲۰ درجه است تغییرات سطح گسترش تقریبا یکسان می‌باشد. اما در زاویه ۹۰ درجه سرعت پخش و نفوذ قطره در حالتی که نیروی گرانش وجود دارد بسیار کمتر از حالتی است که نیروی گرانش وجود ندارد. در جدول ۳ مشخصات پژوهش انجام گرفته در مقایسه با کار و کار بررسی و مقایسه شده اند.

	خطای محاسبه R نسبت به نتایج تجربی مرجع [۱۶]	روش مورد استفاده در محاسبات	بهبود دقت نسبت به کار مرجع [۹] در مقایسه با نتایج تجربی کار [۱۶]
پژوهش حاضر	۰٫۰۱۶۶۶	حجم سیال	+%۹
[۹]	۰٫۰۱۸۳۵	مدل شان و چن در غالب روش بولتزمن شبکه‌ای	--

۴- جمع‌بندی

در مقاله حاضر نفوذ قطره آب در داخل محیط متخلخل مورد بررسی قرار گرفته است. بدین منظور برخورد یک قطره دو بعدی با سطح متخلخل به روش حجم سیال شبیه سازی گردید. استفاده ار روش حجم سیال موجب کاهش حجم محاسبات و افزایش دقت نسبت به روش بولتزمن شبکه‌ای شده است. از میان تمام پارامترهای موجود در مسئله، تاثیر کشش سطحی، ویسکوزیته، زاویه تماس و همچنین نفوذپذیری و سطح گسترش قطره در محیط متخلخل بررسی شد. با استفاده از این شبیه سازی، تغییرات اعداد بی بعد رینولدز و وبر مورد ارزیابی قرار گرفت و مشاهده می شود که با افزایش ویسکوزیته عدد رینولدز کاهش و با افزایش کشش سطحی عدد وبر نیز کاهش پیدا می کند اما زاویه تماس هیچ تاثیری در این دو عدد بی بعد ندارد.

۵- نمادها

علائم انگلیسی	
زمان	$t(s)$
سرعت	$v(ms^{-1})$
فشار	$P\ (pa)$
نیروی کشش سطحی	$F_s\ (N)$
تابع انحنای سطح مشترک	$K\ (m^{-1})$
شعاع قطره در محیط متخلخل	$R(mm)$
عدد بی بعد رینولدز	Re
عدد بی بعد وبر	We
شعاع قطره	$R\ (m)$
طول تماس قطره با سطح	$b\ (m)$
ارتفاع قطره از سطح	$h\ (m)$
ضریب کشش سطحی	$\sigma(Nm^{-1})$
کسر حجمی	α
خواص جریان دوفازی	β
زاویه تماس قطره با سطح	θ

۵- منابع

[1] Ezzatneshan, E. and Goharimehr, R., "A Pseudopotential Lattice Boltzmann Method for Simulation of Two-Phase Flow Transport in Porous Medium at High-Density and High-Viscosity Ratios," Geofluids, vol. 2021 ,2021, doi: 5668743/2021/10.1155.

[2] Cerqueira, R. F. L., Paladino, E. E., Evrard, F., Denner, F., and Wachem, B. van, "Multiscale modeling and validation of the flow around Taylor bubbles surrounded with small dispersed bubbles using a coupled VOF-DBM approach," Int. J. Multiph. Flow, vol. 2021 ,141, doi: 10.1016/j.ijmultiphaseflow.2021.103673.

[3] Li, X., Hao, Y., Zhao, P., Fan, M., and Song, S., "Simulation study on the phase holdup characteristics of the gas–liquid-solid mini-fluidized beds with bubbling flow," Chem. Eng. J., vol. 2022 ,427, doi: 10.1016/j.cej.2021.131488.

[4] Fu, F., Li, P., Wang, K., and Wu, R., "Numerical Simulation of Sessile Droplet Spreading and Penetration on Porous Substrates," Langmuir, vol. 35, no. 2019 ,8, doi: 10.1021/acs.langmuir.8b03472.

[5] تقیلو. م.و رحیمیان. م.. "شبیه سازی نفوذ قطره دو بعدی در داخل محیط متخلخل با استفاده از روش بولتزمن شبکه ای." مهندسی مکانیک مدرس، د 13، شماره 13، صفحه 43 تا 56، 1396.

[6] El-Amin, M. F., Alwated, B., and Hoteit, H. A., "Machine Learning Prediction of Nanoparticle Transport with Two-Phase Flow in Porous Media," Energies, vol. 16, no. ,2 2023, doi: 10.3390/en16020678.

[7] Helseth, L. E. and Greve, M. M., "Wetting of porous thin films exhibiting large contact angles," J. Chem. Phys., vol. 158, no. 2023 ,9, doi: 5.0138148/10.1063.

[8] Chebbi, R., "Absorption and Spreading of a Liquid Droplet over a Thick Porous Substrate," ACS Omega, vol. 6, no. 2021 ,7, doi: 10.1021/acsomega.0c05341.

[9] صالح آبادی. ج.. نظری. م..و کیهانی. م. ج.. "مدلسازی دوفازی نفوذ و پیمایش سیال در مسیرهای مشخص داخل محیط متخلخل لایه‌ای به کمک روش شبکه بولتزمن." مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز، د 47، شماره 3، صفحه 129 تا 138، 1396.

[10] Ozaki, H. and Aoyagi, T., "Prediction of steady flows passing fixed cylinders using deep learning," Sci. Rep., vol. 12, no. 2022 ,1, doi: 10.1038/s8-03651-021-41598.

[11] Bhat, N. U. H. and Pahar, G., "Depth-averaged coupling of submerged granular deformation with fluid flow: An augmented HLL scheme," J. Hydrol., vol. 2022 ,606, doi: 10.1016/j.jhydrol.2021.127364.

[12] Li, Y., Zhang, J., and Fan, L. S., "Numerical simulation of gas-liquid-solid fluidization systems using a combined CFD-VOF-DPM method: Bubble wake behavior," Chem. Eng. Sci., vol. 54, no. 1999 ,21, doi: 10.1016/S8-00263(99)2509-0009.

[13] Liu, Q. and Luo, Z. H., "CFD-VOF-DPM simulations of bubble rising and coalescence in low hold-up particle-liquid suspension systems," Powder Technol., vol. 2018 ,339, doi: 10.1016/j.powtec.2018.08.041.

[14] Przykaza, K., Woźniak, K., Jurak, M., Wiącek, A. E., and Mroczka, R., "Properties of the Langmuir and Langmuir–Blodgett monolayers of cholesterol-cyclosporine A on water and polymer support," Adsorption, vol. 25, no. 2019 ,4, doi: 10.1007/s-10450 2-00117-019.

[15] Ding, B., Dong, M., Chen, Z., and Kantzas, A., "Enhanced oil recovery by emulsion injection in heterogeneous heavy oil reservoirs: Experiments, modeling and reservoir simulation," J. Pet. Sci. Eng., vol. 2022 ,209, doi: 10.1016/j.petrol.2021.109882.

[16] Navaz, H. K. et al., "Sessile droplet spread into porous substrates-Determination of capillary pressure using a continuum approach," J. Colloid Interface Sci., vol. 325, no. 2008 ,2, doi: 10.1016/j.jcis.2008.04.078.

[17] Deng, H., Huang, Y., Yang, Y., Wu, S., and Chen, Z., "Three-dimensional numerical investigation on micro-meter droplet impact and penetration into the porous media with different velocities," MATEC Web Conf., vol. 2022 ,355, doi: 10.1051/ matecconf/202235501009.

[18] Zarareh, A., Burnside, S. B., Khajepor, S., and Chen, B., "Improving the staircase approximation for wettability implementation of phase-field model: Part 2 – Three-component permeation," Comput. Math. with Appl., vol. 2022 ,109, doi: 10.1016/j.camwa.2022.01.005.

مرور سریع بیانیه گام دوم انقلاب

KHAMENEI.IR

حضرت آیت‌الله خامنه‌ای به مناسبت چهلمین سالروز پیروزی انقلاب اسلامی در تاریخ ۲۲ بهمن ۱۳۹۷ بیانیه‌ای مهم و راهبردی صادر کردند. پایگاه اطلاع‌رسانی KHAMENEI.IR مهمترین بخش‌های این بیانیه را در این مطلب مرور می‌کند.

سرگذشت چهل ساله‌ی انقلاب اسلامی

همه چیز علیه ما بود.

تقابل دوگانه‌ی «اسلام و استکبار» پدیده‌ی برجسته‌ی جهان معاصر شد.

عظمت پیشرفتهای چهل ساله‌ی ایران آنگاه بدرستی دیده میشود که با مدّتهای مشابه در انقلابهای بزرگی چون فرانسه و شوروی و هند مقایسه شود.

ترکیب جمهوریّت و اسلامیّت نخستین درخشش انقلاب بود.

هیچ تجربه‌ای در برابر ما وجود نداشت.

انقلاب منشأ این برکات شد

- امنیّت و تمامیّت ارضی را ضمانت کرد.
- کفه‌ی عدالت را در تقسیم امکانات عمومی کشور سنگین کرد.
- موتور پیشران کشور در عرصه‌ی علم و فناوری و زیرساخت شد.
- مشارکت مردمی را در «مسائل سیاسی»، «حضور در صحنه‌های ملّی» و «استکبارستیزی» به اوج رسانید.
- عیار معنویّت و اخلاق را در فضای عمومی جامعه افزایش داد.
- ایستادگی در برابر مستکبران روز به روز بیشتر شد.
- بینش سیاسی آحاد مردم را ارتقاء داد.

تفاوت چالشهای دیروز و امروز انقلاب با مستکبران

چالش آن روز بر سر کوتاه کردن دست عمّال بیگانه یا تعطیلی سفارت رژیم صهیونیستی یا رسوا کردن لانه‌ی جاسوسی بود؛ امروز چالش بر سرِ حضور ایران در مرزهای رژیم صهیونیستی و برچیدن نفوذ آمریکا از منطقه و حمایت از مجاهدان فلسطینی و دفاع از حزب‌الله و مقاومت است.

مشکل غرب جلوگیری از خرید تسلیحات ابتدایی برای ایران بود، امروز مشکل او جلوگیری از انتقال سلاحهای پیشرفته‌ی ایرانی به نیروهای مقاومت است.

آن روز گمان آمریکا آن بود که با چند خودفروخته یا با چند هواپیما و بالگرد خواهد توانست بر نظام اسلامی فائق آید، امروز برای مقابله، خود را محتاج به یک ائتلاف بزرگ از ده‌ها دولت معاند یا مرعوب میبیند.

ظرفیّتهای مهم کشور برای گام دوم انقلاب

نیروی انسانی مستعد و کارآمد

- ۳۶ میلیون نفر در سنین میانه‌ی ۱۵ و ۴۰ سالگی
- رتبه‌ی دوّم جهان در دانش‌آموختگان علوم مهندسی
- حدود ۱۴ میلیون نفر دارای تحصیلات عالی
- وجود جوانان محقق مشغول به آفرینشهای علمی و فرهنگی و صنعتی و...
- وجود انبوه جوانان با روحیه‌ی انقلابی و آماده‌ی تلاش جهادی

فرصتهای مادّی کشور

- ۷ درصد ذخایر معدنی جهان باوجود یک درصد جمعیّت جهان
- بازار بزرگ منطقه‌ای (۱۵ همسایه با ۶۰۰ میلیون جمعیّت)
- حاصلخیزی زمین با محصولات کشاورزی و باغی
- منابع عظیم زیرزمینی
- موقعیت استثنائی جغرافیایی
- بازار بزرگ ملّی و اقتصاد بزرگ
- سواحل دریایی طولانی

توصیه‌هایی برای ایجاد تمدّن نوین اسلامی و آمادگی برای طلوع خورشید ولایت عظمیٰ (ارواحنا فداه)

علم و پژوهش

- دانش، وسیله‌ی عزّت و قدرت یک کشور است.
- هنوز از قلّه‌های دانش جهان بسیار عقبیم؛ باید به قلّه‌ها دست یابیم.
- با شتاب پیش میرویم ولی این شتاب باید سالها با شدّت بالا ادامه یابد تا آن عقب افتادگی جبران شود.
- این راه را با احساس مسئولیّت بیشتر و همچون یک جهاد در پیش گیرید.
- به سوء استفاده از دانش مانند آنچه غرب کرد، توصیه نمیکنیم.

عدالت و مبارزه با فساد

- عدالت
- مبارزه با فساد، لازم و ملزوم یکدیگرند.
- آنچه تاکنون شده با آنچه باید میشده و بشود، دارای فاصله‌ای ژرف است.
- دستگاهی کارآمد با نگاهی تیزبین و رفتاری قاطع در قوای سه‌گانه حضور دائم داشته باشد و به معنای واقعی با فساد مبارزه کند.
- نسبت فساد در میان کارگزاران جمهوری اسلامی در مقایسه با بسیاری از حکومت‌ها بسی کمتر است، ولی حتّی آنچه هست غیرقابل قبول است.
- کسب ثروت مورد تشویق است، اما تبعیض در توزیع منابع عمومی و ویژه‌خواری و مدارا با فریبگران اقتصادی بشدّت ممنوع است.
- دلهای مسئولان به طور دائم باید برای رفع محرومیّتها بتپد.
- غفلت از قشرهای نیازمند حمایت، مورد قبول نیست.

معنویّت و اخلاق

- وجود معنویت و اخلاق، محیط زندگی را حتّی با کمبودهای مادّی، بهشت میسازد و نبودن آن حتّی با برخورداری مادّی، جهنّم می‌آفریند.
- معنویّت یعنی برجسته کردن ارزشهای معنوی از قبیل: اخلاص، ایثار، توکّل، ایمان در خود و جامعه.
- اخلاق یعنی رعایت فضیلت‌هایی چون خیرخواهی، گذشت، کمک به نیازمند، راستگویی، شجاعت، تواضع، اعتماد به نفس و...

وظیفه حکومت‌ها برای رشد اخلاق و معنویّت

- منش و رفتار اخلاقی و معنوی داشته باشند.
- زمینه را برای رواج آن در جامعه فراهم کنند.
- با کانونهای ضدّ معنویّت و اخلاق، به شیوه‌ی معقول بستیزند.
- با ابزارهای رسانه‌ای، برخورد هوشمندانه و مسئولانه کنند.
- به نهادهای اجتماعی در این باره کمک برسانند.

عزّت ملّی و روابط خارجی

پدیده‌های جهانی که تحقّق یافته یا در آستانه‌ی ظهورند

- تحرّک جدید نهضت بیداری اسلامی بر اساس الگوی مقاومت در برابر سلطه‌ی آمریکا و صهیونیسم
- شکست سیاست‌های آمریکا در منطقه و غرب آسیا و زمین‌گیر شدن همکاران خائن آنها در منطقه
- گسترش حضور قدرتمندانه‌ی سیاسی جمهوری اسلامی در غرب آسیا و بازتاب وسیع آن در سراسر جهان سلطه

وظایف دولت جمهوری اسلامی

- عزّت کشور و ملّت خود را در نظر داشته باشد.
- از ارزشهای انقلابی و ملّی، یک گام هم عقب نشینی نکند.
- در مورد آمریکا، حلّ هیچ مشکلی متصوّر نیست و مذاکره با آن جزء زیان مادّی و معنوی نخواهد داشت.
- حکیمانه و مصلحت‌جویانه و از موضع انقلابی، مشکلات قابل حل خود را با آنان حل کند.
- مرزبندی خود با آمریکا و تعدادی از دولتهای اروپایی با دقّت حفظ کند.
- از تهدیدهای دشمنان نهراسد.

اقتصاد

اقتصاد، هدف جامعه‌ی اسلامی نیست، اما وسیله‌ای است که بدون آن نمیتوان به هدفها رسید.

چالش‌های اقتصاد کشور

چالش بیرونی: تحریم و وسوسه‌های دشمن

چالش درونی: عیوب ساختاری و ضعفهای مدیریّتی

مهمترین عیوب ساختاری

- وابستگی اقتصاد به نفت
- عدم ثبات سیاستهای اجرائی اقتصاد
- دولتی بودن بخشهایی که در حیطه‌ی وظایف دولت نیست
- وجود هزینه‌های زائد و مسرفانه در بخشهایی از دستگاه‌های حکومتی
- استفاده‌ی اندک از ظرفیّت نیروی انسانی کشور
- نگاه به خارج و نه به توان و ظرفیّت داخلی
- بودجه‌بندی معیوب و نامتوازن

مهمترین راه حل‌ها

- درون‌زایی اقتصاد کشور
- مولّد شدن و دانش‌بنیان شدن
- سپردن کار به دست یک مجموعه‌ی جوان و دانا و مؤمن و مسلّط بر دانسته‌های اقتصادی
- مردمی کردن اقتصاد و تصدّیگری نکردن دولت
- برون‌گرایی با استفاده از ظرفیّتها

استقلال و آزادی

استقلال ملّی به معنای آزادی ملّت از زورگویی سلطه‌گران جهان است؛ ولی نباید به معنی زندانی کردن سیاست و اقتصاد کشور در میان مرزهای خود باشد.

آزادی اجتماعی به معنای حقّ تصمیم‌گیری و عمل کردن و اندیشیدن برای افراد جامعه است؛ ولی نباید در تقابل با اخلاق و قانون و ارزشهای الهی و حقوق عمومی باشد.

سبک زندگی

تلاش غرب در ترویج سبک زندگی غربی، زیانهای بی‌جبرانی به کشور و ملّت زده است؛ مقابله با آن، جهادی همه‌جانبه و هوشمندانه میطلبد که چشم امید در آن، به جوانها است.



تازه‌های فناوری

سیامک سیفی تکمه داش، دانشجوی دکتری عمران و محیط زیست، دانشگاه یورک کانادا

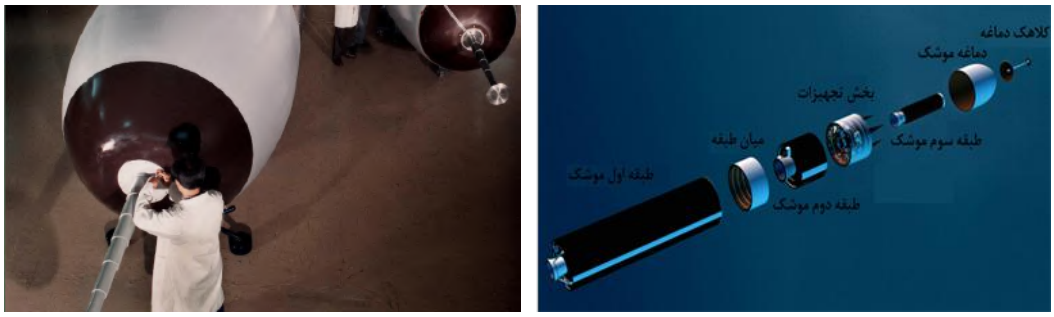
عنوان انگلیسی	عنوان فارسی
Lockheed Martin to build more Trident II D5 submarine-launched nuclear missiles	موشک‌های هسته‌ای شلیک‌شونده از زیردریایی Trident II D5

خلاصه فناوری:

موشک Trident II D5 یک موشک بالستیک سه مرحله‌ای است که توسط لاکهیدمارتین طراحی شده است[۱]. ۲۰ عدد از این موشک‌ها بر روی زیردریایی‌های کلاس اوهایو قرار می‌گیرند[۲]. این موشک ها هم‌چنین برروی زیردریایی کلاس وانگارد بریتانیایی نصب می‌شوند که هر زیردریایی می‌تواند ۱۶ موشک را حمل کند[۳]. هر موشک D5 قادر به پیمودن مسافت بیش از ۴۰۰۰ مایل در سرعت‌های فراصوت است و پس از آن کلاهک‌های متعدد خود را با دقت بالا از خود جدا می‌کند[۲].

قرارداد پروژه:

قرارداد بین سازمان سیستم‌های استراتژیک نیروی دریایی ایالات متحده در واشنگتن و شرکت لاکهیدمارتین در کالیفرنیا به منظور تامین تدارکات جدید تولید موشک (Trident II (D5 و پشتیبانی سیستم‌های مستقر شده D5 و به ارزش ۵۵۹٫۶ میلیارد دلار منعقد شده است[۴]. ساخت نمونه‌هایی از موشک انجام گرفته و این برنامه تا ۳۰ سپتامبر ۲۰۲۳ تکمیل نهایی می‌شود[۵]. هزینه‌ی ساخت هر موشک ۷۰٫۵ میلیون دلار برآورد شده است[۶].



شکل ۱: شماتیک بخش‌های مختلف موشک Trident II (D5) و نمونه‌ی واقعی آن[۷]

زیرفناوری‌ها :

۱) برای بهبود عملکرد موتور موشک، از سوخت جامد استفاده شده است. استفاده از سوخت جامد، باعث می‌شود که موشک بتواند مسافت بیشتری را با بار بیشتری نسبت به سوخت مایع بپیماید[۸].

۲) در این موشک به طور نوآورانه از سوخت پلی اتیلن گلیکول (PEG) استفاده شده است[۸]. این نوع از سوخت، از دسته سوخت‌های جامد کامپوزیتی انرژی بالا می‌باشد[۹].

۳) بخش تجهیزات نشان داده شده در شکل ۱، تجهیزات الکترونیکی کنترل‌کننده‌ی هدایت و ناوبری را در بر دارد[۱۰].

۴) این موشک، مجهز به کلاهک‌های هسته‌ای Mk۴ یا Mk۵ می‌باشد که در روی بخش تجهیزات نشان داده شده در شکل ۱ نصب می‌شوند[۱۰].

۵) کلاهک هسته‌ای Mk۵ دارای یک هسته کربنی می‌باشد و کلاهک هسته‌ای Mk۴ ، از جنس گرافیتی با پوشش کاربید می‌باشد[۱۰]. این پوشش باعث افزایش مقاومت در برابر اکسید شدن و هم‌چنین افزایش مقاومت در برابر شوک حرارتی ایجاد شده در کلاهک می‌شود[۱۱].

اهمیت موشک[۲]:

زیردریایی‌های کلاس اوهایو مجهز به این موشک، مغروق بوده و در نتیجه از اهداف دشمن خارج می‌شوند. هر D5 که چندین کلاهک را حمل می‌کند، قادر است با دقت ۳۰۰ پایی به هدف برخورد کند. بنابراین زیردریایی کلاس اوهایو به تنهایی می‌تواند یک کشور را نابود کند. از این رو حدود ۷۰ درصد کل کلاهک‌های هسته‌ای سازمان سیستم‌های استراتژیک نیروی دریایی ایالات متحده در نهایت بر روی موشک های D5 قرار خواهند گرفت.

تفاوت TRIDENT I با TRIDENT II [۱۰و۱۲]:

نام موشک	سری	طول	قطر	برد	کلاهک هسته‌ای
TRIDENT I	C4	۳۴ فوت	۶ فوت	۷۴۰۰ کیلومتر	۸ کلاهک Mk4 ۱۰۰ هزارتنی [۱۳]
TRIDENT II	D5	۴۴٫۶ فوت	۷ فوت	۱۲۰۰۰ کیلومتر	۸ کلاهک Mk4 یا Mk5 ۴۷۵ هزارتنی [۱۴]

منابع:

[1]:https://defence-blog.com/news/lockheed-martin-gets559-m-for-trident-ii-d-5 missile.html
[2]:https://www.forbes.com/sites/lorenthompson/04/02/2019/five-reasons-the-navys-d-5missile-is-the-most-important-weapon-in-the-u-s-arsenal/6#a0a195d3ac5
[3]:http://www.spacewar.com/reports/Lockheed_awarded_5596M_for_Trident_II_D5_missiles_system_support_999.html
[4]:https://www.militaryaerospace.com/articles/01/2019/trident-ii-d-5submarine-launched-nuclear-missiles.html
[5]:https://www.govconwire.com/01/2019/lockheed-gets560-m-modification-on-trident-ii-d-5missile-production-support-contract/
[6]:https://www.nationalpriorities.org/analysis/2011/analysis-fiscal-year-2012-pentagon-spending-request/
[7]: http://bastion-karpenko.ru/trident-ii-d5/
[8]: https://fas.org/nuke/guide/usa/slbm/d5-.htm
[9]: Liu, Y., et al., A study on the microstructure of a nitrate ester plasticized polyether propellant dissolved in HCl and KOH solutions. 7)75 .2010): p. 996-987.
[10]: https://www.globalsecurity.org/wmd/systems/d-5-features.htm
[11]: Peng, W., et al., Oxidation resistant zirconium diboride–silicon carbide coatings for silicon carbide coated graphite materials. 629 .2015: p. 130-124.
[12]: https://www.britannica.com/technology/Trident-missile
[13] : http://www.astronautix.com/t/tridentc4-.html
[14]: http://www.astronautix.com/t/tridentd5-.html

آشنایی با نرم افزار ترموفلو

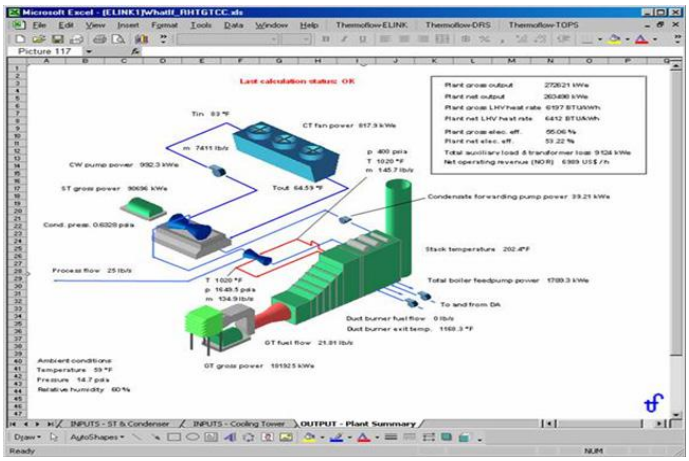
سیدامیررضاعبداللهی(دانشجوی کارشناسی ارشد،گروه مهندسی مکانیک،دانشگاه تبریز،تبریز،ایران)
محدثه غلامی(دانشجوی کارشناسی ،گروه مهندسی مکانیک،دانشگاه تبریز،تبریز،ایران)

در این مقاله بررسی خواهد شد:
* معرفی نرم افزار ترموفلو
* نگاهی به ماژول‌های مختلف نرم افزار
* رابط کاربری نرم افزار
* مثال کاربردی از نحوه مدلسازی در نرم افزار

معرفی نرم افزار ترموفلو:

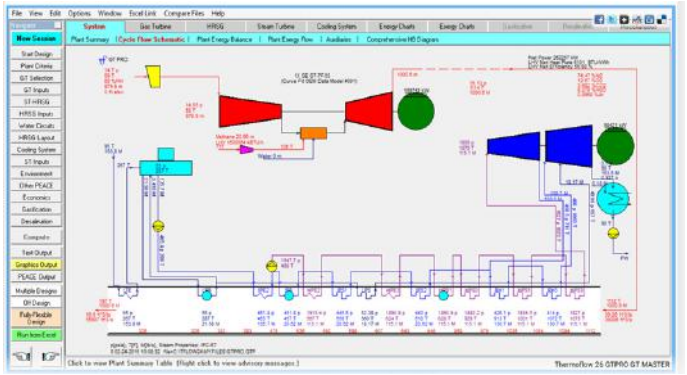
نرم افزار ترمو فلو یک نرم افزار شناخته شده در سطح جهانی برای طراحی، برآورد هزینه و حتی کنترل پلنت‌های صنعتی می‌باشد.
این نرم افزار توانایی محاسبه پارامترهای زیر را دارا می‌باشد:

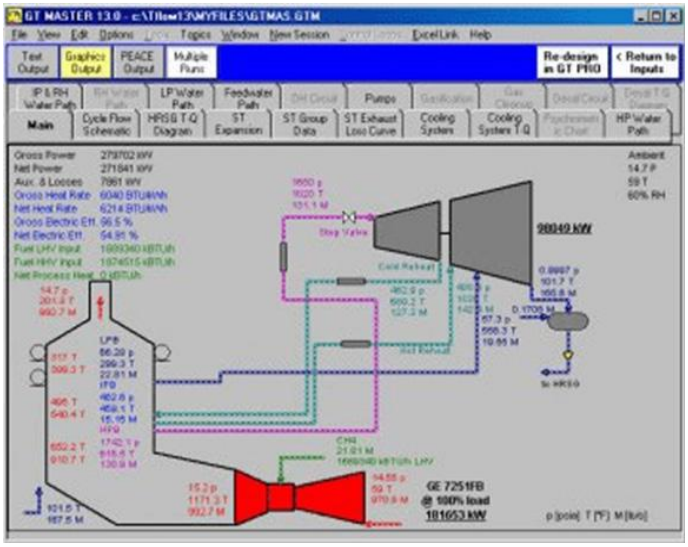
- توان کلی و مفید پلنت
- بازده کلی و مفید پلنت و نرخ انتقال حرارت
- بازده کل نیروگاه
- گردش توان
- مصرف سوخت
- هزینه سوخت مورد نیاز
- هزینه تولید الکتریسیته مورد نیاز پلنت
- مصرف سوخت هر واحد نیروگاه
- گزارش تفصیلی میزان توان مورد نیاز هر واحد
- فشار و دمای هر نقطه کلیدی از نیروگاه
- شرایط فشار و دمای بخار مورد نیاز
- مصرف آب
- مصرف آب



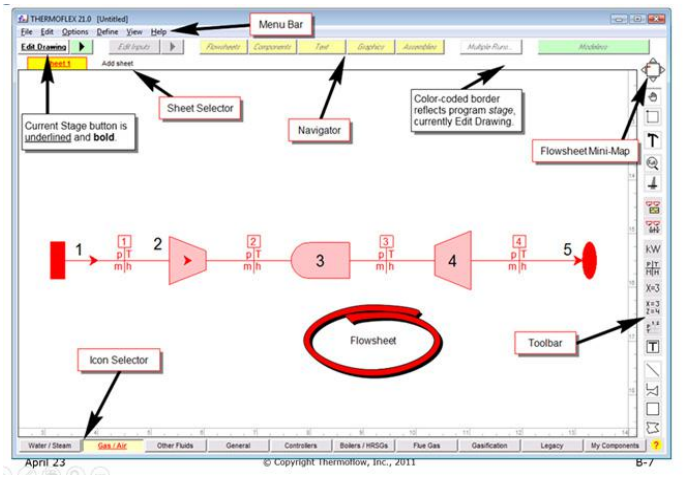
نگاهی به ماژول‌های مختلف نرم افزار

نرم افزار ترموفلو به صورت کلی برای طراحی همه بخش های یک نیروگاه مورد استفاده قرار می‌گیرد. توربین‌های گازی و بخار، کندانسور، بویلر، Heat recovery steam generator، مبدل‌های حرارتی، کمپرسور.
همه این تجهیزهای و بسیاری دیگر از تجهیزاتی که در یک نیروگاه مورد استفاده قرار می‌گیرند در این نرم افزار قابل مدل سازی می‌باشند. اما به منظور مدلسازی دقیق‌تر توربین‌های بخار و گاز این نرم افزار دارای چهار module به نام‌های Gtpro و Gtmaster و SteamPro و Steammaster می باشد.
Gtpro و Steampro دارای بانک اطلاعاتی گسترده‌ای از انواع توربین‌های گازی و بخار که تا کنون در جهان نصب شده و مورد استفاده قرار گرفته اند می‌باشد که می‌توان از این توربین‌ها برای شبیه‌سازی استفاده کرد.
اما اگر بنا به شرایط پروژه، نیاز باشد که توربین جدیدی طراحی شود از دو نرم افزار Gtmaster و Steammaster استفاده می‌شود و با استفاده از این دو ماژول می‌توان تمامی مشخصات توربین را از ابتدا طراحی نمود و خروجی توربین را محاسبه کرد.





این نرم افزار دارای محیط کاربری بسیار هوشمندانه ای می‌باشد. تنها کاری که لازم است برای مدلسازی انجام شود این است که اجزای پلنت به صورت جدا در صفحه سفید نرم افزار وارد شوند و سپس جریان بین آن‌های نیز با خط مشخص گردد. سپس ویژگی-های هر تجهیز به نرم افزار داده شود. معمولا این ویژگی ها شامل دما، فشار و دبی جرمی و ویژگی‌های ترمودینامیکی از این قبیل هستند.



نگاهی متفاوت از منظر دانشجوی نمونه کشوری و دانشگاه تبریز به مهندسی

گفتگوی صمیمی با دکتر مال اندیش

محمد مهدی رسول‌زاده، هانیه ستوده، سحر عادل رزی
دانشجویان مهندسی برق دانشگاه تبریز



خب آقای دکتر لطفا خودتون رو معرفی بکنید.

عرض سلام و ادب دارم خدمت کمیته نشریه انجمن انرژی و دوستان محترم، همچنین دانشجویان فعال در این حوزه. بنده محمد مال اندیش، دانشجوی دکترای رشته مهندسی برق دانشگاه تبریز و در خدمت شما هستم.

راهکارهای تولید انرژی در کشورهای اروپایی به نظر شما چه چیزی هستش؟

بنده توضیح جامعی در این خصوص ارایه خواهم کرد بعد شما خودتون نتیجه بگیرید که ایا این ایده‌ها در کشور ما هم عملی هست یا نه که البته وجود زیرساخت‌ها در کشورهای اروپایی کاملا با اینجا متفاوت هست و حتی اگر کشور ما بخواهد کاری در خصوص این زیرساخت‌ها انجام دهد نیاز به دوباره پایه گذاری یک سری اساس‌ها خواهد داشت که بسیار هزینه بر خواهد شد تا به نتیجه‌ای مطلوب برسد. در کشورهای اروپایی شیوه زندگی کاملا متفاوت است و قبل از هر کاری در حوزه انرژی این تفکر وجود دارد که فرد چگونه راحت‌تر و سالم‌تر زندگی کند. وقتی بحث تولید انرژی است مثلا از طریق توربین‌های بادی یا صفحات خورشیدی در ابعاد گسترده در مناطقی از کشور تولید بکنیم قطعا اینها در زندگی معمولی مردم اختلال ایجاد خواهند کرد. در کشورهای اروپایی انالیزهایی در این باره صورت میگیرد تا این اثرات را به حداقل برسانند در واقع برای اینها زیرساخت‌هایی در نظر میگیرند تا خروجی مطلوب داشته باشند به طوری که به هیچ عنوان اسیبی به زندگی عادی مردم نداشته باشد.

در کشورهای ایتالیا و دانمارک که میخواهند توربین‌های بادی پیاده کنند مهندسان در نظر دارند که این توربین‌ها قطعا فضای قابل توجهی را اشغال خواهند کرد و به دلیل وجود امواج و نویزهایی که این توربین‌ها تولید میکنند تا محدوده‌ای نباید هیچ منطقه مسکونی وجود داشته باشد و همچنین به دلیل وجود خاک حاصلخیز و منابع موجود در این مناطق این موضوع در نظر گرفته میشود که چقدر مساحت مفید اشغال کرده است و ایا راندمان ان به نسبت مزرعه کشاورزی بیشتر است یا نه.

ایده‌ای که برای افزایش راندمان صورت گرفته است بردن مزارع بادی به سواحل است چون هم در این مناطق راندمان باد بالاست و هم اینکه خاک این مناطق قابلیت زراعت پایین تری نسبت به دیگر مناطق دارد.

ولو در کشورهای اسکاندیناوی در زمانهایی از سال نورخورشید نمی تابد اگر بخواهند نور خورشید را به طور طبیعی دریافت کنند اکثر افراد در زمانهای دیگر به سواحل میروند تا مشکلات پزشکی در خصوص کمبود ویتامین دی نداشته باشند. به همین علت ایده‌ای بهتر ارایه کردند. ایده‌ی مزارع بادی در داخل دریا متشکل از چند توربین بادی به طوری که ۴۰ کیلومتر از سواحل فاصله داشته باشند تا خطرات امواج به هیچ وجه اسیبی به سلامتی مردم وارد نکند.

کشور ایتالیا این ایده تاپ را میخواهد در سواحل خود عملی کند و توربین‌های بادی که میخواهد پیاده سازی کند طول هر بال به ۱۱۵ متر میرسد و گاهی ۱۳۰ متر و این ها را که در کشور چین مونتاژ میکنند، وارد می‌کنند.

با وجود عدم زیرساخت‌ها در کشور ایران مناطقی خالی از سکنه در ایران وجود دارد اگر از لحاظ شرایط بادی و راندمان در وضعیت مطلوبی باشد امکان پیاده سازی این ایده وجود دارد.



چه کارهایی میتوان انجام داد که امکان دسترسی به تکنولوژی در کشور ما هم وجود داشته باشد؟

قطعا دسترسی به اینکه صفر تا صد تکنولوژی در دست ما باشد بسیار سخت خواهد بود و نیاز به زمان طولانی دارد، مثلا کشوری مثل چین که میتواند دیگر کشورهای دنیا را از لحاظ صنعتی تامین کند و کشوری مثل ایتالیا که از کشورهای پیشرفته در دنیاست بخشی از پارت صنعتی خود را بر عهده چین میگذارد. کشور ما هم میتواند همچین کاری انجام دهد قسمت‌هایی که مهندسان ایرانی میتوانند انجام دهد را انجام دهیم باقی قسمت ها که خارج از امکانات کشور است از کشورهای دیگر خریداری و در مرحله اول منتاژ صورت میپذیرد و در مراحل بعد مهندسی معکوس اتفاق میفتد و در بخش بعدی کشور ما نیز قادر به تولید این محصولات باشد و مهندسان کشور در این زمینه شناخته شده هستند و میتوانند در زمان کوتاه به نتیجه مطلوبی برسند.

با شیوه اموزشی موجود دانشجویان چه راهبردی را در پیش بگیرند تا موفق شوند؟ سیستم اموزشی در کشور از لحاظ تیوری در وضعیت بسیار خوبی قرار دارد ولی هر سیستم اموزشی یک سری مزایا و یک سری معایبی دارد ولی برای مثال تنها با مقایسه جامعه مهندسی با دیگر کشورها حتی کشورهای عربی میتوان دید که اکثریت محصلان از لحاظ عملی بسیار ضعیف عمل می‌کنند و این موضوع به زیرساخت‌های دانشگاه‌ها بر می‌گردد. دانشجویی که به طور تئوری کامل اموزش میبیند باید قادر به پیاده سازی علم خود به صورت عملی هم باشد.

به نظرتون کدام گرایش و رشته پتانسیل خوبی برای پیشرفت دارد؟

بنده اطلاعاتی راجب دیگر رشته‌ها ندارم تنها در خصوص رشته خود اعلام نظر میکنم. قطعا تمام رشته‌های مهندسی و تمام گرایشات در حوزه برق یا دیگر رشته‌ها همگی باید باشند تا یک پروژه به نتیجه برسد.

مباحث برگزیده دنیا چه چیزهایی هستند؟

به طور کلی در دنیا هر چیزی که منجر به تولید انرژی بیشتر شود بیشتر مورد توجه است. چون انرژی در کل دنیا به معنای قدرت است از هر لحاظ چه از لحاظ سیاسی چه از لحاظ اموزشی و علمی و.. و این موضوع نظر شخصی بنده نیست و یک موضوع اثبات شده است که هر کشوری به انرژی بیشتری دسترسی دارد در دنیا از هر لحاظ تاپ و برگزیده است. بحث انرژی های تجدید پذیر که سوخت‌های فسیلی رو به اتمام است و با وجود دارایی کشور در این حوزه باید اینده نگر بود و برنامه ریزی کرد چون این انرژی بالاخره یک روز به پایان میرسد.

چه توصیه‌ای برای دانشجویان دارید؟

از دیدگاه بنده یک مهندس واقعی بودن هدف والایی است که میتوان از بعدهای مختلفی آنرا بررسی کرد که یکی از انها این است که در دانشگاه علم محور باشند نه صرفا نمره محور که به دنبال این باشند که چه چیزی کاربردی است انرا یاد بگیرند. بعد دوم این است که بتوانند ان علمی که اموخته اند را به فناوری تبدیل کنند و این موضوع که در چه مقیاسی باشد اصلا مهم نیست و در بند اخر تمکین به معیارهای انسانی را توصیه میکنم. در هر جا در هر زمان هر کسی معیارهای انسانی را ملاک موفقیت خود قرار دهد قطعا در درون خود یا در هر جامعه‌ای به ویژه در جامعه حق نهایتا سربلند است و این هدف زندگی ماست.



هوش مصنوعی و انرژی

آنیتا خدادادی، هومن اسماعیل‌زاده
کارشناسی مهندسی برق، دانشکده مهندسی برق و کامپیوتر دانشگاه تبریز

در زیر ادامه مطلب از نشریه شماره ٤ را می‌خوانیم:

۱.۳. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی، بخش برق‌آبی

با بستن سد بر روی مسیرهای آبی و نگهداری آب در پشت سدها، می‌توان توربین‌ها را به‌منظور تولید انرژی الکتریسیته به حرکت درآورد. کشورها سال‌هاست از این منبع انرژی به‌عنوان یک منبع پاک برای تولید انرژی برق استفاده می‌کنند که در حال حاضر متخصصین به دنبال توسعه و بهبود آن توسط فناوری هوش مصنوعی هستند. هوش مصنوعی می‌تواند در زمینه‌هایی چون نگهداری از سدها بسیار کارآمد عمل کند و این امر سبب افزایش قابلیت اطمینان و کاهش هزینه‌های تولید انرژی برق از این روش شده که در ادامه به تشریح راهکارهای هوش مصنوعی در این زمینه پرداخته می‌شود.

پیش‌بینی تراز آب پشت سدها

حجم آب پشت سدها با توجه به شرایط محیطی دائماً در حال تغییر است. ازجمله موارد اثرگذار در حجم آب می‌توان به میزان بارندگی، تابش انرژی خورشید، دمای هوا، حجم آب ورودی از رودها اشاره کرد. آب پشت سدها نباید از مقدار مشخصی بیشتر شود چراکه به دیواره سد، فشار آورده و می‌تواند سبب تخریب آن گردد. از همین رو متخصصین از مدل‌های هوش مصنوعی کمک می‌گیرند تا حجم آب پشت سدها را پیش‌بینی و در صورت لزوم، فرمان هشدار را صادر کنند.



کشف خرابی در سدها

حجم قابل‌توجهی از آب در پشت سدها ذخیره‌شده که در صورت رها شدن آن‌ها، تمام مناطق اطراف به زیر آب خواهد رفت. درنتیجه، لازم است سدها به‌طور دائم و مرتب مورد ارزیابی قرار گیرند تا اگر بخشی از سد نیاز به تعمیر دارد، محل موردنظر، کشف و اقدامات لازم انجام شود. به کمک پهپادها و با استفاده از فناوری بینایی ماشین، می‌توان از بخش‌های مختلف سدها عکس‌برداری و پس از تجزیه‌وتحلیل آن‌ها، محل و نوع خرابی را مشخص کرد.

۱.۴. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی در بخش انرژی زمین‌گرمایی

انرژی زمین‌گرمایی، حاصل از گرمای لایه‌های پایین‌تر زمین است که از آن به‌عنوان یک منبع پاک استفاده می‌شود. از این گرما می‌توان به روش‌های مختلف برای تولید انرژی برق استفاده کرد. به‌عنوان‌مثال، آب را به کمک این گرما، بخار می‌کنند و توسط بخارآب، توربین‌ها را به حرکت درمی‌آورند تا از آن برق تولید شود.

یکی از چالش‌های استفاده از انرژی زمین به‌عنوان یک منبع تجدید پذیر، کشف محل مناسب حفر چاه است که محققین توانسته‌اند به کمک فناوری هوش مصنوعی و با به‌کارگیری تکنیک‌های جدید یادگیری ماشین برای تجزیه‌وتحلیل تصاویر سنجش‌ازدور، محل مناسب برای حفر چاه و احداث نیروگاه زمین‌گرمایی را مشخص کنند. در این فرآیند، معیارهایی چون ویژگی‌های سطح زمین، تصاویر هوایی از چشمه‌های آب گرم و کوه‌های آتش‌فشان برای سیستم هوش مصنوعی تعریف می‌شود و سیستم می‌تواند بهترین محل را بر اساس معیارها مشخص کند.

۱.۵. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی، بخش زیست‌توده‌ها

زیست‌توده‌ها، پایدارترین و فراوان‌ترین منبع انرژی تجدید پذیر هستند که می‌توانند به‌عنوان جایگزینی برای محصولات با پایه‌ی نفت خام استفاده شوند. زیست‌توده به مواد طبیعی که از بقایا و پسماندهای گیاهان و حیوانات به دست می‌آیند، گفته می‌شود. زیست‌توده‌ها یکی از منابع انرژی تجدید پذیر شناخته می‌شوند که طیف وسیعی را در برمی‌گیرند. به‌طور عمده زیست‌توده در شش گروه زیر تقسیم‌بندی می‌شود:

- جنگل‌ها و ضایعات جنگلی
- محصولات و ضایعات کشاورزی، باغداری و صنایع غذایی
- فضولات دامی
- فاضلاب‌های شهری
- فاضلاب‌ها، پسماندها و زائدات آلی صنعتی
- ضایعات جامد

تلفیق فناوری‌های هوش مصنوعی و فرآیندهای تولید زیست‌توده می‌تواند روند تولید آن‌ها را تسهیل و کیفیت آن‌ها را بالا ببرد. کارکردهای هوش مصنوعی در این حوزه عبارت است از: اندازه‌گیری میزان غلظت زیست‌توده‌ها و تشخیص کیفیت ذرات مواد اولیه به کمک فناوری بینایی ماشین که در ادامه به تشریح آن‌ها پرداخته‌شده است.



اندازه‌گیری میزان غلظت زیست‌توده

یکی از مهم‌ترین فرآیندهای عملیات تخمیر، تعیین میزان غلظت زیست‌توده در یک کشت سلولی است. برای اندازه‌گیری غلظت زیست‌توده‌ها روش‌های مختلفی چون اندازه‌گیری وزن خشک، شمارش کلنی، شمارش مستقیم میکروسکوپی، روشهای فیزیکی و شیمیایی وجود دارد؛ اما امروزه توسط فناوری بینایی ماشین و به کمک پردازش تصاویر گرفته‌شده از زیست‌توده‌ها می‌توان میزان غلظت آن‌ها را اندازه‌گیری کرد. خودکارسازی فرآیند اندازه‌گیری غلظت زیست‌توده‌ها به کمک هوش مصنوعی، ضمن آزاد کردن زمان و انرژی منابع انسانی می‌تواند به‌صورت دائمی و در هرلحظه انجام شود.

تشخیص کیفیت ذرات مواد اولیه زیست‌توده

کیفیت نهایی زیست‌توده‌ها و میزان انرژی تولیدی آن‌ها به کیفیت مواد اولیه‌ای که زیست‌توده با آن‌ها تولید می‌شود و نوع قارچ و باکتری اضافه‌شده به مواد بستگی دارد. ازاین‌جهت می‌توان با کمک گرفتن از فناوری بینایی ماشین و پردازش تصاویر گرفته‌شده از مواد اولیه، کیفیت آن‌ها را مشخص و درنهایت کیفیت زیست‌توده تولیدشده را پیش‌بینی کرد.



۱.۶. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی در بخش انرژی جزر و مد

جزر و مد، حاصل از گرانش ماه و خورشید است و درصورتی‌که تفاوت سطح آب در جزر و مد به‌اندازه‌ی کافی زیاد باشد، می‌توان از این اختلاف ارتفاع، در به حرکت درآوردن توربین‌ها و درنتیجه تولید انرژی برق استفاده کرد. سطح بالا آمدن و درنتیجه انرژی تولیدشده در این روش به عواملی چون تراز خورشید و ماه، شکل خط ساحلی و عمق آب بستگی دارد.

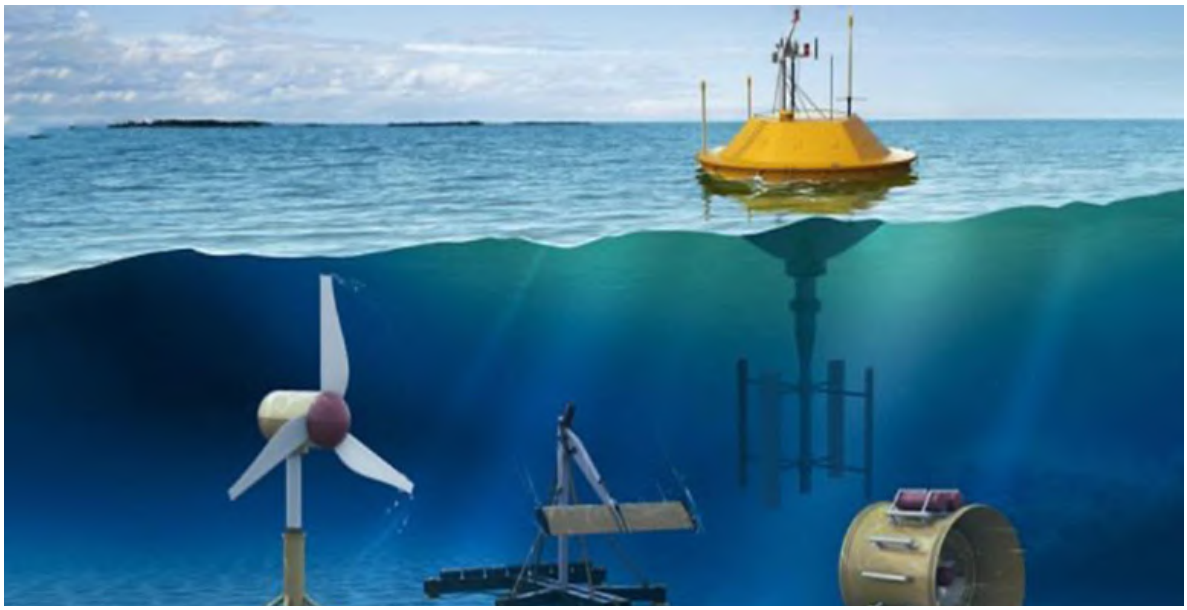
برای بهره گرفتن از انرژی جزر و مد، فناوری‌های مختلفی استفاده می‌شود که ازجمله آن‌ها می‌توان به هواگردهای زیرآبی اشاره کرد. با توجه به این‌که هدف هواگردهای زیرآبی، تولید بیشترین میزان برق است و نه لزوماً رسیدن به بیشترین سرعت (چراکه در سرعت‌بالا پره‌های هواگرد آسیب می‌بینند)، محققین در تلاش‌اند تا به کمک هوش مصنوعی، مسیر، سرعت و مدل بهینه چرخش هواگرد را تعیین کنند. با حرکت دادن هواگردها به سمتی که جزر و مد بیشتری وجود دارد، می‌توان علاوه برافزایش تولید برق، کمترین میزان خرابی در پره‌ها را منجر شد. همچنین به کمک هوش مصنوعی، میزان برق تولیدی توسط انرژی جزر و مد قابل پیش‌بینی است.

۱.۷. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی در بخش انرژی امواج

انرژی امواج، حاصل انتقال انرژی باد به دریاست. قدرت و سرعت امواج بستگی به‌سرعت باد و مسافت آن دارد. میزان انرژی موجود در امواج دریا بسیار زیاد است به‌طوری‌که می‌توان از آن برای تولید برق، آب‌شیرین‌کن و پمپاژ آب در مخازن استفاده نمود.

از انرژی امواج توسط دو روش خارج از ساحل و سیستم‌های ساحلی بهره گرفته می‌شود. سیستم‌های ساحلی در امتداد خط موج ساخته‌شده و انرژی امواج را در برخورد با خود جذب می‌کنند. در سیستم‌های خارج از ساحل، شناورها در مناطق پرعمق دریا قرارداده می‌شوند و با حرکت امواج، این شناورها انرژی تولید می‌کنند.

محققین در تلاش‌اند تا با کمک گرفتن از فناوری‌های کاربردی هوش مصنوعی، بتوانند ارتفاع موج تولیدشده در هر شناور، دامنه شار انرژی تولیدشده در آن و همچنین انرژی تولیدشده در سیستم‌های ساحلی را طبقه‌بندی، مقایسه، ارزیابی و پیش‌بینی کنند که داده‌های حاصل از این بررسی‌ها منجر به مدیریت بهتر تولید و ذخیره انرژی امواج می‌گردد.



۱.۸. کاربردهای هوش مصنوعی در صنعت انرژی در بخش پیل‌های سوختی

پیل سوختی وسیله‌ای است که در طی فرآیند الکتروشیمیایی، انرژی ذخیره‌شده شیمیایی در سوخت را به‌طور مستقیم، بدون نیاز به توربین و بدون احتراق و ایجاد آلودگی، به برق DC تبدیل می‌کند. اجزای اصلی تشکیل‌دهنده یک پیل سوختی از مخزن سوخت، الکترولیت و الکترودهای نازک و متخلخل آند و کاتد تشکیل‌شده است.

برای بالا بردن ظرفیت و توان استفاده از پیل‌های سوختی، دانشمندان از الگوریتم‌های یادگیری ماشینی کمک می‌گیرند. این الگوریتم‌ها در بخش‌های مختلفی از تولید انرژی توسط پیل‌های سوختی مانند ارزیابی، مدل‌سازی، بهبود عملکرد پیل‌های سوختی و همچنین پیش‌بینی تخریب آن‌ها مورداستفاده قرار می‌گیرند.

مدل‌سازی عملکرد پیل‌های سوختی

پروژه‌های زیادی در دنیا در حال تلاش برای بالا بردن توان و میزان انرژی دریافتی از پیل‌های سوختی هستند. شبکه‌های عصبی مصنوعی، توانایی شناسایی، کشف ارتباط بین الگوها و مدل‌سازی عملکرد سلول‌های سوختی را دارند که به افزایش عملکرد پیل‌های سوختی می‌انجامد.

ارزیابی عملکرد پیل‌های سوختی

لازم است عملکرد پیل‌های سوختی در دوره‌های مختلف، مورد ارزیابی قرار گیرد. امروزه دانشمندان در تلاش‌اند تا به کمک هوش مصنوعی، این ارزیابی‌ها را بهتر و مؤثرتر انجام دهند. در بررسی عملکرد پیل‌های سوختی با استفاده از روش‌ها و الگوریتم‌های هوش مصنوعی، دما و غلظت سولفات آهن بر روی ولتاژ خروجی در شرایط قبل و بعد از راه‌اندازی پیل سوختی بررسی‌شده و سپس بر اساس نتایج حاصل‌شده، عملکرد آن مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

ادامه دارد.....



اختراع و پتنت

هانیه ستوده، سارا کیانی نسب
دانشجویان دانشگاه تبریز

اختراع چیست؟

یک اختراع به طور کلی به عنوان یک راه حل جدید و مبتکرانه برای یک مشکل فنی شناخته می‌شود. این راه حل ممکن است شامل ایجاد یک دستگاه، محصول، روش، یا فرآیند کاملاً جدید باشد، یا ممکن است تنها یک بهبود جزئی در یک محصول یا فرآیند شناخته شده باشد. اختراع حاصل تفکر یک یا چند نفر است که اولین کسانی هستند که یک فرآیند یا محصول خاص را معرفی کرده و مشکلی را در یک حرفه، هنر، تکنولوژی، صنعت و غیره حل می‌کنند.

اگر پروژه الزامات تعیین شده توسط قانون ثبت اختراعات را برآورده کند، توسط آن کشور حمایت شده و مخترع یک حق اختراع دریافت می‌کند. طبق قانون، دارنده اختراع از حقوق ویژه برخوردار است. پس از ثبت اختراع، اسناد و مشخصات ثبت اختراع در دسترس عموم قرار می‌گیرد و پتنت‌های ثبت شده از طریق وب سایت و منابع مختلف قابل دسترسی هستند.

اختراع یا پتنت؟

تفاوت بین اختراع و پتنت در ماهیت و حمایت قانونی آنها است. در حقیقت می‌توان گفت معنی دیگر واژه پتنت، حق ثبت اختراع است. اختراع یک محصول یا فرآیند جدید است، در حالی که پتنت نوعی حمایت قانونی برای یک اختراع است. هنگامی که یک پتنت به یک اختراع اعطا می‌شود، مخترع برای مدت محدودی مالک آن حق اختراع می‌شود که طی آن می‌توان مالکیت را منتقل کرد. در مقابل، مخترع مالک فکری اختراع است و مالکیت آنها مادام العمر و غیرقابل انتقال است. پتنت حقوق انحصاری را برای مخترع برای مدت محدود، معمولاً ۲۰ سال از تاریخ ثبت، فراهم می‌کند تا از ساخت، استفاده یا فروش اختراع توسط دیگران بدون اجازه جلوگیری شود.

چه مواردی را می‌توان ثبت اختراع کرد؟

یک اختراع بایستی الزامات متعددی را رعایت نماید تا حائز شرایط لازم برای حمایت باشد. برخی از این الزامات عبارت اند از:

* جدید بودن در سطح دنیا: طرح مورد نظر باید جدید باشد و قبلا افشا نشده باشد.
* قابلیت ساخت و اجرا: قابلیت ساخت و اجرا در شرایط حقیقی را داشته باشد.
* در تقاضانامه اختراع به طور شفاف و کامل بیان شده باشد.

چه مواردی را نمی‌توان ثبت اختراع کرد؟

باید توجه شود که برخی از چیزهایی که به ظاهر نوآورانه هستند، قابلیت ثبت اختراع ندارند مانند:

- کشفیات
- روش‌ها و استراتژی‌های انجام فعالیت‌های فکری
- کشف موادی که به طور عادی در طبیعت یافت می‌شوند
- مواردی که بر خلاف اخلاق عمومی هستند

چرا باید ثبت اختراع داشته باشیم؟

* حفاظت قانونی از ایده به منظور جلوگیری از کپی یا سرقت آن
* امکان دریافت بورسیه مالی
* برتری در بازار فروش
* در کشورهای مختلف، مزایای مختلفی را به مخترعین اختصاص می دهند
* افزایش شهرت بین المللی
* ایجاد رزومه بسیار قوی به منظور مهاجرت، اپلای، جذب شغل و...
* اغلب یک اختراع از یک مقاله ISI نیز با ارزش تر است.



استفاده از انرژی خورشیدی در سیستم‌های تهویه مطبوع

محدثه غلامی، دانشجوی کارشناسی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز



مقدمه:

برای ما انسان‌ها خورشید یکی از منابع انرژی شناخته شده است و مقدار انرژی که از خورشید به ما می‌رسد، فوق العاده است. ۹۹ درصد انرژی‌های زمین از خورشید و انرژی خورشیدی بوده که طی میلیون‌ها سال این انرژی به صورت‌های دیگر انرژی تبدیل شده است. ما انسان‌ها در سال‌های متمادی از انرژی خورشیدی برای تولید محصولات کشاورزی، استخراج نمک از دریا و .... استفاده کرده‌ایم. ما یاد گرفته‌ایم که با استفاده از پنل‌های فتوولتائیک خورشیدی انرژی خورشیدی را به برق تبدیل کنیم. به این نکته توجه کنید که تمام انرژی خورشیدی قابل دریافت نیست لذا حدود ۷۰ درصد این انرژی توسط زمین جذب می‌شود که به طور بالقوه برای ما انسان‌ها مفید است و مابقی به فضا بازتاب می‌شود.



امروزه با توجه به مصرف زیاد سوخت‌های فسیلی و رو به پایان بودن منابع سوخت‌های فسیلی، استفاده از انرژی‌های نو مخصوصا انرژی خورشیدی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. خورشید به عنوان یک منبع عظیم انرژی و همچنین دسترسی همگان به آن موجب انجام بررسی و پژوهش‌های گوناگونی در زمینه تولید برق، گرما، سرما و... گردیده است. آینده سیستم سرمایش خورشیدی در کشورهای گرم و خشکی مانند ایران انکار ناپذیراست. تهویه مطبوع خورشیدی به هر سامانه تهویه مطبوعی که برای خنک کردن هوا از انرژی خورشیدی استفاده می‌کند، گفته می‌شود. تهویه مطبوع خورشیدی از طریق آفتاب غیر مستقیم، تبدیل انرژی گرمایی خورشید و مولد برق نوری (نور خورشید به برق) انجام می‌گیرد. تهویه هوای خورشیدی نقش فزاینده‌ای را در طراحی ساختمان‌های انرژی نو دارند.

تعریف عمومی از تهویه:

تهویه مطبوع یعنی انجام عملیاتی روی هوا تا بتوان شرایط هوای محل مورد نظر را برای زیستن، کارکردن یا عملیات صنعتی معین، راحت و بهداشتی کرد و به حد مطلوب برسانیم. تهویه مطبوع باعث می‌شود شرایط هوا طبق روش خاصی به صورت اتوماتیک ثابت بماند یا تغییر کند.

تهویه مطبوع یا هوارسانی دلپذیر یا هوایش دلپذیر شاخه‌ای از مهندسی مکانیک است که وظیفه آن تأمین شرایطی است که موجب رفاه انسان شود و برای نگهداری محصول یا فرایند خاصی مورد نیاز باشد.برای انجام چنین عملی دستگاهی با ظرفیت مناسب بایستی نصب و در طی سال کنترل گردد. ظرفیت دستگاه با حداکثر بار لحظه‌ای واقعی تعیین می‌گردد و نوع کنترل نیز با توجه به شرایطی که باید در طی مدت اعمال پیک بار و بار جزئی تأمین شود، مشخص می‌شود.

امروزه با توجه به مصرف زیاد سوخت‌های فسیلی و رو به پایان بودن منابع سوخت‌های فسیلی، استفاده از انرژی‌های نو مخصوصا انرژی خورشیدی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است. خورشید به عنوان یک منبع عظیم انرژی و همچنین دسترسی همگان به آن موجب انجام بررسی و پژوهش‌های گوناگونی در زمینه تولید برق، گرما، سرما و... گردیده است. آینده سیستم سرمایش خورشیدی در کشورهای گرم و خشکی مانند ایران انکار ناپذیراست. تهویه مطبوع خورشیدی به هر سامانه تهویه مطبوعی که برای خنک کردن هوا از انرژی خورشیدی استفاده می‌کند، گفته می‌شود. تهویه مطبوع خورشیدی از طریق آفتاب غیر مستقیم، تبدیل انرژی گرمایی خورشید و مولد برق نوری (نور خورشید به برق) انجام می‌گیرد. تهویه هوای خورشیدی نقش فزاینده‌ای را در طراحی ساختمان‌های انرژی نو دارند.

تعریف عمومی از تهویه:

تهویه مطبوع یعنی انجام عملیاتی روی هوا تا بتوان شرایط هوای محل مورد نظر را برای زیستن، کارکردن یا عملیات صنعتی معین، راحت و بهداشتی کرد و به حد مطلوب برسانیم. تهویه مطبوع باعث می‌شود شرایط هوا طبق روش خاصی به صورت اتوماتیک ثابت بماند یا تغییر کند.

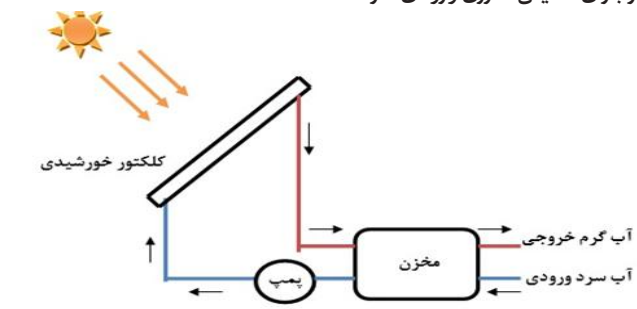
تهویه مطبوع یا هوارسانی دلپذیر یا هوایش دلپذیر شاخه‌ای از مهندسی مکانیک است که وظیفه آن تأمین شرایطی است که موجب رفاه انسان شود و برای نگهداری محصول یا فرایند خاصی مورد نیاز باشد.برای انجام چنین عملی دستگاهی با ظرفیت مناسب بایستی نصب و در طی سال کنترل گردد. ظرفیت دستگاه با حداکثر بار لحظه‌ای واقعی تعیین می‌گردد و نوع کنترل نیز با توجه به شرایطی که باید در طی مدت اعمال پیک بار و بار جزئی تأمین شود، مشخص می‌شود.

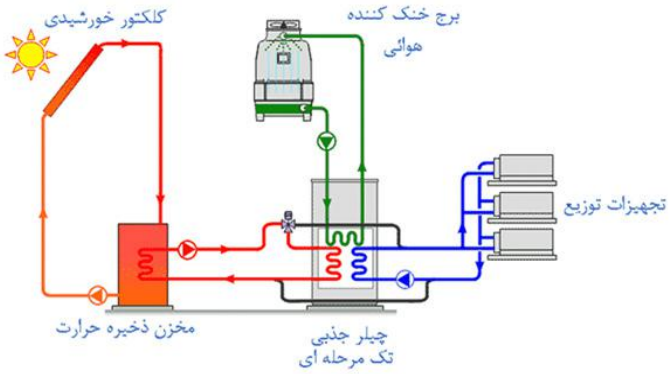


سرمایش خورشیدی

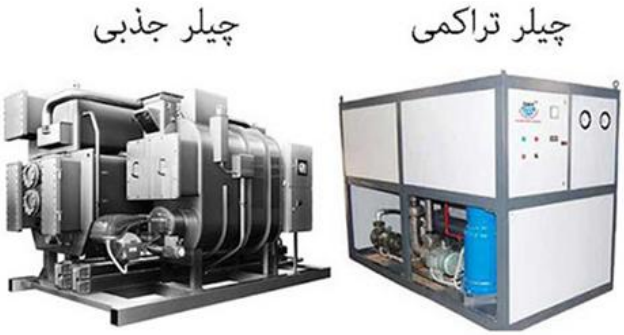
بر خلاف دیگر سیستم‌های خورشیدی مانند آبگرمکن خورشیدی، در سیستم سرمایش خورشیدی، بیشترین تقاضا برای سرمایش زمانی به وجود می‌آید که برای که تابش انرژی خورشیدی بیشتر باشد. بنابراین ترکیب انرژی گرمایی خورشید و سیستم سرمایش خورشیدی بسیار جذاب است.

در سیستم سرمایش خورشیدی، حرارت ایجاد شده توسط خورشید به عنوان نیروی محرکه سرمایش استفاده می شود. تجهیزات برودتی مثل چیلرهای جذبی دهه ها است که مورد استفاده قرار می‌گیرد. اگر چه سیستم‌های برقی تهویه مطبوع به استاندارد و کیفیت بالایی دست یافته اند اما از آن جایی که بیشتر سیستم‌های برودتی از کمپرسور استفاده می‌کنند دارای مصرف برق بسیار بالایی هستند. بنابراین با توجه به این نکته، سیستم‌های برودتی در آینده نزدیک احتیاج به یک منبع انرژی تجدید پذیر برای تامین انرژی ورودی دارند.



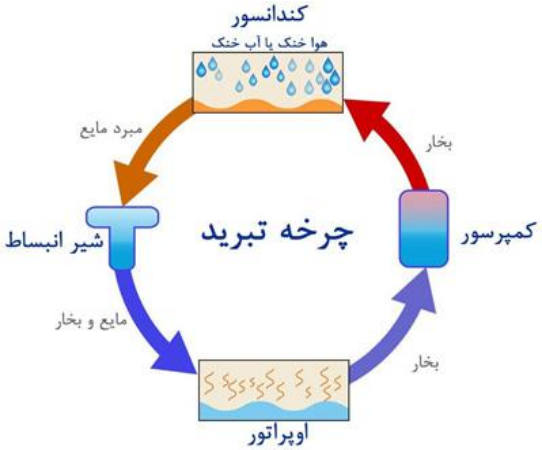


۱) استفاده از سیستم تبرید چیلر تراکمی
۲) سیستم سرمایش جذبی خورشیدی



استفاده از سیستم تبرید چیلر تراکمی

در این روش با استفاده از پنل‌های فتوولتائیک انرژی خورشید را به برق تبدیل می‌کنند و از انرژی به دست آمده آن را برای راه اندازی سیستم تراکمی استفاده می‌کنند. همان طور که می‌دانید سیستم‌های تراکمی دارای مصرف برق بسیار بالایی هستند و به همین دلیل تامین تمام مقدار برق مصرفی این سیستم نیاز به حجم بالایی از پنل خورشیدی دارد.



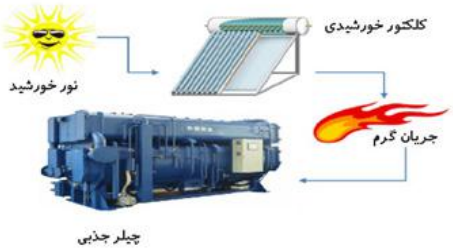


استفاده از سیستم سرمایش جذبی خورشیدی

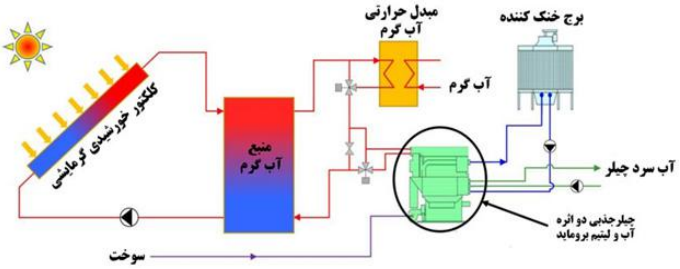
در این روش تولید گرمای سیستم از طریق ایجاد آب گرم در کلکتورهای خورشیدی انجام می گیرد. از آب گرم به عنوان تامین کننده گرمایش سیستم خورشیدی استفاده می گردد و از این طریق سیکل سیستم سرمایش جذبی خورشیدی را تکمیل می‌کنند. این سیستم دارای تجهیزات متحرک بسیار کمی است و مصرف برق بسیار پایینی دارد که این مقدار مورد نیاز برق را می

توانند از طریق پنل خورشیدی تامین کنند.





چیلر جذبی خورشیدی در هر مکانی و در هر میزان آفتابی کار می‌کند. آن‌ها بدون نیاز به برق (یا شاید مقدار اندکی مصرف برق) کار می‌کنند. تنها عضو متحرک آن فن‌های موتور و پمپ‌های کوچکی هستند که آب را از کلکتورها تا چیلر جذبی به گردش در می‌آورند و برق همین بخش‌ها هم می‌توانند از پنل‌های فتوولتائیک مصرف شود تا همین مقدار کم را هم از انرژی خورشید دریافت کنیم.



پایه و اساس سیستم سرمایش جذبی خورشیدی مشابه سیستم‌های معمول برودتی است که با تبخیر محلول مبرد سیستم سرمایش جذبی خورشیدی باعث جذب گرمای اطراف آن می‌شود. تفاوت آن‌ها در این است که به جای تولید برق خورشید به صورت مستقیم از گرمای انرژی خورشیدی استفاده می‌کنیم. این ایده به خوبی جواب می‌دهد، چرا که در فصل تابستان و در زمان گرم شدن هوا میزان انرژی خورشید بیشتر می‌شود و انرژی لازم برای راه اندازی سیستم‌های برودتی تامین می‌شود. مزیت این سیستم در مقایسه با سیستم‌های برودتی معمولی، این است که این سیستم باعث ذخیره مقدار بسیار زیادی از انرژی می‌شود و از طریق گرمای ایجاد شده از طریق انرژی خورشید می‌توان برای سرمایش جذبی خورشیدی و یا برای ساختمان‌های سیستم خورشیدی منفصل از شبکه و ساختمان هایی که برای تامین انرژی نیاز به دیزل ژنراتور دارند استفاده کرد.

در این حالت، سرمایش انرژی خورشیدی باعث کاهش میزان استفاده از سوخت‌های فسیلی و همچنین کاهش میزان تولید گاز CO_2 می‌شود. همچنین از آسیب رساندن به محیط زیست جلوگیری می‌کند. از طرف دیگر به این دلیل که از آب به عنوان مبرد برای ایجاد سرمایش استفاده می کنند کاملا با محیط زیست سازگار است.

تفاوت سیستم سرمایش خورشیدی و سیستم تهویه مطبوع خورشیدی

به طور کلی سیستم سرمایش خورشیدی به معنای کاهش میزان دمای اتاق یا ساختمان و حذف گرما از محیط سکونت است. اما تهویه مطبوع خورشیدی تنظیم دمای هوا و رطوبت محیط است تا ساکنین در اتاق احساس آسایش و رفاه بکنند. در سیستم سرمایش خورشیدی، حرارت ایجاد شده توسط خورشید به عنوان نیروی محرکه سرمایش استفاده می‌شود.

به هر نوع سامانه تهویه مطبوع (خنک‌کننده) هوا که از انرژی خورشیدی استفاده می‌کند، گفته می‌شود. تهویه مطبوع خورشیدی می‌تواند از راه نور خورشید به‌طور غیرمستقیم، تبدیل انرژی گرمایی خورشید و مُوَلِد برق نوری، (نور خورشید به برق) صورت پذیرد.



سیستم سرمایش خورشیدی مدار بسته

از سیستم سرمایش مدار بسته می‌توان در هر سیستم تهویه مطبوعی مثل هواساز یا فن کویل یا در پمپاژ آب سرد در لوله سقف و دیوار ساختمان استفاده کرد. این سیستم به این علت مدار بسته نامیده می شود که ماده مبرد در یک مدار بسته در لوله گردش می کند.

چیلر جذبی هسته اصلی سیکل مدار بسیاری از سیستم‌های گرمایش خورشیدی است، کلکتور خورشیدی انرژی حرارتی خورشید را دریافت می کند و چیلرها با توجه به آب گرم ورودی به ایجاد سرمایش می پردازند.

از کلکتور خورشیدی صفحه تخت یا کلکتور لوله خلاء می‌توان برای جذب گرمایش برای ایجاد سیستم سرمایش خورشیدی استفاده کرد. اندازه و انتخاب نوع کلکتور خورشیدی بر اساس دمای کارکرد سرمایش جذبی خورشیدی و میزان انرژی خورشیدی موجود می تواند تعیین شود.

سیستم سرمایش غیر فعال خورشیدی

علاوه بر استفاده از سیستم سرمایش خورشیدی در روزهای آفتابی می‌توان از سیستم سرمایش غیر فعال خورشیدی نیز استفاده کرد. در این نوع از سامانه سرمایش، گرمای خورشیدی مستقیماً برای ایجاد یک محیط خنک یا به کار اندازی هرگونه روند سرمایش مستقیم، بکار نمی‌رود. در عوض در طراحی ساختمان خورشیدی بر روی کاهش سرعت انتقال گرما در تابستان به داخل ساختمان و بهبود اتلاف گرمای ناخواسته تمرکز می‌شود.

ساخت سرمایش غیر فعال خورشیدی در بنا های جدید بسیار ساده‌تر از تبدیل سامانه ساختمان های جدید می‌باشد. نکات طراحی زیادی در رابطه با سرمایش غیرفعال خورشیدی وجود دارد. این یک عنصر مقدماتی طراحی بنای انرژی صفر در یک آب و هوای گرم است.

An experimental study on the dynamic behavior of vortices generated in a circular path

Amirali Baghernezhad1, Mohammad Taghi Shervani-Tabar2*
1. Phd student of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Iran
2. prof. of mechanical Engineering, University of Tabriz, Iran

Abstract
The aim of this study is the identification of parameters of initiating, strengthening or weakening of vortices in fluid flows. In this paper, initiation of vortices and their dynamic behavior in a liquid filled tank moving on a circular path have been investigated. An experimental apparatus has been designed and constructed for investigating the effects of the radius of the circular path and the angular velocity of the tank on initiation and dynamic behavior of vortices. Colored fine grains are used for visualization of the liquid flow inside the tank and a high-speed video camera has been employed for taking experimental videos and shots. Effects of acceleration and deceleration of the tank on its circular path on initiation and dynamic behavior of vortices have also been considered and taken into account. It is found that increasing the radius of the circular path of the tank results in increasing of strength of the liquid vortices generated inside the tank. It is also found that the liquid vortices are initiated and strengthened when the tank is accelerated on its circular path. While deceleration of the tank on its circular path results in weakening of the vortices inside the tank.

Keywords: Circular path, Vortices, Acceleration, Deceleration, Experimental apparatus.

Introduction
The vortex is a special state of fluid motion in which fluid elements rotate. The factors that cause vortex flow are: temperature gradient, viscosity, surface roughness and asymmetry of walls. The main property of the vortex is that, the tangential velocity in the central core of vortex is the highest value where the pressure in central core is the least [1]. The vortex phenomenon is even more important in meteorology and oceanography.

During the few last decades, numerous experimental and numerical studies have been conducted on the vortex phenomenon for understanding its generation and development in fluid flows. Numerical studies employ discretization techniques for solving the governing equations of viscous fluid flows for computational simulation and visualization vortices within fluid flows and investigating their dynamic behavior.

Ping tan et al. [2] performed an experimental study on the vortex pump and determined velocity field by P.I.V. technique and concluded that the critical net positive suction head decreases with increasing the pump discharge rate. They also concluded that the risk of clogging in this pump is low due to the vortices, and this pump has little efficiency. Gerlach et al. [3] designed an experimental test to find the clogging behavior of vortex pump. In the first stage they pumped the certain flow rate of water with the certain variable number of clogging textiles from the first tank to the second tank. In the second stage they pumped the textiles and the water fluid from first tank to itself for an hour. They concluded from the first stage of tests that in the 4 curved blades impeller the number of remaining textiles in the pump is more than the 8 straight blades impeller pump. They concluded from the second stage of test that the oscillations of 8 straight blades pump are greater than 4 curved blades pump and 8 straight blade pumps is not suitable for long-term operation. Unal and Atlar [4] concluded by imaging the behavior of the flow around a cylinder with presence of a vortex generator and without it, that the vortices move near the stagnation point behind the cylinder in the presence of vortex generators. Peng et al. [5] stated that the performance of the separators depends on the vortex end phenomenon. The results obtained from the stroboscope method revealed that the vortex end phenomenon is due to rotation of the vortex core towards the outer wall and the vortex disappears there. Mir sajedi et al. [6] concluded that when the internal cylinder rotates, flow condenses near out cylinder wall and the pressure increases. Changes in pressure and velocity of the boundary layer cause an imbalance between compression and centrifugal forces and Taylor vortices are formed. The vortex gripper is a device that uses rotating air flow to generate the suction force without direct contact with the body [7]. Wang et al. [7] examined the effect of chamber diameter of the vortex gripper on maximum suction force. They concluded that, the suction force increases to a certain extend with increasing of the chamber diameter. This increase of the suction force is due to an increase of the vortex strength proportional with chamber diameter. Lim et al. [8] performed an experimental study to find the circulation of the vortex ring by P.I.V. method and compared the results with the Pullin and Maxworthy doppler-laser methods. The results of the circulation calculations showed that, there is a perfect match between the three methods. They also conducted that P.I.V. method is faster than the other two methods due to independence on point calculations. Echavez and Mccann [9] conducted that the rapid development of the color column following the flow separation indicates the maximum axial velocity at the vortex core. Paireau et al. [10] designed an experimental study to investigate the effect of shear flow on the vortex strength. They used an electromagnetic field and two submerged disks to generate the vortex and shear flow. Their experimental flow visualization revealed that by increasing the strength of the shear flow, destruction of the vortices occurs faster. Tahershamsi et al. [11] concluded that by defining a non-dimensional intake number as a function of the Froude number, circulation and the geometrical parameters, circulation, strength and stability of the vortex increases by increasing the intake number. Mohammadi et al. [12] used thymol-blue method and flow visualization to calculate the velocity. Based on the results obtained for the circulation, they concluded that, the absolute circulation value in the flow direction decreases from the high radius to the low radius. Mehdi et al. [13] concluded that, in the forced vortex the depth of the vortex increases with increasing the rotational velocity. Also in the free vortex, they concluded that, the vortex becomes wider and stronger with increasing the diameter of the hole in the bottom of the tank. M. T. Shervani-Tabar and N. Shervani-Tabar [14] investigated movement of location of the tip vortex cavitation along the blade edge in an axial pump experimentally. They showed that the tip vortex cavitation moves along the blade edge towards the blade tip and away from the blade trail due to reduction of the pump›s flow rate. N. Shervani-Tabar et al. [15] conducted experimental and computational investigations on the generation and development of the cavitation phenomenon in a centrifugal pump. They showed that the cavitation phenomenon may

occur either in the suction side or in the pressure side of the blades of the centrifugal pump due to its flow rate and also due to its input and output pressures.

Problem Explanation, Innovations & Aims of Paper

In this research an experimental study has been carried out for investigating generation of vortices in a liquid filled tank when it moves along a circular path. For this purpose, an experimental apparatus has been designed and constructed in the laboratory of Applied Hydraulics and Pneumatics in the Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Iran.

Research Method and Assumptions

Experimental setup

According to figure 1, the experimental testing apparatus consists of a one horsepower DC motor with the ability of rotate in both clockwise and counter clockwise directions. A spiral gearbox is installed to transfer the power of DC motor. Metal structure are installed from two rods and movable rails with the ability to change height and their positions. Also at the top of the liquid tank is a place to install a high speed video camera. The rotational velocity of this apparatus varies from 10 to 70 rpm with a control box. Due to the different parts of this apparatus, it finally allows us to produce vortices in the liquid tank and photograph them.

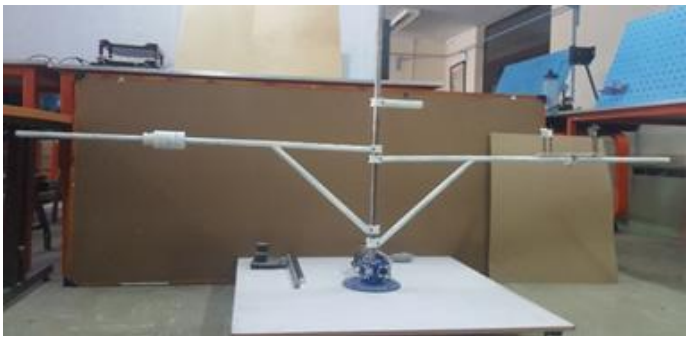


Figure 1: Schematic representation of the experimental apparatus.

Experimental methods

In this section of the experimental study, to investigate the effect of the constant rotational velocity (uniform movement) of the liquid tank on the Strength of the created vortex, the same previous steps are performed at three rotational speeds of 40 ,30 and 50 rpm in the constant rotational radius of 50 cm. The output of this part of experiment is three videos of the effect of constant rotational velocity on vortex behavior. In the other part of this section, to investigate the effect of acceleration and deceleration movement on the vortex strength, water and colored grains are poured into the tank similar to the previous sections but, the rotational velocity of the liquid tank is changed by the control box from 30 rpm to 45 rpm for acceleration movement and vice versa for deceleration movement in the three-time intervals of 10 ,5 and 12 seconds. The output of this part of the experiment is six videos of the effect of acceleration and deceleration movement of the liquid tank on the vortex strength.

Vortex strength calculation

To calculate the vortex strength, the videos obtained from the previous section are converted to the sequential frames with a time interval of 30/1 sec by a software. Then, the experimental images processed by using image processing techniques to increase the images resolution and for precise calculation of experimental results. After this steps, vortex equivalent circle (a circle with the largest radius that includes all the fine colored grains with the movement of the concentric circle around an axis) is determined. The rotational displacement of the grains in the middle radius of equivalent circle are calculated to find the average linear velocity, because the vortices have a quasi-linear velocity distribution. The average linear velocity is calculated from previous statements by determining the rotational displacement of the grains and time interval of the sequential frames. The continuity equation for steady, incompressible and two-dimensional flow is:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(rv_r)+\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial \theta}(v_\theta)=0 \qquad (1)$$

According to the circular concentric movement of the fluid elements in the vortex flow, equation 2 is obtained as below:

$$v_r=0 \qquad (2)$$

Equation 3 is obtained by substituting equation 2 in 1 as below:

$$\frac{1}{r}\frac{\partial}{\partial r}(v_\theta)=0 \qquad (3)$$

As a result from equation 3, the tangential velocity component becomes a function of the radius. According to the vortex vector equation and the rotational behavior of free vortex, equation 4 and 5 are obtained as below:

$$\vec{\omega}=\frac{\Gamma}{A}=\frac{(rv_\theta+v_\theta dr)d\theta}{rdrd\theta}=\frac{v_\theta}{r}+\frac{dv_\theta}{dr} \qquad (4)$$

$$v_\theta=\frac{cons.}{r} \qquad (5)$$

The constant value in equation 5 is the vortex strength, which is also defined as below:

$$P=V.r^*.h \qquad (6)$$

In equation 6, P is the vortex strength m2/sec, V is the average linear velocity of vortex flow m/sec and h is unit depth of vortex flow. As a result, the vortex strength is obtained from equation 6.

Results and Discussion

In this section, the results obtained from the effects of the liquid tank movement type are presented as a uniform constant rotational velocity and accelerated motion, as follows:

Uniform movement (constant rotational velocity)

This part of the experiment is performed at the three constant rotational speeds of 40 ,30 and 50 rpm, at R=50 cm. The cut processed frames for the constant rotational velocity of 40 ,30 and 50 rpm are shown in figures 3 ,2 and 4, respectively. These cut images have been used to calculate the vortex parameters and strength. The calculations performed on these figures are shown in tables 2 ,1 and 3, respectively. According to the tables 2 ,1 and 3, the strength of the created vortex increases with increasing the constant rotational velocity so that the strongest vortex is created at Ω=50 rpm. The reason for the strengthening of the vortex, especially at the velocity of 50 rpm, is the increase of the Coriolis force due to the increase of the relative velocity of the liquid tank.

The video image obtained from the constant rotational velocity of 30 RPM shows that the vortex development process is very slow due to low effect of the Coriolis force.

The linear velocity of the vortex core displacement increases with

increasing the vortex strength due to increasing the constant rotational velocity.

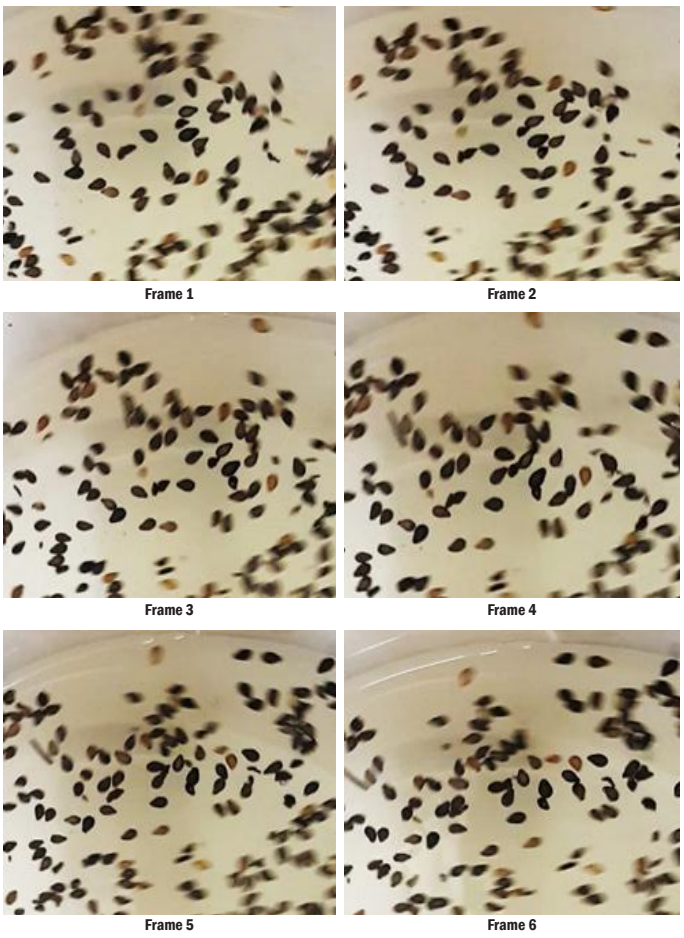


Figure 2: Cut processed images from vortex equivalent circle forming at constant rotational velocity of 30 rpm with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	18	0.6977	0.1884	3.3912×10^{-3}
Frames 3, 4	20	0.6628	0.1988	3.9773×10^{-3}
Frames 5, 6	18	0.6803	0.1836	3.3064×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$3.5583\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=37.50$ $V_y=-18.75$ $\lvert V_{net}\rvert=41.92\ ^{mm}/_{sec}$		

Table 1: Calculation results of vortex parameters at constant rotational velocity of 30 rpm.

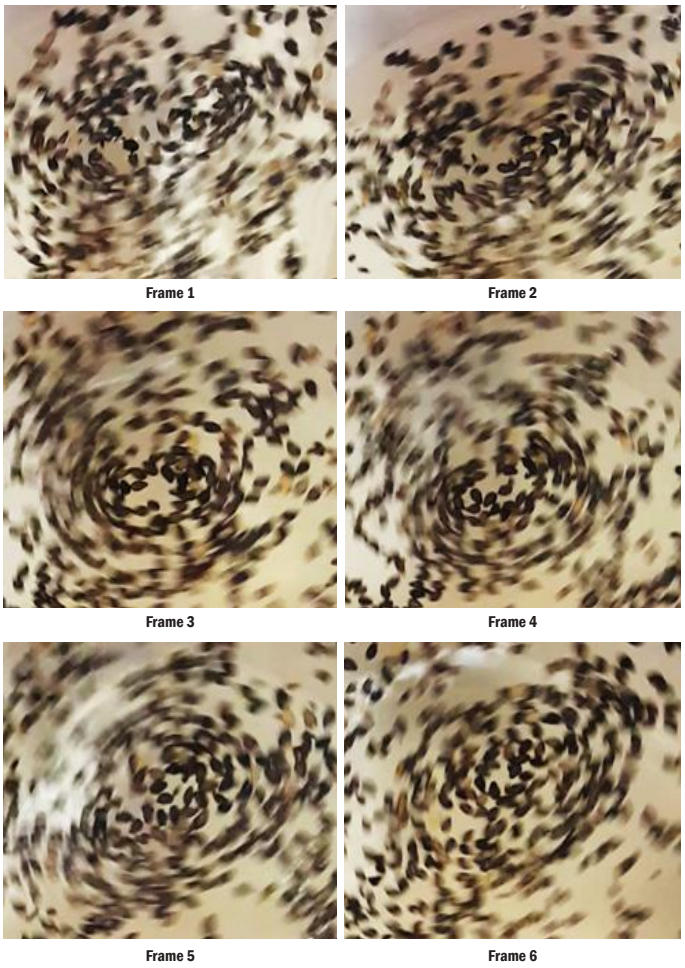


Figure 3: Cut processed images from vortex equivalent circle forming at constant rotational velocity of 40 rpm with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	28	0.3488	0.1470	4.1160×10^{-3}
Frames 3, 4	30	0.2965	0.1330	4.0000×10^{-3}
Frames 5, 6	30	0.3140	0.1410	4.2000×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$4.1053\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=43.75$ $V_y=-18.75$ $\lvert V_{net}\rvert=47.60\ ^{mm}/_{sec}$		

Table 2: Calculation results of vortex parameters at constant rotational velocity of 40 rpm.

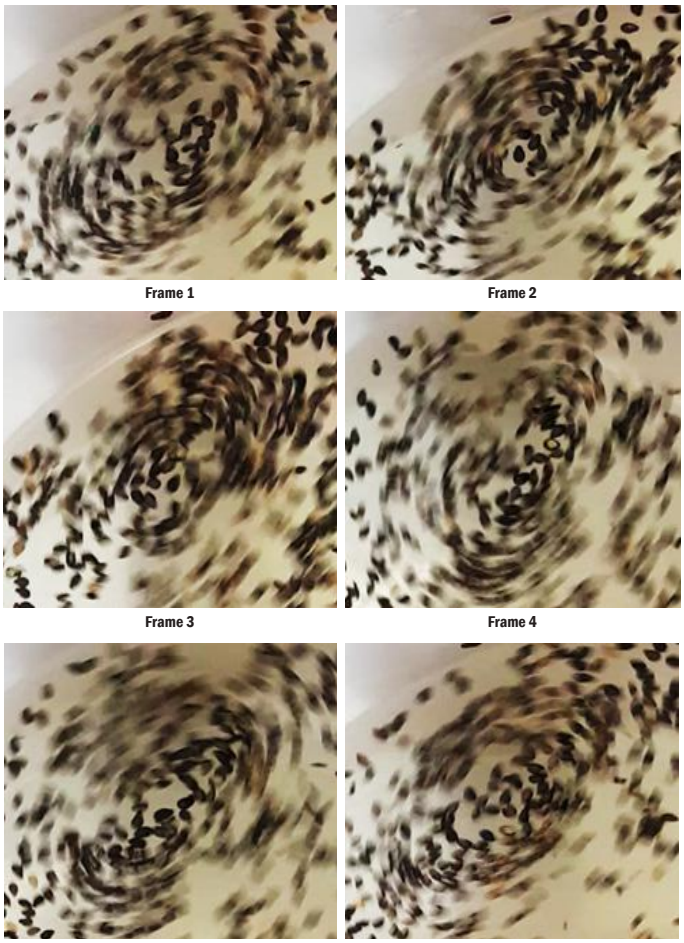


Figure 4: Cut processed images from vortex equivalent circle forming at constant rotational velocity of 50 rpm with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity (m/sec)	Vortex strength (m^2/sec)
Frames 1, 2	22	0.6280	0.2072	4.5592×10^{-3}
Frames 3, 4	22.5	0.6280	0.2119	4.7688×10^{-3}
Frames 5, 6	18	0.8722	0.2355	4.2390×10^{-3}
Average (m^2/sec) vortex strength				$4.5223\times10^{-3}\ m^2/sec$
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 (mm/sec) at $\Delta t=5\times 1/30$ (sec)				$V_x=65.62$ $V_y=-71.87$ $\lvert V_{net}\rvert=97.32\ mm/sec$

Table 3: Calculation results of vortex parameters at constant rotational velocity of 50 rpm.

Acceleration movement

Positive acceleration

In this part of the experiment, the liquid tank rotational velocity increased in the three-time intervals of 10 ,5 and 12 sec from 30 rpm to 45 rpm at R=50 cm. The cut processed frames for intervals of ,5 10 and 12 sec are shown in figures 6 ,5 and 7, respectively. Also, the calculations are shown in tables 5 ,4 and 6.

According to the tables 6-4, the strength of the created vortex is reduced with increasing the time interval due to the reduction of magnitude of the total fluid acceleration and vice versa, because in this section, the acceleration movement created by the velocity changes, is in the same direction of the Coriolis acceleration. Now, the total acceleration applied to the liquid tank increases with increasing the created acceleration by the velocity changes. As a result, the vortex strength in the time interval of 5 sec is greater than 10 and 12 sec.

The video images show that, the created vortex is concentrated on the outermost part of the liquid tank by increasing the acceleration and strengthening the vortex.

According to the results, the linear velocity of the vortex core displacement increases with increasing the vortex strength. As a result, the linear velocity of vortex core displacement in the time interval of 5 sec is greater than 10 and 12 sec and develop faster. Results of this part of study show that, the central point of vortex core deviates downward and to the right-hand side during sequential frames and the displacement of vortex core increase with increasing the vortex strength.

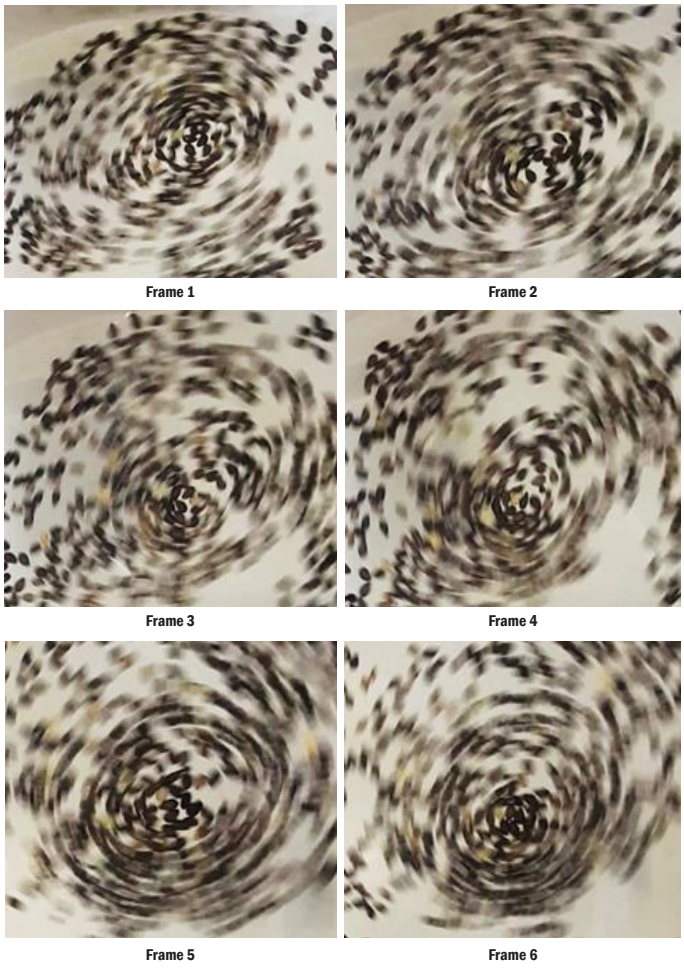


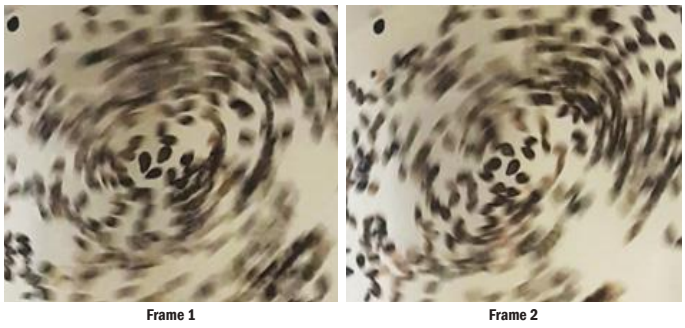
Figure 5: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the positive acceleration motion at Δt=5 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	32	0.3140	0.1507	4.8230×10^{-3}
Frames 3, 4	34	0.3140	0.1601	5.4447×10^{-3}
Frames 5, 6	30	0.3663	0.1648	4.9455×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength				$5.0710\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)				V_x=62.50 V_y=-106.25 $\lvert V_{net}\rvert$=123.27 $^{mm}/_{sec}$

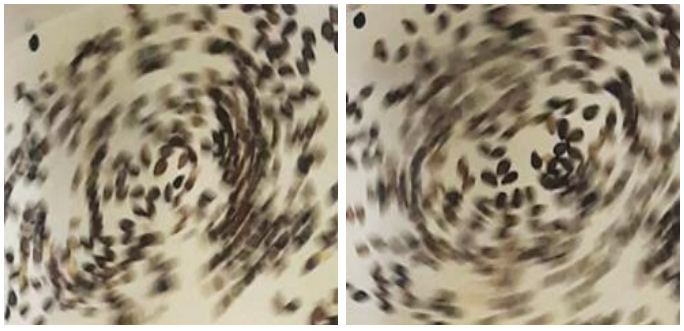
Table 4: Calculation results of vortex parameters in the positive acceleration motion at Δt=5 sec.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	24	0.5407	0.1947	4.6723×10^{-3}
Frames 3, 4	28	0.4361	0.1831	5.1286×10^{-3}
Frames 5, 6	29	0.3837	0.1669	4.8971×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength				$4.8993\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)				V_x=81.25 V_y=-43.75 $\lvert V_{net}\rvert$=92.28 $^{mm}/_{sec}$

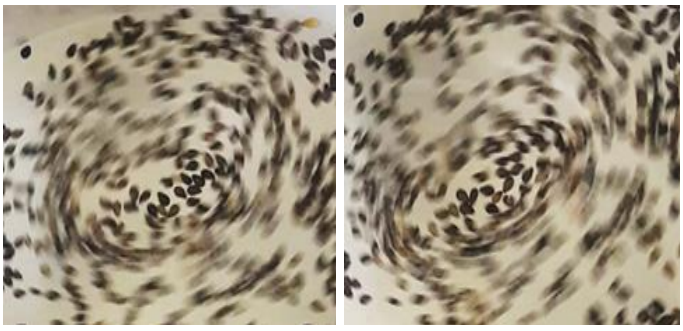
Table 5: Calculation results of vortex parameters in the positive acceleration motion at Δt=10 sec.



Frame 1 Frame 2

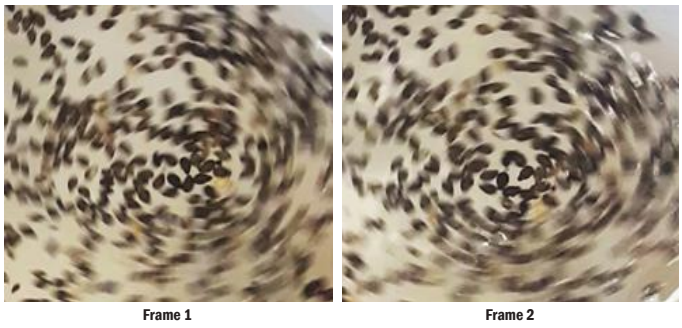


Frame 3 Frame 4



Frame 5 Frame 6

Figure 6: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the positive acceleration motion at Δt=10 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.



Frame 1 Frame 2



Frame 3 Frame 4



Frame 5 Frame 6

Figure 7: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the positive acceleration motion at Δt=12 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	21	0.6977	0.2198	4.6158×10^{-3}
Frames 3, 4	24	0.4884	0.1685	4.2128×10^{-3}
Frames 5, 6	25	0.5223	0.1962	4.9062×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$4.5782\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=0$ $V_x=-83.30$ $\lvert V_{net}\rvert=83.30\ ^{mm}/_{sec}$		

Table 6: Calculation results of vortex parameters in the positive acceleration motion at Δt=12 sec.

Negative acceleration

In this part of the experiment, the liquid tank rotational velocity decreased in the three time intervals of 10 ,5 and 12 sec from 45 rpm to 30 rpm at R=50 cm. The cut processed frames and the calculations based on these frames for intervals of 10 ,5 and 12 sec are shown in figures 9 ,8 and 10, and tables 8 ,7 and 9, respectively. According to the tables 9-7, the strength of the created vortex is reduced by reducing the time interval due to the reduction of magnitude of the total fluid acceleration and vice versa, because in this section, the deceleration movement created by the velocity changes, is in the opposite direction of the Coriolis acceleration. Now, the vortex strength in the time interval of 12 sec is greater than 10 and 5 sec, because the total acceleration of the liquid tank increases with reducing the created acceleration by the velocity changes. The deceleration movement reduces the vortex strength, but the vortices created in this part, especially the vortex created in the time interval of 12 sec, have approximately the same strength as the vortices created with constant rotational velocity of 40 rpm and 50 rpm.

The video images show that, the created vortex is concentrated on the middle part of the liquid tank by weakening the vortex.

According to these images, the linear velocity of vortex core displacement decreases with decreasing the vortex strength that showed in tables 9-7. As a result, the linear velocity of vortex core displacement in the time interval of 10 sec is greater than 5 sec and the linear velocity of vortex core displacement decrease with decreasing the time interval of velocity changes.



Frame 1



Frame 2



Frame 3



Frame 4



Frame 5

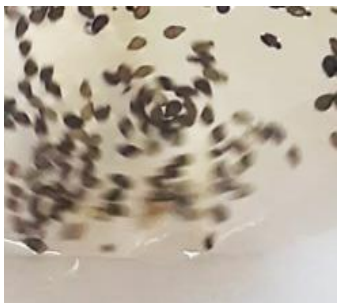


Frame 6

Figure 8: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the negative acceleration motion at Δt=5 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	18	0.8547	0.2307	4.1542×10^{-3}
Frames 3, 4	16	0.8896	0.2135	3.4163×10^{-3}
Frames 5, 6	15	1.099	0.2472	3.7091×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$3.7598\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=45$ $V_x=-19$ $\lvert V_{net}\rvert=48.84\ ^{mm}/_{sec}$		

Table 7: Calculation results of vortex parameters in the negative acceleration motion at Δt=5 sec.



Frame 1



Frame 2

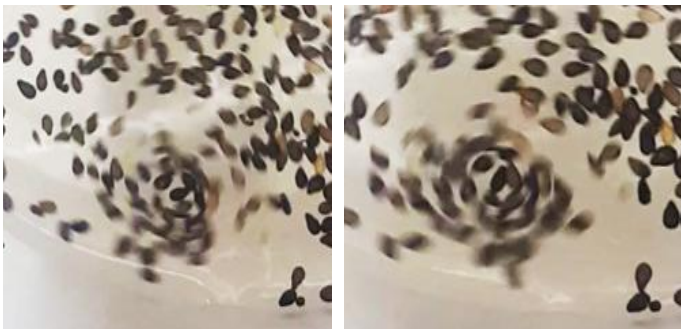


Frame 3 Frame 4



Frame 5 Frame 6

Figure 9: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the negative acceleration motion at Δt=10 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.



Frame 3 Frame 4



Frame 5 Frame 6

Figure 10: Cut processed images from vortex equivalent circle forming in the negative acceleration motion at Δt=12 sec with a time interval of 30/1 sec between the sequential frames.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	20	0.6978	0.2093	4.1866×10^{-3}
Frames 3, 4	22	0.5931	0.1957	4.3060×10^{-3}
Frames 5, 6	22	0.6105	0.2015	4.4326×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$4.2717\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=53.03$ $V_y=60.60$ $=80.53\ ^{mm}/_{sec}\|V_{net}\|$		

Table 7: Calculation results of vortex parameters in the negative acceleration motion at Δt=5 sec.

	Vortex radius (mm)	Rotational displacement (rad)	Average linear velocity ($^{m}/_{sec}$)	Vortex strength ($^{m^2}/_{sec}$)
Frames 1, 2	22	0.5931	0.1957	4.3059×10^{-3}
Frames 3, 4	23	0.5756	0.1986	4.5679×10^{-3}
Frames 5, 6	23	0.5756	0.1986	4.5679×10^{-3}
Average ($^{m^2}/_{sec}$) vortex strength		$4.4805\times10^{-3}\ ^{m^2}/_{sec}$		
Linear velocity of vortex core displacement from frame 1 to frame 6 ($^{mm}/_{sec}$) at $\Delta t=5\times\ ^{1}/_{30}$ (sec)		$V_x=75$ $V_y=-18.75$ $\|V_{net}\|=77.30\ ^{mm}/_{sec}$		

Table 9: Calculation results of vortex parameters in the negative acceleration motion at Δt=12 sec.



Frame 3 Frame 4

Concluding Remarks

This study is performed to investigate the factors affecting on the vortex behavior, including the liquid tank motion type (constant rotational velocity, acceleration and deceleration movement) by employing a laboratory apparatus. According to the mentioned goals, the following results are obtained:

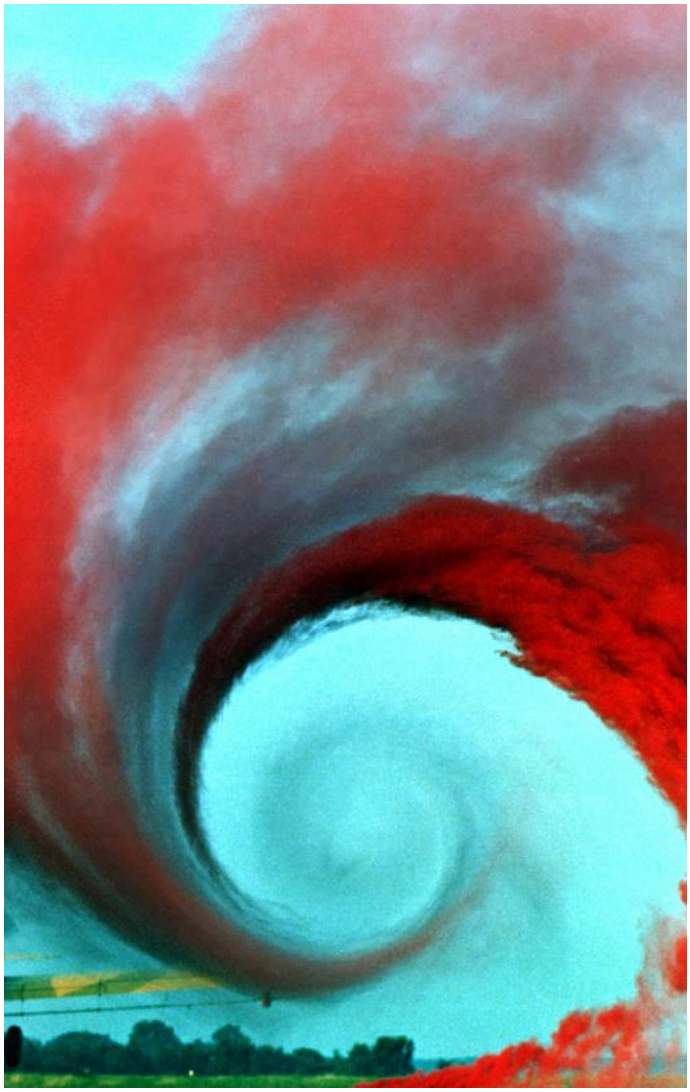
- The vortices created in the liquid tank will disappear after a while, so vortices are caused by the Coriolis effect and are free vortex type.
- In the constant rotational velocity movement, the vortex strength increases with increasing the rotational velocity.

• In the positive acceleration mode, the vortex strength increases with increasing acceleration due to velocity change (reduction of time interval).
• In the negative acceleration mode, the vortex strength decreases with increasing acceleration due to velocity change (reduction of time interval).
• In the all parts of experiment (rotational radius changes-uniform movement and acceleration movement), the linear velocity of vortex core displacement increases with increasing the vortex strength due to the Coriolis effect or the magnitude of the net positive and negative acceleration applied to the tank.
• The central point of vortex core deviates downward and to the right-hand side during sequential frames and form a counter clockwise movement in the liquid tank.
In the all-video images, the vortices are created in the largest radius of the liquid tank and are eventually destroyed by colliding with the liquid tank wall.

References

[1] Y. Cengel and J. Cimbala, I. Mirzaee, Ed. Fluid Mechanics Fundamentals and Applications, 3 ed. (no. 4). Motafakkeran, 2014.
[2] P. Tan et al., «A Performance Test and Internal Flow Field Simulation of a Vortex Pump,» Applied Sciences, vol. 7, no. 12, p. 2017 ,1273.
[3] A. Gerlach, S. Wullf, D. Perlitz, F. Lykholt-Ustrup, and P. Thamsen, «The Optimal Vortex Pump Impeller—An Experimental Study on Clogging Behaviour,» in Proceedings of 12th European Conference on Turbomachinery Fluid Dynamics and Thermodynamics, Stockholm, 2017, pp. 7-3.
[4] U. O. Ünal and M. Atlar, «An experimental investigation into the effect of vortex generators on the near-wake flow of a circular cylinder,» Experiments in Fluids, vol. 48, no. 6, pp. 2010 ,1079-1059.
[5] W. Peng, A. Hoffmann, H. Dries, M. Regelink, and L. Stein, «Experimental study of the vortex end in centrifugal separators: the nature of the vortex end,» Chemical Engineering Science, vol. 60, no. 24, pp. 2005 ,6928-6919.
[6] S. M. Mirsajedi, S. M. Hosseinalipour, and R. Ebrahimi, «Investigation the effect of velocity and pressure on Taylor vortices within two rotating coaxial cylinders,» presented at the 8th. Conference of Fluid Dynamics, Tabriz, University of Tabriz, 2003, [in persian].

a[7] C. Wang, J. Zhao, and X. Li, «Effect of chamber diameter of vortex gripper on maximum suction force and flow field,» Advances in Mechanical Engineering, vol. 11, no. 3, p. 2019 ,1687814019837401.
[8] T. Lim, R. La Fontaine, I. C. Shepherd, and A. Perry, «Some experimental studies of vortex rings generated at tube and orifice openings using particle image velocimetry,» 1992.
[9] G. Echávez and E. McCann, «An experimental study on the free surface vertical vortex,» Experiments in Fluids, vol. 33, no. 3, pp. 2002 ,421-414.
[10] O. Paireau, P. Tabeling, and B. Legras, «A vortex subjected to a shear: an experimental study,» Journal of Fluid Mechanics, vol. 351, pp. 1997 ,16-1.
[11] A. Tahershamsi, H. Rahimzadeh, M. Monshizadeh, and H. Sarkardeh, «An experimental study on free surface vortex dynamics,» Meccanica, vol. 53, no. 13, pp. 2018 ,3277-3269.
[12] J.Mohammadi, H.Karimi, and M.H.Hamedi, «Experimental and numerical study on the self-rotation in sink flow,» Modares Mechanical Engineering, vol. 6 ,13, pp. -126 2013 ,139, [in persian].
[13] M.A.Mehdi, S.Kalishami, and A.Sharifi, «Experimental study of free and forced vortex in fluid mechanics,» presented at the Third international conference on recent innovations in industrial engineering and mechanical engineering, 2016, [in persian].
[14] M. T. Shervani-Tabar and N. Shervani-Tabar, «Movement of location of tip vortex cavitation along blade edge due to reduction of flow rate in an axial pump,» Int. J. of Mechanical and Aerospace Eng, vol. 6, pp. 2012 ,195-191.
[15] N. Shervani-Tabar, R. Sedaaghi, R. Mohajerin, M. T. Shervani-Tabar, and R. I. Bourisli, «Experimental and computational investigation on the cavitation phenomenon in a centrifugal pump,» in Proceedings of the Eighth International Symposium on Cavitation, 2012, pp. 497-489.



Thermodynamic Analysis of a Power Generation System Utilizing Ammonia-Water and Recompression Supercritical CO2 Cycles

S. Hamed F. Alavi1, Amirreza Javaherian1*, Hamidreza Toloueinasab1, Mortaza Yari1*

1. Department of Mechanical Engineering, Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran

Abstract

Combining cycles in power generation systems is crucial for maximizing energy efficiency and minimizing waste heat. This approach permits the recovery of thermal energy, resulting in increased electric power production. By harnessing the waste energy, thermal systems contribute to sustainable and cost-effective power generation. In the present study, a novel integration of recompression supercritical CO2 cycle and ammonia-water cycle is proposed and comprehensively investigated from energy and exergy viewpoints. According to the case study results, under the basic operating conditions of the proposed system, the energy efficiency of the entire plant is calculated as %42.14, which is %5.85 higher than the recompression supercritical CO2 cycle. The results of the parametric study reveal that by increasing the supercritical CO2 compression ratio, the energy and exergy efficiencies and the net generated electric power increase and then decrease. Moreover, the total exergy destruction rate of the entire plant increases by increasing the main compressor inlet temperature. Furthermore, the efficiencies of the power generation system increase by increasing the supercritical CO2 cycle's turbine inlet temperature.

Keywords: Recompression supercritical CO2 cycle; Ammonia-water cycle; Power generation system; Thermodynamic analysis

1. Introduction

The analysis and optimization of energy-converting systems, particularly from the perspectives of exergy and exergo-economics, have received a lot of attention in the last decades. The supercritical CO2 cycle appears to be a promising method of energy conversion for future nuclear power plants when taking into account simplicity, compactness, reliability, and economic factors. Reduced compression work, along with higher efficiency for the SCO2 cycle, is the result of abrupt changes in the thermophysical properties of CO2 at its critical point. Prior to the compression process, it is necessary to cool the working fluid to a specific temperature. In the Supercritical Recompression Brayton Cycle (SCRBC), carbon dioxide is typically cooled to approximately °32C, close to its critical temperature of °31.1C. This cooling process results in release of significant amount of low-grade thermal energy, approximately %50 of the input energy, which is then transferred to the pre-cooler [1,2]. Hence, the efficiency of the SCRBC can be enhanced by utilizing the low-quality thermal energy in the pre-cooler via diverse waste heat recovery systems. The exceptional thermal efficiency, compact dimensions, and minor SCO2 emissions render the supercritical carbon dioxide power generation cycle immensely enticing. Due to its high density near the critical point, SCO2 requires significantly less energy in the SCRBC for compression compared to other conventional power cycles. This characteristic significantly enhances the thermal efficiency, even when employing turbines with a quite moderate inlet temperature. SCO2 is highly acclaimed for its low emissions, as well as its high-power density and non-toxic composition [3]. In addition, this power cycle can be integrated with several alternative energy sources, including nuclear reactors [4], fuel cell systems [5], geothermal energy [6], and concentrated solar power [7]. Nevertheless, by cooling carbon dioxide to 32°C, close to its critical temperature, prior to the compression stage of a supercritical carbon dioxide cycle, a highly efficient conversion can be achieved. This results in around %50 of the input energy being released as low-grade thermal energy into the environment. This suggests that there is a lack of effectiveness in utilizing the energy from the outlet of the SCO2 turbine in the conventional SCO2 cycles. Therefore, it is necessary to use an efficient thermal system as a bottoming cycle in order to improve the total energy conversion efficiency [8]. Sulzer developed the original SCO2 cycle concept in 9] 1948]. A few years later, Feher offered more information about the SCO2 cycle and its implementation in power generation systems in 10] 1968]. Parametric studies on the impact of components pressure drops on the cycle efficiency have been done in conjunction with the application of the SCO2 cycle to nuclear power plants [11]. Recompression CO2 cycles are the most effective among the various configurations, according to Angelino [12]. Dostal [13] looked into how single- and two-stage reheating processes affect cycle efficiency and recommended using just one-stage reheating in the SCO2 cycle. In a subsequent study, Dostal et al. [14] confirmed that reheating is economically undesirable for the indirect cycle of helium to SCO2 due to efficiency loss caused by pressure losses in the reheaters. When the SCO2 system is employed as a substitute for an equivalent helium system, the authors claimed that costs are reduced by about %15. The SCO2 cycle has some benefits, as demonstrated by Ishiyama et al. [15] and Hejzlar et al. [16], who compared the performance of their proposed system to that of other power generation plants, including the steam cycle and helium cycle. In this context, it was established that switching from the steam indirect cycle to the SCO2 cycle results in %30 cost reduction. As a Rankine cycle substitute for sodium-cooled fast reactors (SFRs), the SCO2 cycle has also garnered much attention [17,18]. Sarkar [1] conducted an exergy analysis and optimization of the SCO2 recompression Brayton cycle. The findings indicated that the heat exchangers in the cycle hold greater significance in terms of irreversibility compared to the turbomachines utilized in the system. Furthermore, the impact of operating parameters on irreversibility was more pronounced for the recuperators in comparison to the turbomachines. In their study, Sarkar and Bhattacharyya

[2] conducted optimization of the compressor pressure ratio and intermediate pressure between the high-pressure and low-pressure turbines of a SCRBC with reheating, aiming to achieve the highest possible efficiency. An increase of %3.5 in efficiency was also observed when reheating was employed. Wang et al. [19] used a genetic algorithm to improve the thermodynamic parameters of the SCO2 cycle in order to achieve the highest possible exergy efficiency. Yari and Sirousazar [20] introduced a hybrid system that integrates a trans-critical CO2 cycle with a recompression SCO2 Brayton cycle. The purpose of this system was to effectively utilize waste heat by employing trans-critical CO2 cycle in the pre-cooling part of the recompression SCO2 Brayton cycle. The authors documented a significant improvement in its effectiveness. Kim et al. [21] introduced a trans-critical CO2 cycle that utilizes both low-temperature and high-temperature heat sources. They conducted a comparison between their proposed cycle and the basic trans-critical CO2 Rankine and Brayton cycles, as well as the partial condensation trans-critical CO2 cycle. Moullec [22] examined the feasibility of a coal-fired power plant that utilizes a supercritical CO2 Brayton cycle and a post-combustion amine-based CO2 capture method. Singh et al. [23] proposed a closed supercritical CO2 Brayton cycle within a solar thermal power plant and analyzed its dynamic performance. The researchers determined that the mass flow of CO2 should be regulated throughout the summer season. In a separate study, Singh et al. [24] examined the impact of varying hot-to-cold side volume ratios on the dynamic behavior of a closed Brayton cycle using supercritical carbon dioxide as the working fluid. They demonstrated that increasing the hot-to-cold side volume ratio leads to slower and more subtle dynamic response. In a study conducted by Iverson et al. [25], the performance of a supercritical recompression Brayton cycle was evaluated in the presence of fluctuating thermal energy input. The researchers concluded that regardless of these fluctuations, the thermal mass in the system facilitates the Brayton cycle to operate for brief durations until the thermal input can be restored. In their study, Serrano et al. [26] introduced a novel configuration for the conventional recompression supercritical CO2 Brayton cycle. This configuration involves replacing one of the recuperators with another one that bypasses the low-temperature blanket source. According to their research, the configuration enabled the attainment of increased turbine inlet temperatures at moderate pressures, resulting in high efficiency. The previous background mostly focuses on the thermodynamic perspective, and as far as we know, there has not been a comprehensive thermo-economic study conducted on the recompression SCO2 Brayton cycle. Furthermore, as previously stated, several research studies have been documented in the literature exploring the integration of SCRBC with a bottoming cycle from a thermodynamic perspective [20].

Cycles utilizing a binary ammonia/water mixture as working fluid possess intriguing attributes and substantial capacity for producing energy from low-temperature heat sources. The initial power cycle utilizing such a combination was suggested by Maloney and Robertson [27]. Nevertheless, research on this topic was discontinued for almost 25 years due to the subpar performance outcomes. Currently, the Kalina cycle has demonstrated favorable performance outcomes in various applications, including the earliest geothermal facility constructed in Husavik, Iceland [28]. The Kalina cycle is presently garnering significant anticipation in numerous programs [29]. The Kalina cycle has gained a favorable interest due to its capacity to convert low-quality heat into electricity [30]. In a study conducted by Ju et al. [31], the use of the Kalina cycle for hydrogen production with a solar field of PTC was investigated. It was found that the addition of %5 volume fraction of CuO nanoparticle-based nanofluid led to a substantial improvement in hydrogen production and increased the exergetic efficiency of the solar field to approximately %9.19. Kojur et al. [32] undertook the optimization of a solar Kalina cycle by utilizing Therminol VP1 as the heat transfer oil in the PTC system. Through the utilization of numerical modeling, machine learning, and PSO optimization techniques, they were able to obtain an impressive %19.5 gain in exergy and a notable %12.95 reduction in costs compared to the base case.

In the present study, a power generation plant including a recompression supercritical CO2 Brayton cycle and ammonia-water cycle is proposed and comprehensively analyzed from thermodynamic viewpoint. In the proposed system, the pre-cooler of the SCO2 cycle is replaced with the evaporator of the ammonia-water cycle in order to recover the waste energy of the SCO2 sub-system and generate more electric power. A case study and a parametric study are done on the proposed system to evaluate the operation of the entire plant and analyze the system characteristics in various operational conditions.

2. System description and thermodynamic modeling

2.1. System description

Figure 1 depicts the proposed system comprising a supercritical carbon dioxide recompression as the main cycle along with an ammonia-water bottoming cycle [33]. The system›s energy is provided by the reactor of the SCO2 sub-system. Subsequent to the energy reception, the working fluid flows into the main turbine, producing power, accompanied by a temperature reduction. Afterwards, the working fluid enters HTR and LTR to decrease the inlet temperature of the reactor. The waste heat from the evaporator is used as the heat source for the bottoming cycle. The working fluid in the bottoming cycle is ammonia-water. After receiving energy from reactor, the working fluid expands through the turbine and flows into the HEX, transferring the heat to enter the condenser in order to prevent the exergy destruction. The water fed into the condenser comes from a lake or a river. Next, the working fluid is compressed within the pump and preheated prior to flowing into the evaporator.

The following assumptions are taken into account in the current study:

- The system components operate at steady state condition.
- Isentropic efficiencies for the first and second turbines, compressors, and the pump are considered as %85 ,%80 ,%90, and %80, respectively.
- Pressure drops due to the frictional forces are negligible.
- Kinetic and potential energies in all of the components are negligible.
- Saturated liquid state is considered for the ammonia-water mixture at the condenser outlet.

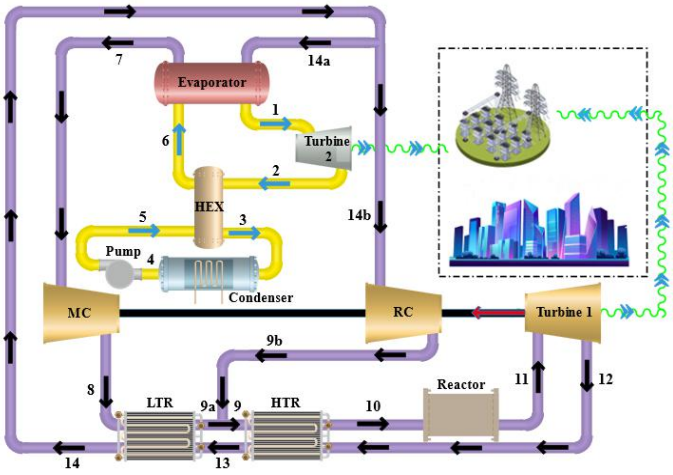


Figure 1: System Configuration

2.2. Thermodynamic modeling

The combined cycles are investigated based on the conservation of mass and energy along with the exergy balance utilizing the EES software. The equations of mass, energy, and exergy balance, accompanied by the relations of thermodynamic properties, are simultaneously solved. The system's performance is evaluated as well. Furthermore, special attention has been paid to the second law of thermodynamics and exergy destruction for the components of the system individually.

In the absence of electrical, magnetic, nuclear, and surface tension effects with negligible changes in kinetic and potential exergies, the total exergy of a stream is the sum of its physical and chemical exergies:

In equation 1, Eth is the thermodynamic flow exergy of the working fluid determined using the following equation:

where $\dot{m}_i$, h_i, and s_i denote the mass flow rate, specific enthalpy, and specific entropy of the working fluid at state i, and s_0 and h_0 are the specific entropy and specific enthalpy of the working fluid in the dead state, respectively. In equation 1, $\dot{E}_{ch}$ is the chemical flow exergy for a mixture of ideal gases expressed as follows:

$$\dot{E}_{ch} = \dot{n}(\Sigma\, y_i\, \bar{e}_i^{ch.0}\, \bar{R}T_0\, \Sigma\, y_i \ln(y_i)) \quad (3)$$

In which, y_i defines species i molar fraction for the mixture, and $\bar{e}_i^{ch.0}$ is the standard chemical exergy of ideal gas.

High-temperature and low-temperature recuperators' effectiveness can be described as follows [34,35]:

$$\varepsilon_{HTR} = \frac{T_{12} - T_{13}}{T_{12} - T_9} \quad (4)$$

$$\varepsilon_{LTR} = \frac{T_{13} - T_{14}}{T_{13} - T_8} \quad (5)$$

The first and second laws of thermodynamics for the combined system are defined in equations 6 and 7, respectively.

$$\eta_{th} = \frac{\dot{W}_{net,SCO_2} - \dot{W}_{net,AW}}{\dot{Q}_{reactor}} \quad (6)$$

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{W}_{net,SCO_2} - \dot{W}_{net,AW}}{\dot{E}_{reactor}} \quad (7)$$

In equation 7, $\dot{E}_{reactor}$ is the exergy supplied to the reactor which is evaluated as follows:

$$\dot{E}_{reactor} = \dot{Q}_{reactor} \times \left(1 - \frac{T_0}{T_{reactor}}\right) \quad (8)$$

The input data for the combined cycle are shown in Table 1.

Table 1: Input data

P_0=1 bar	x_1=0.97	T_{11}=550 C	$\eta_{MC,\ RC}$=0.85
T_0=25 C	T_4=15 C	η_{turb1}=0.9	ε_{reg}=0.5
P_1=20 bar	P_7=74 bar	η_{turb2}=0.8	$\varepsilon_{HTR,\ LTR}$=0.86
T_1=95 C	T_7=50 C	η_{pump}=0.8	$\dot{Q}_{reactor}$=600000

In the present work the energy and exergy balance for each component are given in Tables 2 and 3, respectively.

Supercritical carbon dioxide recompression Brayton cycle	
Component	**Energy rate balance**
Main compressor	$\dot{H}_7 + \dot{W}_{mc} = \dot{H}_8$
Recompression compressor	$\dot{H}_{14b} + \dot{W}_{rc} = \dot{H}_{9b}$
Turbine 1	$\dot{H}_{11} = \dot{H}_{12} + \dot{W}_{Turb1}$
LTR	$\dot{H}_8 + \dot{H}_{13} = \dot{H}_{9a} + \dot{H}_{14}$
HTR	$\dot{H}_9 + \dot{H}_{12} = \dot{H}_{13} + \dot{H}_{10}$
Reactor	$\dot{H}_{10} + \dot{Q}_{reactor} = \dot{H}_{11}$
Ammonia-water power generation cycle	
Component	**Energy rate balance**
Evaporator	$\dot{H}_{14a} + \dot{H}_6 = \dot{H}_7 + \dot{H}_1$
Turbine 2	$\dot{H}_1 = \dot{H}_2 + \dot{W}_{Turb2}$
HEX	$\dot{H}_2 + \dot{H}_5 = \dot{H}_6 + \dot{H}_3$
Condenser	$\dot{H}_3 = \dot{H}_4 + \dot{Q}_{condenser}$
Pump	$\dot{H}_4 + \dot{W}_{Pump} = \dot{H}_5$

Table 2: Energy rate balance for component of power generation system

Supercritical carbon dioxide working fluid	
Component	**Exergy rate balance**
Main compressor	$\dot{E}_7 + \dot{W}_{mc} = \dot{E}_8 + \dot{I}_{mc}$
Recompression compressor	$\dot{E}_{14_b} + \dot{W}_{rc} = \dot{E}_{9_b} + \dot{I}_{rc}$
Turbine 1	$\dot{E}_{11} = \dot{E}_{12} + \dot{W}_{Turb} + \dot{I}_{Turb1}$
LTR	$\dot{E}_8 + \dot{E}_{13} = \dot{E}_{9_a} + \dot{E}_{14} + \dot{I}_{LTR}$
HTR	$\dot{E}_9 + \dot{E}_{12} = \dot{E}_{13} + \dot{E}_{10} + \dot{I}_{HTR}$
Reactor	$\dot{E}_{10} + \dot{E}_{reactor} = \dot{E}_{11} + \dot{I}_{reactor}$
Ammonia water working fluid	
Component	**Exergy rate balance**
Evaporator	$\dot{E}_{14_a} + \dot{E}_6 = \dot{E}_7 + \dot{E}_1 + \dot{I}_{evaporator}$
Turbine 2	$\dot{E}_{11} = \dot{E}_{12} + \dot{W}_{Turb} + \dot{I}_{Turb1}$
HEX	$\dot{E}_2 + \dot{E}_5 = \dot{E}_6 + \dot{E}_3 + \dot{I}_{HEX}$
Condenser	$\dot{E}_3 = \dot{E}_4 + \dot{E}_{condenser} + \dot{I}_{condenser}$
Pump	$\dot{E}_4 + \dot{W}_{pump} = \dot{E}_5 + \dot{I}_{pump}$

Table 3: Exergy rate balance for component of power generation system

3. Results and discussion

3.1. Validation

In order to validate the modeling procedure of the proposed power generation system, the obtained results of the SCO2 cycle's simulation are compared with the results of reference [34] in Table 4. The comparison of the obtained results shows good agreement with the results reported in reference [34].

State No.	Present work temperature [°C]	Ref. [34] temperature [°C]	Present work pressure [kPa]	Ref. [34] pressure [kPa]	Present work mass flow rate [kg/s]	Ref. [34] mass flow rate [kg/s]	Present work exergy rate [MW]	Ref. [34] exergy rate [MW]
11	550	550	207.2	207.2	2939	2938.18	1557	1556.5
12	428	428.01	74	74	2939	2938.18	1145	1144.5
13	257.6	257.48	74	74	2939	2938.18	851.83	851.29
14	119.5	119.36	74	74	2939	2938.18	690.45	690.05
7	32	32	74	74	2098	2096.18	453.08	452.68
8	97.03	96.88	207.2	207.2	2098	2096.18	520.13	519.55
9	229.9	229.72	207.2	207.2	2939	2938.18	924.24	923.60
10	384.4	384.36	207.2	207.2	2939	2938.18	1200	1199.13

Table 4. Validation results obtained in the present work and reference [34]

3.2. Power generation system case study

The results of the system case study are given in Table 5. The first and second law efficiencies are presented in Table 6. The effect of compressor pressure ratio on the thermodynamic performance of the combined cycle is discussed. In this study, the temperature of the pinch point in the evaporator has been investigated, and the temperature difference (ΔT_{pinch}) between hot and cold terminals has been obtained, as shown in figure 2.

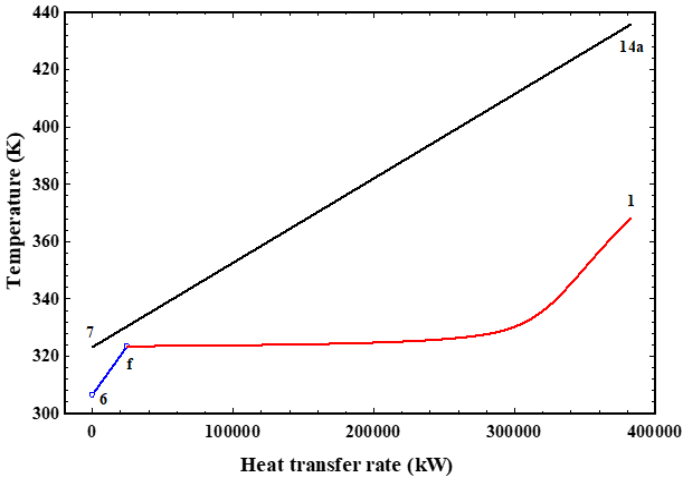


Figure 2: Temperature variation of working fluid in evaporator

State No.	Temperature [K]	Pressure [kPa]	Molar enthalpy [kJ/kmol]	Molar entropy [kJ/kmol-K]	Mass flow rate [kg/s]	Exergy rate [kW]
1	368.2	20	1445	4.513	292.9	5.792E+06
2	322.7	7.111	1323	4.608	292.9	5.748E+06
3	305.6	7.111	1237	4.336	292.9	5.747E+06
4	288.2	7.111	51.79	0.2676	292.9	5.755E+06
5	288.6	20	54.35	0.2693	292.9	5.755E+06
6	306.5	20	140	0.5571	292.9	5.755E+06
7	323.2	74	-59.4	-0.9326	2515	550547
8	413.3	207.2	-3.593	-0.9122	2515	675593
9	553.7	207.2	194.9	-0.4956	3197	1.096E+06
10	671	207.2	340.1	-0.2575	3197	1.334E+06
11	823.2	207.2	527.8	-0.00547	3197	1.694E+06
12	701.2	74	394	0.01593	3197	1.245E+06
13	574.4	74	248.7	-0.2125	3197	998574
14	435.7	74	92.61	-0.5237	3197	796109

Table 5: Thermodynamic properties of power generation system

Subsystem	Energy efficiency (%)	Exergy efficiency (%)
SCO_2 cycle	36.29	56.91
Ammonia water cycle	9.168	48.22
Entire plant	42.14	66.06

Table 6: Thermodynamic performance in terms of efficiencies

In this section, the effects of key decision variables on the system indicators, including net output power, first and second law efficiencies, and total exergy destruction rate are investigated. The decision variables considered for the analysis are SCO2 compression ratio, MC inlet temperature, SCO2 turbine inlet temperature, and SCO2 turbine isentropic efficiency.

Figure 3.a illustrates the impact of the SCO2 compression ratio on the energy and exergy efficiencies and the net output power. As it is shown, by increasing compression ratio of the SCO2 cycle, both energy and exergy efficiencies are decreasing. Due to the increase in the SCO2 cycle pressure, the power output of the turbine increases. However, as the pressure ratio increases, the power input required for compressors also increases. As the compression ratio increases, the extra power generated in the turbine cannot fully compensate for the extra power required for the compressors. For this reason, the energy and exergy efficiency as well as the net output power start to decline.

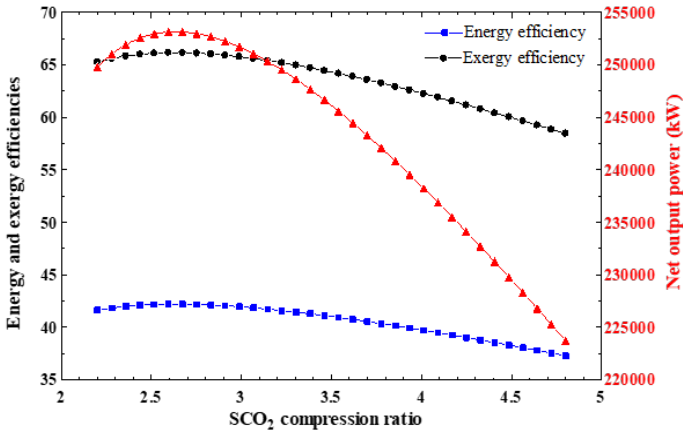


Figure 3.a: The effect of the compression ratio on the thermodynamic performance of the proposed system

Figure 3.a: The effect of the compression ratio on the thermodynamic performance of the proposed system

Figure 3.b illustrates the impact of the SCO2 compression ratio on the total exergy destruction rate. As the compressor›s input power increases, the exergy destruction of the components increases as well. The optimum compression ratio is about 2.8, around which the exergy destruction rate is the lowest.

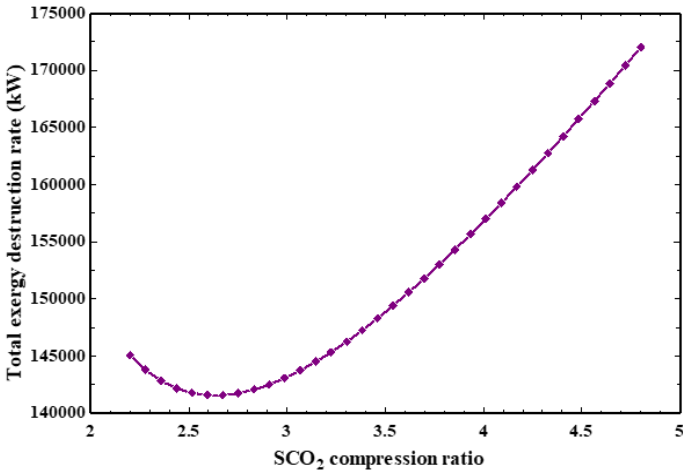


Figure 3.b: The effect of the compression ratio on the total exergy destruction rate

Figure 4.a illustrates the effect of the main compressor's inlet temperature on the thermodynamic performance. As shown in the previous section, with an increase in the temperature of the compressor, the consumed power of this component increases, which proves that both energy and exergy efficiencies exhibit a decreasing trend similar to the net output power.

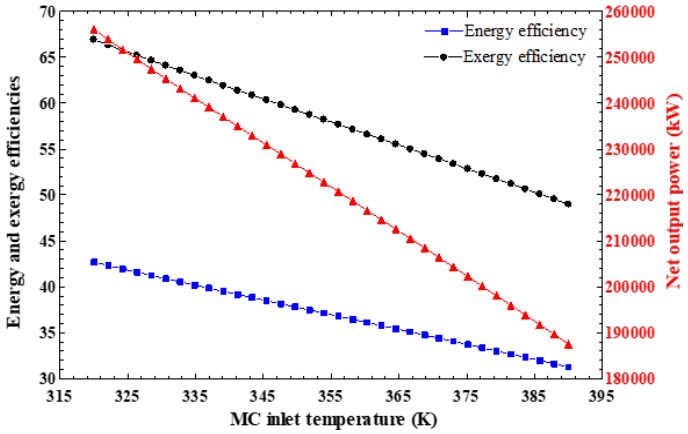


Figure 4.a: The effect of the main compressor's inlet temperature on the thermodynamic performance of the proposed system

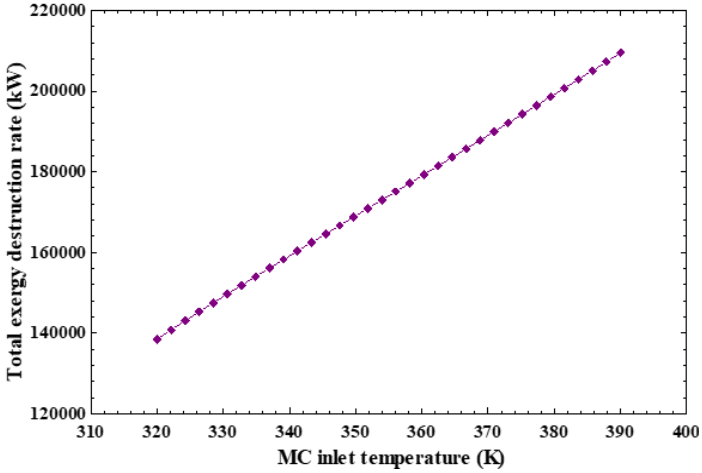


Figure 4.b: The effect of the main compressor's inlet temperature on total exergy destruction rate

Figure 4.b demonstrates the effect of main compressor inlet temperature on exergy destruction rate. The total exergy destruction rate exhibits an increasing trend with the inlet temperature.

Figure 5.a illustrates the effect of different SCO2 turbine inlet temperatures (TIT) on the thermodynamic performance. As the TIT increases, the specific work also has an upward trend. This shows that with an increase in the outlet temperature, the enthalpy of the working fluid at the turbine inlet also increases, and as a result, an enhanced output power is observed.

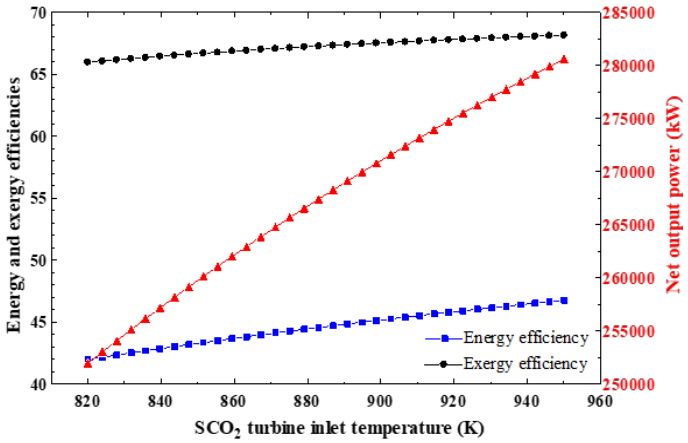


Figure 5.a: The effect of SCO2 TIT on the thermodynamic performance of the proposed system

Figure 5.b illustrates the effect of the SCO2 turbine inlet temperature on the total exergy destruction rate. As it can be seen in the figure, the total exergy destruction rate of the system first decreases and then increases by increasing the TIT.

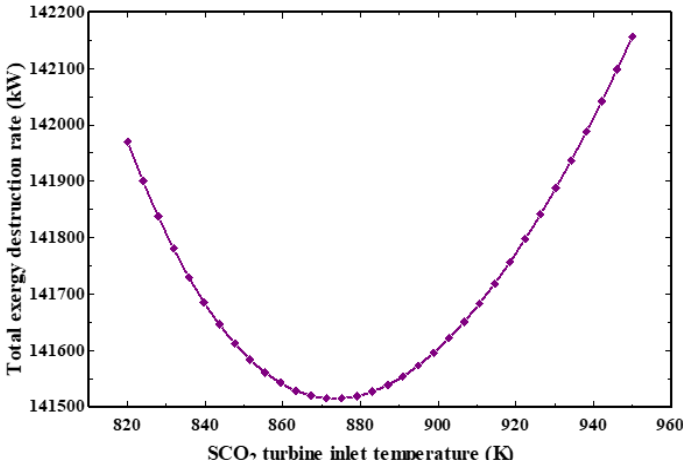


Figure 5.b: The effect of the SCO2 TIT on the total exergy destruction rate

Figure 6.a illustrates the effect of the SCO2 turbine's isentropic efficiency on the energy and exergy efficiencies and the net output power. In this regard, the overall thermodynamic performance enhancement is observed as a consequent result of the turbine's approach to the isentropic operating condition.

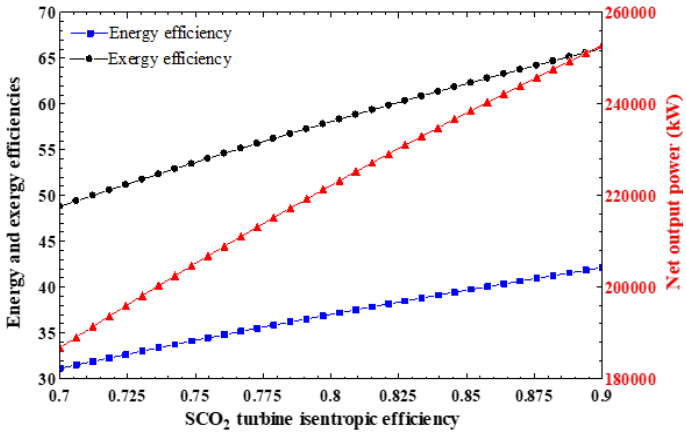


Figure 6.a: The effect of the SCO2 turbine's isentropic efficiency on the

Figure 6.b illustrates the effect of the SCO2 turbine's isentropic efficiency on the total exergy destruction rate. As described a priori, the system approaches to the ideal state proving that the exergy destruction is decreased.

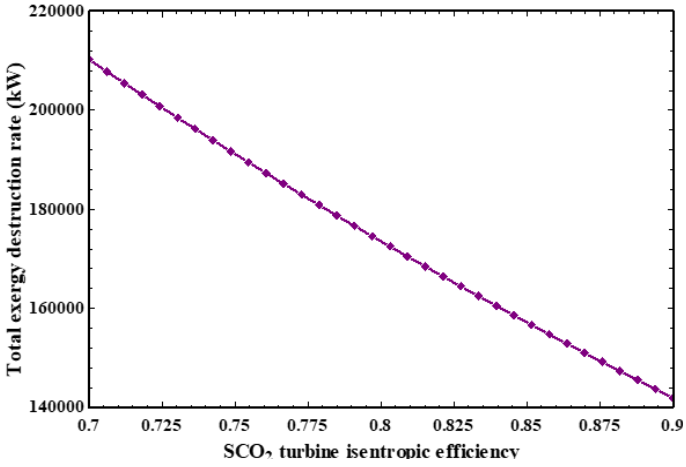


Figure 6.b: The effect of the SCO2 turbine's isentropic efficiency on the total exergy destruction ratethermodynamic performance of the proposed system

4. Conclusions

In the present study, a power generation system including the recompression SCO2 cycle and the ammonia-water cycle was proposed and analyzed from energy and exergy perspectives. The waste heat of the SCO2 cycle was utilized to evaporate the working fluid of the ammonia-water cycle in order to generate more electric power and increase the overall system's efficiencies. Case and parametric studies were conducted to comprehensively investigate the system. The important results of the study are as follows:

- According to the case study, the energy and exergy efficiencies of the proposed integrated system were calculated as %42.14 and %66.06, which are %5.85 and %9.15 higher than the supercritical CO2 cycle, respectively.
- Based on the parametric analysis, by increasing the SCO2 compression ratio, the entire plant's efficiencies and the net generated electric power increase and then decrease.
- The total exergy destruction rate decreases and then increases by increasing the SCO2 sub-system's compression ratio.
- The main compressor's inlet temperature increase leads to a decrease in energy and exergy efficiencies and net output power. Also, the total exergy destruction rate increases by increasing the MC inlet temperature.
- The energy and exergy efficiencies of the plant have direct relations with SCO2 turbine inlet temperature. Furthermore, the net electric power of the power generation system increases by increasing the turbine inlet temperature.

References

1. Sarkar, J. Second Law Analysis of Supercritical CO2 Recompression Brayton Cycle. Energy 1178–1172 ,34 ,2009.
2. Sarkar, J.; Bhattacharyya, S. Optimization of Recompression S-CO2 Power Cycle with Reheating. Energy Convers. Manag. 1945–1939 ,50 ,2009.
3. Sleiti, A.K.; Al-Ammari, W.A. Energy and Exergy Analyses of Novel Supercritical CO2 Brayton Cycles Driven by Direct Oxy-Fuel Combustor. Fuel ,294 ,2021 120557.
4. Li, M.-J.; Zhu, H.-H.; Guo, J.-Q.; Wang, K.; Tao, W.-Q. The Development Technology and Applications of Supercritical CO2 Power Cycle in Nuclear Energy, Solar Energy and Other Energy Industries. Appl. Therm. Eng. 275–255 ,126 ,2017.
5. Bae, S.J.; Ahn, Y.; Lee, J.; Lee, J.I. Various Supercritical Carbon Dioxide Cycle Layouts Study for Molten Carbonate Fuel Cell Application. J. Power Sources ,2014 618–608 ,270.
6. Qiao, Z.; Cao, Y.; Li, P.; Wang, X.; Romero, C.E.; Pan, L. Thermoeconomic Analysis of a CO2 Plume Geothermal and Supercritical CO2 Brayton Combined Cycle Using Solar Energy as Auxiliary Heat Source. J. Clean. Prod. ,256 ,2020 120374.
7. Linares, J.I.; Montes, M.J.; Cantizano, A.; Sánchez, C. A Novel Supercritical CO2 Recompression Brayton Power Cycle for Power Tower Concentrating Solar Plants. Appl. Energy 114644 ,263 ,2020.
8. Sun, R.; Liu, M.; Chen, X.; Yang, K.; Yan, J. Thermodynamic Optimization on Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycles to Achieve Combined Heat and Power Generation. Energy Convers. Manag. 114929 ,251 ,2022.
9. Sulzer, G. Process for Generating Work from Heat (in Swiss). Swiss Pat. 1950.
10. Feher, E.G. The Supercritical Thermodynamic Power Cycle. Energy Convers. 90–85 ,8 ,1968, doi:https://doi.org/8-90105(68)7480-0013/10.1016.
11. Dostál, V. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for next Generation Nuclear Reactors /. 154 ,2005.
12. Angelino, G. Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production. J. Eng. Power 295–287 ,90 ,1968, doi:1.3609190/10.1115.
13. Dostal, V.; Driscoll, M.J.; Hejzlar, P. A Supercritical Carbon Dioxide Cycle for next Generation Nuclear Reactors 2004.
14. Dostal, V.; Hejzlar, P.; Driscoll, M.J. The Supercritical Carbon Dioxide Power Cycle: Comparison to Other Advanced Power Cycles. Nucl. Technol. ,154 ,2006 301–283.
15. Ishiyama, S.; Muto, Y.; Kato, Y.; Nishio, S.; Hayashi, T.; Nomoto, Y. Study of Steam, Helium and Supercritical CO2 Turbine Power Generations in Prototype Fusion Power Reactor. Prog. Nucl. energy 332–325 ,50 ,2008.
16. Hejzlar, P.; Dostal, V.; Driscoll, M.J.; Dumaz, P.; Poullennec, G.; Alpy, N. Assessment of Gas Cooled Fast Reactor with Indirect Supercritical $ CO_2 $ Cycle. Nucl. Eng. Technol. 118–109 ,38 ,2006.
17. Moisseytsev, A.; Sienicki, J.J. Investigation of Alternative Layouts for the Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle for a Sodium-Cooled Fast Reactor. Nucl. Eng. Des. 1371–1362 ,239 ,2009.
18. Pérez-Pichel, G.D.; Linares, J.I.; Herranz, L.E.; Moratilla, B.Y. Thermal Analysis of Supercritical CO2 Power Cycles: Assessment of Their Suitability to the Forthcoming Sodium Fast Reactors. Nucl. Eng. Des. 34–23 ,250 ,2012.
19. Wang, J.; Sun, Z.; Dai, Y.; Ma, S. Parametric Optimization Design for Supercritical CO2 Power Cycle Using Genetic Algorithm and Artificial Neural Network. Appl. Energy 1324–1317 ,87 ,2010.
20. Yari, M.; Sirousazar, M. A Novel Recompression S-CO2 Brayton Cycle with Pre-Cooler Exergy Utilization. Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy ,2010 946–931 ,224.
21. Kim, Y.M.; Kim, C.G.; Favrat, D. Transcritical or Supercritical CO2 Cycles Using Both Low-and High-Temperature Heat Sources. Energy 415–402 ,43 ,2012.
22. Le Moullec, Y. Conceptual Study of a High Efficiency Coal-Fired Power Plant with CO2 Capture Using a Supercritical CO2 Brayton Cycle. Energy ,49 ,2013 46–32.
23. Singh, R.; Miller, S.A.; Rowlands, A.S.; Jacobs, P.A. Dynamic Characteristics of a Direct-Heated Supercritical Carbon-Dioxide Brayton Cycle in a Solar Thermal Power Plant. Energy 204–194 ,50 ,2013.
24. Singh, R.; Rowlands, A.S.; Miller, S.A. Effects of Relative Volume-Ratios on Dynamic Performance of a Direct-Heated Supercritical Carbon-Dioxide Closed Brayton Cycle in a Solar-Thermal Power Plant. Energy 1032–1025 ,55 ,2013.
25. Iverson, B.D.; Conboy, T.M.; Pasch, J.J.; Kruizenga, A.M. Supercritical CO2 Brayton Cycles for Solar-Thermal Energy. Appl. Energy 970–957 ,111 ,2013.
26. Serrano, I.P.; Linares, J.I.; Cantizano, A.; Moratilla, B.Y. Enhanced Arrangement for Recuperators in Supercritical CO2 Brayton Power Cycle for Energy Conversion in Fusion Reactors. Fusion Eng. Des. 1912–1909 ,89 ,2014.
27. Ibrahim, O.M.; Klein, S.A. Absorption Power Cycles. Energy 27–21 ,21 ,1996.
28. Leibowitz, H.M.; Micak, H.A. Design of a 2MW Kalina Cycle Binary Module for Installation in Husavik, Iceland. Trans. Resour. Counc. 80–75 ,1999.
29. Madhawa Hettiarachchi, H.D.; Golubovic, M.; Worek, W.M.; Ikegami, Y. The Performance of the Kalina Cycle System 11 (KCS11-) with Low-Temperature Heat Sources. 2007.
30. Chen, H.; Goswami, D.Y.; Stefanakos, E.K. A Review of Thermodynamic Cycles and Working Fluids for the Conversion of Low-Grade Heat. Renew. Sustain. energy Rev. 3067–3059 ,14 ,2010.
31. Ju, Y.; Abdalla, A.N.; Wang, S.; Hai, T.; Wei, H.; Wang, M. Exergetic Evaluation of the Effect of Nanofluid Utilization for Performance Enhancement of a Solar Driven Hydrogen Production Plant. Int. J. Hydrogen Energy 2023.
32. Kojur, N.B.; Namdar, M.; Nasero, M.J.; Aminian, S.; Koosha, N.; Zarei, K. Energy, Exergy, Economic, and Exergoeconomic Analyses and Optimization of a Solar Kalina Cycle Using Particle Swarm Optimization Algorithm. Energy Convers. Manag. X 100372 ,18 ,2023.
33. Roy, P.; Désilets, M.; Galanis, N.; Nesreddine, H.; Cayer, E. Thermodynamic Analysis of a Power Cycle Using a Low-Temperature Source and a Binary NH3–H2O Mixture as Working Fluid. Int. J. Therm. Sci. 58–48 ,49 ,2010, doi:https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2009.05.014.
34. Wu, C.; Wang, S.; Feng, X.; Li, J. Energy, Exergy and Exergoeconomic Analyses of a Combined Supercritical CO2 Recompression Brayton/Absorption Refrigeration Cycle. Energy Convers. Manag. 377–360 ,148 ,2017, doi:https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.05.042.
35. Akbari, A.D.; Mahmoudi, S.M.S. Thermoeconomic Analysis & Optimization of the Combined Supercritical CO2 (Carbon Dioxide) Recompression Brayton/Organic Rankine Cycle. Energy 512–501 ,78 ,2014, doi:https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.037.

Energy, exergy and economic analysis of a hydrogen liquefaction process integrated with a PRICO cycle

Arash Nourbakhsh[1], Mahdi Nami Khalilehdeh[1], Saman Faramarzi[2], Mostafa Mafi[3*]

[1] Department of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz

[2] Department of Mechanical Engineering, West Tehran Branch, Islamic Azad University, Tehran, Iran

[3] Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran

Abstract: Given the importance of using hydrogen fuel as one of the best sustainable energy sources, different hydrogen liquefaction technologies are developed to store and transport it over long distances. Process integration with other cycles and new high-efficiency liquefaction cycles can make hydrogen fuel more economically viable, especially for liquid hydrogen exporter countries like Iran. In this study, a hydrogen liquefaction cycle with a capacity of 1.5 tons per day is integrated with a liquefied natural gas (LNG) production process. Energy, exergy, and economic analyses are implemented to examine the proposed cycle. The novelty of this paper is based on two points: first, simultaneous production of liquefied hydrogen (LH2) and LNG in one process with an innovative configuration that leads to better performance compared to that of similar cycles, and second, simultaneous use of two-equation of states (EOS) for pure hydrogen and mixed refrigerant streams. Process integration of the LNG system with the hydrogen liquefaction unit reduces the capital expenditures (CAPEX) and operating expenses (OPEX) for both systems. Components with the greatest exergy destruction are identified. The coefficient of performance (COP) and the figure of merit (FOM) are 0.89 and 0.72, respectively. Specific energy consumption (SEC) of the proposed cycle is 5.31 kWh kg^(-1), +25 % more efficient than the similar hydrogen liquefaction cycle in the literature. The annual total cost for the proposed cycle is $35.6 million, including CAPEX, OPEX, and operation and maintenance expenditures (O&M).

keywords: Energy Analysis, Economic Analysis, Process integration, Efficiency, Exergy Analysis, Hydrogen.

Highlights

- Energy, exergy, and economic analysis are performed.
- The simultaneous hydrogen and natural gas liquefaction process is proposed and developed.
- Three ortho-para hydrogen conversion reactors are located after heat exchangers.
- The specific energy consumption of the proposed cycle is 5.31 kWh kg^{-1}.

1 Introduction

Energy demand has grown significantly in recent years, and the trend is estimated to increase in the following years. Hydrogen has zero pollution in the final stage of consumption when it reacts with oxygen, and its product is water. As the most abundant component on the planet, hydrogen has always been one of the leading choices to provide clean and sustainable energy (Faramarzi et al. (2021b), (2021a); Faramarzi et al. (2021)). Hydrogen has an unavoidable role in various industries such as zero-emissions vehicles, metal coating, flat glass production, and electrical industries(Ghorbani, Ebrahimi, Rooholamini, et al. 2020; Yin and Ju 2020b). Transportation of LH2 is safer and more cost-effective than compressed-hydrogen gas; therefore, the liquefaction method is utilized to store and transport hydrogen. Although hydrogen liquefaction methods have many advantages,

hydrogen liquefaction cycles consume a high rate of power, causing the price of LH2 to increase. Process integration, new design, and optimization are used to decrease the rate of energy consumption for one kilogram of LH2 (Yilmaz and Kaska 2018). Among all fuels, the highest energy value is assigned to hydrogen, approximately 140 kJ kg^{-1} (Hosseini and Butler 2020). Power plants use natural gas to produce power, and natural gas is utilized to heat buildings, which is also utilized in *chemical* and refining *processes*. Liquefaction is an appropriate method to transport natural gas because of the low ratio of energy value to weight at ambient pressure and temperature. The most common and economical method is to reduce the natural gas temperature until it liquefies (approximately -161°C). Having liquefied, it occupies a much
smaller volume (about one to six hundred) ((Zhang et al. 2020)).

Power consumption in the compression part of an LNG production cycle or a hydrogen liquefaction process has a close relationship with the price of the product, which is LNG or LH2. Consequently, it is imperative to design hydrogen and natural gas liquefaction cycles with the minimum required power. Process integration may be a solution to decrease the specific energy consumption (SEC) of natural gas and hydrogen liquefaction processes. Many countries such as Russia, Iran, Qatar, the United States, Saudi Arabia, and UAE have sizeable natural gas proven reserves and also have the potential to use hydrogen in their industries or export it; therefore, using natural gas industrial experiences in hydrogen liquefaction cycles is appropriate in an economical point of view (Sabbagh, Fanaei, and Arjomand 2020).

LNG production methods are based on three types: mixed refrigeration (MR), cascade, and expander (EXP) (Ghorbani, Zendehboudi, and Moradi 2021; Mokhatab et al. 2013). In the 1950s, Black & Veatch Company proposed the PRICO process as a simple process with low CAPEX expenditures compared to other MR LNG plants. In the PRICO process, the mixed refrigerant contains hydrocarbons and nitrogen, in turn, resulting in a better match in cold and hot composite curves in heat exchangers and also a smaller minimum temperature approach compared to pure nitrogen refrigeration cycles (Mokarizadeh Haghighi Shirazi and Mowla 2010). Linde Company proposed LIMUM1 and LIMUM3 cycles to liquefy natural gas. The LIMUM3 process includes four stages of cooling, and it is more complicated than LIMUM1. The mixed refrigerant method is used in both cycles. LIMUM1 is used in low-capacity LNG production plants, below 1600 tons per day (TPD), while LIMUM3 is appropriate for large-scale cycles (Mazyan et al. 2016). Many researchers optimized LNG production plants with mixed refrigeration systems(Faramarzi et al. 2021; Wu and Ju 2020). Morosuk et al. and Gorbani et al. (Ghorbani, Javadi, et al. 2020; Morosuk et al. 2015) investigated a PRICO process by energy, exergy, and exergoeconomic analyses. They improved the PRICO process, and they optimized the exergy-based methods. COP and energy consumptions were 0.44 and 1824 kJ kg_{LNG}^{-1}, respectively. They concluded that the design of the heat exchanger was the most effective part of LNG plants. Although the investment cost of the LNG plant increased by larger heat transfer surface in heat exchangers, minimizing exergy destruction led to a significant decrease in the total cost of the process. Aslambakhsh et al. (Aslambakhsh et al. 2018) simulated and analyzed a small-scale natural gas liquefaction unit with a capacity of 50 TPD, and they minimized the power consumption by a genetic algorithm. Lin et al. (Lin, Xiong, and Gu 2018) investigated a new high-pressure natural gas cascade cycle integrated with a new carbon dioxide cryogenic separation unit. Instead of using the conventional three-tier system, a two-cascading system was used in the new cycle. They also used three new refrigerant combinations to reduce specific energy consumption, and finally, energy analysis and thermodynamic optimization were performed on the proposed cycle. Mehrpooya *et al.* (Mehrpooya, Kalhorzadeh, and Chahartaghi 2016) developed an air separation unit and a natural gas liquid recovery cycle assisted by a nitrogen removal unit. They studied the proposed cycle by advanced exergy and exergoeconomic analyses. The irreversibility and the cost of the inefficiencies for the cycle were examined.

The first successful effort of hydrogen liquefaction was carried out by James Dewar in 1898 (Dewar 1898). Hydrogen liquefaction cycles are classified into two types, Claude and Brayton. In a Claude cycle, the expansion valve is used to reduce the temperature of hydrogen in the final stage of liquefaction, and it also adjusts the pressure of LH2, but in the reverse Brayton systems, the expansion turbine is used instead of the expansion valve. The helium Brayton cycle is suitably used to liquefy hydrogen gas in low capacity cycles below 3 TPD (Utlu and Karabuga 2021). The Claude cycle has more CAPEX and less OPEX expenditure in comparison to the Brayton cycle. Therefore, in a large capacity, the Claude method is used. Hampson–Linde, Kapitza, and mixed refrigerant cycles are used to liquefy hydrogen. Hydrogen liquefaction cycles have two main parts: pre-cooling and cooling. Mixed refrigerant or nitrogen pre-cools the hydrogen gas in the first part of the hydrogen liquefaction cycle named the pre-cooling part. In the next stage, named the cooling part, light gases like helium, hydrogen, neon, or a mixture of them are used to liquefy hydrogen (Ghorbani, Ebrahimi, Rooholamini, et al. 2020).

Growing attention to hydrogen has led many researchers to investigate various hydrogen liquefaction methods. A hydrogen liquefaction cycle was experimentally investigated by Krasae

et al. (Krasae-In et al. 2011). The pre-cooling part was performed by a mixed refrigerant consisting of several hydrocarbons, nitrogen, neon, and hydrogen, and helium gas was used as the refrigerant in the final cooling part. The components of the mixed refrigerant and the composition were guessed using temperature-pressure diagrams for different Using a mixture which was containing only hydrocarbons was also investigated. It was suggested to use nitrogen and methane in the mixed refrigerant, especially in executive projects, to increase the cooling capacity. They increased the efficiency of the cycle. Their proposed pre-cooling cycle cooled down hydrogen gas to -198 ° C. Ansarinasab et al. (Ansarinasab, Mehrpooya, and Sadeghzadeh 2019) investigated a modified hydrogen liquefaction cycle in which hydrogen gas was cooled to -195°C in the pre-cooling part. Optimization of key variables, including pressure ratio in compression unit, inlet pressure to the compressors, and minimum temperature approach in heat exchangers, was performed. Exergy, economy, and environmental analyses were utilized for the cycle. The influence of using turboexpanders and turbocompressors was studied to achieve the best performance for the proposed cycle. Wilhelmsen et al. (Berstad, Skaugen, and Wilhelmsen 2021) mathematically simulated a heat exchanger with boundary conditions that were suitable for a hydrogen liquefaction cycle. Neon gas was used to reduce the temperature difference in heat exchangers. This study indicated that the exergy destruction was caused by pressure drop, hot and cold temperature difference, and ortho-para hydrogen conversion phenomenon in hydrogen liquefaction cycles. Exergy destruction due to the pressure drop in the heat exchangers was less critical than that in other cases. At temperatures below -233°C, using a combination of neon and helium reduced the exergy destruction in heat exchangers by 43 %, but at higher temperatures, using neon or helium had little effect. Hammad and Dincer (Hammad and Dincer 2018) performed an exergy analysis for hydrogen
liquefaction cycles equipped with nitrogen pre-cooling systems. The final temperature was -193°C in the pre-cooling unit. They optimized the flow rate of the nitrogen refrigerant stream. Chang et al. (Chang, Ryu, and Baik 2018) examined low-capacity hydrogen liquefaction cycles. They used neon gas in the final cooling part of the hydrogen liquefaction cycle. Yang et al. (Yang et al. 2019) used wasted cold energy of an LNG recovery system in an LH2 production cycle. Cold energy of the LNG regasification unit was used in the pre-cooling part of a hydrogen liquefaction cycle. The capacity of the LH2 production cycle was 300 TPD. Nitrogen and mixed refrigerant gases were used in the pre- cooling and the cooling parts, respectively. The aim was to reduce the mass flow rate of the nitrogen gas stream and minimize the power consumption in the pre-cooling part. Finally, the SEC decreased from 13.58 kWh $kg^{-1}$to 11.05 kWh kg^{-1}. The cost of the product (LH2) was reduced from $5.13 to $2.53 per kilogram. Yin and Ju (Yin and Ju 2020a) proposed a hydrogen liquefaction cycle with a capacity of 63 kg/h. SEC, FOM, and COP were reported 7.13 kWh kg^{-1}, 0.17, and 0.49, respectively. The Helium refrigeration cycle was used in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle, while nitrogen was utilized in the pre-cooling part as the refrigerant. LH2 was liquefied at -252°C and 300 kPa. Berstad et al. (Berstad, Stang, and Neksså 2010) performed an exergy analysis for a developed hydrogen liquefaction cycle. Claud cycle in the cooling part had 90 % of the total irreversibilities, while the mixed refrigerant pre-cooling part was responsible for 10 % of the total irreversibilities. The pre-cooling temperature was
-159 °C and hydrogen was liquefied at -251 °C and 184 kPa. SEC was 6.57 kWh kg^{-1}. In recent years, many researchers have examined the possibility of using renewable resources in hydrogen liquefaction cycles(Rezaei et al. 2019). Aasadnia et al. (Aasadnia, Mehrpooya, and Ansarinasab 2019) investigated a cycle in which a solar energy system integrated with an absorption refrigeration cycle to pre-cool hydrogen gas. The proposed cycle with the capacity of 260 TPD had SEC and exergy efficiency values of 12.7 kWh kg^{-1} and 31.6%, respectively. The highest amount of exergy destruction went to the heat exchangers located in the pre-cooling part of the hydrogen liquefaction cycle. Kaska et al. (Kaşka et al. 2018) utilized geothermal energy in an Organic Rankine power cycle to pre-cool the hydrogen gas to -30 °C, in a Claude hydrogen liquefaction cycle. They did a thermodynamic analysis to examine the proposed cycle. Mehrpooya et al. (Mehrpooya, Sadaghiani, and Hedayat 2020) developed a hydrogen liquefaction cycle integrated with a natural gas liquefaction process. The capacity of LH2 and LNG production was 290 TPD and 296 TPD, respectively. In the proposed cycle, power consumption was 4.165 kWh kg^{-1}. COP and overall exergy efficiency of the proposed cycle were 24 % and 62.54%, respectively. Two ortho-para conversion reactors were implemented in the hydrogen liquefaction cycle, but temperature increase was not considered in the ortho- para conversion reactions. PR-EOS was used in their study. The temperature increases in the ortho-para conversion reactions, in turn, causing the exergy destruction to increase and the efficiency of the hydrogen liquefaction cycle decreases (Zhuzhgov et al. 2018). Consequently, the work of Mehrpooya et al. (Mehrpooya et al. 2020) mentioned above can be improved by using a more accurate equation of state in order to achieve close agreement with experimental results, especially for ortho-para conversion

reactions. Different hydrogen liquefaction cycles were investigated in the literature, but a few studies were done on low-capacity hydrogen liquefaction processes. Additionally, it has also been proven that the process of integrating can reduce the overall power consumption of the cycle, which is a point that can be further explored in the present study.

The novelty of this paper is based on the production of LNG and LH2 simultaneously, in which a new configuration for the hydrogen liquefaction cycle is proposed to achieve low operation and investment costs, resulting in low LH2 price. Three ortho-para conversion reactors are used. MBWR and PR EOSs are used to calculate thermodynamic properties. MBWR is suitable for hydrogen gas, especially in cryogenic temperatures, but the PR method is used to simulate the properties of natural gas and mixed refrigerants. Simultaneous use of two EOSs results in closer agreement with the experimental results, which is used in this study.

The efficiency of the proposed cycle is compared to other research Moreover, by using economic analysis, CAPEX, OPEX, and O&M expenditures are calculated for the proposed cycle.

2 System description

Shown in Fig. 1 is the block flow diagram of the simultaneous LH2 and LNG production process, which is proposed in this study. Natural gas and hydrogen enter the PRICO cycle; this part not only does liquefy the natural gas but also pre-cools the hydrogen gas. LNG is the product of the PRICO cycle in which hydrogen pre-cools. LH2 is the product of the cooling part. Steam methane reforming (SMR) is used to separate hydrogen gas from natural gas. The main focus of this study is the hydrogen liquefaction cycle, and the SMR process is not within the scope of the present paper; more information about the SMR process is available in the work of Andrews (Andrews 2020).

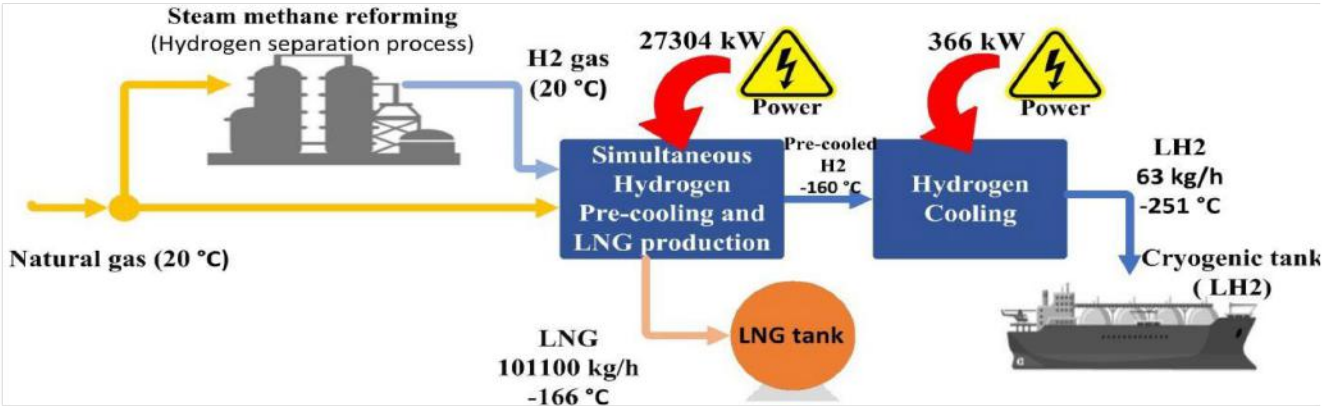


Fig. 1. Block flow diagram of the simultaneous LH2 and LNG production cycle

The natural gas liquefaction part named PRICO cycle is green in Fig. 2; it pre-cools hydrogen gas to -159.4 °C. In the final part of hydrogen liquefaction named the cooling part, a combination of hydrogen, neon, and helium is used to reduce power consumption in compressors. The cooling part is shown in Fig. 2 at the top, in blue. The heat exchanger (HexM1) liquefies the incoming natural gas and pre-cools the hydrogen gas in the first stage, shown in green and orange in Fig. 2. In the cooling part, blue in Fig. 2, four heat exchangers cool down the pre-cooled hydrogen gas to -251°C. In the natural gas liquefaction section, green in Fig. 2, the cold flow stream enters the HexM1 to absorb the heat of hot streams, and it turns into gas. The pressure of this flow stream increases in the first compressor to a pressure of 1092 kPa. The increase of pressure in the compressor leads to a temperature rise. Therefore, coolers are used to cool the flow stream to 20 °C, and it is converted into two phases liquid and gas. Passing SepM1, it separates into a liquid stream and a gas stream.

A pump and a compressor increase the pressure of the separated streams to 3900 kPa. The two flow streams mix, then they cool down to 20 ° C. With M2 passing through the VM1 expansion valve, the temperature decreases to -164.3 ° C and then enters the heat exchanger (HexM1). Natural gas enters the heat exchanger (HexM1) at ambient temperature, but its pressure is 5500 kPa, and it cools down to -159 ° C. After passing the VM2 expansion valve, it reaches atmospheric pressure and then enters the separator. This process is known as the PRICO cycle (Marmolejo- Correa and Gundersen 2012). Turning to the detail of the hydrogen liquefaction process, the hydrogen gas enters the heat exchanger (HexM1) at an ambient temperature and pressure of 2400 kPa and it cools down to -159.4 ° C. Pre-cooled hydrogen gas enters the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle in which the mixed refrigerant, including helium, neon, and hydrogen gases, is used to liquefy the hydrogen gas.

In this study, three reactors are utilized to

convert ortho-hydrogen to para-hydrogen. In the first ortho-para conversion reactor, the percentage of para-hydrogen increases from 25% to 49%. It rises in the second one, reaching 77%, and continues with a rise, peaking at 99%. Turbine expanders are used instead of expansion valves to increase the cycle efficiency. The proposed cycle is based on the modification of the model of Mehrpooya et al. (Mehrpooya et al. 2020). The pre-cooled hydrogen gas is cooled to -212 °C in the heat exchanger (HexC1.0). In HexC2.0, hydrogen is cooled to -227 °C. After passing HexC3.0 and HexC4.0, the hydrogen gas is cooled to -253 °C and then passes through the Va.LH2 expansion valve to experience a significant pressure drop, nose-diving to 300 kPa.

Liquid hydrogen is separated in Sep.LH2 and stored in cryogenic tanks. In the Brayton mixed refrigerant unit, four mixed refrigerant streams are responsible for the hydrogen liquefaction. According to Fig. 1, the MR11 stream is divided into four streams by a splitter at a pressure of 1100 kPa. After cooling the hydrogen gas, four mixed refrigerant streams enter the compression part to be compressed again. Shown in Table 1 are the properties of the stream in the proposed cycle. In this study, some assumptions are considered as follows:

- Steady-state and steady flow conditions are considered for the proposed process (Faramarz Ranjbar, Arash Nourbakhsh Saadabad, Mahdi Nami Khaliledeh, Saman Faramarzi 2022; Yin and Ju 2020a).
- The pressure drop through the coolers and heat exchangers is ignored (Saman Faramarzi, Seyed Mojtaba Mousavi Naniyan, Mostafa Mafi 2021; Yin and Ju 2020a).
- The adiabatic efficiency of expanders and pumps are 85% and 80%, respectively (Yin and Ju 2020a).
- The adiabatic efficiency of compressors is 85 %, as recommended by Berstad et al. (Berstad et al. 2021).

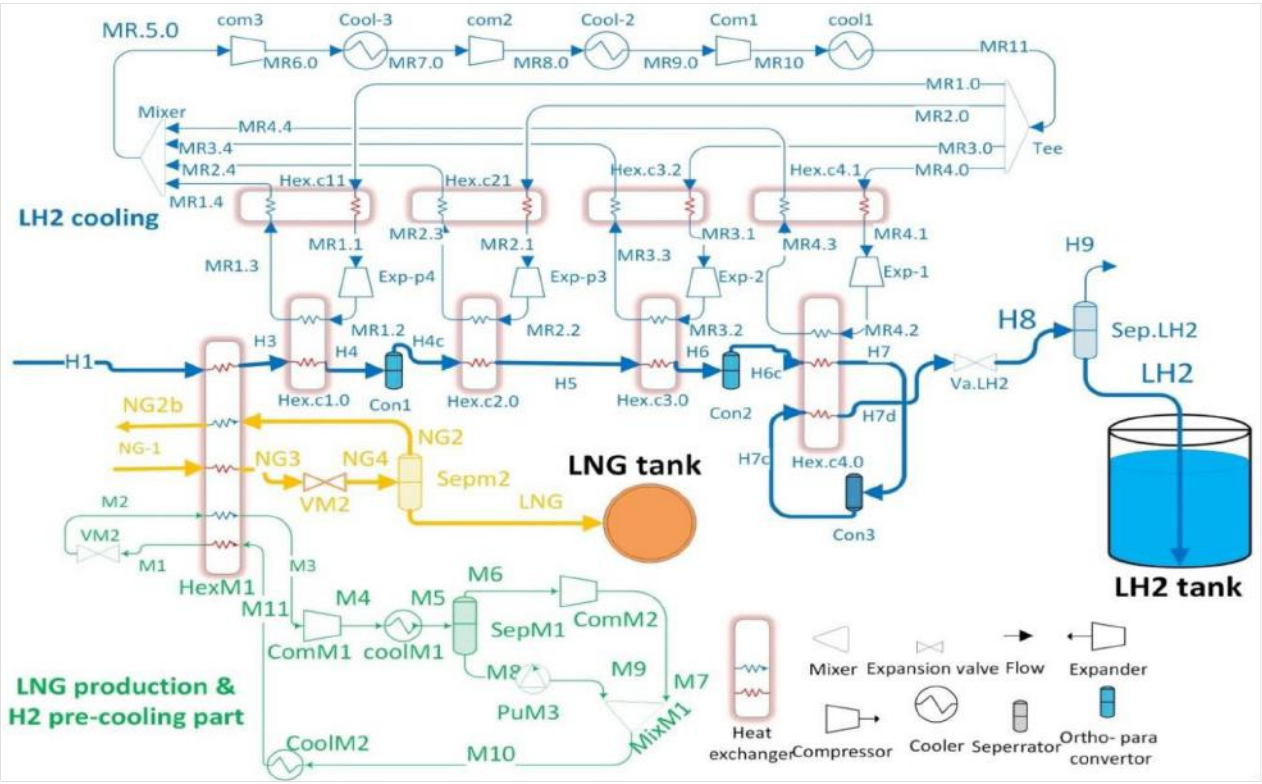


Fig. 2. Process of the proposed cycle (deviation from reference (Faramarzi, Nainiyan, et al. 2021a)).

Mixed refrigerant

The PRICO cycle is one of the simplest types of mixed refrigerant processes (Marmolejo-Correa and Gundersen 2012). Nitrogen and low boiling point hydrocarbons are used in the mixed refrigerant composition. The high rate of heat transfer coefficient for the mixed refrigerant reduces the refrigerant mass flow rate and power consumption compared to the nitrogen refrigeration cycle. On the other hand, the mixed refrigerant method increases the complexity of the process and equipment(Zhao et al. 2020); Therefore, it is necessary to choose the optimum configuration and the mixed refrigerant composition. Table 1 shows the information of main streams and the percentage of their components.

Table 1. Stream Information of the proposed process.

	GH2 Feed	LH2	LNG	NG1	M3	MR5.0
Vapor fraction	1	0	0	1	1	1
Temperature/°C	20	-251	-165.7	20	10.79	23.44
Pressure/kPa	2400	300	101	5500	330	120
Mass flow/ kg h^{-1}	63	63	101100	110000	450000	1085
Percentage of the component mole fraction (%)						
Hydrogen	1.0	1.0	0	0	0	2.5
Nitrogen	0	0	1.5	4	13.2	0
Methane	0	0	89.3	87.5	21.1	0
Neon	0	0	0	0	0	33.7
Propane	0	0	2.2	2.1	16.9	0
I-Butane	0	0	0.3	0.3	0	0
n-Butane	0	0	0.6	0.6	0	0
I-Pentane	0	0	0.1	0.1	14.3	0
Ethylene	0	0	5.9	5.4	34.5	0
Hellum	0	0	0	0	0	63.8

In the pre-cooling part, the pressure ratio is 3.3 in the first compressor, and 3.5 in the second stage, while in the final cooling section, three compression stages are performed with ratios of 2.3, 2.7, and 3.1. Heat flow, minimum temperature difference, and LMTD for heat exchangers are shown in Table 2.

Table 2. Specifications of heat exchangers.

Heat exchanger	LMTD (°C)	Heat flow (kW)	Minimum temperature difference (°C)
HexM1	17.3	73118	1
HexC1.0	5.3	2651	2.2
HexC11	1.4	21609	1.1
HexC2.0	6.2	1393	3.9
HexC21	1.3	19588	1
HexC3.0	5.9	1687	2.4
HexC31	1.5	14301	1.2
HexC4.0	6.5	367	3.3
HexC4.1	5.6	10157	3.2

Ortho-para conversion reaction

Hydrogen contains 25% para-hydrogen and 75% ortho-hydrogen at ambient temperature. As the temperature decreases, the percentage of para- hydrogen increases. 99% para-hydrogen will be present in the hydrogen composition at the liquefaction temperature, but this reaction is exothermic, and it lasts a few days; therefore, it is an obstacle in hydrogen liquefaction cycles. Various catalysts are used to increase the rate of ortho-para conversion reaction (Yin and Ju 2020a). The released heat from the ortho-para conversion reaction is 527 kJ kg^{-1}, while the heat of evaporation of LH2 is 446 kJ/kg. Consequently, the liquid hydrogen will start to evaporate if it is not converted to para-hydrogen in the liquefaction process (Ram B. Gupta, Basile, and Veziroglu 2013). In this research, three ortho-para conversion reactors are used. The percentage of para-hydrogen reaches 25% in the first stage, 77% in the second stage, and 99% in the final stage. The conversion reaction rate (r_{H2}) is related to the catalyst reaction rate (K) and concentration of the feed hydrogen gas (C_{H2}), the equation is given as follows(Ghorbani et al. 2021):

$$r_{H2} = k \times C_{H2} \quad (1)$$

Where the unit of r_{H2} is kmol. ($1.\ s^{-1}$), and the unit of k and C_{H2} are s^{-1} and kmol, respectively. Based on the work of (Yin and Ju 2020a), k is considered 1.2 $s^{-1}$and the selected catalyst is $Fe(OH)_3$.

3 Modeling and simulation

In this study, a commercial software named ASPEN HYSYS 11 is used to simulate the cycle. The proper EOS should be chosen by considering the temperature and pressure ranges of gases. Using suitable EOS is crucial to achieving close agreement with experimental results. Stream properties are given in Table 3. In this work, Modified Benedict-Webb-Rubin (MBWR) method, as recommended by (Valenti, MacChi, and Brioschi 2012) is used for pure hydrogen streams because this method has a better agreement with the experimental results of the work of (Jacob W. Leachman et al. 2017), especially in cryogenic temperatures. Added to this, The PR method is utilized to simulate other streams including mixed refrigerant and natural gas streams. The PR equation is derived from the Van Der Waals

relation and is a quasi-experimental state equation. The following equation shows the Peng- Robinson equation(Valenti et al. 2012):

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a\theta}{v(v+b)+b(v-b)} \quad (2)$$

$$\theta = [1 + m(1 - \sqrt{T_r}]^2$$

$$m = 0.3796 + 1.5422\omega - 0.2699\omega^2$$

More detailed information about "a" and" b" and the method of calculation of properties for gas mixtures are given in references (Ahmed 2016; M. Mafi 2015).

Table 3. Stream properties of the proposed cycle.

Stream	T(°C)	P /kPa	Mass flow/ / kg h⁻¹	Mass enthalpy / kJ kg⁻¹	Mass entropy/ kJ kg⁻¹ °C⁻¹	Strea m	T(°C)	P /kPa	Mass flow/ kg h⁻¹	Mass enthalpy/ kJ kg⁻¹	Mass entropy/ kJ kg⁻¹ °C⁻¹
H3	-159.40	2400	63	1699	45	MR10	144.36	1100	1085	480	15
H4	-212.04	2400	63	1061	37	MR11	25.00	1100	1085	0	14
H5	-227.28	2400	63	664	32	H8	-250.98	300	63	-225	9
H6	-245.01	2400	63	203	20	LH2	-250.98	300	63	-225	9
H7	-248.00	2400	63	-23	15	H4a	-198.59	2400	63	1061	39
MR1.0	25.00	1100	175	0	14	H4c	-198.59	2400	63	1061	39
MR1.1	-158.00	1100	175	-737	10	H6a	-236.29	2400	63	203	22
MR1.2	-218.17	120	175	-976	10	H6c	-236.29	2400	63	203	22
MR1.3	-161.00	120	175	-747	13	H7a	-238.62	2400	63	-23	15
MR1.4	22.46	120	175	-10	17	H7c	-238.62	2400	63	-23	15
MR2.0	25.00	1100	170	0	14	H7d	-253.02	2400	63	-225	8
MR2.1	-198.00	1100	170	-899	8	LNG	-166	101	101100	-4629	4
MR2.2	-237.39	120	170	-1054	9	NG3	-159	5500	110000	-4469	4
MR2.3	-200.79	120	170	-907	11	NG4	-166	101	110000	-4469	4
MR2.4	23.01	120	170	-8	17	NG1	20	5500	110000	-3711	8
MR3.0	25.00	1100	320	0	14	NG2	-166	101	8900	-2654	7
MR3.1	-225.00	1100	320	-1010	6	M1	-160	3900	450000	-1776	1
MR3.2	-250.44	120	320	-1107	7	M2	-164	330	450000	-1776	1
MR3.3	-228.00	120	320	-1016	10	M3	11	330	450000	-1111	5
MR3.4	23.33	120	320	-7	17	M4	80	1092	450000	-1001	5
MR4.0	25.00	1100	420	0	14	M5	20	1042	450000	-1177	4
MR4.1	-240.60	1100	420	-1075	5	M6	20	1042	354819	-856	5
MR4.2	-253.93	120	420	-1143	5	M7	111	3900	354819	-720	5
MR4.3	-243.50	120	420	-1079	8	M8	20	1042	95181	-2377	1
MR4.4	24.11	120	420	-4	17	M9	22	3900	95181	-2371	1
MR5.0	23.44	120	1085	-6	17	M10	74	3900	450000	-1069	4
MR6.0	118.68	230	1085	376	17	M11	20	3900	450000	-1291	4
MR7.0	25.00	230	1085	0	16	H1	20	2400	63	4134	57
MR8.0	142.25	500	1085	471	16	NG2b	17	101	8900	-2365	9
MR9.0	25.00	500	1085	0	15						

A comparison between the conversion enthalpy obtained from the MBWR and experimental results (Jacob W. Leachman et al. 2017) is shown in Fig. 3. Shown in Fig. 3 is the accuracy of conversion enthalpy calculation which is at least less than 1.5 % for the MBWR method. Shown in Fig. 4 is the validation of the MBWR method for the heat capacity of hydrogen in different temperatures. Results from Fig. 3 and Fig. 4 indicate that among PR, PRSV, and MBWR EOSs, MBWR is found to be the most accurate EOS for pure hydrogen streams.

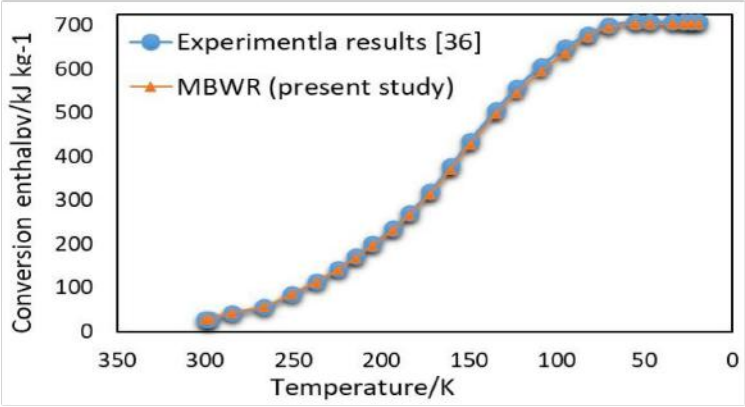


Fig. 3. Validation of MBWR EOS for the conversion enthalpy in different temperatures.

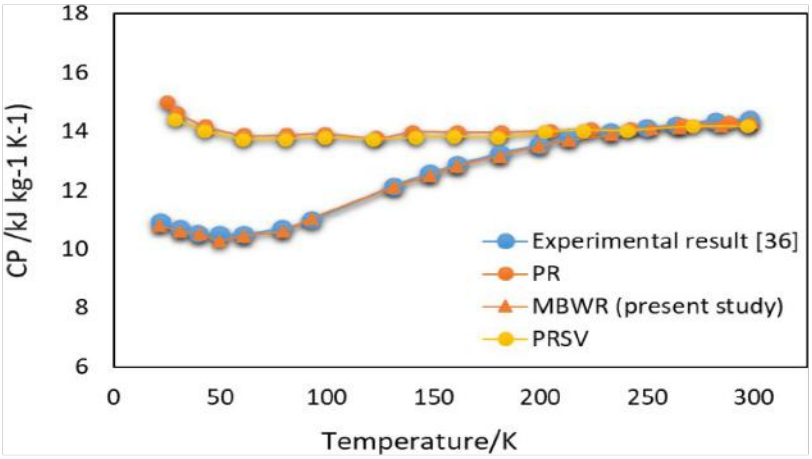


Fig. 4. Heat capacity of hydrogen (C_p) calculated by different EOSs.

able 3 shows the validation of the method used in this paper and the results of the work of (Xu et al. 2013) in which a PRICO cycle was investigated.

Table 4. Validation of PRICO cycle with work of (Xu et al. 2013).

Variables	This paper	(Xu et al. 2013)
Minimum temperature difference (°C)	3	3
Specific energy consumption (SEC)	0.280	0.281

Thermodynamic analysis

According to the first law of thermodynamics, considering steady-state conditions and the absence of kinetic and potential energy changes, the two equations of energy and mass balance used in this research are given as follows (Aasadnia, Mehrpooya, and Ghorbani 2021):

$$\sum \dot{m}_{in} = \sum \dot{m}_{out} \quad (3)$$

$$\dot{Q_{cv}} + \sum \dot{m}_{in} h_{in} = \sum \dot{m}_{out} h_{out} + W_{cv}$$

Some performance parameters, such as SEC, COP, FOM, and exergy efficiency, are calculated to evaluate the system. FOM is calculated according to Equation 3 (Babu 2019). SEC evaluates the amount of electricity consumption for one kilogram of LH2 or LNG. By using Equation 4, SEC is calculated (Cardella, Decker, Sundberg, et al. 2017; M Mafi, Amidpour, and Naeynian 2009):

$$FOM = \frac{W_{rev}}{W_{ac}} = \frac{(h_l - h_0) - T_0(S_l - S_0)}{P_{net}} \quad (4)$$

$$SEC = \frac{P_{net}}{\dot{m}_l} \quad (5)$$

Where W_{rev} is reversible work, W_{ac} is real work, h_0 is the entropy at ambient temperature,
S_0 is enthalpy at ambient temperature, and S_l and h_l are specific entropy and enthalpy of liquid gas, respectively. COP is the ratio of the heat which is taken from the cold streams in heat exchangers per the total power consumption in the cycle (Tan et al. 2018):

$$COP = \frac{Q_c}{P_{net}} \quad (6)$$

where Q_c is the heat taken from the cold streams in heat exchangers. Exergy analysis is performed for the proposed cycle, and the exergy of streams is considered as follows, excluding the changes of kinetic and potential exergy (Fratzscher 1997; M. Mafi, Naeynian, and Amidpour 2009):

$$e = e^{ph} + e^{ch} \quad (7)$$
$$e^{ph} = h - h_0 - T(S - S_0)$$

Where h_0 and S_0 represent the enthalpy and entropy of a stream at ambient temperature and pressure, respectively.

Chemical exergy could not be neglected in the study because there is a chemical reaction in ortho-to-para reactors. Standard exergy values presented in (Kotas 1985), by using standard values for pure materials, chemical exergy of different mixtures can be calculated as follows (Kotas 1985):

$$e_m^{ch} = \sum_j x_j e_j^{ch} + RT_0 \sum_j x_j \ln x_j \quad (8)$$

Exergy destruction is calculated using the exergy balance equation in equipment according to the following equation (Fratzscher 1997):

$$Ex_i + Ex_{Qi} = Ex_o + Ex_{Qo} + W_{sh} + I \quad (9)$$

Irreversibility or exergy destruction is calculated by Equation 9 in which Ex_o and Ex_i are the exergy of the output and input streams, Ex_{Qi} and Ex_{Qo} are the exergy of the input and the output heat flows, W_{sh} is the power consumption in the process, and I is the irreversibility. The equations of exergy efficiency and exergy destruction for all equipment are given in Table 5.

Table 5. The equations of exergy efficiency and exergy destruction for equipment.

Components	Exergy efficiency	Exergy destruction
Compressor	$\eta_{ex} = \frac{e_{in} - e_{out}}{W_{in}}$	$I = e_i - e_o + W_{com}$
Heat exchanger	$\eta_{ex} = 1 - \{\frac{\sum_1^n(\dot{m}\,\Delta e)}{\sum_1^n(\dot{m}\,\Delta h)}\}_{hot} + \{\frac{\sum_1^n(\dot{m}\,\Delta e)}{\sum_1^n(\dot{m}\,\Delta h)}\}_{cold}$	$I = \sum(e_{in} - e_{out})$
Throttle valve	$\eta_{ex} = \frac{e_{out}^{\Delta T} - e_{in}^{\Delta T}}{e_{in}^{\Delta p} - e_{out}^{\Delta p}}$ $e^{\Delta T} = (\int_{T_0}^{T} \frac{T - T_0}{T} dh$ $= e^{\Delta T} + e^{\Delta p}$	$I = e_{in} - e_{out}$
Reactor	$\eta_{ex} = \frac{e_{out}}{e_{in}}$	$I = e_{in} - e_{out}$
Turbine expander	$\eta_{ex} = \frac{W_{tur}}{e_{in} - e_{out}}$	$I = e_{in} - e_{out} + W_{tur}$
Flash drum	$\eta_{ex} = \frac{e_0}{e_{in}}$	$I = e_{in} - e_{out}$
Reactor	$\eta_{ex} = \frac{e_{out}}{e_{in}}$	$I = e_{in} - e_{out}$
Mixer and Tee	$\eta_{ex} = \frac{e_0}{e_{in}}$	$I = e_i - e_o$

The total exergy destruction and the overall exergy efficiency are calculated by Equations 14 and 15, respectively(Ghorbani, Ebrahimi, Skandarzadeh, et al. 2020; Ghorbani et al. 2021):

$$\eta_{cycle} = 1 - \frac{I_{total}}{p_{net}} \quad (14)$$

$$I_{total} = \sum_i I_i \quad (15)$$

Economy analysis including CAPEX, OPEX, and O&M expenditures

Devices, electricity, and feed gas expenditures are the main parts of the CAPEX and OPEX. For a better comparison, these costs are calculated annually to compare with other expenditures. Equation 16 shows CAPEX expenditure of liquefaction unit, which is based on cost factors as recommended by Couper et al. (Faramarzi, Nainiyan, et al. 2021b):

$$C_{CAPEX,t} = C_{eq}(1 + C_{ins} + C_{pip} + C_{bld} + C_{elc} + C_{stf} + C_{isu} + C_{eng} + C_{cnt} + C_{ctg} + C_{wrc}) \quad (16)$$

$$C_{eq} = (1 + c_{del})(C_{Hex} + C_{tur} + C_{com} + C_{oth}) \quad (17)$$

c_{del} **(cost of delivery),** C_{Hex} **(cost of heat exchangers),** C_{com} **(cost of compressors),** C_{tur} **(cost of turbines),** C_{oth} **(cost of other devices excluding heat exchangers, and compressors),** C_{ins} **(cost of installation),** C_{pip} **(cost of piping),** C_{bld} **(cost of building),** C_{elc} **(cost of control systems),** C_{stf} **(cost of safety system),** C_{isu} **(cost of pipelines and cold box insulation),** C_{eng} **(cost of design and supervision),** C_{cnt} **(cost of contracting),** C_{ctg}**(unforeseen costs),** C_{wrc} **(cost of system testing). Cost factors are given in Table 6 , and the purchase cost of equipment is shown in Table 7.**

Table 6. Cost factors of capital expenditures (Faramarzi, Nainiyan, et al. 2021b).

Cost factor	Name	Value	Cost factor	Name	Value
C_{ins}	Installation	0.10	C_{isu}	Insulation	0.10
C_{pip}	Piping	0.15	C_{eng}	Engineering supervision	0.03
C_{bld}	Building construction	0.10	C_{cnt}	Contracting fee	0.15
C_{elc}	Electric systems	0.07	C_{ctg}	Unforeseen expenses	0.10
C_{stf}	Safety systems	0.03			

Table 7. Cost of different equipment (Donaubauer et al. 2019; Faramarzi, Nainiyan, et al. 2021b; Nouri, Mansari, and Ghorbani 2020).

Components	Cost equation
Heat exchanger	$C_{hex} = f_{p,hex.}(8500 + 409(A_{Hex}\frac{UA}{f_{cry}})^{0.83})$ $f_{cry}(T < 128\ K) = 0.1\ \text{kW m}^{-2}$ $f_{cry}(293\ K > T > 128\ K) = 0.2\ \text{kW m}^{-2}$
Compressor	$C_{com} = 7900(W_{com})^{0.62}$
turbine expander	$C_{tur} = 378(W_{tur})^{0.81}$
Ortho-para conversion reactor	$C_{con} = 2860B_{con}^{0.69} + 28940V_{con}$
Other components	$c_{oth} = 0.18(C_{hex} + C_{com} + C_{tur} + C_{con} + C_{oth})$

The amount of production of LNG or LH2 per year is calculated as follows (Serio et al. 2015):

$$\dot{m}_{L,a} = Y_a . 17280000 . \dot{m}_{LNG} \quad (18)$$

Where $\dot{m}_L$ is the mass flow of LNG or LH2 per one second. Y_a is the annual rate of cycle activity, including 8322 working hours per year (Serio et al. 2015). Annual CAPEX is given as follows (Cardella, Decker, and Klein 2017; Faramarzi et al. 2021):

$$C_{CAPEX,a} = C_{CAPEX,t} \cdot \frac{I_a . (1 + I_a)^t}{(1 + I_a)^t - 1} \quad (19)$$

Where t is the payment period in terms of the year, I_a is the annual interest rate and $C_{CAPEX,t}$ represents the total initial cost. $C_{OPEX,t}$ includes the cost of electricity ($C_{el,a}$), feed gas ($C_{feed,a}$), and refrigerants charge ($C_{feedf,a}$) as defined below(Akrami et al. 2018; Ghorbani et al. 2019):

$$C_{OPEX,a} = C_{el,a} + C_{feed,a} + C_{feedf,a} \quad (20)$$

The cost of maintenance, compressor seals, and personnel and operation supervision are considered as $C_{O\&M,a}$ (Cardella, Decker, and Klein 2017). The cost of annual electricity is calculated as follows (Ghorbani et al. 2012):

$$C_{el} = c_{el} . \dot{m}_{L,a} . SEC \quad (21)$$

Where c_{el} is the cost of electricity in kWh, and $\dot{m}_{L,a}$ is the amount of LNG or LH2 production in one year.

4 Results and discussion

Three cases are investigated in this study. A comparison of three cases is done in this study. Results show that Case 3 performs better than the other cases. The information, which is given in Tables 1 and Table 2, in the previous sections, is related to Case 3 (final case), because Case 3 has better performance than that the other two cases. Results show that the total power consumption for Case 3 is 27,639 kW consisting of 366 kW in cooling and 27304 kW in the pre- cooling part, and SEC for the hydrogen liquefaction cycle of Case 3 is 5.31 kWh/kg. Case 1 as the base case compares to Case 3 as the final case in Fig. 5 and Fig. 6 in terms of exergy analysis. Shown in Fig. 5 and Fig. 6 are the exergy destruction and exergy efficiency of different equipment, respectively. Results in Fig. 5 show that heat exchangers in Case 1 have a significant role in total exergy destruction. Minimum and maximum pressure in the mixed refrigerant cycle, the mass flow rate of the mixed refrigerant stream, and mixed refrigerant composition are considered key parameters to minimize the total exergy destruction, especially in heat exchangers. As shown in Fig. 5 and Fig. 6, it is crystal clear that Case 3 (final case) had a better performance than Case 1(base case).

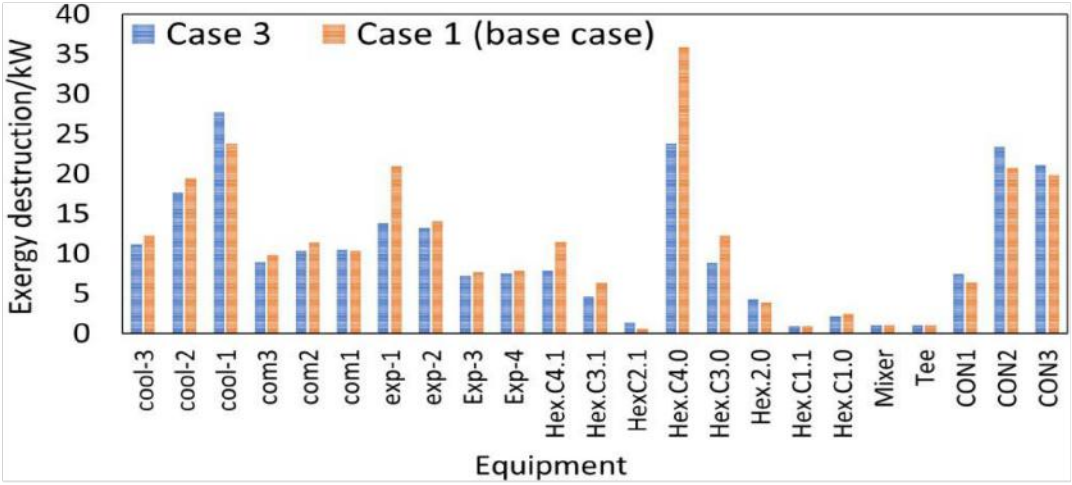


Fig. 5.1. LH2 cooling cycle

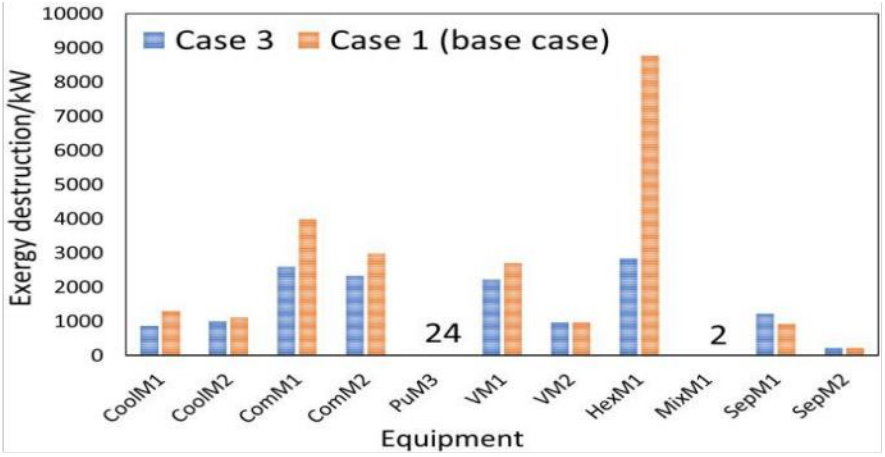


Fig. 5.2. LNG and LH2 pre-cooling part.

Fig. 5. Exergy destruction in 2.1: LH2 Cooling part. 2.2: LNG or LH2 pre-cooling part.

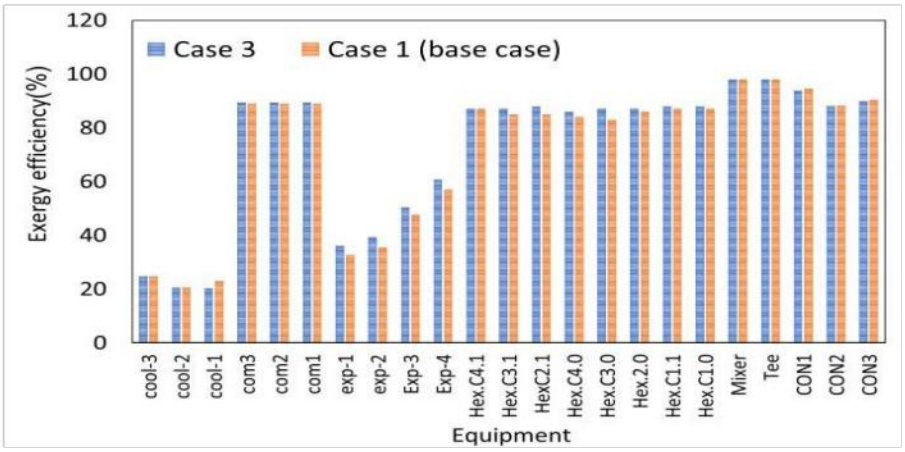


Fig. 6.1. LH2 cooling cycle

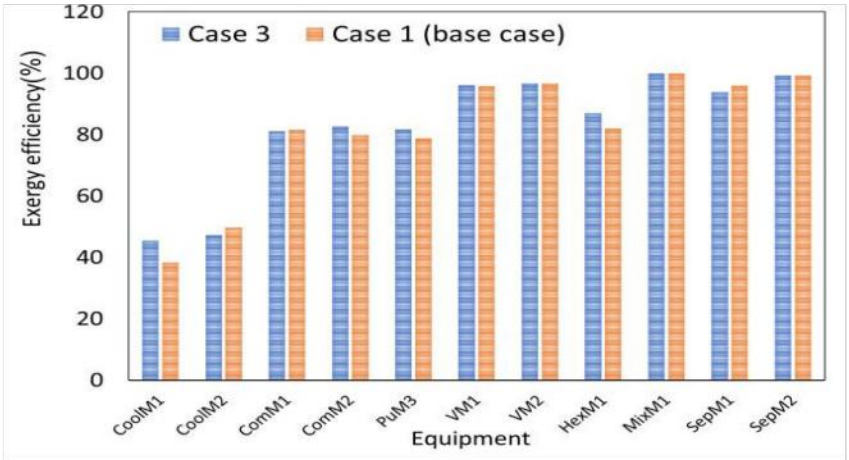


Fig. 6.2. LNG and LH2 pre-cooling cycle

Fig. 6. Exergy efficiency in 3.1: LH2 cooling cycle. 3.2. LNG or LH2 pre-cooling cycle.

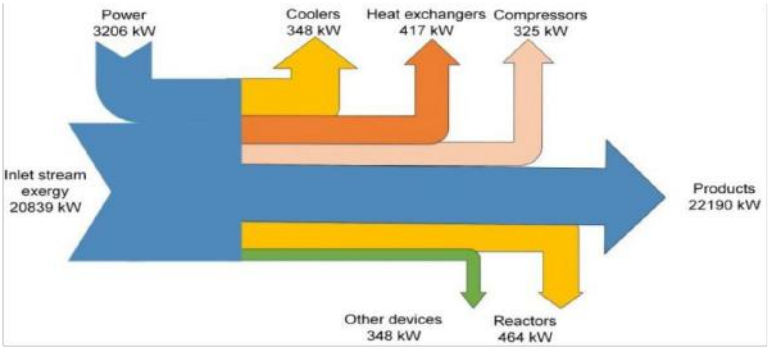


Fig. 7. Exergy block flow diagram for hydrogen liquefaction cycle.

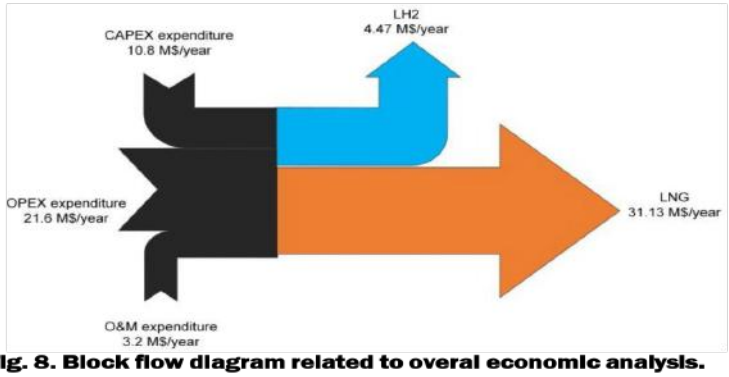
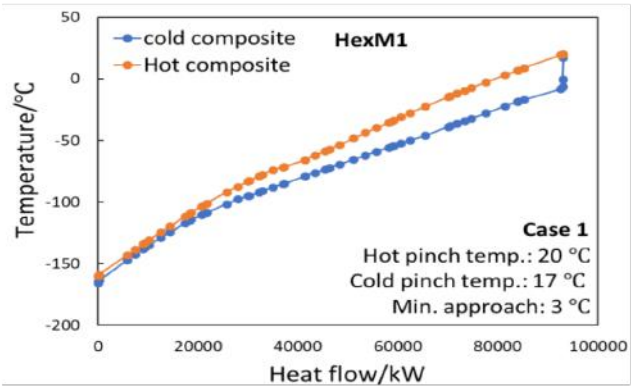


Fig. 8. Block flow diagram related to overal economic analysis.



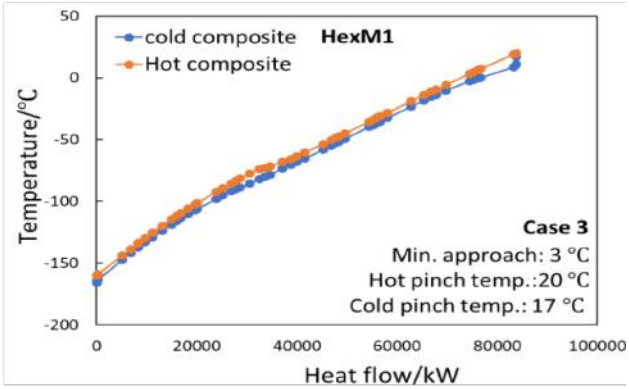
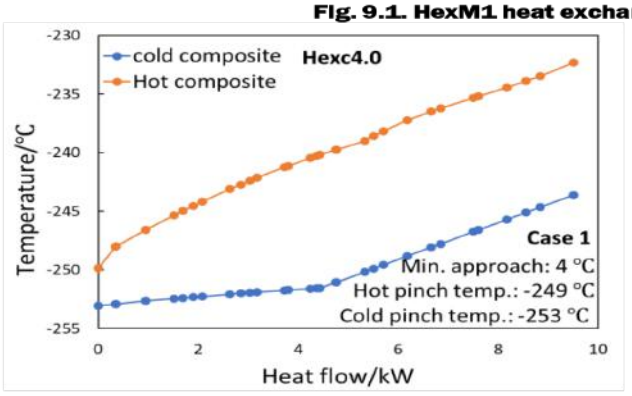


Fig. 9.1. HexM1 heat exchanger in the pre-cooling part.



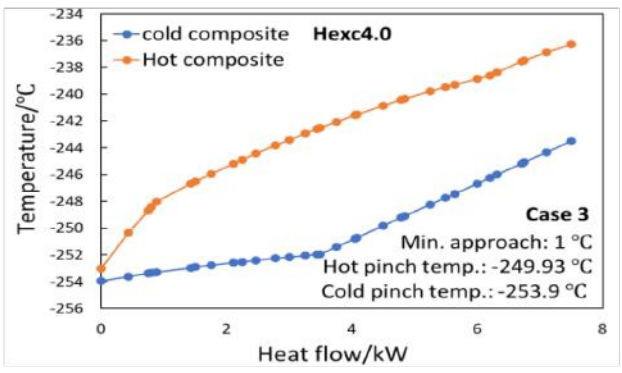


Fig. 9.2. Hexc4.0 heat exchanger in the cooling part.

Fig. 9. Comparison between hot and cold composite curves for two heat exchangers (Fig. 9.1. HexM1, Fig. 9.2. Hexc4.0).

Sensitivity analysis

Fig. 9 shows the composite curves in two heat exchangers that impact the total exergy destruction significantly. The comparison of case 1 and case 3 are shown in Fig. 9.

As shown in Fig. 6 for the natural gas liquefaction cycle or hydrogen pre-cooling part, the HexM1 has the greatest exergy destruction; this device is optimized in Case 3 (final case) by adjusting the minimum temperature approach. The power of compressors in this section for Case 3 (final case) decreases compared to Case 1 (base case), which in turn, results in total power consumption decreasing. Fig. 5.1 shows that the greatest exergy destruction in the cooling part of Case 1 goes to the Hex.c4.0, which has three streams, including one hot and two cold streams. The exergy destruction of this device is reduced in Case 3 in comparison to Case 1. Exergy destruction increased in Case 3 for ortho-para conversion reactors due to inlet temperature changes, but total exergy destruction in Case 3 (final case) is less than that for Case 1(base case). The difference in exergy destruction between Case 3 and Case 1 is 8718 kW. Fig. 6 shows that mixers, pumps, and separators have the slightest exergy destruction compared to other devices. The exergy efficiency of air coolers has the lowest value in the pre-cooling and cooling parts, respectively. The block flow diagram of the inlet and outlet exergy for the hydrogen liquefaction cycle is shown in Fig. 7, additionally, the economic block flow diagram for the overall cycle is shown in Fig. 8.

The low value of the minimum temperature approach in the heat exchangers causes less exergy destruction, but it needs big heat exchangers and much more CAPEX expenditures. In Case 1, the minimum temperature approach range is assumed between 1℃ to 8 ℃. By readjusting the minimum temperature approach in Case 3, it changes to the range of 1℃ to 2 ℃. Of the three cases, Case 3 performs the best in terms of the energy and exergy aspects. In Hexc4.0, the minimum temperature approach is 4℃ and 1 ℃ for Case 1 and Case 3, respectively. In HexM1, the minimum temperature approach is 3℃ as recommended by (Aslambakhsh et al. 2018) in both cases (Case 1 and Case 3), but the two hot and cold composite curves are closer to each other. As shown in Fig. 9, HexM1 with two cold and three hot streams significantly influences the cycle exergy efficiency for the pre- cooling part and the whole cycle.

Sensitivity analysis examines the effect of key variables on the performance of the proposed cycle. In Fig. 10 and Fig. 11, the influence of the maximum pressure of mixed refrigerants on the efficiency of the proposed cycle is investigated for the PRICO cycle and the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle.

According to Fig. 10, it is clear that with the maximum pressure in the range of 3300 kPa to 3900 kPa increasing, the SEC reduces, and the COP increases. A pressure of 3900 kPa is the optimal value. Fig. 11 indicates that increasing the maximum pressure of the mixed refrigerant in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle leads to the performance improvement of the hydrogen liquefaction cycle; therefore, the proposed cycle has the best performance at 1100 kPa.

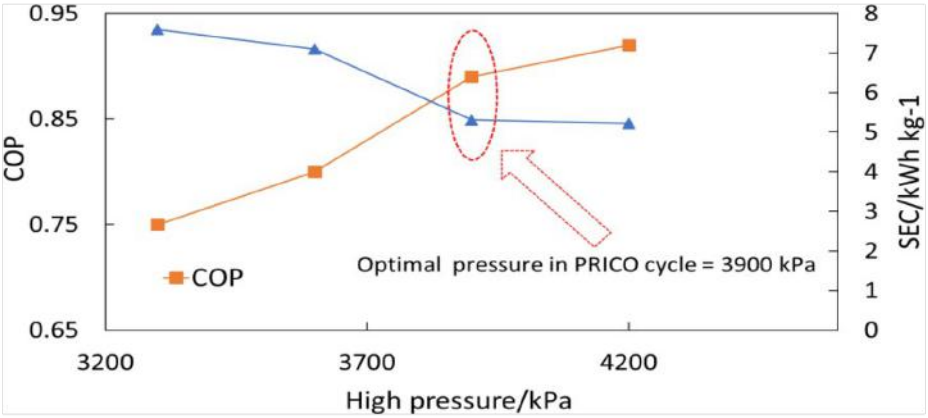


Fig. 10. High working pressure in the PRICO cycle.

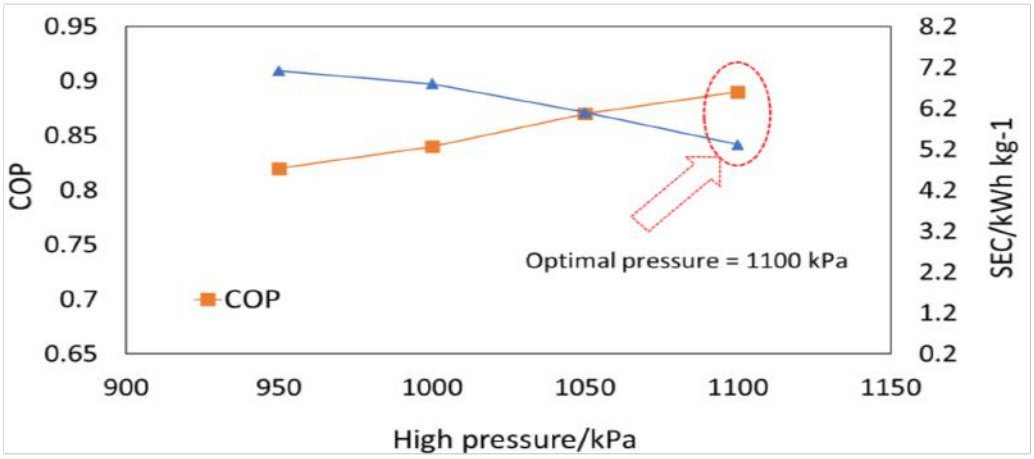


Fig. 11. Comparison of different high working pressures in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle.

In Figs. 12 and 13, the effect of the mass flow rate of the mixed refrigerant in the PRICO and cooling part of the hydrogen liquefaction cycle is investigated. As shown in Fig. 12, with the mass flow rate of the mixed refrigerant in the PRICO cycle increasing, SEC decreases significantly, and COP decreases slightly. The same trend is shown in Fig. 13 for the mass flow rate of the mixed refrigerant in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle. A mass flow rate of 354819 kg h^{-1} for the mixed refrigerant of the PRICO cycle results in the best performance of the whole cycle, with the lowest possible flow rate of the mixed refrigerant in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle being 1085 kg h^{-1}.

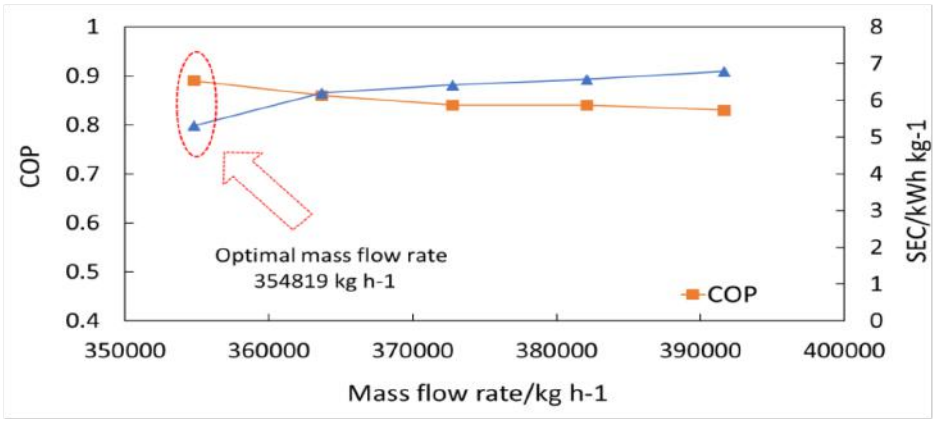


Fig. 12. Comparison of different mass flow rates of the mixed refrigerant in the PRICO cycle.

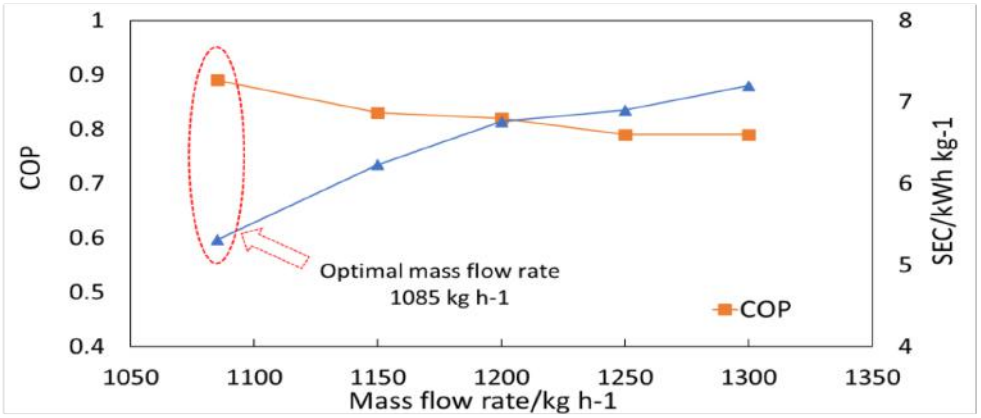


Fig. 13. Comparison of different mass flow rates of the mixed refrigerant in the cooling part of the hydrogen liquefaction cycle.

Shown in Figs. 14 and 15 are the influence of the adiabatic efficiency of compressors and expanders on cycle efficiency. As shown in Figs. 15 and 16, the higher the efficiency, the better the cycle efficiency, but the maximum efficiency for expanders and compressors is 85 % in this study as recommended by Berstad et al. (Berstad et al. 2010) and Yin et al. (Yin and Ju 2020a) for mixed refrigerant streams at cryogenic temperatures.

Economic analysis

In the following sections, the results of the economic analysis of the proposed cycle are investigated. In the proposed cycle, the annual interest and the payment period are 0.07 and 20 years old, respectively. Fig. 16 shows the different annual expenditures for the proposed cycle (Case 3) and the base case (Case 1).

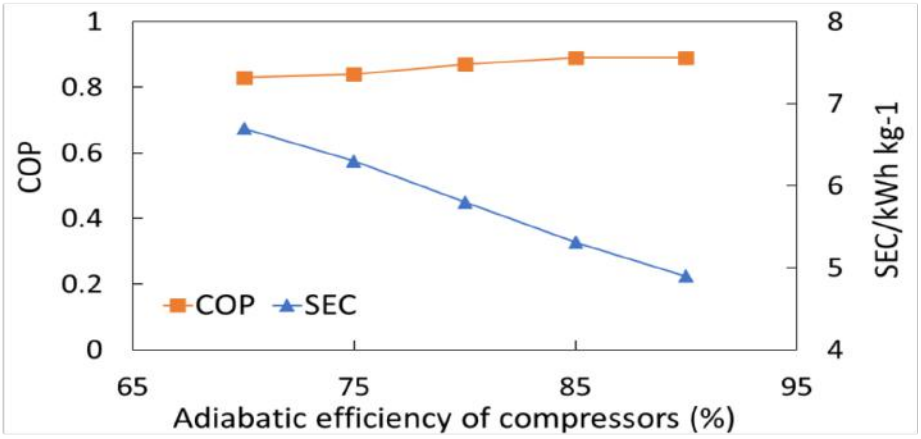


Fig. 14. Variation of SEC and COP against the adiabatic efficiency of compressors.

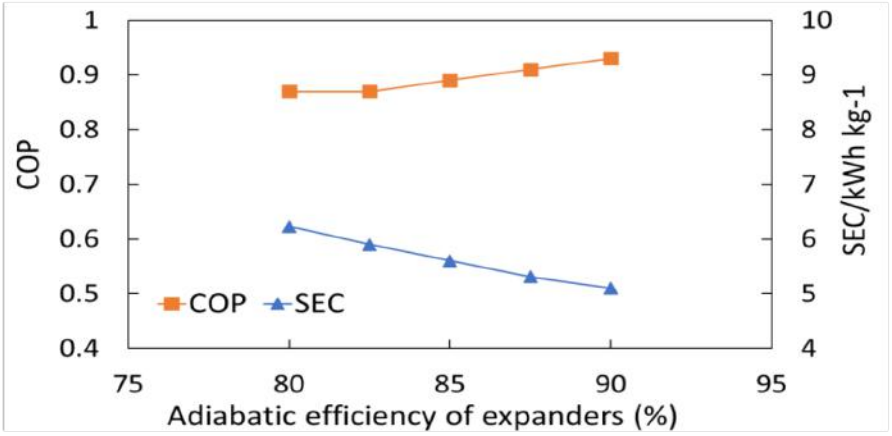


Fig. 15. Variation of SEC and COP against the adiabatic efficiency of turbine expanders

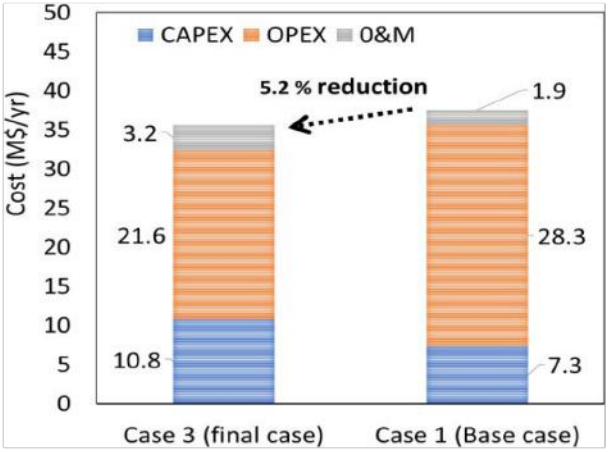


Fig. 16. CAPEX, OPEX, and O&M expenditures for Case 1 (base case) and Case 3 (final case).

It can be seen from Fig. 14 that the annual total cost of Case 3 decreases compared to that of Case 1. The main reason for the cost reduction is based on less SEC or power consumption for case 3, in turn, causes the OPEX cost to decrease in comparison to Case 1 significantly. Annual power consumption decreases in Case 3 because the exergy destruction in heat exchangers reduces. In Case 3, the highest rate of expenditure goes to OPEX, consisting of $21.6 million, followed by CAPEX at $10.8 million, and the third rank is allocated to O&M. In Case 1, CAPEX expenditure is $28.3 million, which has a decline in by $6.7 million in case 3. Fig. 17 shows the proportion of the three costs of the proposed cycle. As shown in Fig. 17, the highest cost is assigned to OPEX, making up 61%, which is twice as much as that of CAPEX. Stood at the second rank is CAPEX, consisting of 30%, followed by O&M at 9 % .

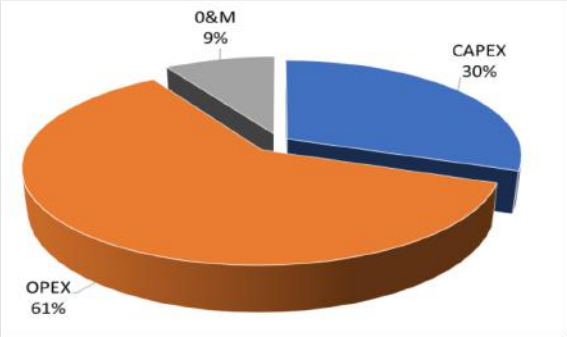


Fig. 17. The proportion of CAPEX, OPEX, and O&M expenditures for the proposed cycle.

The performance comparison of the proposed cycle (Case 3 in the present study) and other hydrogen liquefaction cycles is shown in Table 4. SEC of the proposed cycle is 5.31, which has a +25 % improvement compared to the work of (Yin and Ju 2020a). This improvement is based on two main reasons: first, using a suitable mixed refrigerant composition in the hydrogen liquefaction cycle and also utilizing a PRICO cycle in the pre-cooling part of the liquefaction, while the nitrogen refrigeration cycle is used in the pre-cooling part of the model of Yin and Ju's research(Yin and Ju 2020a), and second reason based on that the process integration of the hydrogen liquefaction cycle with an LNG production cycle leads SEC to decrease. In this study, COP and FOM are 0.89 and 0.72, respectively. Table 8 indicates that the proposed cycle has a lower SEC value than that of other cycles mentioned in Table 8. In the work of Mehrpooya et al. (Mehrpooya et al. 2020) a hydrogen liquefaction cycle with an SEC value of
4.16 kwh kg^{-1} was developed, which has a better performance compared to the proposed model in this study. However, they did not consider temperature increase in the ortho-para conversion reactions, which is a major gap, causing a significant difference with experimental results. Consequently, the gap is fixed in this study to achieve close agreement with experimental results.

Table 8. Performance comparison of the proposed hydrogen liquefaction cycle with the works of Yin and Ju(Yin and Ju 2020a), Yang et al. (Yang et al. 2019), and Berstad et al. (Berstad et al. 2021).

Parameters	(Berstad et al. 2010) (Scaled-up)	(Yang et al. 2019) (Scaled-up)	(Yin and Ju 2020a)	Base case (Case 1 in the present study)	Proposed cycle (Case 3 in the present study)
SEC/kWh kg^{-1}	6.57	11.05	7.13	6.13	5.31
COP	Not mentioned	Not mentioned	0.17	0.81	0.89
FOM	Not mentioned	Not mentioned	0.49	0.67	0.72
Net power/kW	413	696	449	385	335
LH2 capacity/kg h^{-1}	63	63	63	63	63
Concentration of para hydrogen in LH2 (%)	99	99	99	99	99
LH2 Pressure/kPa	184	130	300	300	300
LH2 temperature/°C	-251	-251	-252	-251	-251

5 Conclusion

High energy consumption in hydrogen and natural gas liquefaction cycles is a crucial problem, which causes high production costs. Using a new design for the hydrogen liquefaction cycle by mixed refrigerant method or integration of the LH2 production cycle with other processes can reduce exergy destruction in equipment; in turn, causing the liquefaction cycle efficiency to increase. In this research, a novel hydrogen liquefaction cycle integrated with an LNG production cycle is proposed. The LH2 production capacity is 1.5 TPD (63 kg h^{-1}) TPD. The LNG production cycle is a PRICO cycle with a capacity of 101100 kg h^{-1}. Three different mixed refrigerant compositions, including Case1, Case 2, and Case 3, are studied to find the best performance. Case 3 has the best efficiency,

which is proposed as the final model. Three ortho-para conversion reactors are used in this research. SEC is 5.11 for the proposed hydrogen liquefaction cycle, which is +25 % better in terms of SEC than that for a similar cycle mentioned in the literature. COP and FOM of the proposed cycle are 0.89 and 0.72, respectively. Results indicate that the proposed cycle has better performance in comparison to other cycles mentioned in the literature. By performing economic analysis, CAPEX, OPEX, and O&M expenditures are examined for the proposed cycle. Using simultaneous production of LNG and LH2 leads to significant cost reduction in OPEX. In the proposed cycle, the payment period and annual interest are considered 20 years old and 0.07, respectively. The highest cost is assigned to OPEX, making up 61%, which is twice as much as that of CAPEX. The third rank of the total expense is O&M, consisting of 9% of the total annual cost. MBWR and PR EOSs are used to simulate pure hydrogen and mixed refrigerant stream, respectively. Simultaneous using two proper EOSs for the proposed model causes good agreement with experimental results, especially for ortho-para conversion reactions. By using liquid hydrogen as an energy storage method, there is no need to use alternatives with environmental problems, leading to cleaner energy production and sustainable energy. Consumption of hydrogen and natural gas is increasing. By process integration of LNG and LH2 production cycles, the cost of using those fuels can be decreased, which is done in this study. The problem of the high investment cost of hydrogen storage could be solved by considering simultaneous production of LNG and LH2, making it economically viable.

The modified configuration of using two liquefaction cycles in this study is very inspiring and can be used in other liquefaction processes. Furthermore, it is suggested for future works investigate the possibility of adding a renewable power plant to the proposed model to provide renewable power for the compression section of the liquefaction cycle, additionally, by using solar energy and water electrolyzes, LH2 can be produced with zero carbon emission.

Nomenclature

Symbols

a_1	Pressure cost factor 1
a_2	Pressure cost factor 2
A_{PFHX}	Heat transfer area in heat exchangers(m²)
C_{CAPEX}	Cost factor
C_{OPEX}	Cost of operation($)
$C_{O\&M}$	Operating and maintenance expenditures($)
C_{com}	Cost of compressors($)
c_{del}	Delivery cost($)
C_{Hex}	Cost of heat exchangers ($)
C_{oth}	Cost of other equipment ($)
C_{tur}	Cost of turbines ($)
Ex	Exergy (kW)
e^{ch}	Chemical exergy(kW)
e^{ph}	Physical exergy(kW)
$f_{p,hex}$	The pressure cost factor in heat exchangers
h	Specific enthalpy (kJ kg^{-1})
HP	Work of compressor or turbine(kW)
$\dot{m}_l$	Mass flow rate (kg h^{-1})
P_{net}	Total power consumption in a cycle(kW)
Q_{cv}	Heat transfer (kW)
I	Exergy destruction(kW)
I_a	Annual interest rate
s	Specific entropy (kJ kg^{-1}°C^{-1})
t	Payment period(year)
W	Work(kW)

Abbreviations

CAPEX	CAPEX
COP	COP
EOS	EOS
FOM	FOM
LH2	LH2
LNG	Liquid natural gas
MBWR	Modified Benedict-Webb-Rubin
OPEX	Operation expenses
O&M	Operating and maintenance expenditure
SEC	Specific energy consumption (kWh kg^{-1})

Greek letter

η	Exergy efficiency

Reference

Aasadnia, Majid, Mehdi Mehrpooya, and Hojat Ansarinasab. 2019. "A 3E Evaluation on the Interaction between Environmental Impacts and Costs in a Hydrogen Liquefier Combined with Absorption Refrigeration Systems." *Applied Thermal Engineering* 159. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.113798.

Aasadnia, Majid, Mehdi Mehrpooya, and Bahram Ghorbani. 2021. "A Novel Integrated Structure for Hydrogen Purification Using the Cryogenic Method." *Journal of Cleaner Production* 278. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.123872.

Ahmed, Tarek. 2016. *Equations of State and PVT Analysis: Applications for Improved Reservoir Modeling: Second Edition*.

Akrami, Ehsan, Arash Nemati, Hossein Nami, and Faramarz Ranjbar. 2018. "Exergy and Exergoeconomic Assessment of Hydrogen and Cooling Production from Concentrated PVT Equipped with PEM Electrolyzer and LiBr-H2O Absorption Chiller." *International Journal of Hydrogen Energy* 43(2). doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.11.007.

Andrews, John W. 2020. "Hydrogen Production and Carbon Sequestration by Steam Methane Reforming and Fracking with Carbon Dioxide." *International Journal of Hydrogen Energy* 45(16). doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.01.231.

Ansarinasab, Hojat, Mehdi Mehrpooya, and Milad Sadeghzadeh. 2019. "An Exergy-Based Investigation on Hydrogen Liquefaction Plant- Exergy, Exergoeconomic, and Exergoenvironmental Analyses." *Journal of Cleaner Production* 210:530–41. doi: 10.1016/j.jclepro.2018.11.090.

Aslambakhsh, Amir Hamzeh, Mohammad Ali Moosavian, Majid Amidpour, Mohammad Hosseini, and Saeedeh AmirAfshar. 2018. "Global Cost Optimization of a Mini-Scale Liquefied Natural Gas Plant." *Energy* 148:1191–1200. doi: 10.1016/j.energy.2018.01.127.

Babu, V. 2019. *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*.

Berstad, David O., Jacob H. Stang, and Petter Nekså. 2010. "Large-Scale Hydrogen Liquefier Utilising Mixed-Refrigerant Pre-Cooling." *International Journal of Hydrogen Energy* 35(10). doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.02.001.

Berstad, David, Geir Skaugen, and Øivind Wilhelmsen. 2021. "Dissecting the Exergy Balance of a Hydrogen Liquefier: Analysis of a Scaled-up Claude Hydrogen Liquefier with Mixed Refrigerant Pre-Cooling." *International Journal of Hydrogen Energy* 46(11):8014–29. doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.09.188.

Cardella, U., L. Decker, and H. Klein. 2017. "Roadmap to Economically Viable Hydrogen Liquefaction." *International Journal of Hydrogen Energy* 42(19):13329–38. doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.01.068.

Cardella, U., L. Decker, J. Sundberg, and H. Klein. 2017. "Process Optimization for Large-Scale Hydrogen Liquefaction." *International Journal of Hydrogen Energy* 42(17):12339–54. doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.03.167.

Chang, Ho Myung, Ki Nam Ryu, and Jong Hoon Baik. 2018. "Thermodynamic Design of Hydrogen Liquefaction Systems with Helium or Neon Brayton Refrigerator." *Cryogenics* 91:68–76. doi: 10.1016/j.cryogenics.2018.02.007.

Dewar, James. 1898. "Liquid Hydrogen: Preliminary Note on the Liquefaction of Hydrogen and Helium." *Science* 8(183). doi: 10.1126/science.8.183.3.

Donaubauer, Philipp J., Umberto Cardella, Lutz Decker, and Harald Klein. 2019. "Kinetics and Heat Exchanger Design for Catalytic Ortho-Para Hydrogen Conversion during Liquefaction." *Chemical Engineering and Technology* 42(3):669–79. doi: 10.1002/ceat.201800345.

Faramarz Ranjbar, Arash Nourbakhsh Saadabad, Mahdi Nami Khaliledeh, Saman Faramarzi, Farhad Firouzy. 2022. "Simulation, Analysis and Optimization of a Non-Emission Process Producing Power, Hydrogen Gas and Liquid Hydrogen Using Solar Energy and PEM Electrolysis." *Journal of Mechanical Engineering* 02(04):26–48.

Faramarzi, Saman, Mostafa Mafi, SMM Nainiyan, and Ramin Ghasemiasl. 2021. "Modification of a Fuel Peak-Shaving System in Shahid Mofateh Power Plant." PP. 56–60 in *The 29th Annual International Conference of the Iranian Association of Mechanical Engineers and the 8th Conference on Thermal Power Plants*.

Faramarzi, Saman, Seyed Mojtaba Mousavi Nainiyan, Mostafa Mafi, and Ramin Ghasemiasl. 2021. "Genetic Algorithm Optimization of Two Natural Gas Liquefaction Methods Based on Energy, Exergy, and Economy Analyses: The Case Study of Shahid Rajaee Power Plant Peak- Shaving System." *Gas Processing* 9(1):91–108. doi: 10.22108/GPJ.2021.126527.1097.

Faramarzi, Saman, Seyed Mojtaba Mousavi Nainiyan, Mostafa Mafi, and Ramin Ghasemiasl. 2021. "Modification and Optimization of an Integrated Hydrogen Liquefaction Process with an LNG Regasification System." *Journal of Mechanical Engineering*. doi: 10.22034/jmeut.2021.44570.2842.

Faramarzi, Saman, Seyed Mojtaba Mousavi Nainiyan, Mostafa Mafi, and Ramin Ghasemiasl. 2021a. "A Novel Hydrogen Liquefaction Process Based on LNG Cold Energy and Mixed Refrigerant Cycle." *International Journal of Refrigeration*. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2021.07.022.

Faramarzi, Saman, Seyed Mojtaba Mousavi Nainiyan, Mostafa Mafi, and Ramin Ghasemiasl. 2021. "Proposing a Simultaneous Production Cycle of Liquid Natural Gas and Liquid Hydrogen." PP. 67–71 in *The 29th Annual International Conference of the Iranian Association of Mechanical Engineers and the 8th Conference on Thermal Power Plants*.

Fratzscher, W. 1997. "The Exergy Method of Thermal Plant Analysis." *International Journal of Refrigeration*. doi: 10.1016/s0140- 7007(97)85546-6.

Ghorbani, B., G. R. Salehi, M. Amidpour, and M. H. Hamedi. 2012. "Exergy and Exergoeconomic Evaluation of Gas Separation Process." *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 9:86–93. doi: 10.1016/j.jngse.2012.05.001.

Ghorbani, Bahram, Armin Ebrahimi, Sajedeh Rooholamini, and Masoud Ziabasharhagh. 2020. "Integrated Fischer-Tropsch Synthesis Process with Hydrogen Liquefaction Cycle." *Journal of Cleaner Production*. doi: 10.1016/j.jclepro.2020.124592.

Ghorbani, Bahram, Armin Ebrahimi, Fatemeh Skandarzadeh, and Masoud Ziabasharhagh. 2020. "Energy, Exergy and Pinch Analyses of an Integrated Cryogenic Natural Gas Process Based on Coupling of Absorption–Compression Refrigeration System, Organic Rankine Cycle and Solar Parabolic Trough Collectors." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. doi: 10.1007/s10973-020-10158-3.

Ghorbani, Bahram, Zahra Javadi, Sohrab Zendehboudi, and Majid Amidpour. 2020. "Energy, Exergy, and Economic Analyses of a New Integrated System for Generation of Power and Liquid Fuels Using Liquefied Natural Gas Regasification and Solar Collectors." *Energy Conversion and Management* 219. doi: 10.1016/j.enconman.2020.112915.

Ghorbani, Bahram, Mehdi Mehrpooya, Majid Aasadnia, and Malek Shariati Niasar. 2019. "Hydrogen Liquefaction Process Using Solar Energy and Organic Rankine Cycle Power System." *Journal of Cleaner Production* 235:1465–82. doi: 10.1016/j.jclepro.2019.06.227.

Ghorbani, Bahram, Sohrab Zendehboudi, and Mostafa Moradi. 2021. "Development of an Integrated Structure of Hydrogen and Oxygen Liquefaction Cycle Using Wind Turbines, Kalina Power Generation Cycle, and Electrolyzer." *Energy* 221:119653. doi: 10.1016/j.energy.2020.119653.

Hammad, Anwar, and Ibrahim Dincer. 2018. "Analysis and Assessment of an Advanced Hydrogen Liquefaction System." *International Journal of Hydrogen Energy* 43(2):1139–51. doi: 10.1016/j.ijhydene.2017.10.158.

Hosseini, Seyed Ehsan, and Brayden Butler. 2020. "Design and Analysis of a Hybrid Concentrated Photovoltaic Thermal System Integrated with an Organic Rankine Cycle for Hydrogen Production." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. doi: 10.1007/s10973-020-09556-4.

Jacob W. Leachman, Richard T Jacobsen, Eric W. Lemmon, and Steven G. Penoncello. 2017. *Thermodynamic Properties of Cryogenic Fluids*. second. Cham: Springer.

Kaşka, Önder, Ceyhun Yılmaz, Onur Bor, and Nehir Tokgöz. 2018. "The Performance Assessment of a Combined Organic Rankine-Vapor Compression Refrigeration Cycle Aided Hydrogen Liquefaction." *International Journal of Hydrogen Energy* 43(44). doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.07.092.

Kotas, T. J. 1985. "Exergy Analysis of Simple Processes." Pp. 99–161 in *The Exergy Method of Thermal Plant Analysis*. Elsevier.

Krasae-In, Songwut, Arne M. Bredesen, Jacob H. Stang, and Petter Neksa. 2011. "Simulation and Experiment of a Hydrogen Liquefaction Test Rig Using a Multi-Component Refrigerant Refrigeration System." *International Journal of Hydrogen Energy* 36(1):907–19. doi: 10.1016/j.ijhydene.2010.09.005.

Lin, Wensheng, Xiaojun Xiong, and Anzhong Gu. 2018. "Optimization and Thermodynamic Analysis of a Cascade PLNG (Pressurized Liquefied Natural Gas) Process with CO2 Cryogenic Removal." *Energy* 161. doi: 10.1016/j.energy.2018.07.051.

Mafi, Mostafa. 2015. "Development in Mixed Refrigerant Cycles for Separation Systems of Petrochemical Industries and Thermo-Economical Optimization through Combined Pinch and Exergy

Analysis." PhD thesis, K. N. Toosi University of technology.

Mafi, Mostafa, S. M.ostafa Mousav. Naeynian, and M. Amidpour. 2009. "Exergy Analysis of Multistage Cascade Low Temperature Refrigeration Systems Used in Olefin Plants." *International Journal of Refrigeration* 32(2). doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.05.008.

Marmolejo-Correa, Danahe, and Truls Gundersen. 2012. "A Comparison of Exergy Efficiency Definitions with Focus on Low Temperature Processes." *Energy* 44(1):477–89. doi: 10.1016/j.energy.2012.06.001.

Mazyan, W., A. Ahmadi, H. Ahmed, and M. Hoorfar. 2016. "Market and Technology Assessment of Natural Gas Processing: A Review." *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 30:487–514. doi: 10.1016/j.jngse.2016.02.010.

Mehrpooya, Mehdi, Masoud Kalhorzadeh, and Mahmood Chahartaghi. 2016. "Investigation of Novel Integrated Air Separation Processes, Cold Energy Recovery of Liquefied Natural Gas and Carbon Dioxide Power Cycle." *Journal of Cleaner Production* 113. doi: 10.1016/j.jclepro.2015.12.058.

Mehrpooya, Mehdi, Mirhadi S. Sadaghiani, and Nader Hedayat. 2020. "A Novel Integrated Hydrogen and Natural Gas Liquefaction Process Using Two Multistage Mixed Refrigerant Refrigeration Systems." *International Journal of Energy Research* 44(3):1636–53. doi: 10.1002/er.4978.

Mokarizadeh Haghighi Shirazi, M., and D. Mowla. 2010. "Energy Optimization for Liquefaction Process of Natural Gas in Peak Shaving Plant." *Energy* 35(7). doi: 10.1016/j.energy.2010.03.018.

Mokhatab, Saeid, John Y. Mak, Jaleel V. Valappil, and David A. Wood. 2013. *Handbook of Liquefied Natural Gas*.

Morosuk, T., S. Tesch, A. Hiemann, G. Tsatsaronis, and N. Bin Omar. 2015. "Evaluation of the PRICO Liquefaction Process Using Exergy-Based Methods." *Journal of Natural Gas Science and Engineering* 27. doi: 10.1016/j.jngse.2015.02.007.

Nouri, Milad, Morteza Miansari, and Bahram Ghorbani. 2020. "Exergy and Economic Analyses of a Novel Hybrid Structure for Simultaneous Production of Liquid Hydrogen and Carbon Dioxide Using Photovoltaic and Electrolyzer Systems." *Journal of Cleaner Production* 259:120862. doi: 10.1016/J.JCLEPRO.2020.120862.

Ram B. Gupta, Angelo Basile, and T. Nejat Veziroglu. 2013. *Compendium of Hydrogen Energy Volume 2: Hydrogen Storage, Distribution and Infrastructure*. Vol. 53.

Rezaei, Mostafa, Ali Mostafaeipour, Mojtaba Qolipour, and Mozhgan Momeni. 2019. "Energy Supply for Water Electrolysis Systems Using Wind and Solar Energy to Produce Hydrogen: A Case Study of Iran." *Frontiers in Energy* 13(3). doi: 10.1007/s11708-019-0635-x.

Sabbagh, Omid, Mohammad Ali Fanaei, and Alireza Arjomand. 2020. "Optimal Design of a Novel NGL/LNG Integrated Scheme: Economic and Exergetic Evaluation." *Journal of Thermal Analysis and Calorimetry*. doi: 10.1007/s10973- 020-10126-x.

Serio, L., J. Bremer, S. Claudet, D. Delikaris, G. Ferlin, M. Pezzetti, O. Pirotte, L. Tavian, and U. Wagner. 2015. "CERN Experience and Strategy for the Maintenance of Cryogenic Plants and Distribution Systems." in *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*. Vol. 101.

Tan, Hongbo, Siyu Shan, Yang Nie, and Qingxuan Zhao. 2018. "A New Boil-off Gas Re-Liquefaction System for LNG Carriers Based on Dual Mixed Refrigerant Cycle." *Cryogenics* 92:84–92. doi: 10.1016/j.cryogenics.2018.04.009.

Utlu, Zafer, and Arif Karabuga. 2021. "Conventional and Enhanced Exergy Analysis of a Hydrogen Liquefaction System." *International Journal of Hydrogen Energy* 46(2). doi: 10.1016/j.ijhydene.2020.10.104.

Valenti, Gianluca, Ennio MacChi, and Samuele Brioschi. 2012. "The Influence of the Thermodynamic Model of Equilibrium-Hydrogen on the Simulation of Its Liquefaction." *International Journal of Hydrogen Energy* 37(14):10779–88. doi: 10.1016/j.ijhydene.2012.04.050.

Wu, Jitan, and Yonglin Ju. 2020. "Comprehensive Comparison of Small-Scale Natural Gas Liquefaction Processes Using Brazed Plate Heat Exchangers." *Frontiers in Energy* 14(4). doi: 10.1007/s11708-020-0705-0.

Xu, Xiongwen, Jinping Liu, Chuanshuo Jiang, and Le Cao. 2013. "The Correlation between Mixed Refrigerant Composition and Ambient Conditions in the PRICO LNG Process." *Applied Energy* 102:1127–36. doi: 10.1016/J.APENERGY.2012.06.031.

Yang, Jae Hyeon, Younggak Yoon, Mincheol Ryu, Su Kyung An, Jisup Shin, and Chul Jin Lee. 2019. "Integrated Hydrogen Liquefaction Process with Steam Methane Reforming by Using Liquefied Natural Gas Cooling System." *Applied Energy* 255. doi: 10.1016/j.apenergy.2019.113840. Yilmaz, Ceyhun, and Onder Kaska. 2018. "Performance Analysis and Optimization of a Hydrogen Liquefaction System Assisted by Geothermal Absorption Precooling Refrigeration Cycle." *International Journal of Hydrogen Energy* 43(44). doi: 10.1016/j.ijhydene.2018.08.019.

Yin, Liang, and Yonglin Ju. 2020a. "Process Optimization and Analysis of a Novel Hydrogen Liquefaction Cycle." *International Journal of Refrigeration* 110:219–30. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.11.004.

Yin, Liang, and Yonglin Ju. 2020b. "Review on the Design and Optimization of Hydrogen Liquefaction Processes." *Frontiers in Energy* 14(3):530–44.

Zhang, Jinrui, Hans Meerman, René Benders, and André Faaij. 2020. "Comprehensive Review of Current Natural Gas Liquefaction Processes on Technical and Economic Performance." *Applied Thermal Engineering* 166.

Zhao, Yanxing, Maoqiong Gong, Haocheng Wang, Hao Guo, and Xueqiang Dong. 2020. "Development of Mobile Miniature Natural Gas Liquefiers." *Frontiers in Energy* 14(4).

Zhuzhgov, A. V., O. P. Krivoruchko, L. A. Isupova, O. N. Mart'yanov, and V. N. Parmon. 2018. "Low- Temperature Conversion of Ortho-Hydrogen into Liquid Para-Hydrogen: Process and Catalysts. Review." *Catalysis in Industry* 10(1). doi: 10.1134/S2070050418010117.

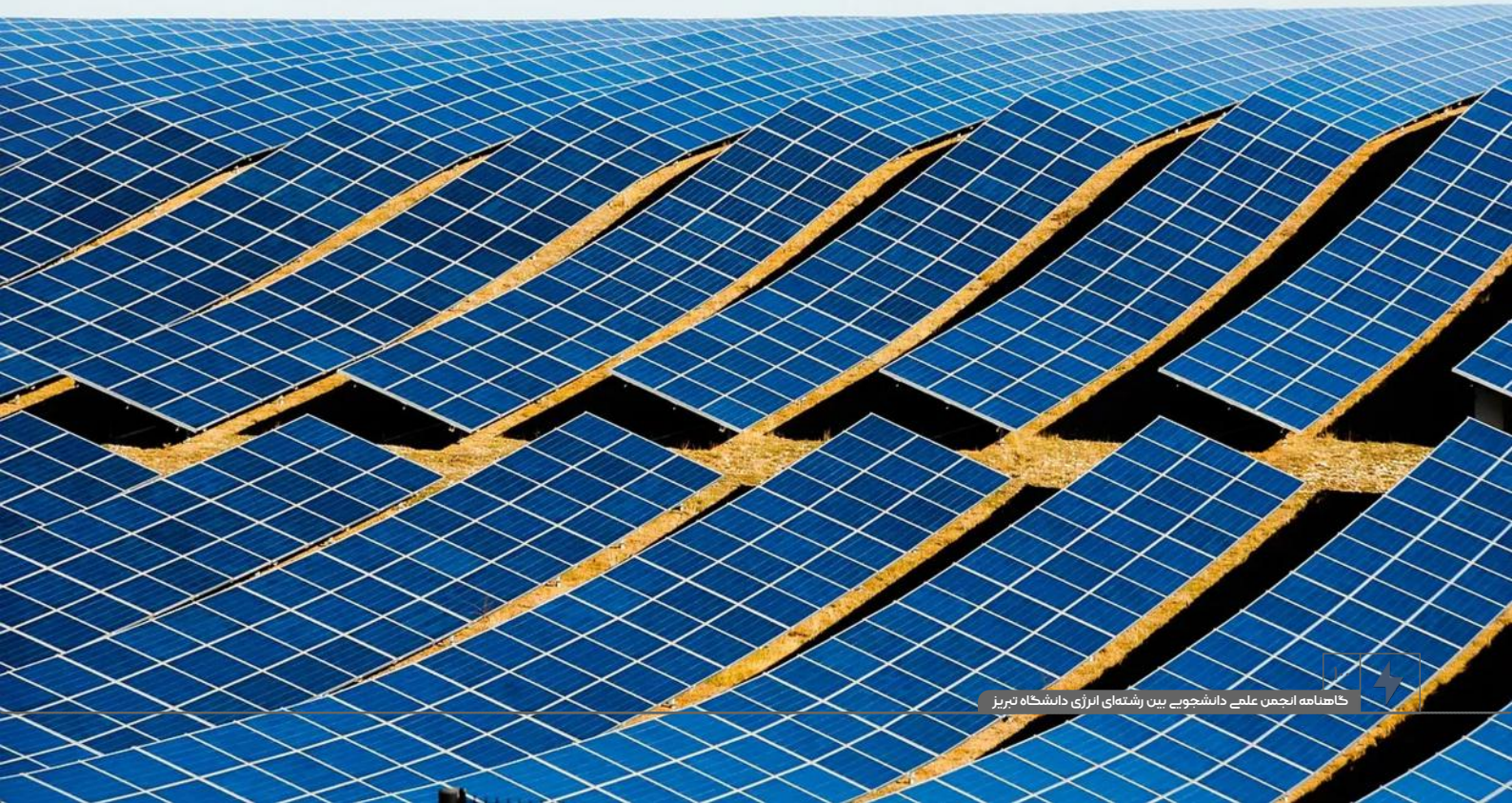
An introduction to perovskite solar cells

By Hooman Esmaeilzadeh, Amirhossein Hamrang, Students at University of Tabriz

First of all, as we all want to know, what are Perovskite Solar Cells?
you might have heard about the solar panels and their function, but the word “Perovskite” may sound new to you.so first of all we need an explanation on what is this material?
Halide perovskites are a family of materials that have shown potential for high performance and low production costs in solar cells. The name “perovskite” comes from the nickname for their crystal structure, although other types of non-halide perovskites (such as oxides and nitrides) are utilized in other energy technologies, such as fuel cells and catalysts.
now, with that information in hand, are these Perovskite any better those other recent technologies in solar panels? Well data says so. Perovskite solar cells have shown remarkable progress in recent years with rapid increases in efficiency, from reports of about %3 in 2009 to over %25 today. That is statically a high number to achieve. But as all of the developing and new technology, it has a few challenges before becoming a majority in aspect of worldwide use.

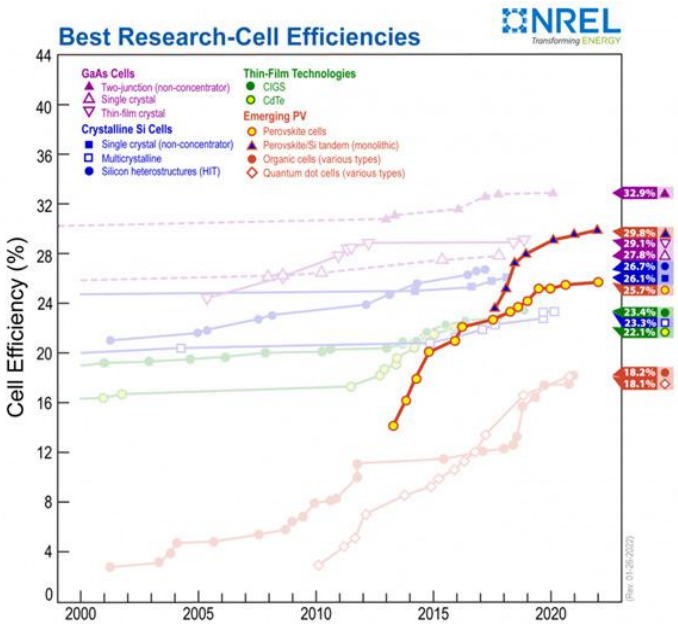
STABILITY AND DURABILITY

as the first and most important factor we might study the stability of the material,
Perovskite solar cells have demonstrated competitive power conversion efficiencies (PCE) with potential for higher performance, but their stability is limited compared to leading photovoltaic (PV) technologies. Perovskites can decompose when they react with moisture and oxygen or when they spend extended time exposed to light, heat, or applied voltage. To increase stability, researchers are studying degradation in both the perovskite material itself and the surrounding device layers. Improved cell durability is critical for the development of commercial perovskite solar products.
Despite significant progress in understanding the stability and degradation of perovskite solar cells, they are not currently commercially viable because of their limited operational lifetimes. Commercial applications outside the power sector may tolerate a shorter operational life, but even these would require improvements in factors such as device stability during storage. For mainstream solar power generation, technologies that cannot operate for more than two decades are unlikely to succeed, regardless of other benefits.
Early perovskite devices degraded rapidly, becoming non-functional within minutes or hours. Now, multiple research groups have demonstrated lifetimes of several months of operation. For commercial, grid-level electricity production, some of the lead laboratory and teams are targeting an operational lifetime of at least 20 years, and preferably more than 30 years.
The perovskite PV research and development (R&D) community is heavily focused on operational lifetime and is considering multiple approaches to understand and improve stability and degradation. Efforts include improved treatments to decrease the reactivity of the perovskite surface, alternative materials and formulations for perovskite materials, alternative surrounding device layers and electrical contacts, advanced encapsulation materials, and approaches that mitigate degradation sources during fabrication and operation.
One issue with assessing degradation in perovskites is developing consistent testing and validation methods. Research groups report performance results based on highly varied test conditions, including different encapsulation approaches, atmospheric compositions, illumination, electrical bias, and other parameters. While such varied test conditions can provide insights and valuable data, the lack of standardization makes it challenging to directly compare results and difficult to predict field performance from test results.

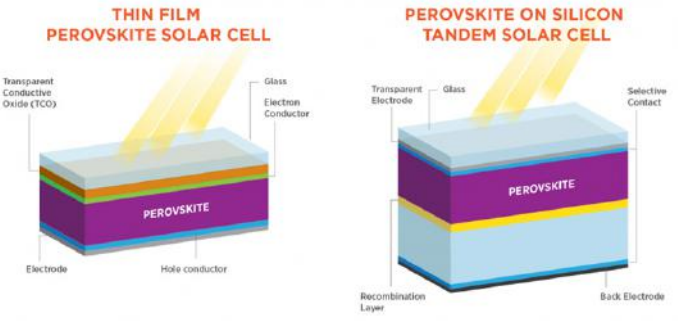


POWER CONVERSION EFFICIENCY AT SCALE

In small-area lab devices, perovskite PV cells have exceeded almost all thin-film technologies in power conversion efficiency, showing rapid improvements over the past five years. However, high-efficiency devices have not necessarily been stable or possible to fabricate at large scale. For widespread deployment of perovskites, maintaining these high efficiencies while achieving stability in large-area modules will be necessary. Continued improvement in efficiency in medium-area modules could be valuable for mobile, disaster response, or operational energy markets where lightweight, high-power devices are critical.



Perovskites can be tuned to respond to different colors in the solar spectrum by changing the material composition, and a variety of formulations have demonstrated high performance. This flexibility allows perovskites to be combined with another, differently tuned absorber material to deliver more power from the same device. This is known as a tandem device architecture. Using multiple PV materials enables tandem devices to have potential power conversion efficiencies over %33, the theoretical limit of a single junction PV cell. Perovskite materials can be tuned to take advantage of the parts of the solar spectrum that silicon PV materials can't use very efficiently, meaning they make excellent hybrid-tandem partners. It is also possible to combine two perovskite solar cells of different composition to produce a perovskite-perovskite tandem. Perovskite-perovskite tandems could be particularly competitive in the mobile, disaster response, and defense operations sectors, as they can be made into flexible, lightweight devices with high power-to-weight ratios.



MANUFACTURABILITY

Scaling up perovskite manufacturing is required to enable commercial production of perovskite solar cells. Making the processes scalable and reproducible could increase manufacturing and allow perovskite PV modules to meet or exceed standard levelized cost of electricity goals for PV.

Perovskite solar cells are thin-film devices built with layers of materials, either printed or coated from liquid inks or vacuum-deposited. Producing uniform, high-performance perovskite material in a large-scale manufacturing environment is difficult, and there is a substantial difference in small-area cell efficiency and large-area module efficiency. The future of perovskite manufacturing will depend on solving this challenge, which remains an active area of work within the PV research community.

Many of these methods used to produce lab-scale perovskite devices are not easy to scale up, but there are significant efforts to apply scalable approaches to perovskite fabrication. For thin-film technologies, these can be split into two major production types:

Sheet-to-Sheet: Device layers are deposited on a rigid base, which typically acts as the front surface of the completed solar module. This approach is commonly used in the cadmium telluride (CdTe) thin-film industry.

Roll-to-Roll: Device layers are deposited on a flexible base, which can then be used as either an interior or exterior portion of the completed module. Researchers have tried this approach for other PV technologies, but roll-to-roll processing did not gain commercial traction because of the performance limitations of these technologies. However, it is widely used to produce photographic and chemical film and paper products such as newspapers.

If perovskites can be made reliably using these scalable fabrication approaches, they have the potential for faster capacity expansion than silicon PV. Both of these processes are well established in other industries, so existing knowledge and supply chains can be leveraged to further reduce scaling costs and risk.

Additional barriers to commercialization are the potential environmental impacts of perovskite materials, which are primarily lead-based. As such, alternative materials are being studied to evaluate, reduce, mitigate, and potentially eliminate toxicity and environmental concerns.

TECHNOLOGY VALIDATION AND BANKABILITY

Validation, performance verification, and bankability—ensuring the willingness of financial institutions to finance a project or proposal at reasonable interest rates—are essential to the commercialization of perovskite technologies. Variability in testing protocols and lack of sufficient field data have limited the ability to compare performance across perovskite devices and to develop confidence in long-term operational behavior.

Current testing protocols for solar PV devices were developed for the existing mainstream PV technologies. These involve indoor testing using protocols that could also accurately predict outdoor performance in silicon and CdTe solar cells, which degrade very differently than perovskite technologies. Objective, trusted validation using test protocols that can adequately screen for real-world failure modes is critical to boost confidence in perovskite technologies, which is necessary to enable investment in production scale-up and deployment. The rapidly changing material and device compositions of perovskite solar cells make this standardized validation particularly challenging and important.

so, speaking of facts, in modern day of solar panel technologies, the Perovskite is a controversial field of study, but the results and potentials which the material is showing, surely the use of these solar cells will increase in the industrial level specially after researching and developing this new technology more.

Fuel Mixing enhancement of Transverse Coaxial Air and Fuel Jet by Upstream Shock Wave in Scramjet Engines: Numerical study

Seyyed Amirreza Abdollahi[1], Moharram Jafari[1]*, Saman Aminian[2], M. Fattahi [4] ,[3]**, P.D. Uyen[3] ,[4]

[1]Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
[2]Department of Civil Engineering, College of Engineering, Cihan University-Erbil, Erbil, Iraq
[3],[4] Institute of Research and Development, Duy Tan University, Da Nang, Vietnam

Abstract

In this study, computational fluid dynamics (CFD) is used to disclose the impacts of upstream shock waves on fuel mixing of cross coaxial air and fuel jet at a scramjet engine. This study has tried to investigate the impact of three different lobe injectors (-2lobe, -3lobe, and -4lobe nozzle) on the fuel penetrations along the scramjet combustor. The supersonic air stream is M=4 while cross hydrogen and air jet are released in sonic velocity. This study uses CFD simulations to analyze the effects of upstream shock waves on fuel mixing in the transverse coaxial jet and assess their potential for improving combustion efficiency. The results demonstrate that the usage of upstream shock waves significantly increases shock interactions and augments the vortex region downstream of the jet. Our results show that the impacts of shock waves on the penetration of fuel jet released from the coaxial lobe nozzle are substantial.

Keywords: Compressible flow: Numerical simulations; Fuel injection: combustor: fuel jet

1. Introduction

A shock generator is a device that is used to enhance the mixing of a transverse jet in a supersonic or hypersonic flow. It is typically a wedge-shaped or ramp-shaped device that is placed in the flow upstream of the transverse jet [3 ,2 ,1, and 4]. When the supersonic or hypersonic airflow passes over the shock generator, it creates a series of oblique shock waves [6 ,5]. These shock waves compress and heat the flow, increasing the density and temperature of the flow [8 ,7]. The compression and heating of the flow cause the mixing rate between the fuel and air in the mixing layer to increase [9 ,7, and 10]. The shock generator can also create a recirculation zone behind it, which can further enhance mixing by promoting the interaction between the fuel and air. The recirculation zone creates a region of low velocity behind the shock generator, which allows the fuel more time to mix with the air before it is burned [12 ,11].

The effectiveness of a shock generator depends on several factors, including the geometry of the device, its placement in the flow, the flow conditions, and the material properties of the device [14 ,13, and 15]. The shock generator must be carefully designed and optimized to ensure that it enhances mixing without causing unwanted flow disturbances or pressure losses [17 ,16].

While a shock generator can be an effective tool for enhancing mixing in a transverse jet, there are potential drawbacks that should be considered [19 ,18]. The presence of a shock generator in the flow can increase the overall drag of the system, which can reduce the efficiency of the engine [21 ,20]. This is particularly true if the shock generator is not optimized for minimum drag. The compression and heating of the flow by the shock generator can lead to increased heat transfer to the surface of the vehicle or engine [23 ,22]. This can cause thermal stresses and can reduce the lifespan of the components. The presence of a shock generator can lead to pressure losses in the flow, which can reduce the overall performance of the engine [25 ,24]. The design and implementation of a shock generator can be complex and require significant engineering effort [27 ,26]. This can increase the cost and development time of the engine system. The effectiveness of a shock generator can be limited if the flow conditions are not well-matched to the design of the shock generator. In some cases, the use of a shock generator may not provide significant benefits over simpler mixing enhancement techniques [29 ,28]. Overall, the use of a shock generator can be an effective tool for enhancing mixing in a transverse jet, but it is important to carefully consider the potential drawbacks and trade-offs in the design and implementation of the system [31 ,30].

A shock generator is a device used to enhance the mixing of a transverse jet in a supersonic or hypersonic flow [33 ,32]. In a transverse jet, a stream of fuel is injected perpendicular to the main flow stream, which creates a turbulent mixing layer that enhances the mixing of the fuel with the air [35 ,34]. However, in high-speed flows, the mixing process can be incomplete due to the limited time available for mixing before the fuel is burned. This is where a shock generator can help. A shock generator is typically a wedge-shaped or ramp-shaped device that is placed in the flow upstream of the transverse jet. As the supersonic or hypersonic airflow passes over the shock generator, it creates a series of oblique shock waves, which compress and heat the flow [37 ,36]. The compression and heating of the flow cause the density and temperature of the flow to increase, which in turn increases the mixing rate between the fuel and air in the mixing layer. The shock generator can also create a recirculation zone behind it, which can further enhance mixing by promoting the interaction between the fuel and air. The recirculation zone creates a region of low velocity behind the shock generator, which allows the fuel more time to mix with the air before it is burned [39 ,38, and 40].

Overall, the use of a shock generator can significantly enhance the mixing of a transverse jet in a high-speed flow, leading to improved combustion efficiency and engine performance. However, the design of the shock generator is critical, and it must be carefully optimized to ensure that it enhances mixing without causing unwanted flow disturbances or pressure losses [42 ,41].

Although numerous investigations have been done for the improvement of the fuel mixing in the combustion chamber, the role of the shock generator in the mixing of the coaxial lobe injector has not been analyzed in a supersonic combustion chamber. In this study, the usage of the coaxial single jet under the impacts of the shock generator is investigated. Three types of lobe injectors are chosen to determine the impacts of nozzle types on the performance

of the air and fuel jets within the combustion chamber. Different aspects of the flow are analyzed to attain the main advantages of this injection system inside the combustor.

2. Governing equations and simulation methodology

The main governing equations for the modeling of high-speed flow with transverse fuel jets are RANS equations [45 ,44 ,43, and 46]. The energy equation is also coupled to the RANS equations since several shock waves are produced inside the combustion chamber. Besides, the ideal gas assumption of the estimation of the compressible flow is still a reasonable choice. The species transport equation is also solved because of the secondary gas of hydrogen as fuel. The turbulence characteristics of the flow are modeled by the SST turbulence model. Meanwhile, the density-based algorithm is chosen because of the high-pressure gradient in our model [,47 49 ,48, and 50]. More facts regarding the governing equations have been presented in fuel details in published articles [53 ,52 ,51]. Theoretical methods have extensively used for optimization and improvement of the mechanical systems [56 ,55 ,54, and 57].

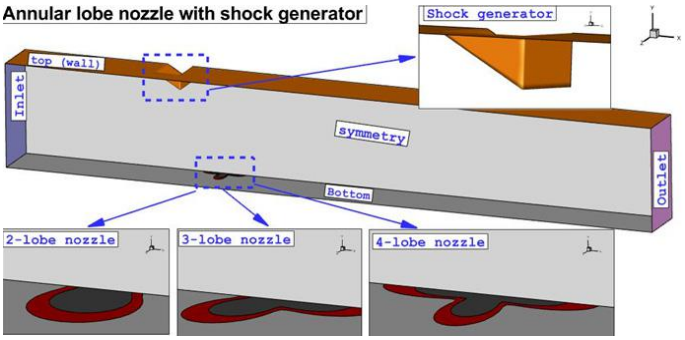


Fig. 1 proposed injection system

As demonstrated in Fig. 1, three-lobe injectors are investigated in the present study and the surface areas of these models are constant to ensure the mass flow rate of these models is the same. Besides, the air jet injected from the inner nozzle to improves the fuel mixing in the combustor. The shock generator is positioned at the top of the injector and the angle of the wedge for the shock generation is 30 deg. To reduce the computation of the domain, half of the model is chosen for the simulation and the symmetry boundary is applied on the mid-plane as illustrated in Fig. 1. Air stream with Mach=4, Tinf=1000 K, and P= 1 atm is entered from the inlet and the hydrogen gas is released with Mach=1 and total pressure of fuel jet is %10 of the total pressure of incoming airflow. The air jet is applied with the same condition as the fuel jet from the inner nozzle.

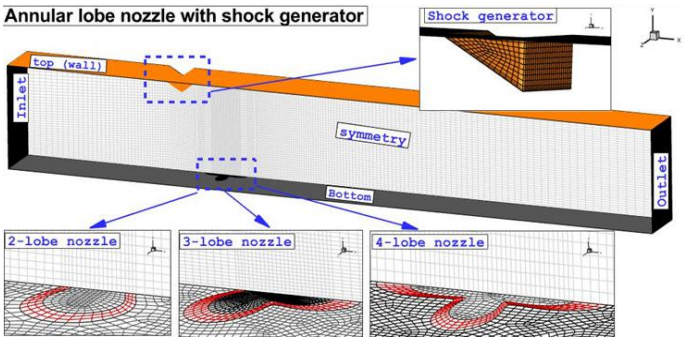


Fig. 1 proposed injection system

As demonstrated in Fig. 1, three-lobe injectors are investigated in the present study and the surface areas of these models are constant to ensure the mass flow rate of these models is the same. Besides, the air jet injected from the inner nozzle to improves the fuel mixing in the combustor. The shock generator is positioned at the top of the injector and the angle of the wedge for the shock generation is 30 deg. To reduce the computation of the domain, half of the model is chosen for the simulation and the symmetry boundary is applied on the mid-plane as illustrated in Fig. 1. Air stream with Mach=4, Tinf=1000 K, and P= 1 atm is entered from the inlet and the hydrogen gas is released with Mach=1 and total pressure of fuel jet is %10 of the total pressure of incoming airflow. The air jet is applied with the same condition as the fuel jet from the inner nozzle.

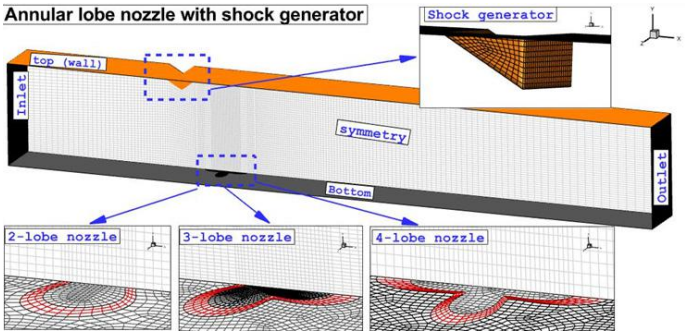


Fig. 2 Grid resolution and boundary condition

The grid is required for the simulation of the flow in the finite volume approach. As depicted in Fig. 2, the applied grid is hexagonal and structured. The homogeny grid is applied in our domain while its concentrations vary based on the importance of the region in which grid resolution near the injector and the wedge shock generator is higher because of contacts of jet flow with cross air flow. Grid analysis is done to obtain a minimum grid number for the reduction of the computational time in the simulations. In Table 1, the fuel concentrations on the plane for four grids are compared.

	cells	Grid cells. along X, Y and Z direction	Hydrogen fraction at 35 mm downstream
Coarse	943100	176x110x50	0.262
medium	1610100	196x140x60	0.281
fine	2223100	218x170x70	0.287
Very fine	3800100	242x200x80	0.288

Table 1. Grid study

3. Results and discussion

The validation is also done in this study by comparing the fuel mixing height on the symmetry plane behind the injector. Table 2 the variation of the penetration height behind the circular nozzle with diameter of 2 mm at supersonic free stream (M=4). The results confirm the precision of the applied method for the simulation of the selected problem.

Distance from injector (mm)	Our data	Numerical data of Pudsey [43]	Errors (%)
5	5.7	6	5%
10	7.05	7.1	1%
20	8	7.8	2.5 %
30	8.4	8.2	2.5 %

Table 2 Validation of penetration height (mm)

The influence of the shock waves produced by the wedge upstream of the injector on the mixing zone and shock interactions is demonstrated in Fig. 3. The injection of the inner air jet on the fuel mixing and deflection of the fuel jet is also observed in this figure. Bow shock and separation shock is the key element of this configuration. The barrel shock near the nozzle is also deflected by the application of the shock generator. As the -2lobe nozzle is replaced by the -4lobe nozzle, the inner air jet area in the mid-section is expanded and the angle of the bow shock is also increased. The formation of separation shock for the -3lobe injector is the main distinctive feature related to this nozzle type. In the following section, the source of this unique structure will be explained.

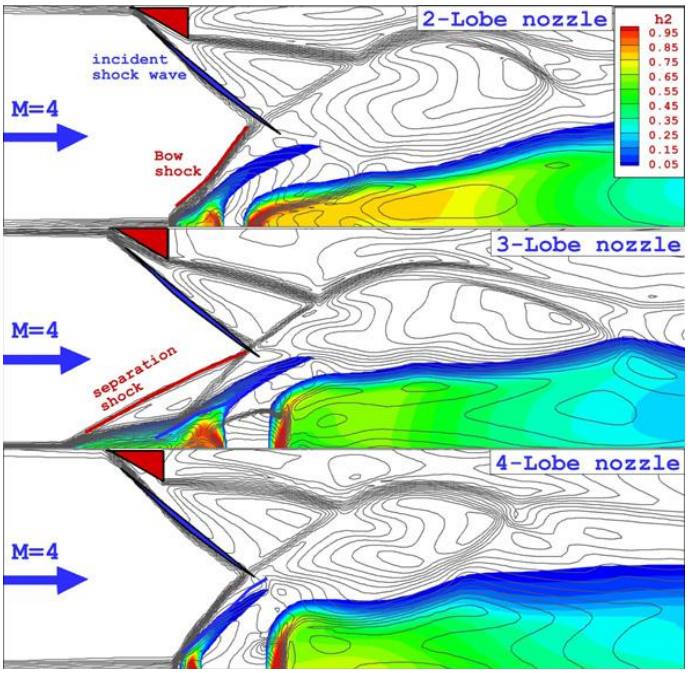
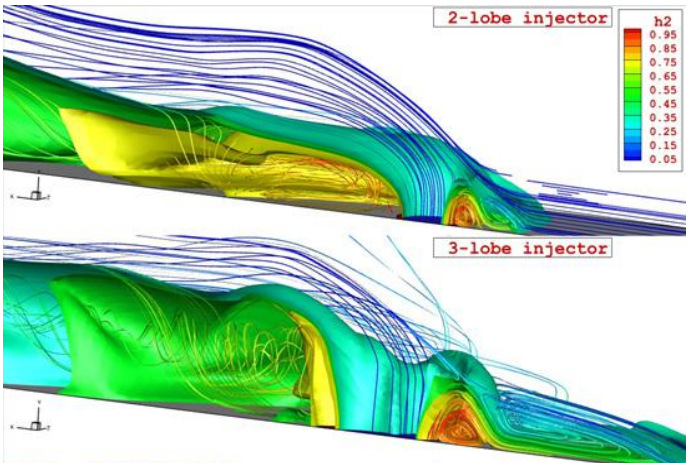


Fig. 3 The Mach feature and Mixing zone on the symmetry plane

Figure 4 demonstrates the -3D flow feature related to the proposed configurations under the influence of the shock wave produced by the wedge upstream. Flow analysis and mass concentration layer indicate that the injection of the air from the inner nozzle improves the normal penetration of the fuel since the jet layer is distributed in a ring shape. As the number of the lobe in the injector has increased, the distribution of the fuel jet is done in the wider area and the curvature feature of the nozzle helps the formation of the vortex inside the domain.



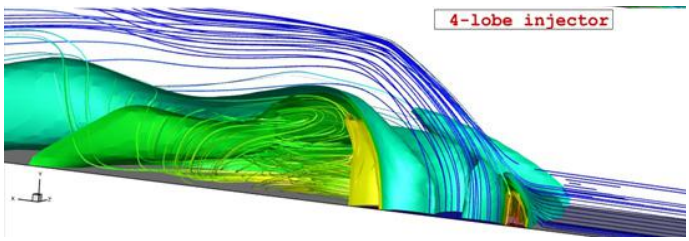


Fig. -3 4D structure of annular injector system under impact of shock generator

The deflection of the air stream and formation of a vortex nearby the injector for the analysis of the fuel penetrations inside the domain is also done in this research. Figure 5 illustrates the stream of incoming supersonic flow faced with coaxial air and fuel jet. The upstream circulation is noticed upstream of coaxial fuel and air nozzle which is the first effect of the jet interactions. The largest upstream circulation is noticed in the -3lobe nozzle. Since trails of the horseshoe vortex originally start from this vortex, the expansion of this region is effective in the mixing and distribution of the fuel. The usage of the shock generator along the inner air jet reduces the supersonic air velocity behind the fuel jet and this increases the fuel diffusion in the combustion chamber. Besides, the fuel jet layer is deformed under the impacts of the horseshoe vortex.

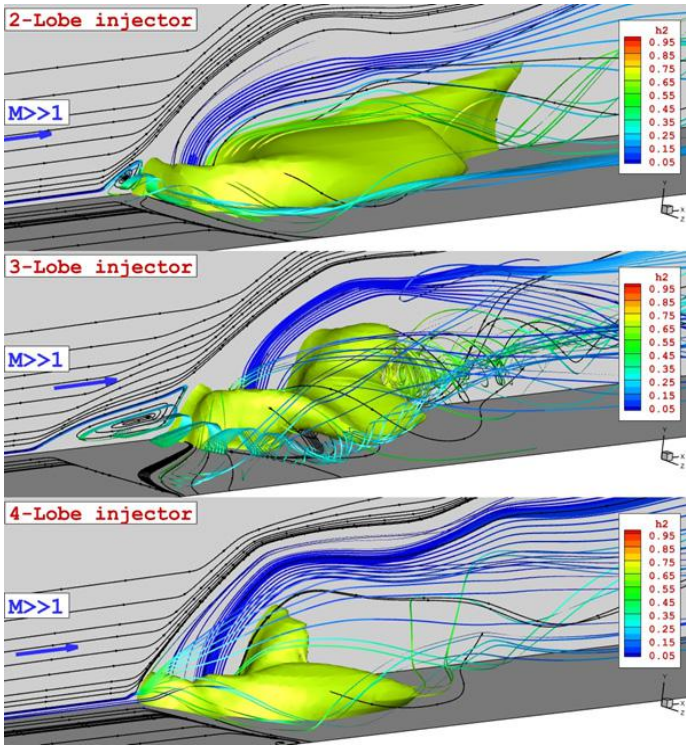


Fig. 5 vortex structure and shock interaction of proposed configurations

Figure 6 compares the mixing zone and vortex downstream of the nozzle jet for the investigated nozzle types when an upstream shock generator is applied. The main circulation is produced by the rotating vortex induced by the fuel jet and it is dominant by the reason of the interaction of the fuel jet boundary with the supersonic free stream. The secondary vortex is generated by the upstream circulation. The strength of the secondary vortex links with the power of this circulation and the archived results indicates that the power of this vortex has a significant influence on the expansion of the mixing zone. In the case of the -3lobe nozzle, the secondary vortex may split into several vortices far downstream (x/D=10) of the injector.

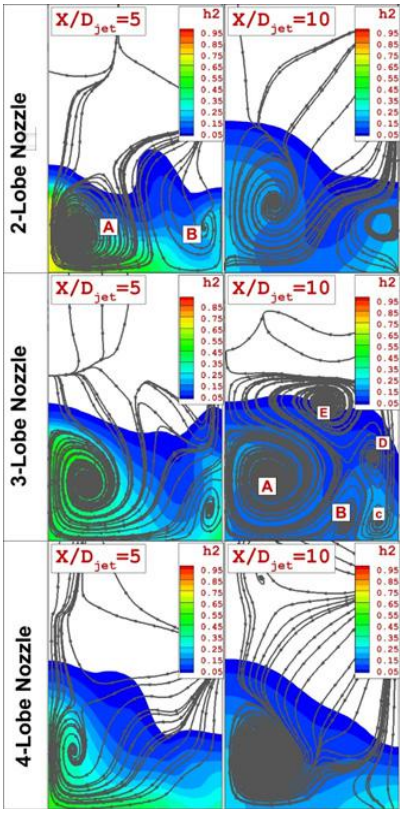


Fig. 6 Comparison of fuel mixing zone downstream of the jets

Figure 7 shows the changes in the circulation strength behind the coaxial fuel and air jet for introduced lobe-type nozzles when a shock generator is applied. The strength of circulation for the selected injectors indicates that the strength of the -3lobe injector is about two times of other models. In Figure 8, the influence of the upstream shock wave produced by the shock generator on the power of the circulation is demonstrated. The results show that the shock generator declines the strength of the circulation and the maximum effect is observed in the -3lobe injector. The main reason for this reduction is associated with the reduction of the strength of the supersonic air stream with the fuel jet.

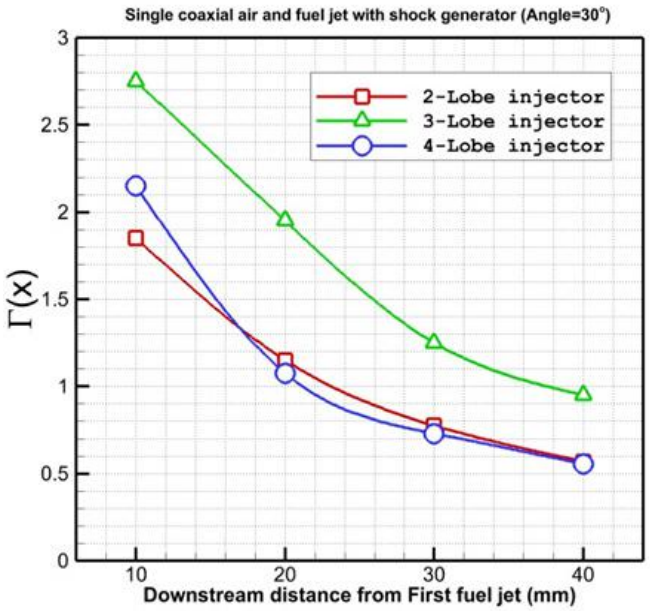


Fig. 7 Comparison of circulation strength behind the injectors

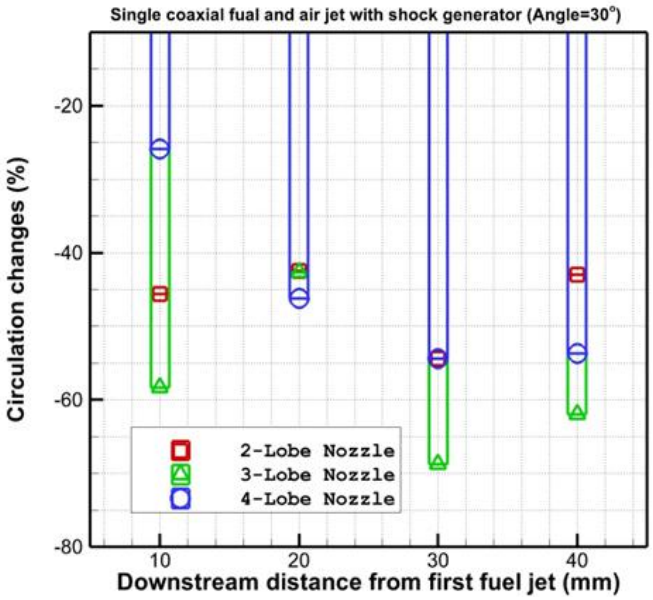


Fig. 8 Comparison of circulation strength changes behind the injectors

In Fig. 9, the mixing efficiency of the fuel jet which is released via an annular injector with an inner air jet from different lobe injectors is plotted. The mixing performance of these nozzle configurations is almost identical far downstream since the usage of the shock generator decreases the effects of nozzle types. The main difference between these injectors is noticed close to the injector. As shown in the figure, the mixing performance of -4lobe and -3lobe injectors is higher than the -2lobe one. Figure 10 disclosed the impacts of the shock generator on the variation of the fuel mixture for the introduced lobe nozzles. The changes in mixings efficiency show that the usage of the shock generator improves the fuel mixing near the nozzle while it has negative impacts far downstream. Since the vortex structure is extended by reducing the velocity of the supersonic airflow, fuel mixing and diffusion enhances in the vicinity of the injector. However, this impacts declines due to the reduction of the shock impacts downstream.

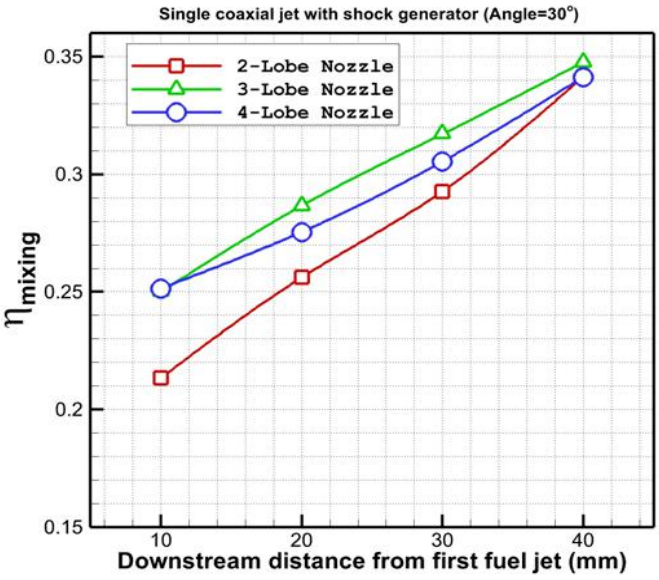


Fig. 9 Comparison of fuel mixing performance behind the injectors

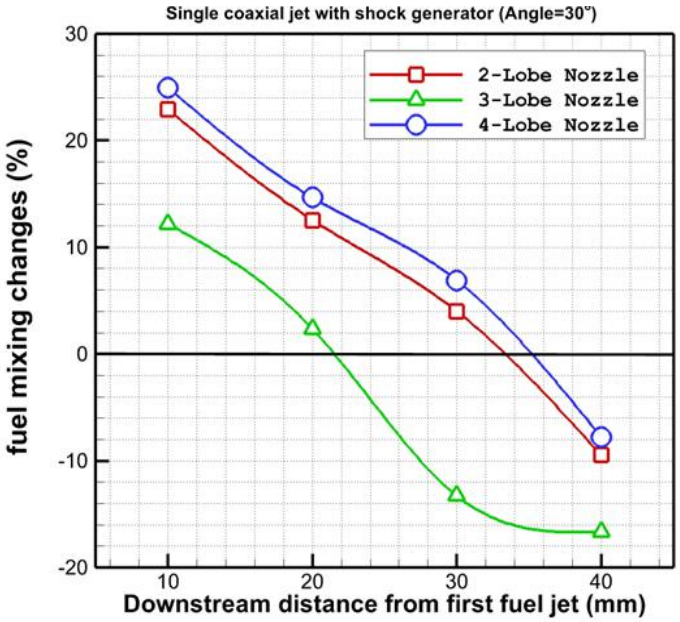


Fig. 10 Comparison of fuel mixing performance changes behind the injectors

4. Conclusion

The present investigation has tried to demonstrate the effects of the shock generator on the fuel mixing of the single annular jet with the inner air jet at the combustion chamber of the scramjet engine. The computational technique of CFD is applied for the analysis of the flow and jet interaction with air flow to find the mechanism of the fuel mixing inside the combustion chamber. The -3D feature of the jet fuel is investigated to reveal the formation of different vortices behind the lobe-type injectors. In addition, the power of the circulation behind the injectors has been analyzed and it is perceived that the existence of the upstream shock generator decreases the strength of the circulation nearby the fuel jet nozzle. The comparison of the fuel mixing with/ without the shock generator visibly shows that the presence of the shock generator has increased the fuel mixing near the fuel injector while the fuel mixing decreases in the far downstream. The analysis of the flow illustrates that the shock waves allow the secondary vortex to expand and consequently, the diffusion of the fuel into the main stream is increased. In afar downstream, the strength of the secondary vortex is weakening and the fuel mixing for this reason is limited.

References

[1] Huang, Wei, Han Wu, Yan-guang Yang, Li Yan, and Shi-bin Li. «Recent advances in the shock wave/boundary layer interaction and its control in internal and external flows.» Acta Astronautica 122-103 :(2020) 174.

[2] Barzegar Gerdroodbary, Mostafa. Aerodynamic Heating in Supersonic and Hypersonic Flows: Advanced Techniques for Drag and Aero-Heating Reduction. Elsevier, 2022.

[3] Ou, Min, Li Yan, Wei Huang, Shi-bin Li, and Lang-quan Li. «Detailed parametric investigations on drag and heat flux reduction induced by a combinational spike and opposing jet concept in hypersonic flows.» International Journal of Heat and Mass Transfer 31-10 :(2018) 126.

[4] Zhang, Rui-rui, Wei Huang, Lang-quan Li, Li Yan, and R. Moradi. «Drag and heat flux reduction induced by the pulsed counterflowing jet with different periods on a blunt body in supersonic flows.» International Journal of Heat and Mass Transfer 512-503 :(2018) 127

[5] Dong, Min-zhou, Jun Liao, Gautam Choubey, and Wei Huang. «Influence of the secondary flow control on the transverse gaseous injection flow field properties in a supersonic flow.» Acta Astronautica 157-150 :(2019) 165.

[6] M. Barzegar Gerdroodbary, Scramjets: Fuel Mixing and Injection Systems, Elsevier Ltd., Oxford, UK, 2020, pp. 220–1.

[7] Hassanvand, Amin, M. Barzegar Gerdroodbary, and Amir Musa Abazari. «Injection of hydrogen sonic multi-jet on inclined surface at supersonic flow.» International Journal of Modern Physics C (IJMPC) 32, no. 14-1 :(2021) 03.

[8] Wu, Han, Wei Huang, Xiang-Yu Zhong, and Zhao-Bo Du. «Study of the streamwise location of a micro vortex generator for a separation-control mechanism in supersonic flow.» Physics of Fluids 34, no. 116115 :(2022) 11.

[9] Hassanvand, Amin, Mojtaba Saei Moghaddam, M. Barzegar Gerdroodbary, and Younes Amini. «Analytical study of heat and mass transfer in axisymmetric unsteady flow by ADM.» Journal of Computational & Applied Research in Mechanical Engineering (JCARME) 11, no. 163-151 :(2021) 1.

[10] Jiang, Yu, Masoud Hajivand, Hosein Sadeghi, M. Barzegar Gerdroodbary, and Zhixiong Li. «Influence of trapezoidal lobe strut on fuel mixing and combustion in supersonic combustion chamber.» Aerospace Science and Technology (106841 :(2021.

[11] K Fallah, MB Gerdroodbary, A Ghaderi, J Alinejad, The influence of micro air jets on mixing augmentation of fuel in cavity flameholder at supersonic flow, Aerospace Science and Technology 193-187 ,(2018) 76

[12] Huang, Wei. «Transverse jet in supersonic crossflows.» Aerospace Science and Technology 195-183 :(2016) 50.

[13] Sun, Chuan, M. Barzegar Gerdroodbary, A. M. Abazari, Saleh Hosseini, and Zhixiong Li. «Mixing efficiency of hydrogen multijet through backward-facing steps at supersonic flow.» International Journal of Hydrogen Energy (2021).

[14] Zhixiong Li, M Barzegar Gerdroodbary , R Moradi , Tran Dinh Manh , Houman Babazadeh, Effect of inclined block on fuel mixing of multi hydrogen jets in scramjet engine, Aerospace Science and Technology ,2020 ,105 106035 https://doi.org/10.1016/j.ast.2020.106035

[15] Huang, Wei. «Mixing enhancement strategies and their mechanisms in supersonic flows: a brief review.» Acta Astronautica 500-492 :(2018) 145.

[16] Gerdroodbary, M. Barzegar, and S. M. Hosseinalipour. «Numerical simulation of hypersonic flow over highly blunted cones with spike.» Acta Astronautica 67, no. 193-180 :(2010) 2-1.

[17] Wang, Sheng-yi, Zhao-bo Du, Wei Huang, and Gautam Choubey. «Numerical study on a novel device for hydrogen mixing enhancement in a scramjet engine: Coaxial injector.» Aerospace Science and Technology 127 107680 :(2022).

[18] Yu Jiang , M. Barzegar Gerdroodbary , M. Sheikholeslami, Houman Babazadeh, Ahmad Shafee, R. Moradi, Zhixiong Li, Effect of free stream angle on mixing performance of hydrogen multi-jets in supersonic combustion chamber, International Journal of Hydrogen Energy (2020) DOI: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2020.06.055

[19] Shang, Shanshan, Guangwu Sun, Zikai Yu, As› ad Alizadeh, Masood Ashraf Ali, and Mahmoud Shamsborhan. «The impact of inner air jet on fuel mixing mechanism and mass diffusion of single annular extruded nozzle at supersonic combustion chamber.» International Communications in Heat and Mass Transfer 106869 :(2023) 146.

[20] Huang, Wei, Zhao-bo Du, Li Yan, and R. Moradi. «Flame propagation and stabilization in dual-mode scramjet combustors: a survey.» Progress in Aerospace Sciences 30-13 :(2018) 101.

[21] Pish, F., A. Hassanvand, M. Barzegar Gerdroodbary, and S. Noori. «Viscous equilibrium analysis of heat transfer on blunted cone at hypersonic flow.» Case Studies in Thermal Engineering 100464 :(2019) 14.

[22] Li, Yaohui, Guanghui Zhu, Yanpu Chao, Liangbin Chen, and As› ad Alizadeh. «Comparison of the different shapes of extruded annular nozzle on the fuel mixing of the hydrogen jet at supersonic combustion chamber.» Energy (128142 :(2023.

[23] Li, Zhixiong, Tran Dinh Manh, M. Barzegar Gerdroodbary, Nguyen Dang Nam, R. Moradi, and Houman Babazadeh. «Computational investigation of multi-cavity fuel injection on hydrogen mixing at supersonic combustion chamber.» International Journal of Hydrogen Energy 45, no. -9077 :(2020) 15 9087.

[24] Zhang, Yuelei, M. Barzegar Gerdroodbary, Saleh Hosseini, A. M. Abazari, and Zhixiong Li. «Effect of hybrid coaxial air and hydrogen jets on fuel mixing at supersonic crossflow.» International Journal of Hydrogen Energy (2021).

[25] Pish, F., Tran Dinh Manh, M. Barzegar Gerdroodbary, Nguyen Dang Nam, Rasoul Moradi, and Houman Babazadeh. «Computational study of the cavity

flow over sharp nose cone in supersonic flow.» International Journal of Modern Physics C (2050079 :(2020.
[26] Ma, Lianghua, Xiaoliang Liu, Haoyang Liu, As› ad Alizadeh, and Mahmoud Shamsborhan. «The influence of the struts on mass diffusion system of lateral hydrogen micro jet in combustor of scramjet engine: Numerical study.» Energy (128119 :(2023..
[27] Shi, Xiaoling, Dunlan Song, Hui Tian, As› ad Alizadeh, Masood Ashraf Ali, and Mahmoud Shamsborhan. «Influence of coaxial fuel–air jets on mixing performance of extruded nozzle at supersonic combustion chamber: Numerical study.» Physics of Fluids 35, no. 2023) 5).
[28] Shi, Yunbin, Qiong Cheng, As' ad Alizadeh, Hongbo Yan, Gautam Choubey, K. Fallah, and Mahmoud Shamsborhan. «Influence of lateral single jets for thermal protection of reentry nose cone with multi-row disk spike at hypersonic flow: computational study.» Scientific Reports 13, no. :(2023) 1 6549.
[29] Gerdroodbary, M. Barzegar, Keivan Fallah, and H. Pourmirzaagha. «Characteristics of transverse hydrogen jet in presence of multi air jets within scramjet combustor.» Acta Astronautica 32-25 :(2017) 132.
[30] Li, Yicheng, A. M. Abazari, M. Barzegar Gerdroodbary, Tran Dinh Manh, Nguyen Dang Nam, P. Valipour, R. Moradi, and Houman Babazadeh. «Three-dimensional DSMC simulation of thermal Knudsen force in micro gas actuator for mass analysis of gas mixture.» Measurement (107848 :(2020
[31] Gerdroodbary, M. Barzegar, R. Moradi, and Iskander Tlili. «The influence of upstream wavy surface on the mixing zone of the transverse hydrogen jet at supersonic free stream.» Aerospace Science and Technology :(2019) 94 105407.
[32] Iranmanesh, Reza, As' ad Alizadeh, M. Faraji, and Gautam Choubey. «Numerical investigation of compressible flow around nose cone with multi-row disk and multi coolant jets.» Scientific Reports 13, no. 787 :(2023) 1.
[33] Li, Sida, Liudan Mao, As' ad Alizadeh, Xin Zhang, and S. Valiallah Mousavi. «The application of non-uniform magnetic field for thermal enhancement of the nanofluid flow inside the U-turn pipe at solar collectors.» Scientific Reports 13, no. 8471 :(2023) 1.
[34] Edalatpour, Amirhossein, A. Hassanvand, M. Barzegar Gerdroodbary, Rasoul Moradi, and Y. Amini. «Injection of multi hydrogen jets within cavity flameholder at supersonic flow.» International Journal of Hydrogen Energy 44, no. 13931-13923 :(2019) 26.
[35] M Barzegar Gerdroodbary, R Moradi, H. Babazadeh, Computational investigation of multi hydrogen jets at inclined supersonic flow, International Journal of Energy Research (2020), https://doi.org/10.1002/er.5821.
[36] M Isanejad, K Fallah, Numerical study of droplet breakup in an asymmetric T-junction microchannel with different cross-section ratios, International Journal of Modern Physics C, 2250023,2022,(2)33..
[37] Huang, Wei, Zhao-bo Du, Li Yan, and Zhi-xun Xia. «Supersonic mixing in airbreathing propulsion systems for hypersonic flights.» Progress in Aerospace Sciences 100545 :(2019) 109.
[38] Zhang, Liwei, Jeong Yeol Choi, and Vigor Yang. «Supersonic combustion and flame stabilization of coflow ethylene and air with splitter plate.» Journal of Propulsion and Power 31, no. 1255-1242 :(2015) 5
[39] Gerdroodbary, M. Barzegar. «Numerical analysis on cooling performance of counterflowing jet over aerodisked blunt body.» Shock Waves 24, no. 5 543-537 :(2014).
[40] Moradi, Rasoul, A. Mahyari, M. Barzegar Gerdroodbary, A. Abdollahi, and Younes Amini. «Shape effect of cavity flameholder on mixing zone of hydrogen jet at supersonic flow.» International Journal of Hydrogen Energy 43, no. 33 16372-16364 :(2018).
[41] Anazadehsayed, A., M. Barzegar Gerdroodbary, Y. Amini, and R. Moradi. «Mixing augmentation of transverse hydrogen jet by injection of micro air jets in supersonic crossflow.» Acta astronautica 414-403 :(2017) 137.
[42] Moradi, R., M. Mosavat, M. Barzegar Gerdroodbary, A. Abdollahi, and Younes Amini. «The influence of coolant jet direction on heat reduction on the nose cone with Aerodome at supersonic flow.» Acta astronautica :(2018) 151 493-487.
[43] Pudsey, Adrian S., and Russell R. Boyce. «Numerical investigation of transverse jets through multiport injector arrays in a supersonic crossflow.» Journal of Propulsion and Power 26, no. 1236-1225 :(2010) 6.
[44] Huang, S., Huang, M., & Lyu, Y. (2021). Seismic performance analysis of a wind turbine with a monopile foundation affected by sea ice based on a simple numerical method. Engineering applications of computational fluid mechanics, 1133-1113 ,(1)15. doi: 19942060.2021.1939790/10.1080
[45] Cheng, Z., Guo, Z., Fu, P., Yang, J., & Wang, Q. (2021). New insights into the effects of methane and oxygen on heat/mass transfer in reactive porous media. International communications in heat and mass transfer, ,129 105652. doi: 10.1016/j.icheatmasstransfer.2021.105652
[46] Bai, X., He, Y., & Xu, M. (2021). Low-Thrust Reconfiguration Strategy and Optimization for Formation Flying Using Jordan Normal Form. IEEE Transactions on Aerospace and Electronic Systems, 3295-3279 ,(5)57. doi: 10.1109/TAES.2021.3074204
[47] Wang J, Liang F, Zhou H, Yang M, Wang Q. Analysis of Position, Pose and Force Decoupling Characteristics of a -4UPS/-1RPS Parallel Grinding Robot. Symmetry. 825:(4)14 ;2022. https://doi.org/10.3390/sym14040825
[48] Shen, D., Cheng, M., Wu, K., Sheng, Z., & Wang, J. (2022). Effects of supersonic nozzle guide vanes on the performance and flow structures of a rotating detonation combustor. Acta Astronautica, 99-90 ,193. doi: https://doi.org/10.1016/j.actaastro.2022.01.002
[49] Wang, Y., Xu, J., Qiao, L., Zhang, Y., & Bai, J. (2023). Improved Amplification Factor Transport Transition Model for Transonic Boundary Layers. AIAA Journal. doi: 1/10.2514.J062341
[50] Wang, Y., Zhou, X., & Liu, L. (2022). Feasibility study of hydrogen jet flame ignition of ammonia fuel in marine low speed engine. International Journal of Hydrogen Energy. doi: https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2022.09.198
[51] Liu, L., Fu, S., & Han, C. (2023). Investigation on diesel spray flame evolution and its conceptual model for large nozzle and high-density of ambient gas. Fuel, 127357 ,339. doi: https://doi.org/10.1016/j.fuel.2022.127357
[52] Wu, Y., Liu, L., Liu, B., Cao, E., & Xiong, Q. (2023). Investigation of rapid flame front controlled knock combustion and its suppression in natural gas dual-fuel marine engine. Energy, 128078 ,279. doi: https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128078
[53] Sheidani, Armin, Sajad Salavatidezfouli, Giovanni Stabile, Mostafa Barzegar Gerdroodbary, and Gianluigi Rozza. «Assessment of icing effects on the wake shed behind a vertical axis wind turbine.» Physics of Fluids 35, no. 2023) 9).
[54] Khani, Salman, Seyedhamidreza Shahabi Haghighi, Mohammad Reza Razfar, and Masoud Farahnakian. «Optimization of dimensional accuracy in threading process using solid-lubricant embedded textured tools.» Materials and Manufacturing Processes 37, no. 304-294 :(2022) 3
[55] Khani, Salman, Mohammad Reza Razfar, Seyedhamidreza Shahabi Haghighi, and Masoud Farahnakian. «Optimization of microtextured tools parameters in thread turning process of aluminum 7075 aerospace alloy.» Materials and Manufacturing Processes 35, no. 1338-1330 :(2020) 12.
[56] Khani, Salman, Seyedhamidreza Shahabi Haghighi, Mohammad Reza Razfar, and Masoud Farahnakian. «Improvement of thread turning process using micro-hole textured solid-lubricant embedded tools.» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture 235, no. 1738-1727 :(2021) 11.
[57] Khanali, Mehrdad, Masoud Farahnakian, Sadegh Elhami, and Salman Khani. «Tribological properties of vibro-mechanical texturing during face turning processes.» International Journal of Lightweight Materials and Manufacture 5, no. 101-91 :(2022) 1.

Usage of computational method for hemodynamic analysis of Intracranial aneurysm rupture risk: geometrical aspects

Mehdi Fattahi[1,2], Seyyed Amirreza Abdollahi [3], Ali Hosin Alibak [4], Saleh Hosseini[5], Phuyen Dang [1,2]
[1] Institute of Research and Development, Duy Tan University, Da Nang, Vietnam
[2] School of Engineering & Technology, Duy Tan University, Da Nang, Vietnam
[3] Faculty of Mechanical Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
[4] Petroleum Engineering Department, Faculty of Engineering, Soran University, Soran, 44008, Kurdistan Region, Iraq
[5] Department of Chemical Engineering, University of Larestan, Larestan, Iran

Abstract
The importance of the parent vessel geometrical feature on the risk of cerebral aneurysm rupture is unavoidable. This study presents inclusive details on the hemodynamics of Internal carotid artery (ICA) aneurysms with different parent vessel mean diameters. Different aspects of blood hemodynamics are compared to find a reasonable connection between parent vessel mean diameter and significant hemodynamic factors of wall shear stress (WSS), oscillatory shear index (OSI), and pressure distribution. To access hemodynamic data, computational fluid dynamics is used to model the blood stream inside the cerebral aneurysms. A hemodynamic comparison of the selected cerebral aneurysm shows that the minimum WSS is reduced by about %71 as the parent vessel›s mean diameter is increased from 3.18 mm to 4.48 mm.

Keywords: ICA, cerebral aneurysm, CFD, blood stream; parent vessel diameter

1. Introduction
Endovascular coiling is a minimally invasive technique used to treat intracranial aneurysms and reduce the risk of rupture. It involves inserting small metal coils into the aneurysm sac, promoting thrombosis (blood clotting) and reducing blood flow into the aneurysm. The coiling procedure has several effects on the hemodynamics of the aneurysm, contributing to the reduction in rupture risk. Here are some ways in which endovascular coiling influences hemodynamics and reduces aneurysm rupture risk [2 ,1, and 3]:

Coiling disrupts the normal blood flow patterns within the aneurysm by filling the sac with coils. This promotes flow diversion away from the aneurysm, reducing the impact of high-velocity jets and flow impingement on the vulnerable aneurysm wall. By redirecting blood flow, coiling helps alleviate the hemodynamic stress that can lead to aneurysm rupture [5 ,4, and 6].

The coils placed within the aneurysm initiate thrombosis, leading to the formation of a blood clot. As the clot matures and organizes, it further reduces blood flow into the aneurysm, effectively occluding the sac. The presence of the clot and subsequent endothelialization (formation of a new endothelial layer) over the coils promotes stabilization of the aneurysm, reducing the risk of rupture [9 ,8 ,7].

Coiling alters the flow dynamics within the aneurysm, resulting in a reduction in wall shear stress (WSS). High WSS has been associated with aneurysm growth and rupture. By disrupting the flow patterns and reducing the forces acting on the aneurysm wall, coiling helps decrease the WSS, which can contribute to the long-term stability of the aneurysm [12 ,11 ,10, and 13].

The presence of coils within the aneurysm initiates a healing response in the vessel wall. Over time, this can lead to positive remodeling, where the vessel wall thickens and strengthens around the coils. Positive remodeling reinforces the weakened aneurysm wall, enhancing its resistance to rupture. The presence of coils within the aneurysm provides a physical barrier that prevents the circulation of emboli (blood clots) from entering the cerebral circulation. This reduces the risk of thromboembolic events, which can further contribute to aneurysm rupture. Endovascular coiling, by altering the hemodynamics of the aneurysm, promotes flow diversion, aneurysm occlusion, and positive vessel remodeling [,14 15, and 16]. These changes collectively contribute to the reduction in aneurysm rupture risk. However, it›s important to note that the effectiveness of coiling can vary depending on factors such as aneurysm size, shape, and location. Patient-specific evaluation and careful consideration of the hemodynamic impact are crucial for successful treatment outcomes [19 ,18 ,17, and 20].

Endovascular coiling is a widely used treatment technique for intracranial aneurysms [22 ,21]. While it can be effective for many aneurysms, the suitability of coiling as a treatment option depends on several factors, including the size and shape of the aneurysm. Endovascular coiling is commonly used for small to medium-sized aneurysms. Small aneurysms, typically defined as those with a maximum diameter less than 5 mm, are often ideal candidates for coiling due to their favorable outcomes and lower risk of rupture. Medium-sized aneurysms (15-5 mm) can also be treated with coiling, although the decision may depend on other factors such as the location and morphology of the aneurysm. Aneurysms come in various shapes, including saccular, fusiform, and irregular [,23 25 ,24, and 26]. Saccular aneurysms with a well-defined neck and dome are generally more amenable to coiling. The presence of a narrow neck allows for better coil placement and stability within the aneurysm. Fusiform and irregular-shaped aneurysms, on the other hand, may present challenges for coiling due to their complex geometry and involvement of elongated segments. In such cases, alternative treatment options, such as flow diverters or surgical clipping, may be considered. The location of the aneurysm can also influence the feasibility of coiling. Aneurysms located in the anterior circulation, such as the anterior communicating artery or middle cerebral artery, are more commonly treated with coiling due to better accessibility and favorable outcomes. However, aneurysms in challenging locations, such as the posterior circulation or complex bifurcations, may pose technical difficulties for coiling [28 ,27, and 29].

It›s important to note that the decision regarding the most appropriate treatment approach for an aneurysm is made on an

individual basis, considering multiple factors such as aneurysm size, shape, location, patient›s overall health, and the expertise of the treating physician [32 ,31 ,30 and 33]. In some cases, a combination of treatment techniques may be employed, such as using a flow diverter in conjunction with coiling or opting for surgical clipping for complex aneurysms. A multidisciplinary team, including neurosurgeons, interventional neuroradiologists, and neurologists, collaboratively assess each case to determine the most suitable treatment strategy for the patient›s specific circumstances [,35 ,34 36, and 37].

There are several scientific articles that present the hemodynamic analysis of the cerebral analysis via a computational approach. Unlike previous papers [40 ,39 ,38, and 41], in this paper, comprehensive investigations on the hemodynamics of the ICA aneurysm have been performed to disclose the effects of parent vessel mean diameter on the risk of aneurysm bleeding. The hemodynamic factors i.e. wall shear stress (WSS), oscillatory shear index (OSI), and pressure distribution on three different ICA cases have been developed and analyzed by computational fluid dynamic method. In addition, the influence of the endovascular coiling of the aneurysm on the blood flow characteristic is also revealed in the selected aneurysm.

2. Aneurysm selection and computational technique

For the selection of the aneurysm geometry, several rupture/un-rupture cerebral aneurysms have been obtained from the Aneurisk website [42] which contains geometrical features of the different patients from Emory University. It is confirming that all methods were carried out in accordance with relevant guidelines and regulations. Besides, all experimental protocols were approved by of the Ca› Granda Niguarda Hospital and it is confirmed that informed consent was obtained from all subjects and/or their legal guardian(s).

The three selected ICA aneurysms have different parent vessel mean diameters as presented in Table 1. As offered in Table 1, the size of the Parent vessel mean Diameter of the chosen cases is varied between 3.18 mm and 4.48 mm, and all cases are related to female patients. Table 1 also presents the HCT of the selected female patient and the sac section area. The size of the latter is in a limited range of (54-47 mm2). Figure 1 displays the chosen saccular aneurysm with geometrical details.

Case ID	Parent vessle mean Diameter (mm)	Sac section area (mm^2)	Sex
16	3.18	47	Female (HCT=0.40)
34	3.65	54	Female (HCT=0.40)
38	4.48	50	Female (HCT=0.40)

The simulation of the blood flow is done via solving transient Navier-stocks equations while it is assumed that the blood flow is not Newtonian and the one-way FSI model is considered for the interactions of the vessel with the incoming blood stream [37]. Casson model is applied for the estimation of blood viscosity in our study [39 ,38] and blood flow is considered laminar [40]. The applied boundary condition at the outlet and inlet is also displayed in Fig. 2. Two significant stages of peak systolic and early diastolic are also displayed in Fig. 2. The results of OSI are calculated.at the end of 3rd cardiac cycle of early diastolic as demonstrated in Fig.

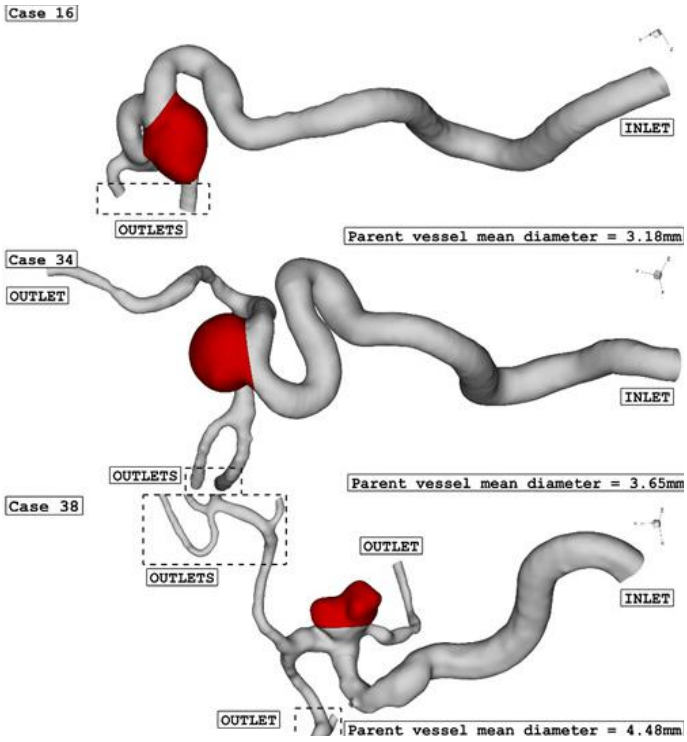


Fig. 10 Comparison of fuel mixing performance changes behind the injectors

2. The influence of the coiling is investigated by applying a porous domain in the sac section area with a porosity value of 0.844 as presented in Table 2.

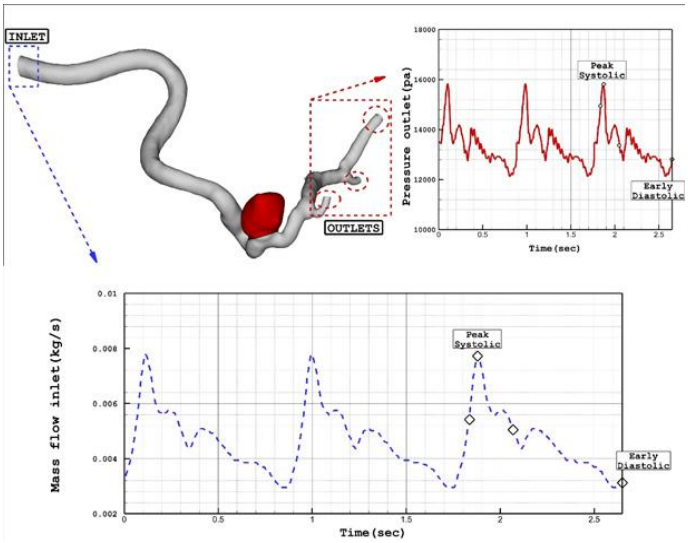


Fig. 2 Applied mass and pressure profile at inlet and outlets

HCT	Porosity	Viscous Resistance (m2/1)
0.4	0.844	16958264.02

Table 2 Porosity of coiled aneurysms

The generated grid for the simulation of the blood flow on the selected cerebral aneurysm is displayed in Fig. 3. Efficient grid for

numerical study is essential step [46 ,45 ,44 ,43 and 47]. The size of the grid on the vessel is almost uniform and the resolution of the produced grid on the cross-section of the parent vessel is higher in the vicinity of the aneurysm and vessel wall. As demonstrated in Fig. 3, the sac section region is split for applying the coiling porosity which is explained before. A close-up view is presented for the sac section area in the presented figure. To ensure the grid resolution, more than five grid sizes are produced and the average WSS on the sac section area is calculated. Finally, the range of grid cells for the selected cases is within 1.1 million cells and 1.6 million cells. The using computational methodology for resolving real scientific problem is efficient and time consuming [49 ,48, and 50].

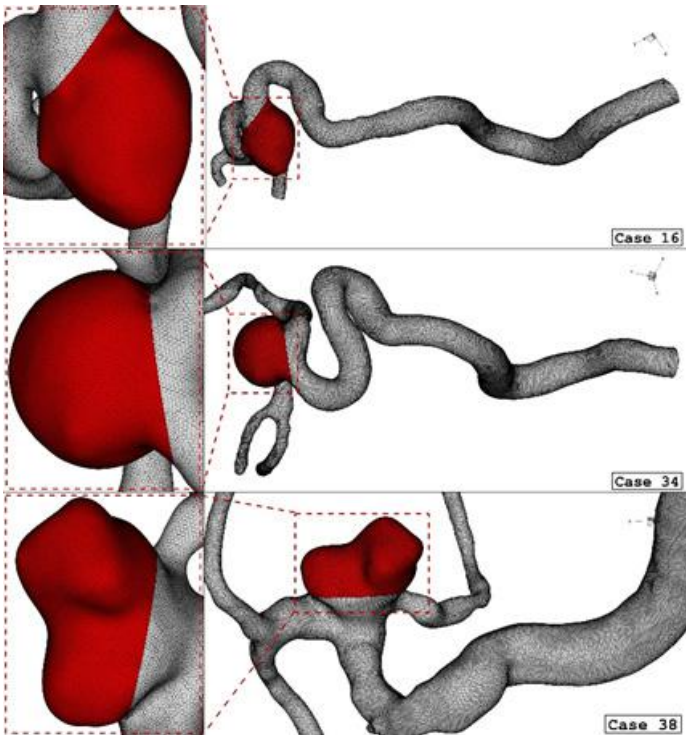


Fig. 3 Grid generation for 3 different ICA cases

3. Results and conclusion

The details of hemodynamic factors related to the simulation of the aneurysms are presented in Table 3. In this table, the values of mean WSS, minimum WSS, OSI, wall pressure, and average velocity of the blood flow are reported. Except for OSI, all other factors are calculated for the peak systolic stage. In the following, the physical aspects of these achieved data are fully explained with a graphical contour.

	Parent vessel mean Diameter (mm)	Sac Section Area (mm2)	WSS_mean (Pa)	OSI_mean	Wall pressure_mean (Pa)	Aneurysm Velocity_mean (m/s)
Case 16	3.18	47	۹/۳۶۸۸۱۱	۰/۰۳۲۳۴۷۵۱	۱۹۷۰۷/۴۱	۰/۴۱۳۷۴۸۱
Case 34	3.65	54	۸/۱۴۶۶۶۵	۰/۰۲۶۰۳۱۹۱	۲۵۰۷۱/۷۱	۰/۴۰۳۴۸۶۱
Case 38	4.48	50	۲/۷۷۸۱۶۲	۰/۰۱۴۶۳۷۱۱	۱۹۲۸۷/۲۸	۰/۱۸۱۱۹۰۸

Table 3 results of hemodynamic factors

The effects of the parent vessel›s mean diameter on the mean WSS are demonstrated in Fig. 4. As plotted in fig. 4, increasing parent vessel mean diameter considerably decreases the minimum WSS on sac surface. %80 reduction in mean WSS is attained at peak systolic when parent vessel mean diameter is increased about %40. To recognize the effects of parent vessel mean diameter, Figure 5 displays the WSS contour on sac area at peak systolic. Evaluation of WSS distribution indicates that the most critical area on the sac surface is neck section. In fact, in the neck section, the blood flow enters the sac and exit from sac with limited cross section area. The close-up view presents more details about the critical section in the neck section.

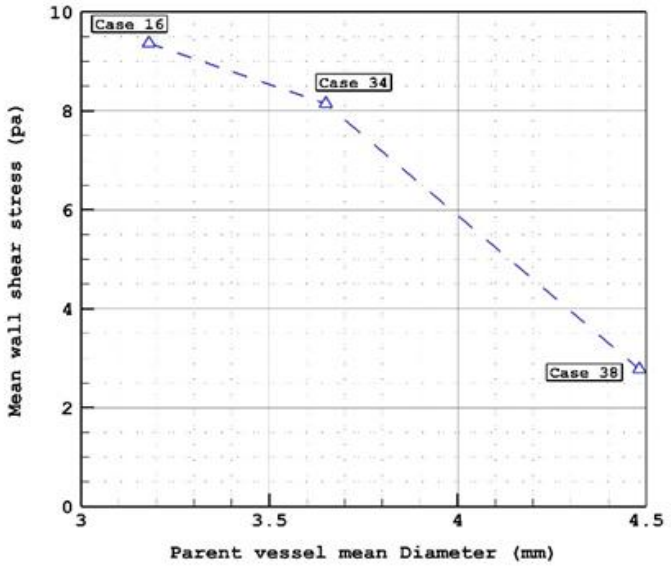


Fig. 4 Mean wall shear stress vs parent vessel mean diameter at peak systolic

The variation of the mean sac wall pressure under impacts of different parent mean vessel are exhibited in Fig. 5. The figure shows that there is not a meaningful connection between the mean sac wall pressure and parent vessel mean diameter at peak systolic stage. Although, the change of parent vessel mean diameter in the chosen patients are high, the mean sac wall pressures varies restrictively. Figure 6 displays the changes of pressure contour on the sac surface in chosen models. In case 16, the maximum pressure is noticed in dome section while critical high pressure region happens near neck region in case 34. In case 38, neck region is critical from pressure aspects.

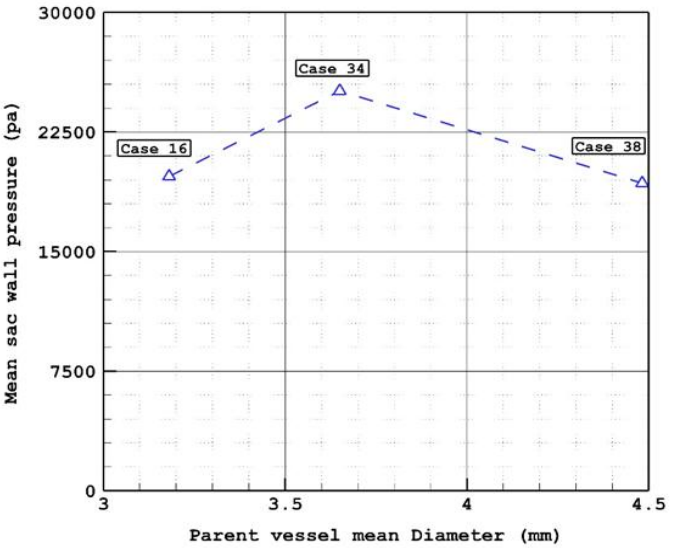


Fig. 5 Mean wall pressure vs Parent vessel mean diameter at peak systolic

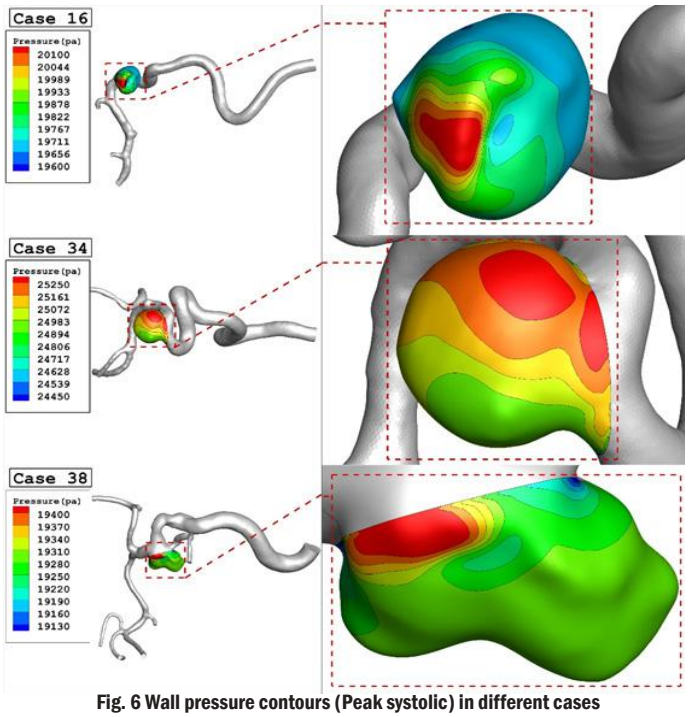


Fig. 6 Wall pressure contours (Peak systolic) in different cases

The changes of mean OSI for different parent vessel mean diameters are displayed in fig. 7. The results show that increasing parent vessel mean diameter about %40 would decrease the mean OSI on the sac area about 43 % at early diastolic. As demonstrated in Fig. 8, the most critical region for the rupture from OSI aspects is dome region where has higher OSI value. It is also found that the maximum OSI value on the dome area is also reduced from 0.35 to 0.15 by increasing the diameter of the parent vessel.

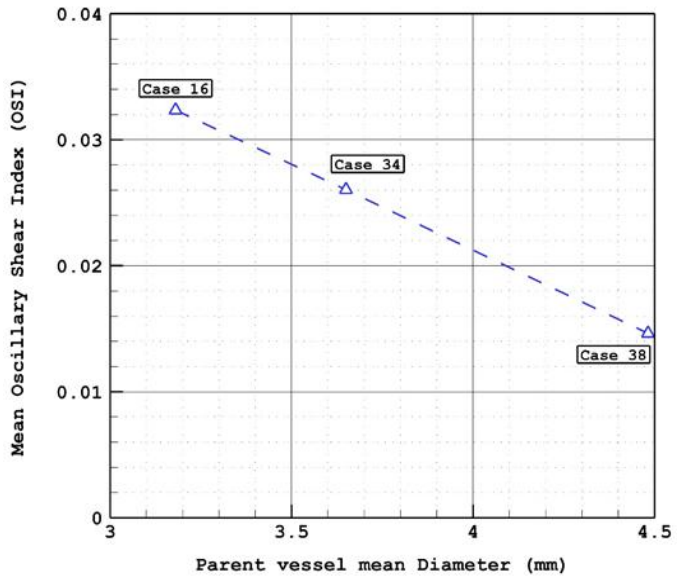


Fig. 7 Mean OSI vs Parent vessel mean diameter at early diastolic

Figure 9 illustrates the impacts of parent vessel mean diameter on the mean velocity inside the sac region. As demonstrated in Figure %44 ,10 reduction in mean velocity of the blood velocity is noticed as %41 increase in parent vessel mean diameter is observed. The structure of the blood flow inside the cerebral aneurysm

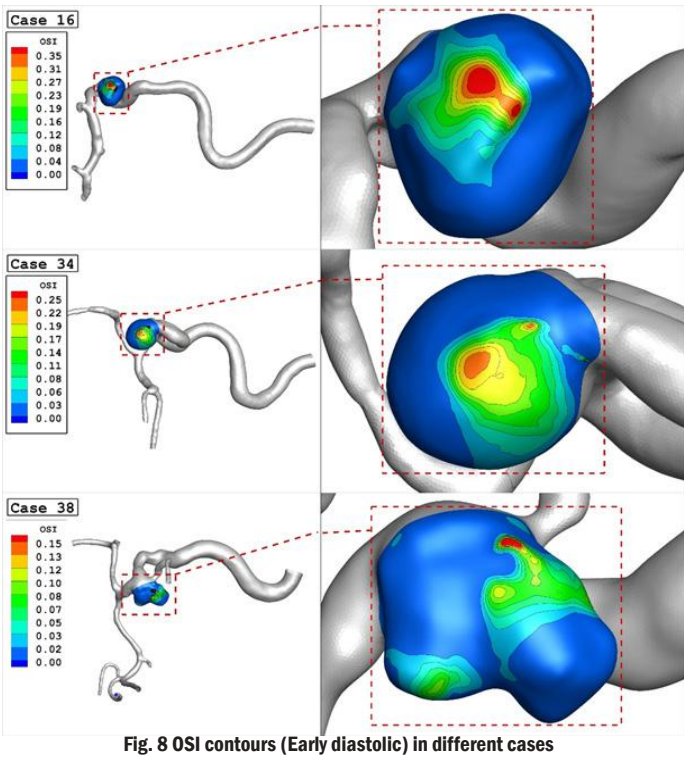


Fig. 8 OSI contours (Early diastolic) in different cases

is compared for the selected patients by demonstrating the iso-velocity contour in Fig. 10. The structure of the iso-velocity indicates that the velocity in center of the aneurysm is less than other region and the shape of aneurysm is very important on the feature of blood flow.

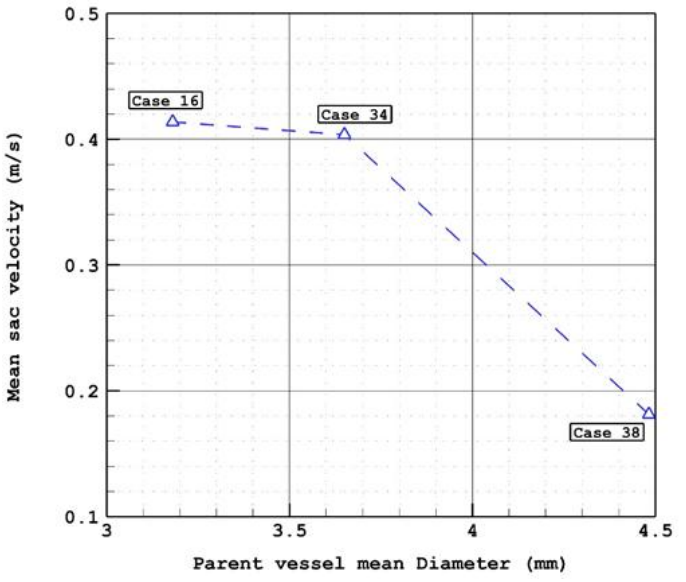


Fig. 9 Mean sac velocity vs Parent vessel mean diameter at peak systolic



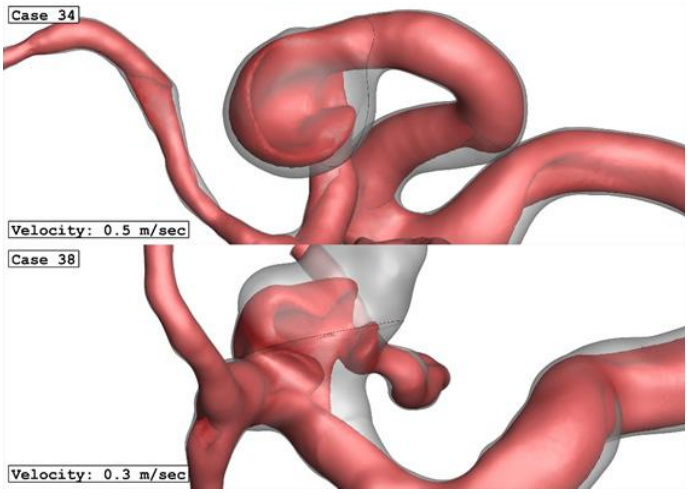


Fig. 10 Iso-Surface (velocity at peak systolic) in different cases

4. Conclusion

The present study has focused on the impacts of the parent vessel mean diameter on the hemodynamic aspects of the cerebral aneurysm with endovascular coiling. Computational approach is used to model the transient blood flow inside the parent vessel and sac area while it is presumed that the blood is not Newtonian fluid. The contours of pressure, WSS and OSI of three nominated ICA aneurysms are compared to disclose the importance of the parent vessel mean diameter on the probability of aneurysm bleeding. Based on the OSI results at early diastolic, increasing parent vessel mean diameter about %40 would decrease the mean OSI on the sac area about 43 %.

Referenctes

۱. Sadeh, A., Kazemi, A., Bahramkhoo, M. et al. Computational study of blood flow inside MCA aneurysm with/without endovascular coiling. Sci Rep ۲۰۲۳) ٤٥٦٠ ,(۱۳). https://doi.org/۱۰,۱۰۳۸/s-۳۱٥۲۲-۰۲۳-٤۱٥۹۸x

۲. Zhang, Z., Wang, L., Zheng, W., Yin, L., Hu, R.,... Yang, B. (۲۰۲۲). Endoscope image mosaic based on pyramid ORB. Biomedical signal processing and control, ۱۰۳۲٦۱ ,۷۱. doi: ۱۰,۱۰۱٦/j.bspc.۲۰۲۱,۱۰۳۲٦۱

۳. Liu, Y., Tian, J., Hu, R., Yang, B., Liu, S., Yin, L.,... Zheng, W. (۲۰۲۲). Improved Feature Point Pair Purification Algorithm Based on SIFT During Endoscope Image Stitching. Frontiers in Neurorobotics. doi: ۱۰,۳۳۸۹/fnbot.۲۰۲۲,۸٤۰٥۹٤

٤. Jin, H., & Wang, Z. (۲۰۱٦). Boundedness, blowup and critical mass phenomenon in competing chemotaxis. Journal of Differential Equations, ۱۹٦-۱٦۲ ,(۱)۲٦۰. doi: https://doi.org/۱۰,۱۰۱٦/j.jde.۲۰۱٥,۰۸,۰٤۰

٥. Shan, Y., Wang, H., Yang, Y., Wang, J., Zhao, W., Huang, Y.,... Zhao, G. (۲۰۲۳). Evidence of a large current of transcranial alternating current stimulation directly to deep brain regions. Molecular Psychiatry. doi: ۱۰,۱۰۳۸/s۸۰-۰۲۳۰-۰۲۳-٤۱۳۸۰

٦. Siyu Lu, J. Y. B. Y. (۲۰۲۳). Analysis and Design of Surgical Instrument Localization Algorithm. Computer Modeling in Engineering & Sciences, ٦۸٥-٦٦۹ ,(۱)۱۳۷. doi: ۱۰,۳۲٦۰٤/cmes.۲۰۲۳,۰۲۷٤۱۷

۷. Ye, X., Wang, J., Qiu, W., Chen, Y., & Shen, L. (۲۰۲۳). EXCESSIVE GLIOSIS AFTER VITRECTOMY FOR THE HIGHLY MYOPIC MACULAR HOLE: A Spectral Domain Optical Coherence Tomography Study. RETINA, ۲)٤۳). doi: ۱۰,۱۰۹۷/IAE.۰۰۰۰۰۰۰۰۰۰۰۳٦٥۷

۸. Gao, Z., Pan, X., Shao, J., Jiang, X., Su, Z., Jin, K.,... Ye, J. (۲۰۲۲). Automatic interpretation and clinical evaluation for fundus fluorescein angiography images of diabetic retinopathy patients by deep learning. British Journal of Ophthalmology, ۳۲۱٤۷۲-۲۰۲۲. doi: ۱۰,۱۱۳٦/bjo۳۲۱٤۷۲-۲۰۲۲-

۹. Zhao, J., Zhang, Q., Cheng, W., Dai, Q., Wei, Z., Guo, M.,... Xie, J. (۲۰۲۳). Heart–gut microbiota communication determines the severity of cardiac injury after myocardial ischaemia/reperfusion. Cardiovascular Research, ۱٤۰۲-۱۳۹۰ ,(٦)۱۱۹. doi: ۱۰,۱۰۹۳/cvr/cvad۰۲۳

۱۰. Chen, Y., Chen, L., & Zhou, Q. (۲۰۲۱). Genetic association between eNOS gene polymorphisms and risk of carotid atherosclerosis A meta-analysis. Herz, ۳٦٤-۳٥۳ ,(۲)٤٦. doi: ۱۰,۱۰۰۷/s-۰٤۹۹٥-۰۲۰-۰۰۰٥۹z

۱۱. Huang, A., & Zhou, W. (۲۰۲۳). Mn-based cGAS-STING activation for tumor therapy. Chinese Journal of Cancer Research, ,(۱)۳٥ ٤۳-۱۹. doi: ۱۰,۲۱۱٤۷/j.issn.۹٦۰٤,۲۰۲۳,۰۱,۰٤-۱۰۰۰

۱۲. Sabernaeemi, A., Barzegar Gerdroodbary, M., Salavatidezfouli, S. et al. Influence of stent-induced vessel deformation on hemodynamic feature of bloodstream inside ICA aneurysms. Biomech Model Mechanobiol (۲۰۲۳). https://doi.org/۱۰,۱۰۰۷/s-۱۰۲۳۷ ۹-۰۱۷۱۰۰-۰۲۳

۱۳. Sajad Salavatidezfouli, Asad Alizadeh, M. Barzegar Gerdroodbary, Amir Sabernaeemi, Amir Musa Abazari, Armin Sheidani, Investigation of the stent induced deformation on hemodynamic of internal carotid aneurysms by computational fluid dynamics, Scientific Reports ۱۳, no. ۲۰۲۳) ۷۱٥٥ ,۱):

۱٤. Salavatidezfouli, S., Alizadeh, A., Barzegar Gerdroodbary, M. et al. Investigation of the stent induced deformation on hemodynamic of internal carotid aneurysms by computational fluid dynamics. Sci Rep ۲۰۲۳) ۷۱٥٥ ,۱۳)

۱٥. Milad Mirzaei Poueinak, Seyyed Amirreza Abdollahi,As'ad Alizadeh, Mahya Ahmadpour Youshanlui,Hussein Zekri, M. Barzegar Gerdroodbary. Computational study of blood hemodynamic in ICA aneurysm with coiling embolism, International Journal of Modern Physics C, Vol. ۳٤, No. ۲۳٥۰۱۳۸ (۲۰۲۳) ٦, https://dx.doi.org/۱۰,۱۱٤۲/S۰۱۲۹۱۸۳۱۲۳٥۰۱۳۸۳

۱٦. Hariri, Saman, Milad Mirzaei Poueinak, Amin Hassanvand, M. Barzegar Gerdroodbary, and M. Faraji. «Effects of blood hematocrit on performance of endovascular coiling for treatment of middle cerebral artery (MCA) aneurysms: Computational study.» Interdisciplinary Neurosurgery ۱۰۱۷۲۹ :(۲۰۲۳) ۳۲.

۱۷. Zan-Hui Jin , M. Barzegar Gerdroodbary , P. Valipour , M. Faraji , Nidal H. Abu-Hamdeh, CFD investigations of the blood hemodynamic inside internal cerebral aneurysm (ICA) in the existence of coiling embolism, Alexandria Engineering Journal (۲۰۲۳) DOI: ۱۰,۱۰۱٦/j.aej.۲۰۲۲,۱۰,۰۷۰

۱۸. Armin Sheidani, M. Barzegar Gerdroodbary, Amin Poozesh, Amir Sabernaeemi, Sajad Salavatidezfouli, Arash Hajisharifi,, Influence of the coiling porosity on the risk reduction of the cerebral aneurysm rupture: Computational study, Sci Rep ۱۹۰۸۲ ,۱۲ ۲۰۲۲)) DOI: ۱۰,۱۰۳۸/s۱-۲۳۷٤٥-۰۲۲-٤۱٥۹۸

۱۹. Sadeh, Asal, Admin Kazemi, Moharam Bahramkhoo, and M. Barzegar Gerdroodbary. «Computational analysis of the blood hemodynamic inside internal cerebral aneurysm in the existence of endovascular coiling.» International Journal of Modern Physics C (۲۳٥۰۰٥۹ :(۲۰۲۲.

۲۰. Wang, Y., Peng, F., Xie, G., Chen, Z. Q., Li, H. G., Tang, T.,... Luo, J. K. (۲۰۱٦). Rhubarb attenuates blood-brain barrier disruption via increased zonula occludens۱- expression in a rat model of intracerebral hemorrhage. Exp Ther Med, ۲٥٦-۲٥۰ ,(۱)۱۲. doi: ۱۰,۳۸۹۲/ etm.۲۰۱٦,۳۳۳۰

۲۱. Mao, X., Chen, Y., Lu, X., Jin, S., Jiang, P., Deng, Z., Zhu, X., Cai, Q., Wu, C., & Kang, S. (۲۰۲۳). Tissue resident memory T cells are enriched and dysfunctional in effusion of patients with malignant tumor. Journal of Cancer, ۱۲۳۱–۱۲۲۳ ,(۷)۱٤. https://doi.org/۱۰,۷۱٥۰/ jca.۸۳٦۱٥

۲۲. Liang, X., Zhang, J., Wang, Y., Wu, Y., Liu, H., Feng, W.,... Shang, X. (۲۰۲۳). Comparative study of microvascular structural changes in the gestational diabetic placenta. Diabetes and Vascular Disease Research, ۱٤۹۷۰۱٦۳۱٥ ,(۳)۲۰. doi: ۱٤۷۹۱٦٤۱۳۳۱۱۷۳٦۳۲/۱۰,۱۱۷۷

۲۳. Chen, S., Zeng, J., Huang, L., Peng, Y., Yan, Z., Zhang, A.,... Xu, D. (۲۰۲۲). RNA adenosine modifications related to prognosis and immune infiltration in osteosarcoma. Journal of Translational Medicine, ۲۲۸ ,(۱)۲۰. doi: ۱۰,۱۱۸۱/s٦۰-۰۳٤۱٥-۰۲۲-۱۲۹٦۷

۲٤. He, B., Dai, C., Lang, J., Bing, P., Tian, G., Wang, B.,... Yang, J. (۲۰۲۰). A machine learning framework to trace tumor tissue-of-origin of ۱۳ types of cancer based on DNA somatic mutation. Biochimica et Biophysica Acta (BBA) - Molecular Basis of Disease, ,(۱۱)۱۸٦٦ ۱٦٥۹۱٦. doi: https://doi.org/۱۰,۱۰۱٦/j.bbadis.۲۰۲۰,۱٦٥۹۱٦

۲٥. Xu, B., Liu, R., Huang, C., He, B., Li, G., Sun, H.,... Bao, M. (۲۰۲۰). Identification of key genes in ruptured atherosclerotic plaques by weighted gene correlation network analysis. Scientific Reports, ۱۰۸٤۷ ,(۱)۱۰. doi: ۱۰,۱۰۳۸/s۲-٦۷۱۱٤-۰۲۰-٤۱٥۹۸

۲٦. Huang, H., Zhang, B., Zhong, J., Han, G., Zhang, J., Zhou, H.,... Liu, Y. (۲۰۲۳). The behavior between fluid and structure from coupling system of bile, bile duct, and polydioxanone biliary stent: A numerical method. Medical Engineering & Physics, ۱۰۳۹٦٦ ,۱۱۳. doi: https://doi.org/۱۰,۱۰۱٦/j.medengphy.۲۰۲۳,۱۰۳۹٦٦

۲۷. Zhou, L., Zhang, Q., Deng, H., Ou, S., Liang, T.,... Zhou, J. (۲۰۲۲). The SNHG-۱Centered ceRNA Network Regulates Cell Cycle and Is a Potential Prognostic Biomarker for Hepatocellular Carcinoma. The Tohoku Journal of Experimental Medicine, ۲۷٦-۲٦٥ ,(٤)۲٥۸. doi: ۱۰,۱٦۲۰/tjem.۲۰۲۲.J۰۸۳

۲۸. Tateshima S, Vinuela F, Villablanca JP, Murayama Y, Morino T, ¯ Nomura K, et al. Three-dimensional blood flow analysis in a wide necked internal carotid artery-ophthalmic artery aneurysm. J Neurosurg ۳۳–۹۹:٥۲٦;۲۰۰۳.

۲۹. Valipour, Peiman. «Effects of coiling embolism on blood hemodynamic of the MCA aneurysm: a numerical study.» Scientific Reports ۱۲, no. ۲۲۰۲۹ :(۲۰۲۲) ۱.

۳۰. Steinman DA, Milner JS, Norley CJ, Lownie SP, Holdsworth DW. Image-based computational simulation of flow dynamics in a giant intracranial aneurysm. Am J Neuroradiol ٦٦–۲٤:٥٥۹;۲۰۰۳.

۳۱. Chatziprodromou I, Butty V, Makhijani VB, Poulikakos D, Ventikos Y. Pulsatile blood flow in anatomically accurate vessels with multiple aneurysms: a medical intervention planning application of computational haemodynamics. Flow Turbulence Combust ٤٦–۷۱:۳۳۳;۲۰۰۳.

۳۲. Shen, Xiao-Yong, M. Barzegar Gerdroodbary, Amir Musa Abazari, and Rasoul Moradi. «Computational study of blood flow characteristics on formation of the aneurysm in internal carotid artery.» The European Physical Journal Plus ۱۳٦, no. ٥٤۱ :(۲۰۲۱) ٥.

۳۳. Shen, Xiao-Yong, Hong-Qin Xu, M. Barzegar Gerdroodbary, S. Valiallah Mousavi, Amir Musa Abazari, and S. Misagh Imani. «Numerical simulation of blood flow effects on rupture of aneurysm in middle cerebral artery.» International Journal of Modern Physics C ۳۳, no. ۲۲٥۰۰۳۰ :(۲۰۲۲) ۰۳.

۳٤. Rostamian, Ali, Keivan Fallah, Yasser Rostamiyan, and Javad Alinejad. «Application of computational fluid dynamics for detection of high risk region in middle cerebral artery (MCA) aneurysm.» International Journal of Modern Physics C (۲۳٥۰۰۱۹ :(۲۰۲۲.

۳٥. Qin, Shanlin, Bokai Wu, Jia Liu, Wen-Shin Shiu, Zhengzheng Yan, Rongliang Chen, and Xiao-Chuan Cai. «Efficient parallel simulation of hemodynamics in patient-specific abdominal aorta with aneurysm.» Computers in Biology and Medicine :(۲۰۲۱) ۱۳٦ ۱۰٤٦٥۲.

۳٦. Xu, Lijian, Fuyou Liang, Bing Zhao, Jieqing Wan, and Hao Liu. «Influence of aging-induced flow waveform variation on hemodynamics in aneurysms present at the internal carotid artery: a computational model-based study.» Computers in Biology and Medicine ٦۰-٥۱ :(۲۰۱۸) ۱۰۱.

۳۷. Boccadifuoco, A., A. Mariotti, S. Celi, N. Martini, and M. V. Salvetti. «Impact of uncertainties in outflow boundary conditions on the predictions of hemodynamic simulations of ascending thoracic aortic aneurysms.» Computers & Fluids ۱۱٥-۹٦ :(۲۰۱۸) ۱٦٥.

۳۸. Mitsos, Aristotelis P., Nikolaos MP Kakalis, Yiannis P. Ventikos, and James V. Byrne. «Haemodynamic simulation of aneurysm coiling in an anatomically accurate computational fluid dynamics model.» Neuroradiology ٥۰, no. ۳٤۷-۳٤۱ :(۲۰۰۸) ٤.

۳۹. Alvaro Valencia , Heman Morales, Rodrigo Rivera , Eduardo Bravo, Marcelo Galvez, Blood flow dynamics in patient-specific cerebral aneurysm models:The relationship between wall shear stress and aneurysm area index, Medical Engineering & Physics ۳۰ ۳٤۰-۳۲۹ (۲۰۰۸).

٤۰. Fung YC. Biomechanics: mechanical properties of living tissues. ۲nd ed. Boston: Springer; ۱۹۹۳.

٤۱. Razavi A, Shirani E, and Sadeghi M. Numerical simulation of blood pulsatile flow in a stenosed carotid artery using different rheological models. J Biomech. ۲۰۳۰–۲۰۲۱ :٤٤ ;۲۰۱۱

٤۲. AneuriskWeb project website, http://ecm۲.mathcs.emory.edu/aneuriskweb. Emory University, Department of Math&CS, ۲۰۱۲

٤۳. Othman, G. Q., Saeed, R. S., Kadir, D. H., & Taher, H. J. (۲۰۱۹, September). Relation of angiography to hematological, hormonal and some biochemical variables in coronary artery bypass graft patients. In Journal of Physics: Conference Series (Vol. ۱۲۹٤, No. ٦, p. ۰٦۲۱۱۰). IOP Publishing.

٤٤. Hu, Hongping, Ping Luo, Dler Hussein Kadir, and Amin Hassanvand. «Assessing the impact of aneurysm morphology on the risk of internal carotid artery aneurysm rupture: A statistical and computational analysis of endovascular coiling.» Physics of Fluids ۳٥, no. ۲۰۲۳) ۱۰).

٤٥. Zhou, L., Kadir, D. H., Shi, L., Mousavi, S. V., & Huang, X. (۲۰۲۳). The influence of aneurysm feature on coiling treatment of internal carotid artery aneurysms: Numerical and statistical study. International Journal of Modern Physics C, ۲٤٥۰۰۳۱.

٤٦. Yang, Jian, and Dler Hussein Kadir. «Data mining techniques in breast cancer diagnosis at the cellular–molecular level.» Journal of Cancer Research and Clinical Oncology (۲۰۲۳.) ۱-۱٦

٤۷. Sadeghi, A., Amini, Y., Saidi, M.H. and Yavari, H., Shear-rate-dependent rheology effects on mass transport and surface reactions in biomicrofluidic devices. AIChE Journal, ۱۹۲٤-۱۹۱۲ ,(۲۰۱٥) ,(٦)٦۱.

٤۸. Farahnakian, Masoud, Mohamad Ebrahim Keshavarz, Sadegh Elhami, and Mohammad Reza Razfar. «Effect of cutting edge modification on the tool flank wear in ultrasonically assisted turning of hardened steel.» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture ۲۳۳, no. ۱٤۸۲-۱٤۷۲ :(۲۰۱۹) ٥.

٤۹. Farahnakian, Masoud, Mohammad Reza Razfar, and Farid Reza Biglari. «Multi-constrained optimization in ultrasonic-assisted turning of hardened steel by electromagnetism-like algorithm.» Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part B: Journal of Engineering Manufacture ۲۲۹, no. ۱۹٤٤-۱۹۳۳ :(۲۰۱٥) ۱۱.

٥۰. Jiang, Hao, Zhiwei Lu, M. Barzegar Gerdroodbary, Amir Sabernaeemi, and Sajad Salavatidezfouli. «The influence of sac centreline on saccular aneurysm rupture: computational study.» Scientific Reports ۱۳, no. ۱۱۲۸۸ :(۲۰۲۳) ۱.

Interview with Dr.Hadidi - Assistant Professor at the University of Tabriz

By Arash NourbakhshSadabad, PHD candidate at University of Tabriz



Arash: Dr. Hadidi, Please introduce yourself and tell us what expertise you have in the field of mechanics.

Dr. Haddidi: I am Amin Hadidi. I am a member of the Mechanics group, specializing in energy conversion. My main areas of work are primarily in two-phase flows and two-phase magnetohydrodynamics, where I conduct both numerical and experimental work. Projects related to power plants, Stirling engines, and others are among the cases where, in addition to numerical work, we also conduct experimental work. We perform simulation and numerical work on energy storage systems, various models, but we have not yet entered the construction and related research work on them. However, as I mentioned, in areas like two-phase flows, in addition to numerical work, we also conduct experimental work. In the field of two-phase flows, which is more related to the discussion of magnetohydrodynamics, we study the effects of various magnetic fields on boiling, bubble dynamics, their interactions, and various connections and interactions to see how magnetic fields affect them in different conditions, as well as their heat transfer aspects, which can increase or decrease the heat transfer rate of the flow, or vice versa, we work on controlling them.

Arash: Thank you very much, Dr. If possible, could you tell me about one of the practical and experimental works in these areas, along with the tools you used? What were the results?

Dr. Haddidi: One project that we are currently working on at the Faculty of Mechanical Engineering at Tabriz University is the design and construction of Stirling engines. Stirling engines were first introduced about seventy to eighty years ago, but they did not find a specific application. In recent decades, their applications have been increasing day by day. For example, Stirling engines are used in nuclear-powered submarines. In modern and innovative solar dishes that have been introduced in the past one or two years, these engines are used. There is also a technology called Kilopower, designed and built by NASA, which couples with nuclear fission reactors and is very important. That is, generating electricity from nuclear fission reactors and of course nuclear fission have been introduced about ten years ago. In all of these applications that I mentioned, the Stirling engine is the propulsion and power generation part of the systems. Stirling engines have three main branches, Alpha, Beta, and Gamma. The Gamma type, in terms of power generation, power density, and energy conversion efficiency, has superiority over the other three types, which is why we focus on Gamma type Stirling engines. On my desk, there are parts related to these Gamma Stirling engines, and we are working on making some changes to the regenerators of these cylinder-piston power units to increase their efficiency so that they can be used in industrial applications in our country. Because the engines that are manufactured in the country have educational aspects and very low efficiency. They are not usable in industrial applications. Whereas the engines we are making have a twelve percent efficiency, which no group in the country manufactures.

Arash: How is the validation of your cards?

Dr. Haddidi: To do this, first we simulate in similar conditions, secondly we compare the capabilities with similar engines that we already have and are external and have good quality, for the same inputs. For example, with electric heaters, we can provide power to each pair of them, naturally the one that has more mechanical output power shows that its efficiency is higher. In addition, I mentioned that we compare the results of our own engine simulation with experimental and numerical results, which we use for verification and validation.

Arash: What software do you use for numerical analysis?

Dr. Haddidi: Currently, a very good software in the field of energy conversion is a comprehensive software. For example, we have a dedicated software for internal combustion engines. For turbochargers, we have dedicated software, but generally the software that is recommended now is the COMSOL software, which in my opinion has more advantages compared to Fluent. I have been presenting this COMSOL software in various universities where I taught computer simulation courses since it was introduced in the early years.

Arash: What are its advantages, Doctor?

Dr. Haddidi: For example, one of the great advantages that COMSOL has in the field of multiphase flow is that for investigating the interfaces of multiphase flows, we use various numerical methods. For example, there is the VOF method, the SPH spectral method, the level set method, or combined methods like CLSVOF, Lattice Boltzmann, etc. COMSOL is one step ahead of Fluent in terms of updating and developing, for example, the level set method itself existed in COMSOL, which was one of the powerful methods for numerical study of interfaces, while Fluent has recently added this option. In these areas, COMSOL has superiority over Fluent, and a very important and interesting point about COMSOL is that it is multiphysics, meaning we can easily couple different physics such as magnetism and mechanics, vibrations and fluids, or different aspects of various physics together, while Fluent does not have this capability.

Arash: Doctor, if you were to develop another software in the field of fluid dynamics, what features would you pay attention to?

Dr. Haddidi: Naturally, the first priority would be that it is user-friendly, especially since students use it. Some software, like Fluent itself, may not be too difficult to work with, but it can be challenging for our students. This means that until they learn how to use it, because they draw the geometry in another software or mesh it and then bring it back to Fluent for analysis, this process becomes difficult. So the first priority is that working with it and learning it should be very simple, which COMSOL has this advantage. Furthermore, another important point is that it should have high computational power and not give unnecessary errors, not that we say it is unrealistic, but for example, working with Fluent in complex geometries is a bit harder, the meshing power in COMSOL, for example, is high, or let's not say COMSOL at all, one of the advantages that is important for us is that meshing, geometry drawing, and overall working with it should be easier for us, and also importing geometries, being able to fully work with 3D scans for complex tasks. They do not draw the input geometry in real and practical problems and bring it in with a scan, now we make some modifications in the geometry. So another important factor in choosing software is that it can easily match and couple with these tools.

Arash: Thank you very much, Doctor, and is there anyone you can introduce me to and have an interview with them?

Dr. Haddidi: With Mr. Ranjbar, our professor, who is the best in my opinion and naturally the best heat transfer professors in the country.

Arash: Thank you for your kindness.

Dr. Haddidi: Good luck and be successful.



Interview with a Postdoc student, Dr. Sharifi.
By Yalda Karimi, Student az University of Tabriz

Yalda:
Dr. Sharifi, could you please introduce yourself?
Dr. Sharifi:
I am Ali Sharifi, a post-doctoral researcher in mechanical engineering.
Yalda:
Could you briefly mention your research and your resume?
Dr. Sharifi:
I have collaborated with the Engineering Society Organization, focusing on the design, supervision, implementation, and inspection of household gas and industrial facilities.
Yalda:
Do you have any experience in experimental and academic projects or external projects?
Dr. Sharifi:
My master›s thesis was about simulating and optimizing gas transmission lines along with energy transmission between Iran and Armenia. The pressure was 1050 at the compressor stations, and we reduced it to 250 by installing turbines for electricity generation. I utilized HYSYS software for this project. This work was carried out by the gas company in the 1970s, and the transmission lines were established in Iran during that period.
Yalda:
What hardware or software did you use for this project?
Dr. Sharifi:
I used HYSYS, which is the best simulation and optimization software for this type of work.
Yalda:
In your opinion, what were the advantages and features of this software compared to others you have used?
Dr. Sharifi:
HYSYS is mainly used for chemical processes and is applicable for simulating and optimizing transmission lines due to its thermodynamic properties and comprehensive characteristics.
Yalda:
Which features, if available in this software, would have been more helpful to you, or would have extended its application?
Dr. Sharifi:
It would have been more beneficial if the software could provide more comprehensive results and not just parameters and specific points.
Yalda:
What were the limitations you faced in terms of experimentation during this project?
Dr. Sharifi:
Due to strategic issues in Iran, we did not have sufficient data and information about the amount of gas we supply to Armenia and the amount of electricity we receive. In the end, we had to proceed with an approximation.
Yalda:
Is there someone we can speak to regarding this project?
Dr. Sharifi:
Engineer Sadegh Mamarzi is experienced in this field.
Thank you.



ENERGY

Journal of the Interdisciplinary Energy Student Scientific Association of Tabriz University
Secound Year, Fifth Issue, Winter 1402

Sponsored by Borna Fidar Rasa Company



دبیرخانه نشریه:
دانشگاه تبریز، مرکز رشد و فناوری، ساختمان رشد فناوری، واحد اس ۵