

انرژی

انجمن انرژی
پیشرو در کارآفرینی

اجکتور مافوق صوت
نیروگاه حرارتی تبریز
ساختمان های هوشمند
پالایشگاه و محیط‌زیست

گاهنامه انجمن علمی دانشجویی بین رشته‌ای انرژی دانشگاه تبریز
سال اول، شماره سوم، اردیبهشت ۱۴۰۲، قیمت ۴۵۰۰۰ تومان



«إِنَّ اللَّهَ فَالِقُ الْحَبِّ وَالنَّوَى يُخْرِجُ الْحَيَّ مِنَ الْمَيِّتِ وَمُخْرِجُ الْمَيِّتِ مِنَ الْحَيِّ ذَلِكُمُ اللَّهُ 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.ت.۱۰۵/۵

استاد مشاور:
جناب آقای دکتر فرامرز رنجبر-جناب آقای دکترمعلمی

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

سردبیر:
مهندس مهدی نامی خلیله‌ده Mahdinami1400@ms.tabrizu.ac.ir

مدیرداخلی:
مهندس سیدامیررضا عبداللهی s.a_abdollahi@yahoo.com

ویراستار و ناظر کیفی:
مهندس سیدامیررضا عبداللهی

طراح و صفحه آرا:
مهندس سینا جداری خوشباف

هیئت تحریریه:
دکتر سیدفرامرز رنجبر، بهزاد مهدوی، آرش نوربخش سعداباد، مهدی نامی خلیله‌ده، سیدامیررضا عبداللهی، سعید میرزایی، یاسر عاقبتی املشی ، سیامک سیفی

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

فهرست

سخن سردبیر و سخن مدیر داخلی ۵

بررسی و مدل‌سازی هیدرو دینامیکی و انتقال حرارتی یک دستگاه اجکتور مافوق صوت ۶

تحلیل و بررسی کیفیت آب مصرفی نیروگاه حرارتی تبریز ۱۵

انواع سیکل مورد استفاده در توربین گاز ۱۹

مروری بر کتاب پالایشگاه زیستی ۲۲

هوشمندسازی ساختمان ۲۴

پالایشگاه و محیط‌زیست ۲۶



سخن سردبیر

مهدی نامی

بسم رب الشهدا و الصدیقین

بسیار خرسندم که توفیق شده در سومین شماره از نشریه انرژی خدمت شما عزیزان باشم و در کنار شما مهندسان گرامی به فعالیت در نشریه انرژی بپردازم، پیشرفت روزافزون دانش و بروزات آن در زندگی بشر موجب دگرگونی اندیشه و زندگی بشری شده است. بشر امروزی، بشری رشد یافته با تکنولوژی است و نیازهای خود را از طریق دانش تجربی رفع می‌کند. وظیفه ما مهندسان است که بسیاری از مشکلاتی که امروزه در صنایع جهان است را برطرف کنیم و مسئولیت خود را در قبال محیط اطراف خود به نحو احسن ایفا نماییم، ما در تلاشیم تا با همت همه دوستانی که ما را در این امر یاری می‌کنند، گوشه‌ای از این دانش و تاثیر آن در زندگی را در اختیار خوانندگان عزیز قرار دهیم و امید است مورد رضایت شما عزیزان قرار گیرد.

سخن مدیر داخلی

سید امیررضا عبداللهی

سلام بر شما خوانندگان گرامی، مخاطب‌های عزیز و وفادار نشریه انرژی. امیدوار هستم که در سلامت کامل باشید و چرخ روزگار بر وفق مراد شما بگردد و دلتان شاد و در عین حال سرشار از آرامش و محبّت باشد. خوشحال هستم که عمری باقی ماند و توانستم در شماره‌های ۱ الی ۳ از نشریه انرژی به‌عنوان مدیر داخلی خدمت شما باشم.

سیاست‌های کلی نشریه انرژی به این صورت بود که مطالبی مختلف مانند گزارش، مقاله، رویداد علمی و... برایتان اماده شده باشد.

بنده و همکارانم در کمیته نشریه انرژی دانشگاه تبریز، سعی کردیم تا مجله‌ای را در خورشأن شما تهیه کنیم. تشکر ویژه‌ای دارم از افرادی که پیشنهادات سازنده خودشان را درباره این نشریه برای ما ارسال کردند و در ارتقای کیفیّت نشریه به ما کمک کردند. منتظر نظرات و پیشنهادهای شما دوستان درباره نشریه انرژی دانشگاه تبریز هستیم. از طریق ایمیل نشریه می‌توانید با ما در ارتباط باشید.

بررسی و مدل‌سازی هیدرو دینامیکی و انتقال حرارتی یک دستگاه اجکتور مافوق صوت

آرش نوربخش سعدآباد
دانشجوی دکتری مکانیک، گرایش تبدیل انرژی

چکیده

در این مقاله با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی CFD بررسی تأثیر پارامترهای کلیدی مانند تأثیر فشار ورودی ثانویه بر دستگاه اجکتور، نسبت مکش، جریانهای برگشتی ناشی از فشار ورودی ثانویه و تأثیر تمامی این پارامترها بر مشخصه های هیدرو دینامیکی سیال از جمله فشار، دما و عدد ماخ بررسی شده است. معادلات بنیادی میدان جریان بوسیله نرم افزار تجاری فلوئنت و با فرض یک مدل تراکم پذیر دو بعدی تقارن محور و مدل توربولانس k-E حل گردیده‌اند. در این تحقیق تأثیر فشارهای ورودی ثانویه ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵ بار بر رفتار سیال مورد بررسی قرار گرفته و نتایج حاکی از آن است که به ازای فشارهای پایین ورودی بدلیل وقوع پدیده شوک، جریان برگشتی رخ داده و با افزایش فشار، از اثر این پدیده کاسته شده و رژیم جریان بهبود می یابد. نتایج عددی بدست آمده با نتایج حل تحلیل و تجربی موجود اعتبار دهی اولیه شده که تطابق قابل قبولی بین آنها وجود دارد.

کلمات کلیدی

اجکتور، نسبت مکش، عدد ماخ، جریان برگشتی، شبیه‌سازی عددی، پدیده شوک

۱-مقدمه

با توجه به میزان خلأ مورد نیاز، خلأسازی توسط انواع گوناگون پمپ‌های خلأ و یا اجکتور صورت می‌گیرد. پمپ خلأ، دستگاهی است که قادر است، بخارات سیّال را مکش نموده و ایجاد خلأ نسبی نماید. این نوع پمپ‌ها دارای انواعی چون جابجایی، پمپ‌های انتقال مومنتوم و پمپ‌های تله‌ای می‌باشد.



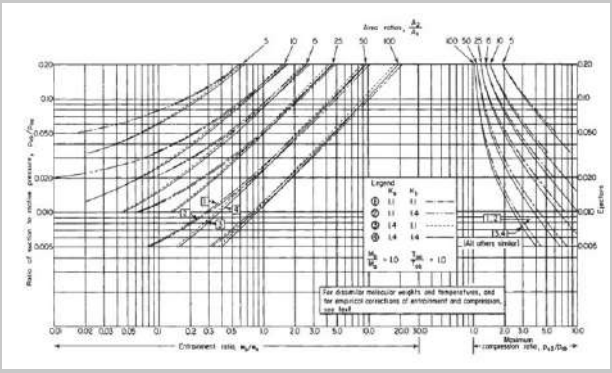
شکل۱- اجکتور

اجکتور یا اینجکتور، وسیله ای است که قادر می‌باشد با ایجاد خلأ، جریان گاز، مایع و یا جامد مانند پودر، گرانول و لجن را انتقال دهد، که البته براساس نوع کاربری که می‌تواند ایجاد خلأ به تنهایی، انتقال مواد، اختلاط مواد و... باشد، به آن ترموکمپرسور، ادکتور یا مکنده هیدرولیکی (Hydraulic exhauster) نیز گفته می‌شود، و لیکن اساس عملکرد آنها یکسان می‌باشد.

۲- ساختار اجکتور

اجکتورها بخش متحرکی نداشته و شامل دو قسمت مهم نازل و دیفیوزر می‌باشند. جهت طراحی اجکتور می‌بایست سایز نازل سیال محرک، طول دیفیوزر و قطر گلوگاه آن محاسبه گردد. تعیین دقیق این پارامترها با توجه به فشارهای ورودی سیال محرک و سیال مکش یافته، فشار خروجی سیال مخلوط و دبی جرمی سیال‌ها انجام می‌پذیرد. بطور مثال چنانچه طول دیفیوزر کمتر از مقدار صحیح آن محاسبه شود، در قسمت واگرای دیفیوزر و در نزدیک دیواره، پدیده جدایش ایجاد می‌شود. وجود پدیده جدایش که جدا شدن سیال از بدنه اجکتور می‌باشد، سبب می‌شود، مقدار کمتری از سیال مکش یافته، مکش شود و در نتیجه اجکتور، ظرفیتی کمتر از حالت عادی خود خواهد داشت.

از آنجا که عملکرد یک اجکتور به فاکتورهایی چون سطح مقطع نازل سیال محرک و گلوگاه ونتوری، فشار سیال محرک، فشار مکش، فشار خروجی، نسبت گرماهای ویژه، وزن‌های مولکولی و دمای سیال مکش یافته و سیال محرک بستگی دارد، لذا برای تعیین سایز اجکتور از نمودارها و شکل‌هایی استفاده می‌شود که با توجه به فشار مکش یا در واقع خلأ مورد نیاز، فشار خروجی و فشار سیال محرک، مقدار بهینه نسبت سطح مقطع دیفیوزر و نازل را جهت طراحی اولیه می‌دهد.



شکل ۲- منحنی‌های طراحی برای اجکتورهای تک‌مرحله‌ای [۳]

۲-۱ تعیین نسبت سطح مقطع گلوگاه دیفیوزر به گلوگاه نازل

شکل ۳، برای تعیین نسبت سطح مقطع دیفیوزر و نازل اجکتور، تا نسبت‌های تراکم ۱۰ و تا نسبت سطوح ۱۰۰ بکار می‌رود. برای مثال فرض می‌کنیم می‌خواهیم هوایی با فشار $2/94\ Lbf/in^2$ را با بخاری که دارای فشار $100\ Lbf/in^2$ است، بوسیله یک اجکتور تخلیه کنیم طوریکه در نهایت فشار خروجی به $14/7\ Lbf/in^2$ برسد. بدین ترتیب P_{ob}/P_{o3}=۰/۵ (نسبت فشار سیال خروجی به فشار مکش یا همان نسبت تراکم) و P_{oz}/P_{ob}=۰/۲۹۴ (نسبت فشار سیال مکش یافته به فشار سیال محرک) می‌باشد. از تقاطع این دو نقطه بر روی نمودار، مقدار بهینه نسبت سطح‌ها، بین منحنی‌های ۱۰ و ۱۵ بدست می‌آید که می‌توان مقدار تقریبی ۱۲ را برای آن ذکر کرد. بصورت افقی حرکت کرده تا به منحنی ۱۲ در سمت چپ شکل برسیم. با تقاطع این نقطه و محور افقی، مقدار ω_b/ω_a بصورت تقریبی Lb ۰/۱۵ بدست می‌آید. بدین معنا که هر Lb بخار قادر است، Lb ۰/۱۵ هوای مکش یافته را مکش نماید.

ω(Entrainment Ratio) یکی از پارامترهای مهم اجکتور بوده و بصورت نسبت دبی سیال مکش شده به دبی سیال محرک تعریف می‌شود. در واقع بهترین اجکتور، اجکتوریست که با توجه به نوع سیال‌های مورد استفاده و شرایط ترمودینامیکی آنها، بیشترین مقدار ω را ایجاد کند و هدف اصلی در طراحی بهینه اجکتور، ماکزیمم کردن این مقدار به ازای ثابت ماندن سایر شرایط است.

البته عدد حاصل با فرض اینکه نسبت وزن مولکولی سیال محرک و مکش یافته برابر یک بوده و دمای این دو سیال نیز برابر باشد، بدست آمده است. لذا با استفاده از فرمول زیر، عدد بدست آمده را می بایست تصحیح نمود.

$$\frac{\omega}{\omega_a} = \frac{\omega}{\omega_b}\sqrt{\frac{T_{Oa}M_b}{T_{Ob}M_a}} \quad (1)$$

که در اینجا؛

M_b: وزن مولکولی سیال مکش یافته

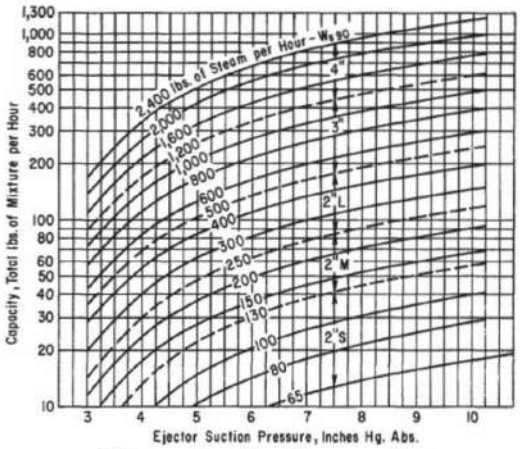
M_a: وزن مولکولی سیال محرک

T_{Ob}: دمای سیال مکش یافته

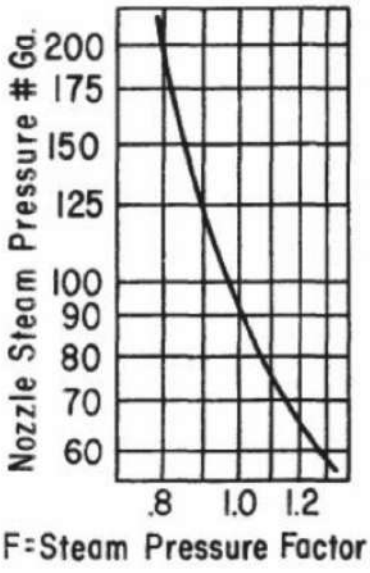
T_{Oa}: دمای سیال محرک

ω_b: دبی جرمی سیال مکش یافته

ω_a: دبی جرمی سیال محرک



شکل ۳- منحنی ظرفیت اجکتور تک مرحله‌ای[6]

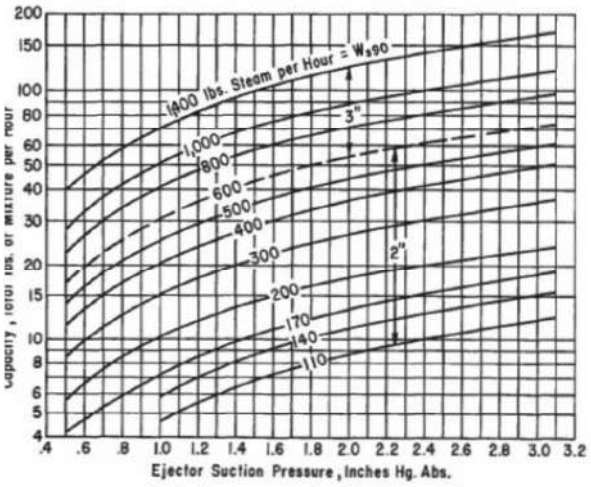


شکل ٤- فاکتورهای اصلاحی اجکتور تک مرحله‌ای[6]

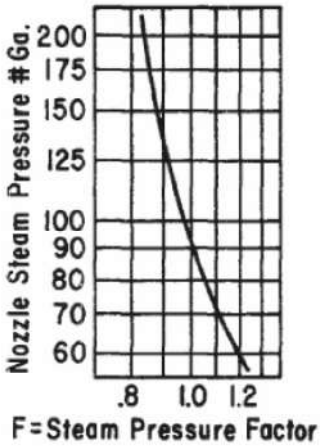
همانطور که در شکل ٤ دیده می‌شود، با افزایش فشار سیال محرک، فاکتور اصلاحی F، کمتر می‌شود واین بدین معناست که با افزایش فشار سیال محرک، دبی مورد نیاز کمتر می‌شود. در واقع برای کاهش فشار در بخش مکش، ویا افزایش میزان خلأ، به جای بیشتر کردن دبی سیال محرک می‌توان فشار سیال محرک را افزایش داد[8].

۲-۲-تعیین سایز اجکتور و میزان بخار مورد نیاز بعنوان سیال محرک در اجکتورهای دو مرحله‌ای

تعیین سایز و میزان بخار مصرفی دو اجکتور سری بدون کندانسور نیز مانند اجکتور تک مرحله‌ای می‌باشد با این تفاوت که از شکل ٥ و ٦ استفاده می‌شود.



شکل٥- منحنی ظرفیت اجکتور دو مرحله ای[6]



شکل ٦- فاکتورهای اصلاحی اجکتور دو مرحله ای[6]

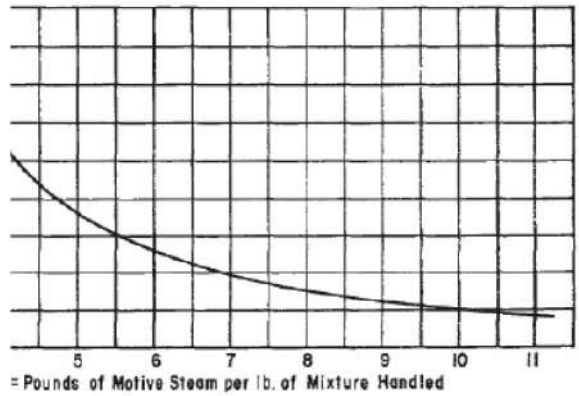
برای تعیین میزان بخار مورد نیاز بعنوان سیال محرک اجکتورهای دو مرحله‌ای با یک کندانسور میانی، از فرمول زیر استفاده می‌شود:

$$W_s = W_s' W_m KF \quad (2)$$

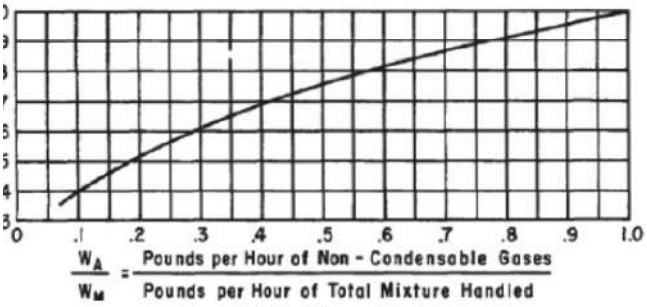
در اینجا W_s میزان مصرف بخار با فشار psig ۹۰، به ازای میزان بار ورودی به اجکتور است و با استفاده از فشار مکش از شکل ۷، بدست می‌آید. W_m نیز کل بار ورودی به اجکتور در قسمت مکش می‌باشد که از جمله داده‌های معلوم می‌باشد.

از آنجا که وجود گازهای غیر قابل کندانس مانند هوا بر روی میزان بخار مصرفی اثر می‌گذارد لذا تأثیر این گازها با استفاده از فاکتور K، در نظر گرفته می‌شود. برای تعیین فاکتور K، با استفاده از شکل ۸، نسبت گازهای غیر قابل کندانس به کل بار در قسمت مکش را بر روی محور افقی تعیین کرده و پس از تقاطع آن با منحنی، میزان فاکتور K بر روی محور عمودی، تعیین می‌گردد.

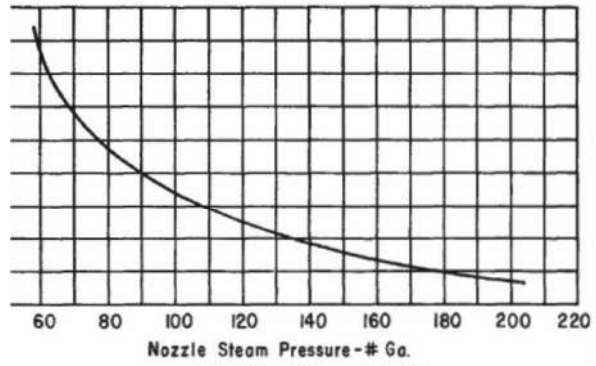
فاکتور فشار F نیز با توجه به فشار بخاری که بعنوان سیال محرک مورد استفاده قرار می‌گیرد، از شکل۹ بدست می‌آید.



شکل ۷- فشارمکش اجکتور بر حسب میزان مصرف بخار با فشار psig ۱۰۰ [6]

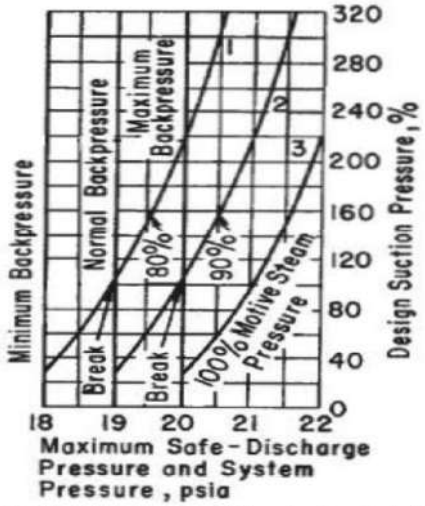


شکل ۸- تعیین فاکتور K [6]



شکل۹- تعیین فاکتور فشار F [6]

برای کاهش فشـار در بخش مکش و یا میزان افزایش میزان خلأ، به جای بیشـتر کردن دبی سیال محرک می‌توان فشار سیال محرک را افزایش داد. در شکل ۱۰ منحنی عمودی نشـان‌دهنده میزان فشـار در بخش مکش، منحنی افقی مربوط به فشـار خروجی و منحنی‌های مورب، نشـان‌دهنده فشـار سـیال محرک هسـتند. برای یک فشـار معین در خروجی، هر چه فشـار سـیال محرک بیشـتر و به منحنی ۱۰۰٪ نزدیکتر شـود، میزان فشـار مکش، کاهش یافته و خلأ ایجاد شده بیشتر می‌شود.



شکل ۱۰- نمودار کمینه پس‌فشار بر حسب بیشینه فشار تخلیه [6]

۳-مدلسازی توربولانس

جریان در داخل اجکتور به شدت آشفته می‌باشد. لذا برای مدل شبیه‌سازی شده باید مدل توربولانس مناسبی در نظر گرفته شود. نتایج مقالات معتبر منتشر شده و نیز تحقیقات محققان در این زمینه همگی حکایت از ارائه نتایج بهتر و نزدیکتر به نتایج تجربی در مدل توربولانس معروف k-ε نسبت به مدلهای دیگری مثل مدل‌هاي توربولانس k-ω و SST برای شبیه‌سازی اغتشاش جریان دارند[39]. همچنین مدل توربولانس ریلایزبل k ε که برای شبیه‌سازی اغتشاش جریان در این طرح بکار گرفته شده است.

معادلات مربوط به مدل توربولانس k-ε در معادلات ۳ و ۴ ارائه شده‌اند. در این معادلات k نشان دهنده انرژی جنبشی توربولانس و ε نیز نشان دهنده نرخ اتلاف آن می‌باشد. لذا k و ε از معادلات انتقالی زیر محاسبه خواهند شد:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_k})\frac{\partial k}{\partial x_j}]+G_k+G_b-\rho\varepsilon-Y_M \quad (۳)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k)+\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho k u_i)=\frac{\partial}{\partial x_j}[(\mu+\frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon})\frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}]+C_{1\varepsilon}\frac{\varepsilon}{k}(G_k+C_{3\varepsilon}G_b)-C_{2\varepsilon}\rho\frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۴)$$

که در این معادلات G_k نشان دهنده تولید انرژی جنبشی توربولانس به‌علت گرادیان سرعت میانگین، G_b نشان دهنده تولید انرژی جنبشی توربولانس در اثر نیروی شناوری و Y_M نشان دهنده سهم نوسانات سرعت در جریان آشفته تراکم پذیر می‌باشد. همچنین $C_{1\varepsilon}$، $C_{2\varepsilon}$ و $C_{3\varepsilon}$ ضرایب ثابتی هستند که با توجه به راهنمای برنامه فلوئنت بصورت زیر تعیین می‌شوند:

$C_{1\varepsilon}=1/44$, $C_{2\varepsilon}=1/92$

همچنین σ_k و σ_ε نمایانگر عدد پرانتل توربولانس به ترتیب برای k و ε می‌باشند که مطابق زیر در نظر گرفته شده‌اند:

$\sigma_k=1/0$, $\sigma_\varepsilon=1/3$

ویسکوزیته توربولانس μ_t نیز با توجه به مقادیر k و ε به‌ترتیب زیر محاسبه می‌گردند:

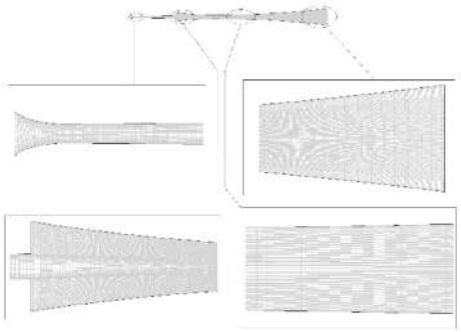
$$\mu_t=\rho C_\mu\frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۵)$$

C_μ ثابتی است که بصورت زیر تعیین می‌گردد:

$C\mu = 0/09$

۵-شبیه‌سازي جریان در اجکتور به روش دینامیک سیالات محاسباتی

در تحلیل عددي از مجموعه نرم افزار تجاري گمبیت ۲/۳ براي تولید شبکه حل و فلوئنت ۶/۳/۲۶ براي حل به روش حجم کنترل استفاده شده است تا با این روش معادلات حاکم بر جریان به معادلات جبري [38] تبدیل شده و به صورت عددي حل گردد. هندسه اجکتور اولیه که به وسیله نرم افزار گمبیت شده است در شکل ۱۱ نشان داده شده و ابعاد آن در جدول ۱ ارائه شده است. براي حل اجکتور به منظور کاهش حجم محاسبات به جاي استفاده از حل سه بعدي با تعداد سلول زیاد از حل دو بعدي تقارن محوري استفاده شده است که تعداد سلول اولیه در حدود ۱۳۰۰۰ سلول چهار ضلعی انتخاب گردید.



شکل ۱۱- مدل عددی ساخته شده در نرم افزار گمبیت

از آنجایی که سلول هاي کوچکتر توانایی بهتري در حل جریان به خصوص در نواحی شوك را دارا می باشند. با توجه به تراکم پذیر بودن جریان براي حل معادلات غیرخطی از روش فشار-مبنا استفاده شده و براي حل معادلات از الگوریتم PISO استفاده شده است. با توجه به سرعت بالاي گاز درون اجکتور و در نتیجه تراکم پذیر بودن جریان براي حل معادلات جریان نیاز به حل همزمان معادله انرژي می باشد و براي رفتار گاز نیز از رفتار گاز ایده ال بهره گرفته شده و جریان به صورت پایا حل گردیده است. براي ورودي و خروجی هاي جریان از شرط مرزي فشار-خروجی با دما و فشار همان دهانه استفاده گردیده و در دیواره هاي اجکتور فرض آدیاباتیک لحاظ شده است.

شرایط مرزی اعمال شده به مسئله، شرایط آزمایشگاهی کومار و همکارانش [34] می-باشد. شرایط مرزی به گونه‌ای می باشد که با ثابت در نظر گرفتن دبی جرمی سیال ورودی اولیه به میزان ۰/۰۱۸ کیلو گرم بر ثانیه و پس فشار ۱/۴ بار، به ازای فشارهای ورودی ثانویه ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵ بار مدلسازی صورت گرفته است.

ورودی اولیه : دبی جرمی جریان در ورودی مقدار ۰/۰۱۸ کیلو گرم بر ثانیه و دمای سکون ۳۰۶ کلوین درنظر گرفته شده است.

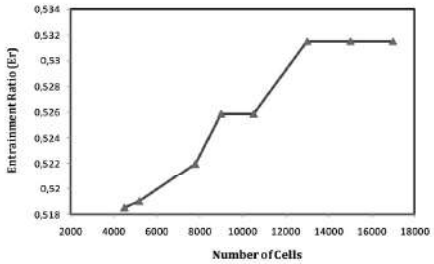
خروجی : شرایط مرزی فشار خروجی و بر اساس اندازه‌گیری تجربی مقدار دهی شده است. (مقدار ۱/۴ بار)

ورودی ثانویه : شرایط مرزی فشار ورودی و مقدار آن متغیر در نظر گرفته شده است.

دیواره : شرط عدم لغزش براي معادلات مومنتوم و آدیاباتیک براي معادلات انرژي حاکم می‌باشد.

۵-۱-بررسی استقلال نتایج عددی از مش‌بندی

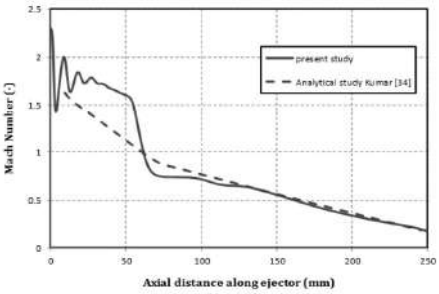
براي زدودن و کاهش هرگونه خطا به علت درشتی یا ابعاد نامناسب مش بندي میدان سیال و استقلال نتایج تحلیل از تاثیرات م بندي مدل عددي، مدل‌سازي با تعداد مش هاي متفاوت براي بررسی تأثیر تعداد مش ها انجام گرفت و براي این منظور هشت مدل در تعداد مشهاي مختلف ساخته شده و نتایج بر اساس پارامتر مهم نسبت مکش به دست آمده و مطابق نمودار شکل ۱۲ نمایش داده شده است. نتایج حاکی از آن است که به ازاي تعداد بیشتر از ۱۳۰۰۰ المان، تغییر در نتایج بسیار اندك بوده و تاثیري در حل مسئله نخواهد داشت. در نتیجه با توجه به پایداري و ثابت شدن تقریبی نتایج که استقلال نتایج تحلیل را از تأثیرات مش بندي نشان می‌دهد، براي کاهش زمان محاسبات از همان تعداد المان استفاده شده است.



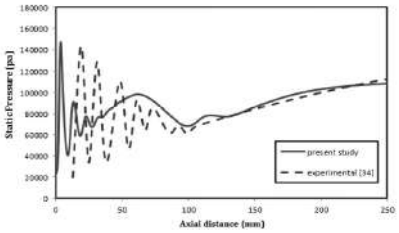
شکل ۱۲- مطالعه استقلال از مش بندی بر مبنای نسبت مکش (ω)

۵-۲-مقایسه نتایج عددی با تجربی و اعتباردهی به نتایج عددی

به منظور اعتبارسنجی نتایج حاصل از حل عددي، تغییرات عدد ماخ در راستاي مرکز با نتایج تحلیلی کومار و همکاران [34] مقایسه شده و همچنین تغییرات مقدار فشار استاتیکی در راستاي خط مرکز با نتایج آزمایشگاهی [34] مقایسه شده است و مقایسات بین مدل و داده هاي تجربی و نتایج تحلیلی حاکی از مطابقت قابل قبول این دو می باشد. نتایج حاصل در نمودارهاي زیر نمایش داده شده است.



شکل ۱۳- مطابقت نتایج حاصل از حل عددی با نتایج تحلیلی کومار [34] در راستای خط مرکز



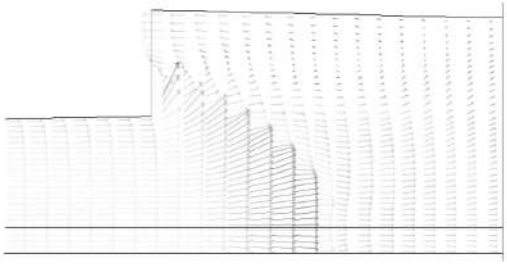
شکل ۱۴- مطابقت نتایج حاصل از حل عددی با نتایج آزمایشگاهی کومار [34] در راستای خط مرکز

۵-۳- تحلیل جریان درون اجکتور

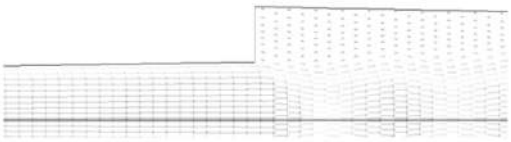
براي بررسی اثر فشارجریان ثانویه، چند فشار ورودي ثانویه مختلف در محدوده ۰/۸ تا ۱/۵ بار بررسی و تحلیل شده است. براي این منظور دبی جرمی اولیه ورودي ثابت و منطبق بر نتایج تجربی و مقدار آن برابر ۰/۰۱۸ کیلوگرم بر ثانیه در نظر گرفته می‌شود. همچنین پس فشار در نظر گرفته شده در این حالت نیز برابر ۱/۴ بار می‌باشد. طبق نتایج عددي بدست آمده، با افزایش فشار ورودي ثانویه، نسبت مکش نیز افزایش می‌یابد. یعنی دبی جرمی سیال مکش شده ثانویه با افزایش فشار آن نیز نسبت به دبی جرمی سیال اولیه (محرک) زیاد می‌شود. مقادیر نسبت مکش به ازاي فشارهاي ثانویه ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵ به ترتیب ۲۹/۶، ۳۶، ۴۸/۷ و ۶۰/۸ درصد می‌باشد.

نکته مهم در تحقیق حاضر، تشکیل جریان برگشتی در ناحیه اختلاط دو جریان می‌باشد. این پدیده به علت وجود ناحیه پرفشار در این ناحیه رخ داده و باعث ایجاد تغییر و دگرگونی در الگوی جریان در ناحیه اختلاط می‌شود. در این تحقیق که به بررسی عملکرد

دستگاه اجکتور در فشارهای مختلف ورودی ثانویه پرداخته شده است، در فشارهای پایین اعمال شده به دستگاه (۰/۸ بار)، همانطور که در شکل ۱۵ بردارهای سرعت نمایش داده شده است، جریان به سمت ورودی ثانویه برگشته و این پدیده مبین جریان برگشتی در اجکتور می‌باشد. علت به وجود آمدن این پدیده پایین بودن مومنتوم سیال ورودی ثانویه و مهم تر از آن وجود ناحیه پر فشار و همچنین به وجود آمدن پدیده شوک (موج ضربه ای) در ناحیه اختلاط دو جریان می‌باشد. به خاطر ایجاد موج ضربه‌ای، جریان با یک گرادیان فشار نامطلوب مواجه می شود که باعث جدایش جریان و تولید یک گردابه می‌شود. این گردابه باعث بازگشت جریان می‌شود. ولی با افزایش فشار اعمال شده ثانویه، این مشکل حل می‌شود.

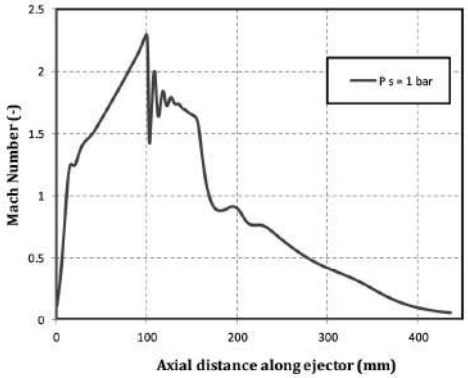


شکل۱۵- نمایش دو بعدی بردارهای سرعت در ناحیه اختلاط دو جریان ($P_s = 0/8$ (bar

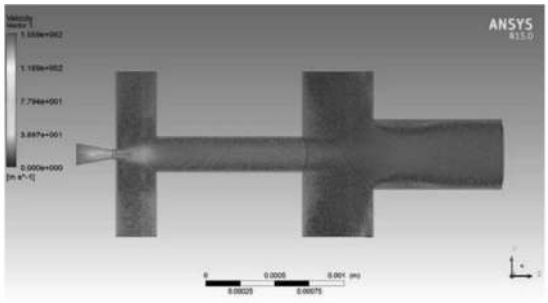


شکل۱۶- نمایش دو بعدی بردارهای سرعت در ناحیه اختلاط دو جریان ($P_s = 1$ (bar

مطابق شکل۱۷-غییرات عدد ماخ در راستای محور تقارن و همچنین شکل ۱۸ که تغییرات ماخ را در تمامی نواحی اجکتور نشان می‌دهد، در ورودي اجکتور، سرعت بسیار پایین است. تا قبل از گلوگاه نازل اولیهٔ اجکتور، عدد ماخ کمتر از یک و جریان زیر صوت است. در گلوگاه عدد ماخ به یک می رسد و در قسمت واگراي نازل، سرعت و عدد ماخ افزایش می یابد و جریان فراصوت به وجود می آید. در خروجی نازل، به دلیل انعکاس امواج ضربه ای در خروجی نازل اجکتور سرعت جریان (عدد ماخ) کاهش یافته و به طبع آن فشار افزایش می‌یابد. این روند تا قسمت خروجی اجکتور ادامه یافته و در نهایت سیال با سرعت پایین از دستگاه خارج می‌شود. همانطور که قبلاً نیز اشاره شد، با کاهش سرعت در راستای مرکزی دستگاه اجکتور، فشار استاتیکی جریان افزایش می‌یابد.

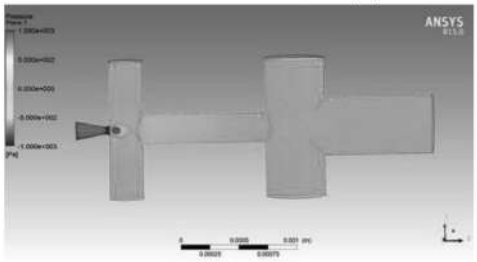


شکل۱۷- تغییرات عدد ماخ در راستای محور تقارن اجکتور

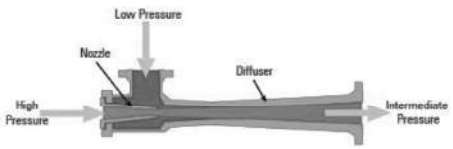


شکل ۱۸- تغییرات ماخ در تمامی نواحی اجکتور

کل ۱۹ تغییرات فشار در اجکتور را نشان می‌دهد. مطابق شکل کاهش فشار در روجی نازل و پس از شوك قائم در دیفیوزر مشهود است. دقت در اشکال نشان می هد که گرادیان شدیدی در ناحیه اختلاط اجکتور وجود دارد و امواج ضربه ای هم در جا رخ می دهد و اثر آن در ناحیه دورتر مستهلک شده است. بعد از ایجاد موج شوکی، شار در مرکز اجکتور افزایش می‌یابد. این در حالی است که موج ضربه ای، اثر ناچیزی وی توزیع فشار در دیواره اجکتور داشته است. وجود موج انبساطی تأثیر شدیدی روی ملکرد اجکتور دارد زیرا بعد از نازل ابتدایی باید فشار کاهش یافته و ایجاد خلأ کند ولی وج انبساطی باعث افزایش فشار می‌شود، به همین دلیل باید در ساخت اجکتور این ر به دقت مد نظر قرار گیرد و ناحیه ورود سیال به درستی انتخاب شود. چون جریان رون اجکتور به شدت پیچیده می‌باشد.



شکل۱۹- تغییرات فشار استاتیکی در تمامی نواحی اجکتور



شکل ۲۰- شکل شماتیک تغییرات ماخ و موج ضربه ای در اجکتور

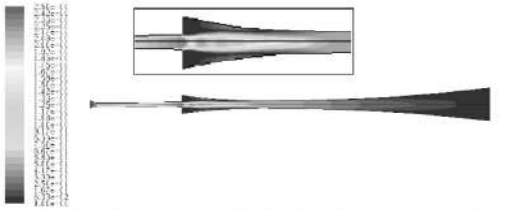
گر بخواهیم نتایج بدست آمده از حل عددی مسئله را به طورکلی بررسی کنیم، روند نیجه گیری به دو بخش مجزا تقسیم می شود که این دو بخش تحت تأثیر پدیده ریان برگشتی می باشد.

دول ۵-۱ : نسبت مکش دستگاه اجکتور به ازای فشار ثانویه مختلف طبق جدول ۵- انجام شد. به علت پایین بودن مومنتوم سیال ورودی ثانویه و اثر شدید موج ضربه ی قائم، جریان برگشتی خواهیم داشت و رفته رفته رژیم جریان منظم تر می‌شود.

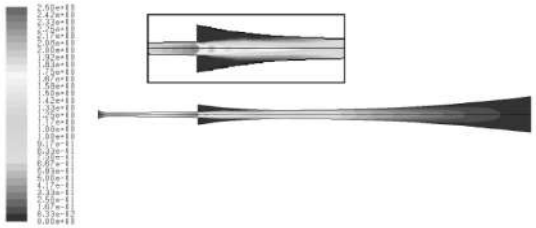
نسبت مکش (%)	فشار ورودی ثانویه (بار)
جریان برگشتی	۰/۸
۲۹/۶	۱
۳۶	۱/۲
۴۸/۷	۱/۴
۶۰/۸	۱/۵

۵-۳-۱ بررسی تأثیر فشار ورودی ثانویه بر تغییرات ماخ

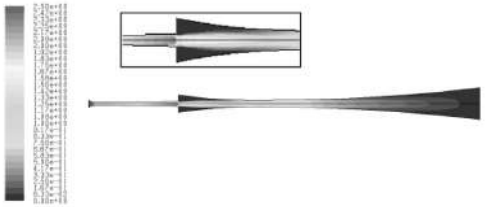
در تحقیق حاضر، رفتار سیال به ازای فشار ورودی ثانویه ۰/۸ تا ۱/۵ بار مورد بررسی قرار گرفته است. همانطور که از کانتورهای عدد ماخ پیداست، پدیده شوک در ناحیه اختلاط دو جریان به وجود می آید. مقدار یا شدت موج ضربه ای حاصل شده به ازای فشار اعمال شده در ورودی ثانویه ۰/۸ بار بسیار قوی بوده به طوریکه این فرآیند نامطلوب باعث اختلال در رژیم جریان شده و جریان برگشتی به وجود می‌آید. این روند با افزایش فشار ورودی ثانویه ادامه می یابد و همانطور که در شکل های ۵-۱۰ تا ۵-۱۴ نشان داده شده است از میزان قدرت موج ضربه‌ای کاسته شده و رژیم جریان منظم‌تر می‌شود. در حالت کلی با افزایش فشار ورودی ثانویه از شدت موج ضربه ای کاسته و چندین موج ضربه‌ای با شدت کم در ناحیه اختلاط به وجود می‌آید و در نهایت این موج های ضربه ای با دامنه کم به داخل نازل تزریق کشیده می‌شود.



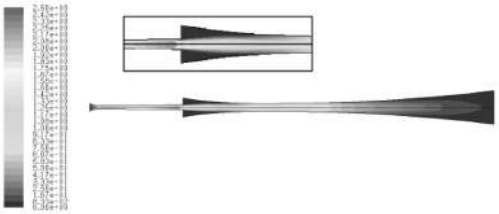
شکل ۲۱: نمایش تغییرات ماخ برای فشار ثانویه ۰/۸ بار در ناحیه اختلاط



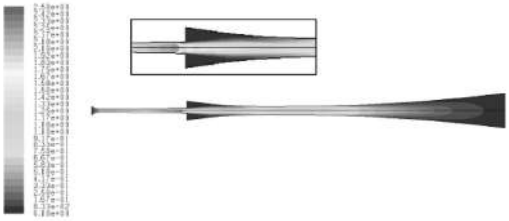
شکل ۲۱: نمایش تغییرات ماخ برای فشار ثانویه ۱ بار در ناحیه اختلاط



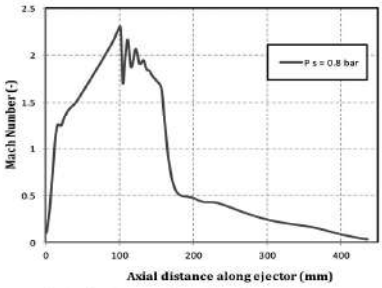
شکل ۲۲: نمایش تغییرات ماخ برای فشار ثانویه ۱/۲ بار در ناحیه اختلاط



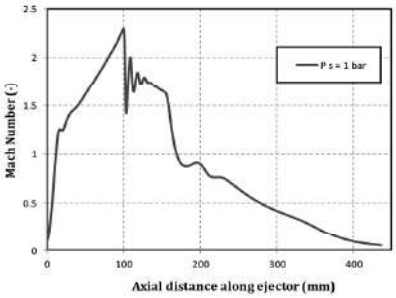
شکل ۲۳: نمایش تغییرات ماخ برای فشار ثانویه ۱/۴ بار در ناحیه اختلاط



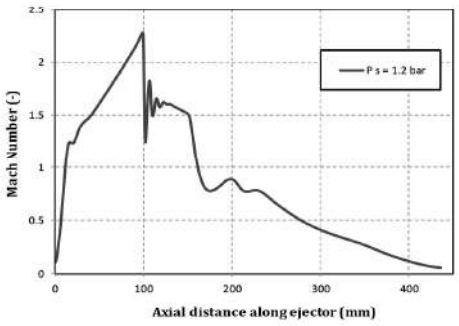
شکل ۲۴: نمایش تغییرات ماخ برای فشار ثانویه ۱/۵ بار در ناحیه اختلاط



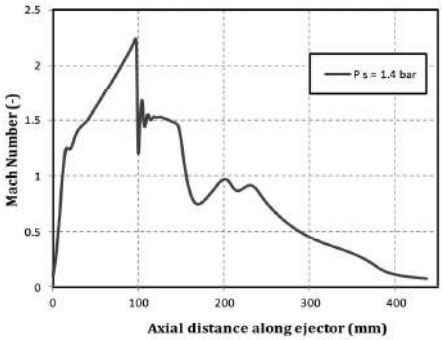
شکل ۲۵: نمودار ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۰/۸ بار



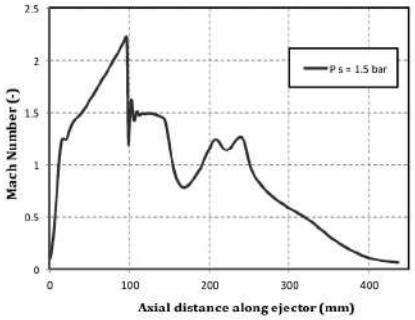
شکل ۲۶: نمودار ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱ بار



شکل ۲۷: نمودار ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱/۲ بار



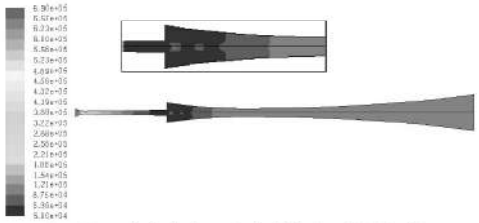
شکل ۲۸: نمودار ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱/۴ بار



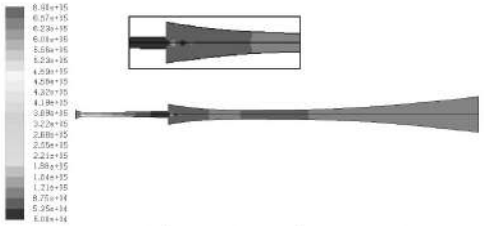
شکل۲۹: نمودار ماخ در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱/۵ بار

۵ – ۳ – ۲ بررسی تأثیر فشار ورودی ثانویه بر تغییرات فشار

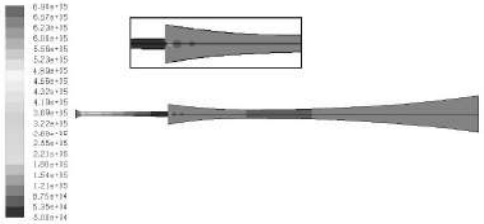
در بررسی تغییرات فشار استاتیکی، همانطور که انتظار میرود، با تغییرات سرعت در مقاطع مختلف دستگاه، فشار سیال نیز متناسب با این تغییرات دچار تغییرات می شود. بدین صورت که سیال اولیه با فشار زیاد وارد نازل اولیه که یك نازل همگرا واگرا است مي شود، و سپس در اين نازل شتاب مي‌گيرد تا در خروجي نازل، جريان به سرعت مافوق صوت برسد. سيال اوليه در نازل اجكتور، به صورت ايزنتروپيك منبسط مي‌شود و با سيال ثانويه در محفظه اختلاط، مخلوط مي‌گردد. اختلاط تا قبل از ورود به ناحيه قطر ثابت كامل مي‌شود. در اين ناحيه بواسطه حضور يك شوك قائم، كه اثر تراكمي قوي بر سيال دارد، فشار افزايش مي‌يابد و سيال با سرعت مادون صوت به ديفيوزر وارد شده، تا فشار خروجي ديفيوزر بعد از محفظه اختلاط متراكم مي‌گردد. در زير كانتورهاى فشار استاتيكى به ازاى فشارهاى مختلف ورودى ثانويه نمايش داده شده است.



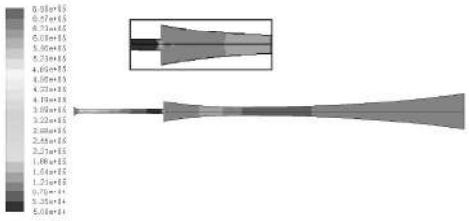
شکل ۳۰ : کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۰/۸ بار



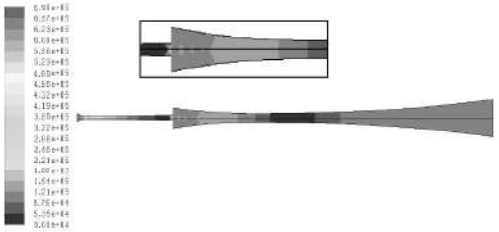
شکل ۳۱ : کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱ بار



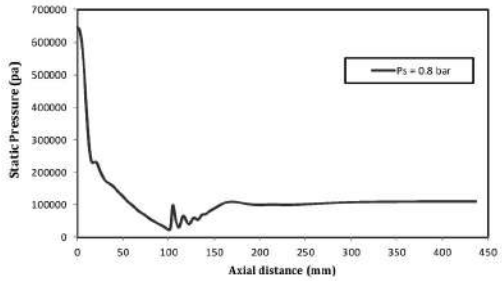
شکل ۳۲ : کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۲ بار



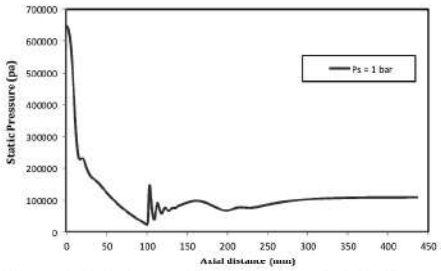
شکل ۳۳ : کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۴ بار



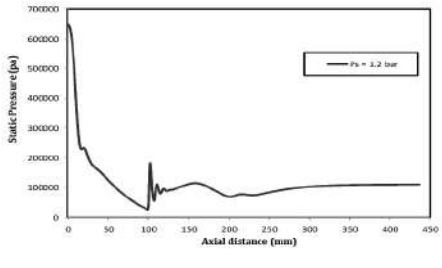
شکل ۳۴ : کانتور فشار استاتیکی برای فشار ثانویه ۱/۵ بار



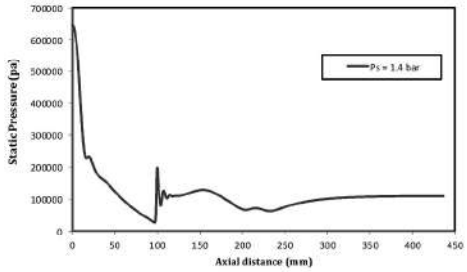
شکل ۳۵ : نمودار فشار استاتیکی در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۰/۸ بار

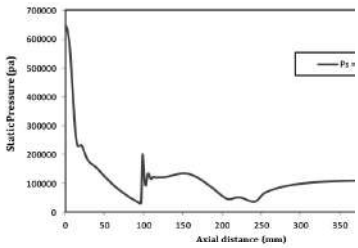


شکل ۳۶: نمودار فشار استاتیکی در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱ بار



ر استاتیکی در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱/۲ بار

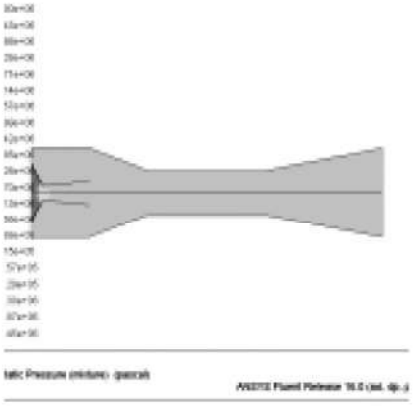




فشار استاتیکی در راستای خط مرکز برای فشار ثانویه ۱/۵ بار

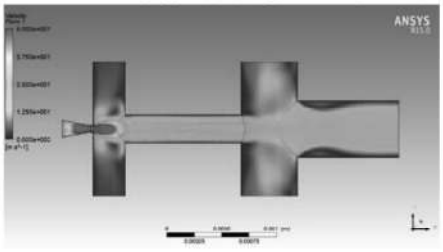
۵-۳-۳ بررسی تأثیر فشار ورودی ثانویه بر تغییرات دمایی

همانطورکه از اشکال زیر بر می‌آید، به علت پایین بودن فشارهای سیال ورودی ثانویه و همچنین به علت بالا بودن شدت ضربه موج در ناحیه اختلاط، کانتورهای دمایی رژیم نامطلوب جریان را به خوبی نشان داده و این امر بیانگراختلاط دمایی نامطلوب در دستگاه می‌باشد.



شکل ۴۰: کانتور دمایی برای فشار ثانویه ۰/۸ بار

با افزایش فشار در ورودی ثانویه دستگاه رژیم جریان در راستای محور تقارن مدل هندسی بهبود یافته و اختلاط دمایی بهتر صورت می‌گیرد.



شکل ۴۱ :کانتور دمایی برای فشار ثانویه ۱/۵ بار

نتیجه گیری

در بررسی عددی حاضر با استفاده از تکنیک دینامیک سیالات محاسباتی CFD به بررسی تأثیر پارامترهای کلیدی مانند تأثیر فشار ثانویه ورودی به دستگاه اجکتور، نسبت مکش، جریان‌های برگشتی ناشی از فشار ورودی ثانویه و تأثیر تمامی این پارامترها بر رفتار سیال از جمله فشار، دما و عدد ماخ بررسی شد. معادلات بنیادی میدان جریان بوسیله کد استاندارد نرم افزار فلوئنت و با یک مدل تراکم پذیر دو بعدی متقارن محور و توربولانس با مدل ریلایزبل k-ε حل گردیده‌اند. به ازای فشارهای ورودی مختلف به دستگاه، نتایج استخراج و تحلیل شد، بدین منظور فشارهای ورودی ثانویه ۰/۸، ۱، ۱/۲، ۱/۴ و ۱/۵بار مورد بررسی قرار گرفته شد و نتایج حاکی از آن است که به ازای فشارهای پایین ورودی بر اثر پدیده شوک، جریان برگشتی رخ داده و با افزایش فشار، از اثر این پدیده کاسته شده و رژیم جریان بهتر می شود. به ازای فشارهای پایین ورودی به دستگاه و متناسب با این، پایین بودن میزان مومنتوم سیال و همچنین به وجود آمدن موج ضربه ای قائم حاصل از جریان ورودی اولیه به دستگاه، جریان برگشتی به وجود آمده و این پدیده مانع از اختلاط صحیح جریان های اولیه و ثانویه می‌شود. برای رفع این مشکل با افزایش فشار ورودی ثانویه دستگاه، از اثر شدت موج ضربه‌ای کاسته شده و اثرات موج ضربه‌ای با دامنه کم به داخل نازل تزریق اولیه کشیده می‌شود.

پیشنهادات

- بررسی تاثیر هندسه شکل در ناحیه اختلاط بر روی موج ضربه‌ای
- تاثیر دبی ورودی اولیه بر رفتار سیال
- تاثیر محل گلویی و طول دیفیوزر بر عملکرد دستگاه اجکتور
- بررسی تاثیرات مقادیر پس فشار بر عملکرد دستگاه اجکتور مادون صوت

فهرست مراجع:

[1] E. E. Ludwig, *"Applied Process Design for Chemical And Petrochemical"*, Volume 1,3rd Edition, 1994.

[2] Walas, M.Stanley *"Chemical Process Equipment Selection And Design"*, 1988.

[3] T.G. Hicks *"Standard Handbook Of Engineering Calculations"*, 4th Edition, 1972.

[4] D.W.Green, R.H.Perry. *"Perry's Chemical Engineers' Handbook"*, 8rd Edition, 2007.

[5] C. Branan *"Rules of Thumb for Chemical Engineers"*, 3rd Edition, 2002.

[6] Y. Rquipos, Equirpsa Company, Technologia De Vacio-Ingenieria,

[7] http://www.transvac.co.uk/oilandgas.php.

[8] J.R. Lines Graham Corp. Batavia, NY, *"Undrestanding ejector systems necessary to troubleshoot vacuum distillation", 1997.*

[9] http://www.stress.com/servicetier3.php?pid=284.

[10] E. A. Avallone & Th. Baumeister *"Marks' Standard Handbook for Mechanical Engineers"*,10th Edition,1996.

[11] www.setprocess.com.

[12] M. Mohitpour & H. Golshan & A. Murray *"Pipeline Design & Construction: A Practical Approach"*, 2nd Edition, 2000.

[13] http://www.wikipedia.org.

[14] J. T. Munday, D. F. Bagster, A new ejector theory applied to steam jet refrigeration, *Industrial Engineering Chemistry,* Vol. 16, No. 4, 1977.

[15] B. J. Huang, J. M. Chang, C. P. Wang, V. A. Petrenko, A 1-D analysis of ejector performance, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 22, No. 5, pp. 354-364, 1999.

[16] E. D. Rogdakis, G. K. Alexis, Investigation of ejector design at optimum operating condition, *Energy Conversion and Management,* Vol. 41, pp. 1841-1849, 2000.

[17] A. Dahmani, Z. Aidoun, N. Galanis, Optimum design of ejector refrigeration systems with environmentally benign fluids, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 50, pp. 1562–1572, 2011.

[18] D.W. Sun, Variable geometry ejectors and their applications in ejector refrigeration systems, *Energy,* Vol. 21, No. 10, pp. 11, 1996.

[19] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of an ejector with environment friendly refrigerants, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 24, No. 5–6, pp. 827–838, 2004.

[20] D.W. Sun, I. W. Eames, Performance characteristics of HCFC–123 ejector refrigeration cycles, *International Journal of Energy Research,* Vol. 20, pp. 871–885, 1996.

[21] A. Selvaraju, A. Mani, Analysis of a vapour ejector refrigeration system with environment friendly refrigerants, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 43, No. 9, pp. 915–921, 2004.

[22] A. Sorouradin, A. S. Mehr, S. M. S. Mahmoudi, Development of new model for prediction the performance of ejector refrigeration cycle, *MME Journal,* Vol. 12, No. 4, pp. 133–147, 2012.

[23] S. B. Riffat, S. A. Omer, CFD modelling and experimental investigation of an ejector refrigeration system using methanol as the working fluid, *International Journal of Energy Research,* Vol. 25, pp. 14, 2001.

[24] P. Desevaux, A. Mellal, Y. Alves de Sousa, Visualization of secondary flow choking phenomena in a supersonic air ejector, *Journal of Visualization,* Vol. 7, No. 3, pp. 249–256, 2004.

[25] E. Rusly, L. Aye, W. W. S. Charters, A. Ooi, CFD analysis of ejector in a combined ejector cooling system, *International Journal of Refrigeration,* Vol. 28, pp. 10, 2005.

[26] Y. Bartosiewicz, Z. Aidoun, Y. Mercadier, Numerical assessment of ejector operation for refrigeration applications based on CFD, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 26, pp. 9, 2006.

[27] A. Hemidi, F. Henry, S. Leclaire, J.M. Seynhaeve, Y. Bartosiewicz, CFD analysis of a supersonic air ejector. Part I: Experimental validation of single–phase and two–phase operation, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 29, No. 8–9, pp. 1523–1531, 2009.

[28] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 1. Validation of the CFD results, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 46, pp. 11–18, 2007.

[29] K. Pianthong, W. Seehanam, M. Behnia, T. Sriveerakul, S. Aphornratana, Investigation and improvement of ejector refrigeration system using computational fluid dynamics technique, *Energy Conversion and Management,* Vol. 48, pp. 2556–2564, 2007.

[30] S. Balamurugan, V. G. Gaikar, A. W. Patwardhan, Effect of ejector configuration on hydrodynamic characteristics of gas–liquid ejectors, *Chemical Engineering Science,* Vol. 63, pp. 11, 2008.

[31] T. Sriveerakul, S. Aphornratana, K. Chunnanond, Performance prediction of steam ejector using computational fluid dynamics: Part 2. Flow structure of a steam ejector influenced by operating pressures and geometries, *International Journal of Thermal Sciences,* Vol. 46, pp. 11–19, 2007.

[32] E.S. R. Negeed, Enhancement of ejector performance for a desalination system, *International Journal of Nuclear Desalination,* Vol. 3, pp. 13, 2009.

[33] X. Li, T. Wang, B. Day, Numerical analysis of the performance of a thermal ejector in a steam evaporator, *Applied Thermal Engineering,* Vol. 30,pp. 2708–2707, 2010.

[34] V. Kumar, G. Singhal, P.M.V. Subbarao, "Study of supersonic flow in a constant rate of momentum change (CRMC) ejector with frictional effects", *Applied Thermal Engineering,* Vol. 60,pp. 61–71, 2013.

[35] R. B. Power, *steam Jet Ejectors For the Process Industries*, New York: McGraw–Hill, 1994.

[36] L.H. Keenan, E.P. Neumann, F.Lustwerk, An Investigation of Ejector Design by Analysis and Experiment. J. Appl. Mech. Trans. ASME 72: 299–309. 1950

[37] H. El–Dessouky, H. Ettouney, I. Alatiqi, G. Al–Nuwalbit, Evaluation of steam jet jectors, Chemical Engineering and Processing, Vol. 41, pp. 551– 561, 2002.

[38] FLUENT 6.3 User's guide, FLUENT INC, Lebanon, NH, USA.

[39] امیر امیدوار، محسن قاضی خانی و سید محمدرضا مدرس رضوي، شبیه سازي و بررسی پارامتري اجکتور مقیاس کوچک هندسه متغیر با استفاده از دینامیک سیالات محاسباتی، مجله مهندسی مکانیک مدرس، دوره 14 ، شماره5 ، ص ص129 –۱۳۶ ، مرداد1393

تحلیل و بررسی کیفیت آب مصرفی نیروگاه حرارتی تبریز

سیدامیررضاعبداللهی[۱]، آرش نوربخش سعدآباد[۲]، مهدی نامی خلیله ده[۳]، سیدفرامرز رنجبر[٤]

۱دانشجوی کارشناسی ارشد،گروه مهندسی مکانیک،دانشگاه تبریز،تبریزایران، s.amirreza.abdollahi۱٤۰۱@ms.tabrizu.ac.ir
۲دانشجوی دکتری،گروه مهندسی مکانیک،دانشگاه تبریز،تبریزایران،A_Nourbakhsh@tabrizu.ac.ir
۳دانشجوی کارشناسی ارشد،گروه مهندسی مکانیک،دانشگاه تبریز،تبریزایران،، ms.tabrizu.ac.ir@Mahdinami۱٤۰۰
٤استادتمام،دانشگاه تبریز، ،تبریزایران، s.ranjbar@tabrizu.ac.ir

چکیده

آب مورد نیاز نیروگاه حرارتی برای تولید بخار بایستی از کیفیت مناسب و استاندارد خوبی برخوردار باشد، در غیر این صورت مشکلات عدیده‌ای همچون تشکیل رسوب و لجن خوردگی فلزات و تولید بخار با کیفیت پایین را به وجود می‌آورد و در نتیجه باعث صدمه به دستگاه-های تماس با بخار(توربین و واحد سرد کننده) می‌شود. مقدار آب مصرفی نیروگاه حرارتی تبریز در تابستان ۲۴۰۰ - ۲۲۰۰ متر مکعب در ساعت و در زمستان ۱۸۰۰ متر مکعب در ساعت است که با استفاده از ۱۱ حلقه چاه عمیق تأمین می‌شود بطوری که به ازای هر مگاوات برق تولیدی ۶۲/۲ متر مکعب در ساعت آب مصرف می‌نماید. با توجه به اهمیت کیفیت آب، سه نوبت نمونه برداری از منابع تأمین کننده آب در زمستان سال ۱۳۷۳ صورت گرفت و بیش از ۲۰ عنصر، براساس روش استاندارد متد مورد تجزیه شیمیایی قرار گرفت.

میانگین نتایج آزمایشات با توجه به استانداردهای آب مصرفی صنایع حاکی، از بالا بودن مقدار کل جامدات محلول به مقدار ۱۵۷۴ میلی‌گرم در لیتر می‌باشد که جهت رفع مشکل مزبور، تغییر منابع آب و یا استفاده از آب زرین رود توصیه می‌گردد.

واژه های کلیدی

نیروگاه حرارتی ،آب بویلر، برج خنک کننده.

مقدمه

تولید و مصرف انرژی یکی از شاخص‌های برجسته و گویای میزان توسعه صنعتی کشورها است. استفاده هر چه بیشتر از انرژی سبب رشد تولیدات ملی، افزایش درآمد سرانه مردم و رفاه هر چه بیشتر مردم در آن کشور می‌شود. از بین انواع گوناگون انرژی، نیروی برق به خاطر انعطاف در تبدیل به سایر گونه‌های انرژی و انتقال راحت آن، بیشتر از سایر انواع انرژی مورد استفاده قرار می‌گیرد که در این زمینه میزان انرژی تولیدی از نیروگاه‌های بخار به مقدار ۷/۵۴ درصد گازی و سیکل ترکیبی ۷/۳۲ درصد، آبی ۴/۹ درصد و در دیزلی ۲/۳ درصد می-باشد[۱]. ترکیب مصارف برق درسال ۱۳۷۰، ۳۹ درصد به مصارف خانگی، ۲۲ درصد مصارف صنعتی، ۲۸ درصد عمومی، ۸ درصد کشاورزی و ۳ درصد سایر مصارف اختصاص دارد. نیروگاه حرارتی تبریز شامل دو واحد بخاری ۳۸۷ مگاوات و دو واحد گازی ۳۲ مگاوات در ۱۵ کیلومتر جنوب شرقی تبریز واقع شده است. از کل انرژی تولیدی، ۸ درصد به مصرف داخلی و ۹۲ درصد انرژی را تحویل شبکه سراسری می‌دهد[۲]. از آنجا که آب مورد نیاز صنایع مختلف باید از کمیت و کیفیت خاصی برخوردار باشد بنابراین لازم است آب مصرفی صنایع قبل از استفاده مورد آزمایش کیفی قرار گیرد. آب مصرفی در صنعت تولید برق برای تولید بخار، برج خنک کننده و مصرف بهداشتی به کار می‌رود[۳] و بایستی کاملاً عاری از هرگونه مواد معدنی و شیمیایی غیراستاندارد باشد. بررسی‌ها نشان داده است که اثرات ناخالصی آب در مصارف صنعتی بصورت تشکیل رسوب و لجن، سبب گرفتگی لوله‌ها شده و از انتقال حرارت در دستگاه‌ها جلوگیری می‌نماید و در دیگ‌های بخار سبب کاهش کیفیت بخار تولیدی برای توربین‌ها می‌شود. همچنین علاوه بر تشکیل لکه‌ها و رشد میکروارگانیسم‌ها در برج‌های خنک کننده، مخاطرات بهداشتی را نیز به وجود می‌آورد[۴].

با این وجود آب مصرفی بایستی از نظر ۲۰ پارامتر که شامل سختی کل، سختی موقت، سختی دائم، قلیائیت کل املاح محلول، کدورت، سیلیس، گازهای محلول، پتاسیم، کلسیم، منیزیوم، آهن، کلراید سولفات، نیترات، نیتریت، فسفات، آمونیاک، سیلیس و هدایت الکتریکی می‌باشد، مورد سنجش قرار گیرد [۵]. حجم آب مصرفی نیروگاه حرارتی تبریز در تابستان ۲۴۰۰-۲۲۰۰ متر مکعب در ساعت و در زمستان ۱۸۰۰ متر مکعب در ساعت است و آب مزبور توسط ۱۱ حلقه چاه عمیق در کیلومتر ۷ نیروگاه با دو خط لوله به زلال سازها پمپاژ و پس از تصفیه به واحدهای برج خنک کننده واحد تولید بخار و مصارف بهداشتی هدایت می‌گردد.

مواد و روش ها

بعد از هماهنگی با مرکز تحقیقات نیرو و دانشکده بهداشت دانشگاه علوم پزشکی تهران به نیروگاه حرارتی تبریز مراجعه نموده و با همکاری نیروهای متخصص، با تهیه ظروف مخصوص نمونه آب، اقدام به نمونه برداری از استخر مشترک که توسط ۱۱ حلقه چاه عمیق تأمین می شد، گردید که سپس نمونه‌های اخذ شده به تهران منتقل و در آزمایشگاه شیمی مرکز تحقیقات نیرو مورد سنجش قرار گرفت. لازم به توضیح است که نمونه‌ها از تابستان ۱۴۰۰ بمدت یکسال جمع آوری و از نظر ۲۰ پارامتر شامل هدایت الکتریکی SS,TDS,PH و سختی کلسیم، سختی کل، سدیم، پتاسیم، کلسیم، منیزیم ، آهن، کلراید، سولفات نیترات نیتریت بی کربنات ، فسفات آمونیاک، سیلیس، درجه حرارت مورد آزمایش قرار گرفتند.

یافته‌های پژوهش

میانگین نتایج حاکی از بالا بودن مقادیر T.D.S (۱۵۷۴ میلی گرم در لیتر) هدایت الکتریکی (۲۵۶۲ میکروموس بر سانتیمتر) و منیزیوم (۵۴ میلیگرم در لیتر) در مقایسه با استاندارد آب مصرفی خنک کننده‌ها و همچنین مقادیر T.D.S (۱۵۷۴ میلیگرم در لیتر)، سختی کل (۵۴۲) میلی گرم در لیتر منیزیوم، ۵۴ میلی گرم در لیتر کلراید، ۵۵۱ میلیگرم در لیتر و سولفات (۲۰۲ میلی گرم در لیتر) در مقایسه با آب مصرفی بویلر بالاتر از استاندارد را نشان می‌دهند. از نمونه‌های آب خام مصرفی، استخر مخلوط، آب چاه‌های نیروگاه در تبریز در سه نوبت نمونه برداری شد و میانگین با استاندارد آب مصرفی بویلر و کندانسود نیروگاه حرارتی تبریز مورد مقایسه قرار گرفت که میانگین نتایج پارامترها در جدول شماره ۱ آمده است.

نتیجه‌گیری و جمع‌بندی

تجزیه شیمیایی پارامترهای مربوط به نمونه آب خام مصرفی نیروگاه نشانگر پایین بودن کیفیت آب می‌باشد. میانگین نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که میزان کل جامدات محلول در آب مصرفی نیروگاه ۱۵۷۴ میلی گرم در لیتر، زیر استاندارد آب مصرفی خنک کننده‌ها (۱) میلی گرم در لیتر و آب بویلر (۳۵) میلی‌گرم در لیتر می‌باشد. میانگین سختی کل بر حسب کربنات کلسیم ۵۴۲ میلی‌گرم در لیتر زیر استاندارد آب مصرفی بویلر (۵) میلی‌گرم در لیتر، میانگین منیزیوم ۵۴ میلیگرم در لیتر، زیر استاندارد آب بویلر (۱۰) میلی گرم در لیتر)، آب خنک کننده (۵/۲) میلی‌گرم در لیتر و میانگین کلراید ۵۵۱ میلی گرم در لیتر زیر استاندارد آب مصرفی بویلر (۱۹ میلی گرم در لیتر و میانگین سولفات مصرفی ۲۰۲ میلی گرم در لیتر زیر استاندارد آب مصرفی بویلر (۴/۱) میلی گرم در لیتر می‌باشد. جهت حذف و کاهش آنیون‌ها و کاتیون‌های موجود، استفاده از روش‌های تقطیر اسمز معکوس و مبادله‌های آنیونی و کاتیونی پیشنهاد می‌گردد. جهت کاهش هزینه‌های حذف مواد فوق الذکر بهتر است با تغییر منبع آب مصرفی استفاده از آب زرینه رود به دلیل کیفیت مطلوب که تحقیقات شرکت آب و فاضلاب استان آذربایجان شرقی آن را مشخص ساخته است بتوان مشکل موجود را از نظر اقتصادی هزینه مواد شیمیایی مصرفی و دفع لجن ؛

نوع آزمایش	پرحسب	مقدار	استاند ارد آب خنک کن	استاندارد بویلر
E.C	S/cm	۲۵۶۲	–	–
T.D.S	Mg/l	۱۵۷۴	۱	۳۴
سدیم	Mg/l Na	۳۰۸	–	–
پتاسیم	Mg/l K	۷/۵	–	–
کلسیم	Mg/l ca	۱۲۱	۵۰۰	–
منیزیوم	Mg/l Mg	۵۴	۲/۵	۱۰
آهن	Mg/l Fe	۰/۰۰۶	۱۴	۸۰
کلرید	Mg/l Cl	۵۵۱	۶۰۰	۱۹
سولفات	Mg/l so4	۲۰۲	۶۰۰	۱/۴
نیترات	Mg/l No3	۶/۷	۳۰	–
نیتریت	Mg/l No2	۰/۰۵۹	–	–
آمونیاک	Mg/l NH3	۰/۰۶	–	–
بی کربنات	Mg/l Hco3	۲۸۷	۶۰۰	۶۰۰
فسفات	Mg/l Po4	۰/۰۴	–	–
سیلیس	Mg/l sio2	۰/۱۶	۵۲	۱۵۰

جدول ۱-مقایسه پارامترهای کیفی آب مصرفی (استخرمخلوط آب چاه ها) نیروگاه تبریز با استاندارد آب مصرفی بویلر و سیستم خنک کننده

تشکر و قدردانی

از مدیر محترم بهره برداری نیروگاه تبریز جناب آقای کارگرپور و کارشناسان محترم آموزش نیروگاه حرارتی تبریز که در تمام مراحل این تحقیق از هیچ کمکی دریغ ننمودند صمیمانه سپاسگذاری مینماید.

مراجع و منابع

[۱] اداره کل حفاظت محیط زیست آذربایجان شرقی بررسی وضعیت محیط زیست استان؛ جلد سوم ۱۳۷۳

[۲] گروه فنی نیروگاه حرارتی تبریز؛ اطلاعات و آمار نیروگاه ۱۳۷۲.

[۳] نمرو نلسون ؛ فاضلاب صنعتی؛ ترجمه دکتر محمود اسدی چاپ ،اول مرکز نشر دانشگاهی ۱۳۶۸

[٤] گروه مهندسی شیمی جهاد دانشگاهی صنعتی شریف؛ حذف چربی و روغن فلزات سنگین از فاضلابهای صنعتی؛ نشریه گروه مهندسی شیمی ، حوزه مهندسی محیط زیست، ۱۳۶۸.

[۵] سمنارشاد علی اکبر بنازاده، محمدرضا راهنمای تصفیه

[٦] American Public Health Association; Standard Methods For Drinking: Water & wast Water, Newyork, ۱۹۹۲.

شبیه‌سازی جریان حول دو استوانه‌ی متوالی در یک کانال مستطیلی

سیامک سیفی، دانشجوی دکتری دانشگاه یورک کانادا
آرش نوربخش سعداباد، دانشجوی دکتری دانشگاه تبریز

چکیده
در پژوهش حاضر، جریان حول دو استوانه‌ی سیلندری متوالی به شعاع ۱۰ و فاصله‌ی ۴۰ سانتی‌متر از هم که در یک کانال مستطیلی به طول ۶ و عرض ۱ متر قرار دارند، مطالعه می‌گردد. جریان حول دو استوانه، جریان آب با سرعت کم (۰٫۰۰۱ متر بر ثانیه) می‌باشد، که می‌تواند به عنوان شبیه‌سازی جریان آب رودخانه‌ها حول لوله‌های عبوری از داخل کانال رودخانه در نظر گرفته شود. لازم به ذکر است که جریان بررسی شده، رفتاری پایا از خود ارائه داد که دلیل این رفتار نزدیکی جریان به جریان‌های آرام توجیه می‌گردد. از دیگر موارد بیان شده در پژوهش حاضر، تفاوت در توزیع سرعت پیرامون دو سیلندر می‌باشد، که سیلندر دوم توزیع جریان آرام‌تری نسبت به سیلندر اول دارد.

۱- مقدمه

بررسی و تحلیل جریان اطراف سیلندرهای استوانه‌ای از موارد مهم و پرکاربرد در مهندسی می‌باشد، که در موارد بسیاری، از جمله تحلیل جریان آب رودخانه یا هوای محیط، اطراف لوله‌های آب‌رسانی یا انتقال نفت کاربرد صنعتی پیدا می‌کند. از طرفی دیگر به هنگام طراحی اجسام ایرودینامیک، داشتن درک درستی از توزیع نیروهای دینامیکی اطراف جسم از اهمیت ویژه‌ای برخوردار می‌باشد [۱]. تحلیل جریان اطراف سیلندر استوانه‌ای به کار پیشتازانه‌ی دنیس و شیمشونی در سال ۱۹٦٤ برمی‌گردد، که برای نخستین بار جریان آرام، لزج و غیرقابل تراکم سیال را در بازه‌ای از اعداد رینولدز با استفاده از روش‌های عددی مورد بررسی قرار دادند [۲] و پس از آن‌ها تحقیقات عددی [۳-٦] و تجربی [۷-۹] مفصلی در مورد استوانه در داخل جریان انجام گرفته است.

در تحلیل این جریان‌ها عدد بی‌بعد رینولدز به دست آمده بر اساس سرعت جریان آزاد و قطر خارجی استوانه به عنوان مهم‌ترین پارامتر تعیین‌کننده‌ی جریان در نظر گرفته می‌شود، به طوری‌که در اعداد رینولدز پایین، تحلیل عددی این جریان‌ها تطبیق قابل قبولی با جریان‌های واقعی از خود نشان داده است [۱۰]. لیو و همکاران جریان اطراف سیلندر استوانه‌ای را در اعداد رینولدز مختلف برای بررسی میزان وابستگی به عدد رینولدز مورد بررسی قرار داده و وابستگی بیشتر در اعداد رینولدز بالا را گزارش دادند، به طوری‌که در اعداد رینولدز پایین، برخی الگوها وابسته به رینولدز نبودند [۱۱].

راجانی و همکاران جریان اطراف سیلندر را با شبیه‌سازی دوبعدی بررسی کرده و توانایی روش را با تطابق دادن با نتایج تجربی گزارش دادند [۱۲]. از موارد حائز اهمیت در بحث جریان اطراف استوانه، این است که گرداب ایجاد شده در پشت سیلندر باعث کاهش عمر سیلندر در جریان می‌گردد. گودرزی و دهکردی دو سیلندر چرخشی کوچک که در نزدیکی ساختار اصلی استوانه قرار دارند نصب کرده و تاثیر پارامترهای هندسی بر اثربخشی دو کنترل کننده دوار، که به طور متقارن همسایه با سیلندر دایره اصلی نصب شده‌اند، در یک رژیم خاص با جریان چند لایه مورد بررسی قرار داده و تاثیر مثبت وجود دو سیلندر کوچک اطراف سیلندر اصلی را گزارش نمودند [۱۳]. لازم به ذکر است که در سال‌های اخیر مطالعه‌ی جریان اطراف بیش از یک سیلندر نیز مورد توجه پژوهشگران این زمینه قرار گرفته است [۱٤].

در سال‌های اخیر و با توسعه‌ی نرم‌افزارهای موجود دینامیک سیالات محاسباتی CFD ، علاوه بر کدهای عددی از نرم‌افزارهای تجاری مانند آباکوس [۱۵]، یا نرم‌افزارهای متن‌باز مانند اپن‌فوم [۱٦, ۱۷] نیز برای تحلیل اینگونه جریان‌ها استفاده شده که قادر به ارائه‌ی نتایج با دقت بالایی برای شبیه‌سازی جریان اطراف استوانه می‌باشند. در موارد بررسی شده توسط محققین پژوهش حاضر، تاکنون جریان اطراف دو سیلندر استوانه‌ای با نرم‌افزار star ccm+ مورد بررسی قرار نگرفته است. بنابراین در پژوهش حاضر هدف اصلی بررسی جریان اطراف دو سیلندر استوانه‌ای که به صورت متوالی در داخل کانال مستطیلی قرار گرفته‌اند، با استفاده از این نرم‌افزار می‌باشد. بنابراین در یک عدد رینولدز خاص، شبیه‌سازی دوبعدی جریان اطراف دو استوانه انجام گرفته و نتایج توزیع سرعت و فشار اطراف این دو استوانه گزارش خواهد گردید. هم‌چنین با ارائه‌ی بردارهای سرعت اطراف دو سیلندر، ارائه‌ی مفهومی از اتفاقاتی که در داخل جریان رخ می‌دهد، به صورت توصیفی ارائه شده و توزیع سرعت در خطوط افقی و عمودی مابین دو سیلندر ارائه می‌گردد.

برای شبیه‌سازی جریان حول دو استوانه، معادلات اساسی حاکم بر جریان که در کلی‌ترین حالات در این قسمت ارائه می‌گردد، حل می‌گردند. معادلات اصلی بقا در معادلات ۱ تا ۳ ارائه می‌گردند.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + div(\rho \vec{V}) = S_m \qquad (۱)$$

$$\frac{\partial (\rho \vec{V})}{\partial t} + div(\rho \vec{V} \times \vec{V} - \vec{T}) = \vec{S_V} \qquad (۲)$$

$$\frac{\partial (\rho \phi)}{\partial t} + div(\rho \vec{V} \phi - \vec{q}) = \vec{S_\phi} \qquad (۳)$$

که در معادلات فوق، ρ چگالی، ϕ متغیر بدون بعد، $\vec{T}$ تانسور تنش و $\vec{q}$ بردار شار پخشی می‌باشد. لازم به ذکر است، که معادلات بقای بیان شده، عمومی‌ترین حالت معادلات بقا می‌باشند، که در کاربردهای مختلف ساده‌سازی خواهند گردید. به طور مثال در پژوهش حاضر، S_m در معادله‌ی ۱ به دلیل پایا در نظر گرفتن حل، برابر صفر بوده و بردار $\vec{V}$ به دلیل حل دوبعدی، فقط در راستای محورهای x و y دارای مقدار خواهد بود. روش مورد استفاده برای حل معادلات فوق، روش حجم محدود می‌باشد که با انتگرال‌گیری از معادلات فوق روی حجم کنترل و استفاده از قضیه‌ی گاوس و دیورژانس، معادلات گسسته‌سازی می‌گردند. مدل اغتشاشی در نظر گرفته شده برای شبیه‌سازی تلاطم جریان مدل اغتشاشی $k-\varepsilon$ می‌باشد، که معادلات استفاده شده برای k و ε در این قسمت آورده می‌شوند.

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j k - \Gamma_k \frac{\partial k}{\partial x_j}\right) = G - \rho \varepsilon \qquad (۴)$$

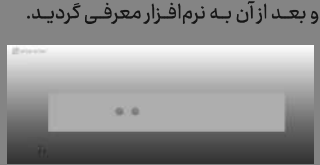
$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}\left(\rho u_j \varepsilon - \Gamma_\varepsilon \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j}\right) = C_1 \frac{\varepsilon}{k} G - C_2 \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \qquad (۵)$$

ثوابت موجود در معادلات ۴ و ۵ بر اساس مدل اغتشاشی استاندارد $k-\varepsilon$ تعیین می‌گردند.

۲-۲- روش عددی

در پژوهش حاضر از روش عددی برای انجام این مطالعه استفاده گردیده است. نرم‌افزار مورد استفاده برای این منظور، نرم‌افزار star ccm+ بوده، که جواب‌های با دقت بسیار بالایی را در زمینه‌های مختلف ارائه می‌دهد. در توسعه‌ی روش عددی گام‌های زیر پیموده شدند.

هندسه‌ی مورد نظر همان‌گونه که در شکل ۱ نشان داده شده است ایجاد گردید. لازم به ذکر است که از آن‌جایی که نرم‌افزار star ccm+ تنها قادر به شناسایی هندسه‌های ۳ بعدی می‌باشد، ابتدا یک هندسه‌ی ۳ بعدی ایجاد گردید و سپس در معرفی ناحیه‌ی لازم برای شبکه‌زنی، دو بعد از آن به نرم‌افزار معرفی گردید.



شکل ۱: هندسه‌ی ایجاد شده در نرم افزار star ccm+



شکل ۲: شبکه-بندی ۲بعدی انجام یافته جهت تحلیل مسئله

پس از کشیدن هندسه، گام بعدی مش‌زنی هندسه جهت ارائه‌ی جواب‌های با دقت بالا می‌باشد. لازم به ذکر است که به دلیل پیچیدگی‌های جریانی و حساسیت بالا مش‌زنی در اطراف سیلندرها ریزتر بوده، تا جریان در این ناحیه با دقت بالایی قابل تحلیل باشد. شکل ۲ شبکه‌بندی ۲بعدی انجام گرفته را نشان می‌دهد.

لازم به ذکر است که دو مدل مش‌زنی چندضلعی و لایه مرزی در این مش استفاده گردیده و تنظیمات لازم برای دستیابی به مش ارائه شده در شکل ۲، در جدول ۱ ارائه می‌گردد.

پارامتر مربوطه	مقدار عددی
سایز پایه[1]	۳ سانتی‌متر
نرخ رشد سطح[2]	۱.۰۴
تعداد لایه‌های مرزی[3]	۶
نرخ رشد لایه‌های مرزی[4]	۱.۱
مجموع ضخامت لایه‌های مرزی[5]	۳ سانتی‌متر

جدول ۱: تنظیمات مربوط جهت دستیابی به مش

با تنظیمات فوق و در نظرگیری دو ناحیه‌ی مجزا، یکی حول سیلندرها جهت اعمال لایه‌ی مرزی و کاهش طول شبکه‌بندی جهت بالا بردن دقت و دیگری در سایر مناطق، تعداد ۱۵۳۳۶ سلول در طول دامنه‌ی حل به دست آمد.

پس از شبکه‌بندی، گام بعدی تعیین مدل‌های حاکم برای فیزیک مسئله می‌باشد. برای حل این مسئله، حل پایا، با هندسه‌ی دوبعدی و سیال آب و رژیم جریان متلاطم با در نظرگیری مدل توربولانسی k-E برای شبیه‌سازی جریان توربولانس در نظر گرفته شده است.

پس از تعیین مدل‌های حاکم، گام بعدی تعیین نوع شروط مرزی حاکم بر هندسه‌ی مسئله می‌باشد. در این مسئله مقدار سرعت ورودی و فشار خروجی معلوم بوده و دو سیلندر به عنوان دیوار در نظرگرفته می‌شوند و دیواره‌های بالا و پایین کانال به عنوان صفحات تقارن در نظر گرفته می‌شوند.

گام نهایی قبل از آغاز حل عددی مسئله، تعیین مقادیر مرزی و اولیه موجود در مسئله می‌باشد، که این مقادیر در جدول ۲ ارائه می‌شوند.

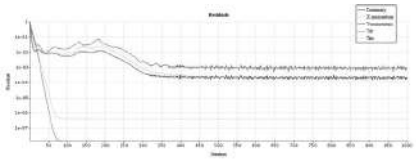
مقدار مرزی یا اولیه	مقدار عددی
سرعت ورودی	۰.۰۰۱ متر بر ثانیه
فشار خروجی	اتمسفر
شدت تلاطم[2]	۰.۰۱

جدول ۲: مقادیر مرزی و اولیه

با تعیین ۵۰۰۰ گام عددی، حل عددی آغاز می‌گردد و حل تا زمانی‌که تمامی باقی‌مانده‌های حل عددی به زیر یک مقدار قابل قبول کاهش یافته و ثابت بمانند، ادامه می‌یابد. نتایج به دست آمده در بخش ۳ ارائه گردیده و پیرامون نتایج بحث خواهد گردید.

۳- بحث و نتیجه‌گیری

حل عددی تا زمانی ادامه می‌یابد که مقدار تمامی خطاها تا زیر یک مقدار مشخص (در این‌جا ۳-۱۰) کاهش یافته و ثابت گردند. در این‌صورت اصطلاحا می‌توان گفت که همگرایی حاصل گردیده است. همان‌گونه که در شکل ۳ نشان داده شده است، حل عددی پس از ۱۰۰۰ تکرار به جواب‌های قابل قبولی برای تمامی معادلات مختلف می‌رسد.

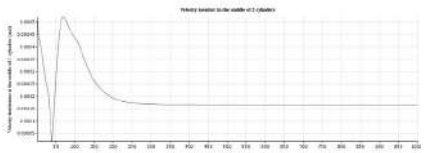


شکل ۳: روند همگرایی در حل عددی

دلیل این‌که معادلات مربوط به توربولانس بودن جریان، دارای خطای بسیار کمتری (از مرتبه‌ی ۶-۱۰) می‌باشد، این است که سرعت بسیار پایین در جریان، باعث می‌شود که در این شبیه‌سازی عملا با جریان متلاطم مواجه نباشیم و می‌توان این جریان را در دسته‌بندی جریان‌های آرام قرار داد. لازم به ذکر است که عدد رینولدز در این پژوهش در حدود ۲۲۵ می‌باشد.

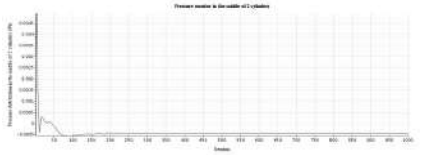
یکی از مواردی که در این شبیه‌سازی اندازه گرفته شده است، سرعت و فشار جریان در نقطه‌ای در وسط دو سیلندر می‌باشد.

همان‌گونه که در شکل ٤ و ٥ ارائه شده است، سرعت و فشار در این نقطه پس از پیمودن حدود ۲۵۰ تکرار به یک مقدار مشخص رسیده و در آن مقادیر ثابت می‌مانند.



شکل ٤: سرعت در نقطه‌ی بین دو سیلندر

لازم به ذکر است که مقدار ارائه شده در این نمودار برای سرعت، اندازه‌ی بردار سرعت در این نقطه می‌باشد و مقادیر این بردار در راستای محورهای اصلی برای این نقطه و سایر نقاط مجاور در ادامه‌ی بحث ارائه می‌شوند.



شکل ٥: فشار در نقطه‌ی بین دو سیلندر

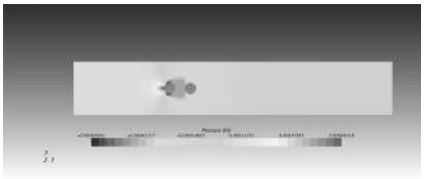
همان‌گونه که از شکل مشخص می‌باشد، پس از همگرایی جواب‌ها، فشار در این نقطه به زیر فشار اتمسفر افت می‌کند، که به دلیل ایجاد ویک در این ناحیه (ویک ایجاد شده پشت سر سیلندر اول)، این رفتار قابل توجیه می‌باشد.

پس از اطمینان از همگرایی جواب‌ها، توزیع سرعت و فشار در دامنه‌ی حل به دست می‌آیند که به ترتیب در شکل‌های ٦ و ٧ ارائه گردیده‌اند.



شکل ٦: توزیع سرعت در دامنه‌ی محاسباتی

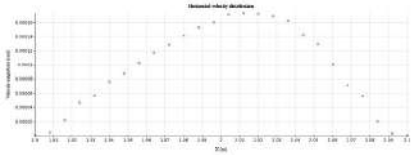
همان‌گونه که از شکل ٦ مشخص است، جریان ورودی با سرعت ورودی مسافتی را تا نزدیکی سیلندر اول بدون تغییر می‌پیماید، در جلوی سیلندر اول یک نقطه‌ی رکود ایجاد می‌گردد و اندازه‌ی سرعت در آن ناحیه به صفر میل کرده و جریان در اطراف سیلندر شروع به حرکت می‌نماید، نواحی بالای سیلندر اول و جاهایی که جدایش در آن ناحیه اتفاق می‌افتد، ناحیه‌ی با بیش‌ترین مقدار بردار سرعت می‌باشند.



شکل ۷: توزیع فشار در دامنه‌ی محاسباتی

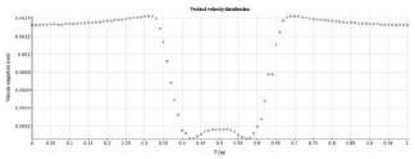
پس از همگرایی جواب‌ها، فشار در ناحیه‌ی ورودی و خروجی جریان به فشار اتمسفر می‌رسد. در ناحیه‌ی جلوی سیلندر اول و یا نقطه‌ی رکود، که در آن اندازه‌ی سرعت سیال دارای کم‌ترین مقدار خود می‌باشد، فشار دارای بیش‌ترین مقدار عددی خود بوده و این مقدار در نواحی اطراف سیلندر اول و جایی‌که جدایش و سرعت حداکثری سیال در آن اتفاق می‌افتد، به حداقل مقدار عددی خود می‌رسد. لازم به ذکر است که فشار کم‌تر از اتمسفر که در ناحیه‌ی بین دو سیلندر ایجاد می‌گردد، به دلیل قرارگرفتن در ناحیه‌ی ویک ایجاد شده توسط سیلندر اول می‌باشد.

یکی دیگر از نوآوری‌های انجام گرفته در پژوهش حاضر ارائه‌ی پروفیل‌های سرعت در طول خطوط افقی و عمودی می‌باشد، که این نمودارها به ترتیب در شکل‌های ۸ و ۹ ارائه شده‌اند.



شکل ۸: توزیع سرعت در ناحیه‌ی افقی بین دو سیلندر

شکل ۸، اندازه‌ی سرعت در طول خط واصل ۲ سیلندر به همدیگر در دامنه‌ی محاسباتی را نشان می‌دهد، که همان‌گونه که در شکل می‌توان مشاهده کرد، اندازه‌ی سرعت در نقطه‌ی x=۱/۹ و x=۲/۱ که به ترتیب نقطه‌ی انتهایی سیلندر اول و نقطه‌ی ورودی به سیلندر دوم می‌باشند صفر بوده و با فاصله گرفتن از این نقاط اندازه‌ی سرعت افزایش می‌یابد. مقدار حداکثری کمی از وسط به سمت سیلندر ۲ متمایل شده، که دلیل آن‌را می‌توان وجود جریان‌های برگشتی در بین دو سیلندر توجیه کرد، که در بخش‌های آتی به آن پرداخته می‌شود.

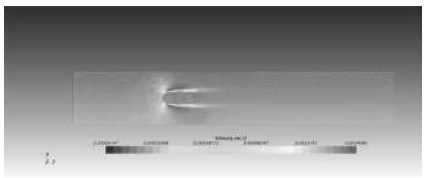


شکل ۹: توزیع سرعت در ناحیه‌ی عمودی بین دو سیلندر

محور افقی شکل ۹ ارتفاع از دیواره‌ی پایین و محور عمودی آن اندازه‌ی سرعت را نشان می‌دهد. همان‌گونه که در نمودارها مشخص است، سرعت در پایین و بالای سیلندرها دارای سرعت تقریبا یکنواختی می‌باشد. دلیل این‌که سرعت در y=۰ و y=۱، که متناظر با دیواره‌های بالا و پایین می‌باشد، دارای مقدار بوده و صفر نمی‌باشد، انتخاب شرط مرزی صفحات تقارن برای این سطوح می‌باشد.

جهت ارائه‌ی درک کاملی از جریان سیال در دامنه‌ی محاسباتی، بردارهای سرعت نیز در شکل ۱۰ ارائه می‌گردند.

شکل ۱۰ نمایش کلی بردارهای سرعت را در دامنه‌ی محاسباتی ارائه می‌کند. همان‌گونه که از شکل مشخص می‌باشد، در ورودی و خروجی، جریان یکنواخت با سرعت در راستای محور x برقرار می‌باشد. جزئیات جریان در ناحیه‌ی بین و اطراف دو سیلندر به صورت بزرگ‌نمایی شده در شکل ۱۱ ارائه می‌گردد.



شکل ۱۰: بردارهای سرعت در دامنه‌ی محاسباتی

شکل ۱۱ جهت و اندازه‌ی بردارهای سرعت را در ناحیه‌ی بالادست سیلندر اول تا پایین‌دست سیلندر دوم را ارائه می‌دهد. همان‌گونه که در شکل مشخص گردیده جریان تا بالا دست سیلندر اول در راستای محور x حرکت

می‌کند و در نزدیکی‌های نقطه‌ی رکود، جریان شروع به منحرف شدن به اطراف می‌نماید. در نقاط بالا و پایین سیلندر اول، سرعت به حداکثر مقدار خود می‌رسد. در ناحیه‌ی پشت سیلندر اول جریان‌های گردابی ایجاد می‌گردند و سیلندر دوم به دلیل قرارگرفتن در ناحیه‌ی پایین‌دستی سیلندر اول دارای توزیع سرعت با اختلاف کم‌تری در پیرامونش می‌باشد. در پایین‌دست دو سیلندر یک ناحیه در مرکز کانال ایجاد می‌گردد که بردارهای سرعت متمایزی از جریان آزاد داشته که به دلیل قرارگرفتن در ناحیه‌ی ویک ایجاد شده توسط سیلندرها می‌باشد.



شکل ۱۰: بردارهای سرعت در دامنه‌ی محاسباتی

٤) جمع‌بندی

در پژوهش حاضر، جریان دوبعدی حول دو استوانه‌ی سیلندری پشت سر هم به شعاع ۱۰ و فاصله‌ی ٤۰ سانتی‌متر که در یک کانال مستطیلی به طول ٦ و عرض ۱ متر قرار دارند، به صورت عددی مطالعه گردید. برای این منظور از نرم‌افزار star ccm+ استفاده گردید، که توانایی آن در تحلیل سایر جریان‌ها مورد تایید قرار گرفته است. پس از ایجاد هندسه‌ی مربوطه، مش‌بندی مناسبی با تعداد ۱۵۳۳٦ سلول، و ریزسازی مش‌ها در ناحیه‌ی اطراف سیلندرها و در نظرگیری مش لایه‌ی مرزی در این ناحیه ایجاد گردید. برای تحلیل جریان، حل پایا، با هندسه‌ی دوبعدی و سیال آب و رژیم جریان متلاطم با در نظرگیری مدل توربولانسی k-E برای شبیه‌سازی جریان حاکم در نظر گرفته شد. خطاهای حاکم، همگرایی مناسب را پس از ۱۰۰۰ تکرار به ازای معادلات مختلف نشان دادند. در پژوهش حاضر، توزیع سرعت و فشار در بستر جریان ارائه گردید و نشان داده شده که جریان حول سیلندرها رفتاری نزدیک به رفتار آرام از خود ارائه می‌کنند. از دیگر نوآوری‌های انجام گرفته در این پژوهش، ارائه‌ی توزیع سرعت حول خطوط افقی و عمودی در ناحیه‌ی بین دو سیلندر می‌باشد. توزیع سرعت‌های ارائه شده، وجود جریان‌های گردابی را در ناحیه‌ی بین دو سیلندر نشان می‌دهد، که این امر با ارائه‌ی بردارهای سرعت در ادامه‌ی کار نیز تایید می‌گردد. از دیگر نتایج مستخرج از این پژوهش، می‌توان به توزیع نزدیک‌تر به رفتار آرام حول سیلندر دوم اشاره کرد، که دلیل این امر قرارگیری آن در ناحیه‌ی ویک پشت سر سیلندر اول می‌باشد و بنابراین نیروها و تنش‌های وارده بر آن نیز کم‌تر می‌گردد. بنابراین و با توجه به تمامی موارد اشاره شده، بررسی جریان حول سیلندرهایی که موانعی در ناحیه‌ی بالا دستی آن‌ها قرار دارد، برای موارد حساسی که وارد شدن کم‌ترین تنش به لوله‌ها در بستر سیال، مطلوب مهندسی است، توسط محققین پژوهش حاضر توصیه می‌گردد.

منابع:

۱. Hashiguchi, M. and K. Kuwahara, Two-Dimensional Study of Flow past a Circular Cylinder. ۱۹۹٦.

۲. No, C., The Steady Flow of a Viscous Fluid past a Circular Cylinder. ۱۹٦٤.

۳. Sumner, D., et al., Fluid behaviour of side-by-side circular cylinders in steady cross-flow. ۱۹۹۹. ۱۳(۳): p. ۳۰۹-۳۳۸.

٤. Bearman, P. and M.J.J.o.F.M. Zdravkovich, Flow around a circular cylinder near a plane boundary. ۱۹۷۸. ۸۹(۱): p. ۳۳-٤۷.

٥. Lin, C., W.-J. Lin, and S.-S. Lin. Flow characteristics around a circular cylinder near a plane boundary. in Proceedings of the sixteenth (ISTP-۱٦)-international symposium on transport phenomena. ۲۰۰٥.

٦. Nishino, T., et al., Unsteady RANS and detached-eddy simulations of flow around a circular cylinder in ground effect. ۲۰۰۸. ۲٤(۱): p. ۱۸-۳,۳.

۷. Chauhan, M.K., et al., Experimental investigation of flow over a square cylinder with an attached splitter plate at intermediate reynolds number. ۲۰۱۸. ۷٦: p. ۳۱۹-۳۳٥.

۸. Liu, K., et al., Experimental study on the confined flow over a circular cylinder with a splitter plate. ۲۰۱٦. ٥۱: p. ۹٥-۱۰٤.

۹. Kim, S., M.M. Alam, and D.K.J.O.E. Maiti, Wake and suppression of flow-induced vibration of a circular cylinder. ۲۰۱۸. ۱٥۱: p. ۲۹۸-۳۰۷.

۱۰. Zovatto, L. and G.J.J.o.F.M. Pedrizzetti, Flow about a circular cylinder between parallel walls. ۲۰۰۱. ٤٤۰: p. ۱-۲٥.

۱۱. Liu, K., et al., Wake patterns of flow past a pair of circular cylinders in side-by-side arrangements at low Reynolds numbers. ۲۰۰۷. ۱۹(٦): p. ٦۹۰-٦۹۷.

۱۲. Rajani, B., A. Kandasamy, and S.J.A.M.M. Majumdar, Numerical simulation of laminar flow past a circular cylinder. ۲۰۰۹. ۳۳(۳): p. ۱۲۲۸-۱۲٤۷.

۱۳. Goodarzi, M., E.K.J.C. Dehkordi, and Fluids, Geometrical parameter analysis on stabilizing the flow regime over a circular cylinder using two small rotating controllers. ۲۰۱۷. ۱٤٥: p. ۱۲۹-۱٤۰.

۱٤. Gao, Y., et al., Numerical simulation of the flow past six-circular cylinders in rectangular configurations. ۲۰۱۹: p. ۱-۲٥.

۱٥. Sato, M. and T. Kobayashi. A fundamental study of the flow past a circular cylinder using Abaqus/CFD. in SIMULIA Community Conference. ۲۰۱۲.

۱٦. Kornbleuth, M., Studying the Viscous Flow Around a Cylinder Using OpenFoam. ۲۰۱٦.

۱۷. D)Alessandro, V., S. Montelpare, and R. Ricci, Detached-Eddy Simulations of the flow over a cylinder at Re=۳۹۰۰ using OpenFOAM. Computers & Fluids, ۲۰۱٦. ۱۳٦.





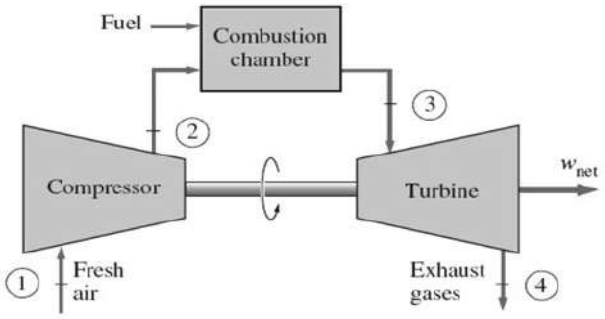
انواع سیکل مورد استفاده در توربین گاز

مهدی نامی خلیله‌ده
دانشجوی کارشناسی ارشد مکانیک دانشگاه تبریز

حسام قائمی اسکویی
دانشجوی کارشناسی مهندسی مکانیک

۱-چرخه باز مستقیم

در این چرخه گازهای گرم خروجی از توربین با هوای بیرون چرخه مخلوط شده و هوای تازه و خنک در نقطه ۱ شکل زیر وارد کمپرسور می‌شود. توان مصرفی کمپرسور توسط توربین تامین می‌شود. چون چرخه باز است،فقط از هوا می‌توان به عنوان شاره کارکن استفاده کرد.



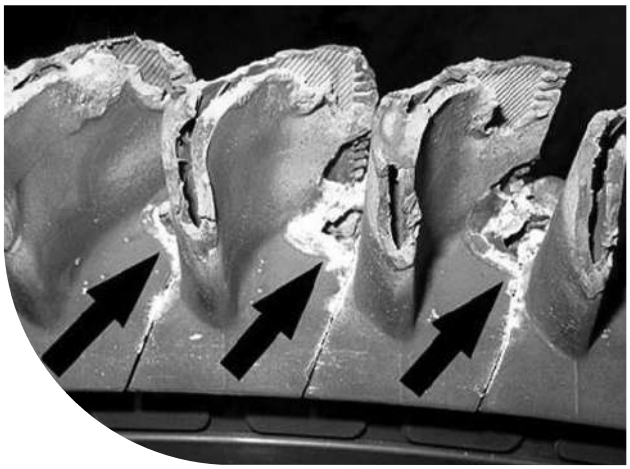
شکل۱: چرخه باز مستقیم

اصول کار چرخه باز مستقیم

چرخه باز مستقیم توربین گازی با مکش هوای اتمسفری تازه و فشرده کردن آن به وسیله کمپرسور محوری و یا شعاعی کار می‌کند. کمپرسور هوای اتمسفر را گرفته و آن را در بین مراحل متوالی فشرده‌سازی می‌کند. هوای فشرده با سوختی که درون محفظه احتراق تزریق شده‌است مخلوط می‌شود، به محض اینکه ترکیب(مخلوط سوخت و گاز)محترق شد،گازهای پرسرعت تولید می شوند.گازهای گرم پرفشار از میان پره‌های توربین عبور کرده و باعث چرخیدن توربین می شوند.این عمل باعث چرخیدن شفت متصل به بخش روتور ژنراتور می شود.انرژی ایجاد شده از طریق چرخیدن شفت توربین می تواند برای تامین نیروی مورد نیاز دستگاه های صنعتی گوناگون استفاده می‌شود. توربین بخشی از نیروی خود را در جهت چرخاندن کمپرسور و اجزا دیگر می کند در حالی که بخش دیگر آن صرف تولید نیروی الکتریکی می شود. گازهای خروجی از توربین وارد اتمسفر می شوند،بر اساس این حقیقت که گازهای خروجی دوباره در چرخه مورد استفاده قرار نمی گیرند و وارد اتمسفر می شوند این سیکل به عنوان چرخه باز مستقیم نام گذاری می شود.

سوخت

در سیکل چرخه باز مستقیم توربین گاز،محصولات حاصل از احتراق در تماس مستقیم با پره‌های توربین هستند،به همین دلیل توصیه می شود از سوخت‌هایی استفاده شود که احتراق انها هیچ خوردگی یا رسوب گذاری خاکستری در دماهای بالا ایجاد نکند و هم چنین محصولات جامد باقی مانده به اندازه‌ای کوچک باشند که باعث فرسایش نشوند. سوخت‌های مناسب برای توربین گاز شامل گازطبیعی،گازپالایشگاه،گازکوره بلند و نفت تقطیر شده می شود.باقی مانده‌های حاصل از احتراق سوخت نفتی ممکن است حاوی آلاینده‌ها باشند.ترکیبات اصلی خاکستر که باعث خوردگی و رسوب می شوند وانادیم پنتااکسید و سدیم سولفات هستند،برای غلبه بر این موضوع ، آلایش گاز برای حذف سدیم به صورت کامل تا جای ممکن افزودن اکسید منیزیم ،سولفات منیزیم و سیلیکات آلومینیم تاثیر گذارترین روش می باشد.



شکل ۲:خوردگی در دمای بالا

بازده

بازده گرمایی سیکل چرخه باز مستقیم نیروگاه توربین گاز را می توان به صورت معادله زیر شرح داد.

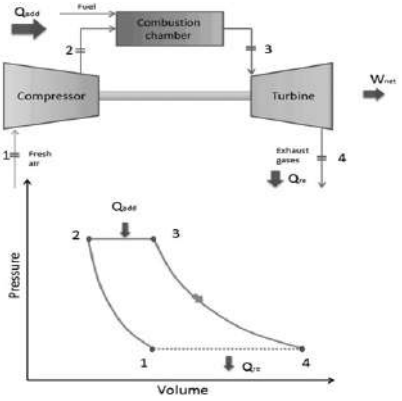
$$\eta_{th}=\frac{w_{net}}{Q_{HV}}$$

بعضی مواقع این چرخه با سیستم توربین گاز ی سیکل بسته مستقیم مدل بندی می شود،با این تفاوت که هوا به عنوان سیال کارکرده و فرآیند احتراق جایگزی ن مبادله گرما شده است.

$$Q_{HV}=Q_{cc}$$

در نتیجه:

$$\eta_{th}=\frac{W_{Turbine}-W_{Compressor}}{Q_{cc}}$$



شکل ۳:نمودار حجم فشار سیکل چرخه باز مستقیم

نیروگاه سیکل باز توربین گاز

نیروگاه‌های سیکل باز توربین گاز سریع الحرکت هستند.واحد های توان با واکنش سریع می‌توانند به طور سریع وارد فاز عملیاتی شده و همینطور از سرویس‌دهی خارج شوند. به همین دلیل یکی از منابع اصلی جهت استفاده در زمان پیک بار در شبکه‌های برق سراسر دنیا شده اند. ساخت این واحدها نسبتا گران بوده و بهره‌وری کمتری نسبت به بقیه نیروگاه ها از جمله نیروگاه‌های سیکل ترکیبی دارند.


شکل ٤:یک نیروگاه سیکل باز توربین گاز

کاربرد های سیکل باز توربین گاز

سیکل باز توربین گاز که با گاز طبیعی یا نفت کوره سفید کار می کند، معمولا در صنایع کوچک و متوسط به کار برده می شود. به دلیل ` سختی کم مطابقت ترتیب این دو سوخت و تعویض خودکار سوخت، این دو سوخت می توانند در موقعیت های متفاوت به کار برده شوند. این دستگاه‌ها می توانند طراحی تک شفتی داشته باشند به این معنی که توربین قدرت، کمپرسور و محرک خروجی روی یک شفت قرار داشته باشند، یا طراحی از نوع جفت شفت باشند به این صورت که کمپرسور و توربینی که آن را می‌راند روی یک شفت و توربین قدرت روی شفت محرک بیرونی قرار داشته باشد.
وقتی که هر دوگونه مناسب تولید برق باشند، تفاوت اندکی در ویژگی‌های کنترلیشان دارند.علاوه براین آن ها ممکن است در اصل موتور هایی برای استفاده هواگردها توسعه پیدا کنند و یا واحد هایی که اختصاصا برای استفاده زمینی طراحی می شوند.
در این بین، موتوری که برای هواپیما ساخته می شود باید سبک، فشرده و جمع و جور و دارای بازده بالا باشد، در حالی که موتور بعدی باید مقاوم و قدرتمند باشد که به مساحت بیشتری هم نیاز دارد.
در هنگام بار کامل بازده تولید الکتریسیته تنها بین ١٤ تا ٢٠ درصد برای صنایع کوچک می باشد اما این مقدار بالای ٣٠ درصد برای صنایع بزرگ است.
مصرف مخصوص سوخت نوعی از نیروگاه ۱/۲۵ مگاواتی می تواند در محدوده ای از۰/۵ کیلوگرم از گازوییل به ازای یک کیلووات ساعت در بار کامل تا ۰/۶۳ کیلوگرم در نصف بار در محدوده ای دمایی ۱۵ درجه سلسیوس اما با افزایش دمای محیط مخصوصا در بارهای جزیی افزایش می یابد.
از جمله کاربردهای سیکل باز توربین گاز که عمدتا در آن به کار برده می شوند :
عمدتا، سیکل باز توربین گاز در صنعت هوانوردی به کار برده می شود، جایی که نیروی محرک لازم برای به پیش راندن جت را تامین می کنند.
سیکل باز توربین گاز می تواند برای تولید نیروی الکتریسیته به کار برده شود.
همینطور در پیش رانش لوکوموتیو ، صنایع دریایی و خودروسازی استفاده شوند.
همچنین می توان در سیستم های درایو مکانیکی نیز آن ها را به کار برد.

مزایای سیکل باز توربین گاز

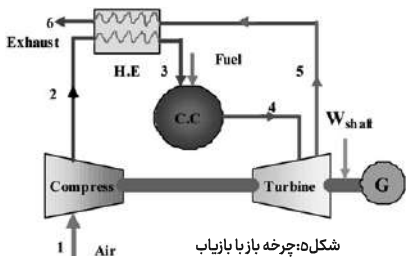
زمان گرمایش : بعد از استارت موتور توربین را به سرعت نرخ‌گذاری شده شتاب می دهد و سوخت شعله ور می شود، توربین-گاز می تواند از یک شروع سرد تا بارگذاری کامل بدون نیاز به زمان گرمایش شتاب بگیرد.
وزن و اندازه کم : نسبت وزن به هر کیلووات تولید شده کم است.سیکل باز توربین گاز به فضای کمتری نسبت به سیکل بسته نیاز دارد.
سوخت : هر نوع از سوخت‌های هیدروکربن در محفظه احتراق می توانند استفاده شوند. از روغن‌های سنگین دیزل تا گازوییل با اکتان بالا.
پالایش : اجزاء تصفیه‌ای معمولا می توانند در سیکل باز توربین گاز برای بهبود بازده گرمایی قرار بگیرند. آن ها هم چنین می توانند بیشترین ارزش اقتصادی را بسته به عامل بار و شرایط عملیاتی دیگر تامین کنند.

معایب

بازده کم در بار جزیی : از آنجایی که بخش قابل توجهی از نیروی تولید شده به وسیله توربین برای راندن کمپرسور به کار می رود در بار جزیی بازده به سرعت کاهش می یابد.
حساسیت : بازده اجزاء نقش مهمی در سیستم بازی می کنند؛ مخصوصا کمپرسور. تغییرات در دمای اتمسفر، فشار و رطوبت بر سیستم تاثیر گذار است.
اتلاف گرما از گازهای خروجی : از آنجایی که نیروگاه سیکل باز نرخ سرعت هوای بیشتری نسبت به نیروگاه سیکل بسته دارد، این باعث افزایش در اتلاف گرما از گاز های خروجی شده و به مجرای با قطر بیشتر احتیاج پیدا می شود.
فرسایش : جلوگیری از ورود گرد و غبار به کمپرسور امری ضروری برای پیش گیری از فرسایش و رسوب گذاری در محفظه و پره‌های کمپرسور است. در غیر اینصورت به پروفیل پره‌ها آسیب وارد می شود؛ ته نشینی کربن و خاکستر در پره‌های توربین به طور کل مطلوب نمی باشد، چرا که از بازده نیروگاه می‌کاهد.

۳-۲-چرخه باز با بازیاب

سیکل چرخه باز به همراه بازیاب توربین گاز همانند سیکل قبلی می باشد اما با این تفاوت که با افزوده شدن بازیاب(مبدل گرمایی) بازده چرخه افزایش یافته است.



شکل۵:چرخه باز با بازیاب

در این سیکل دمای گاز خروجی از توربین در حالت ۵ بیشتر از دمای گاز خروجی از کمپرسور است. به همین علت گرما را می توان از گاز خروجی از توربین به گاز پرفشار خروجی از کمپرسور منتقل کرد.
بازده سیکل بازیابی را می توانیم به صورت زیر بدست آوریم:

$$\eta_{th} = \frac{w_{خالص}}{q_H} = \frac{w_t - w_c}{q_H}$$

$$q_H = C_p(T_4 - T_3)$$

$$w_t = C_p(T_4 - T_5)$$

لذا، $q_H = w_t$ در نتیجه $T_5 = T_3$ برای بازیاب ایده ال،

$$\eta_{th} = 1 - \frac{w_c}{w_t} = 1 - \frac{C_p(T_2 - T_1)}{C_p(T_4 - T_5)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_2}{T_1} - 1)}{T_4(1 - \frac{T_5}{T_4})} = 1 - \frac{T_1[(\frac{P_2}{P_1})^{\frac{k-1}{k}} - 1]}{T_3[1 - (\frac{P_1}{P_2})^{k-1/k}}$$

$$\eta_{th} = 1 - T_1/T_3(P_2/P_1)^{(k-1)/k}$$

در نتیجه ، بازده گرمایی سیکل بازیابی به نسبت فشار و نسبت دمای مینیمم به دمای ماکزیمم هم بستگی دارد. توجه کنید برخلاف سیکل برایتون ، بازده با افزایش نسبت فشار کاهش می یابد.

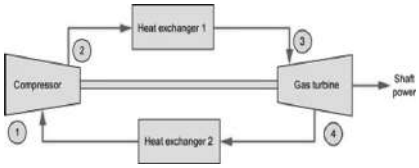
۳-۳-چرخه برایتون

اگر سیکل قدرت ایده‌آلی چهار فرآیندی پایا به همراه سیال عامل گازی تک‌فاز به کار رود سیکل برایتون نامیده می شود. سیکل استاندارد هوای برایتون یک سیکل ایده آلی برای توربین گازی ساده است. انواع توربین گازی ساده با سیکل باز، که با احتراق داخلی کار کرده و توربین گازی سیکل بسته، که با فرآیند انتقال گرما کار می کنند. که در ابتدای فصل سیکل باز چرخه برایتون به طور کامل شرح داده شد و به بررسی سیکل بسته آن می پردازیم.
در چرخه بسته توربین گاز دما و فشار هوای ورودی به کمپرسور افزایش می یابد. هوای فشرده شده دما بالا و فشار بالا وارد مبادله کن گرمایی که یک منبع خارجی برای گرم کردن هوا است وارد می شود (اگر به جای آن محفظه احتراق وجود داشته و عملیات احتراق انجام شود به آن سیکل بسته مستقیم می گوییم).هوای با دما و فشار بالا به جهت انبساط وارد توربین می شود. به دنبال جریان یافتن سیال فشار بالا در توربین نیروی مورد نیاز تولید می شود. سیال خروجی از توربین وارد اتمسفر نمی شود اما در عوض به وسیله محفظه خنک سازی خنک شده و برای نگه داشتن سیستم در شرایط عملیاتی چرخش مجدد انجام می دهد. سپس سیال دوباره وارد کمپرسور شده که این سیکل چرخه بسته غیرمستقیم نامیده می شود.در ادامه این بخش به بررسی سیکل غیرمستقیم توربین گاز می پردازیم.
به منظور رفع معایب مربوط به فرآیند سیکل باز توربین گاز، سیکل بسته توربین گاز توسعه می یابد. مشکل اصلی سیکل باز توربین گاز خوردگی و فرسایش پره های توربین می باشد. یک راه حل برای این مشکل استفاده از محیط کارکن متفاوت(هوا،هلیوم،آرگون،هیدروژن یا نئون) که با سوخت در داخل محفظه احتراق مخلوط نشود.

اساس کار سیکل بسته توربین گاز

در اصل یک سیکل بسته توربین گاز سیستم ترمودینامیکی است که از گاز(مانند هوا،نیتروژن،هلیوم و آرگون) به عنوان سیال کارکن استفاده می‌کند.این سیکل از گرمایی که توسط یک منبع خارجی تامین می شود استفاده می کند.

این چرخه برمبنای سیکل برایتون کار می‌کند. منظور از سیستم ترمودینامیکی این است که سیال کارکن مکررا استفاده می شود بدون اینکه سیستم را ترک کند.
این دیاگرام شماتیک ساده ای از سیکل بسته توربین گاز را با جزئیات آن نشان می دهد.



شکل ٦: شماتیک ساده بخش های سیکل بسته توربین گاز

اصول کار سیکل بسته توربین گاز

چرخه بسته توربین گاز براساس سیکل برایتون یا سیکل ژول کار می کند. در این گونه گاز به صورت هم آنتروپی به وسیله کمپرسور فشرده می شود، که به دنبال آن وارد محفظه مبادله گرما می شود.
یک منبع مبادله گرمای خارجی برای گرمادهی به هوای فشرده شده قبل از اینکه از میان پره‌های توربین جریان یابد استفاده می شود.
به محض اینکه گاز درمیان پره‌های توربین جریان می یابد، گسترش یافته و وارد محفظه خنک‌کن می شود. بخشی که سیال خنک می شود. پس از گردش آب در فشار ثابت در محفظه، گاز به دمای ورودی خود رسیده و به دنبال آن گاز دوباره از میان کمپرسور عبور می کند. توربین گاز یکنواختی را مکررا به گردش در می آورد. استفاده از سیال غیر از هوا سیستم را پیچیده‌تر و گران‌تر می کند. این عمل باعث ایجاد مشکلات زیاد برای سیستم شده که درست کردن آن را پیچیده تر می کند.
به طور خلاصه مراحل زیر برای عملیاتی کردن سیکل بسته توربین گاز نیاز است :
۱. فشرده کردن گاز توسط کمپرسور
۲. گرم شدن در محفظه مبادله گرما
۳. تولید نیروی مکانیکی
٤. تبدیل نیروی مکانیکی به الکتریکی توسط ژنراتور
۵. خنک شدن گاز خروجی از توربین در محفظه خنک کن

کاربردهای سیکل بسته توربین گاز

سیکل بسته توربین گاز می تواند در موارد زیر به کار برده شود :

- تولید نیروی الکتریکی
- کاربردهای صنعتی
- به عنوان نیروی پیشران در زیردریایی، لوکومتیو و صنایع خودروسازی
- تامین نیروی جت در هوانوردی

مزایای سیکل بسته توربین گاز

- بازده گرمایی بهتر در فشارها و دماهای مختلف
- استفاده از هر نوع سیال با ارزش حرارتی کم مانند هلیوم
- عدم خوردگی
- نبود نیاز به تمیز کردن داخل توربین گاز
- اندازه کوچک توربین گاز
- فشار بالاتر، ضریب انتقال گرمای بیشتر در مبادله کن گرما
- کاهش اصطکاک سیال و در نتیجه اتلاف آن

معایب سیکل بسته توربین گاز

- هزینه زیاد
- نیاز به مبادله کن گرمایی بزرگ جهت افزایش گرمای زیاد هوا
- این نوع از توربین گاز به دلیل اینکه با آب خنک می شود برای صنایع هوایی مناسب نمی باشد

انواع سیکل بسته توربین گاز

سیال کارکن
گازهایی که می توانند به عنوان سیال کارکن استفاده شوند :

- هوا
- هلیوم به همراه گاز های نجیب دیگر
- نیتروژن

منبع گرما

منبع گرمایی می تواند جز موارد زیر باشد :

- خورشیدی
- هسته ای
- فسیلی
- زیست توده ای

بازده سیکل برایتون

بازده سیکل استاندارد هوای برایتون به صورت زیر است :

$$\eta_{th} = 1 - \frac{Q_L}{Q_H} = 1 - \frac{C_p(T_4 - T_1)}{C_p(T_3 - T_2)} = 1 - \frac{T_1(\frac{T_4}{T_1} - 1)}{T_2(\frac{T_3}{T_2} - 1)}$$

واضح است که :

$$\frac{P_3}{P_4} = \frac{P_2}{P_1}\frac{P_2}{P_1} = (\frac{T_2}{T_1})^{k/(k-1)} = \frac{P_3}{P_4} = (\frac{T_3}{T_4})^{k/(k-1)}$$

لذا :

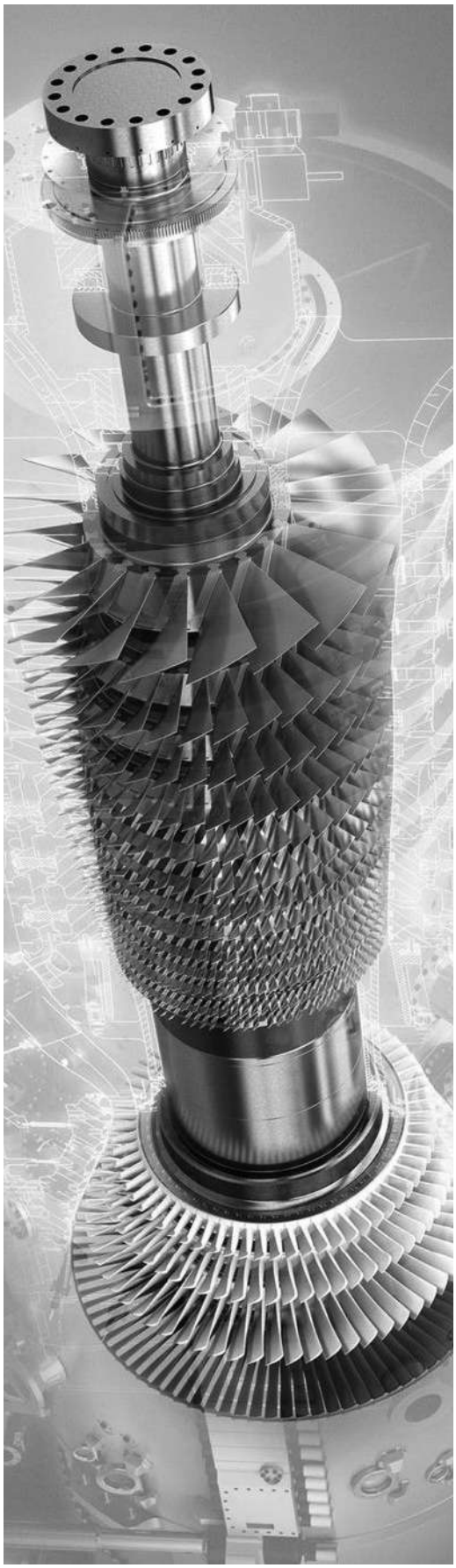
$$\frac{T_3}{T_4} = \frac{T_2}{T_1}$$

بنابراین :

$$\frac{T_3}{T_2} = \frac{T_4}{T_1} \Longrightarrow \frac{T_3}{T_2} - 1 = \frac{T_4}{T_1} - 1$$

$$\eta_{th} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{(P_2/P_1)^{(k-1)/k}}$$

بنابراین، بازده سیکل استاندارد هوای برایتون تابعی از نسبت فشار تک آنتروپی می‌باشد.



مروری بر کتاب پالایشگاه زیستی

یاسر عاقبتی املشی
مدرس دانشگاه آزاد- گیلان

کتاب پالایشگاه زیستی نوشتهٔ دکتر کارلوس آلزاته[1] و همکاران است. این کاربرد با رویکرد طراحی و تجزیه‌وتحلیل پالایشگاه‌های زیستی نگاشته شده است. این کتاب با هدف ارائه یک طراحی سیستماتیک از پالایشگاه‌های زیستی، با مروری بر ارتباط و کاربردهایی که از طریق منشأ مواد اولیه، مسیرهای تحول و محصولات توضیح داده شده است. سپس، مفاهیمی به‌عنوان زنجیره تأمین، تعیین توالی و یکپارچه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. به‌علاوه، چارچوبی برای پالایشگاه‌های زیستی مبتنی بر جنبه‌های فنی، اقتصادی، زیست‌محیطی و اجتماعی با مثال‌هایی برای نشان‌دادن کاربردها تحلیل شده است. سرانجام، برخی از شاخص‌های انرژی و اقتصادی برای ارزیابی پایداری پالایشگاه‌های زیستی و چالش‌های کلیدی برای توسعه آینده پالایشگاه‌های زیستی را بررسی کرده است.

فصل اول یک مرور کلی از تعاریف مربوط به پالایشگاه زیستی و تکامل مفهومی آن مستقل از سیستم‌های یکپارچه شناخته‌شده ارائه می‌دهد. همچنین بر روی نمونه‌هایی از پالایشگاه‌های زیستی در مراحل مختلف توسعه تمرکز می‌کند. مفهوم پالایشگاه زیستی دیدگاه‌های مختلفی وجود دارد که منجر به تعاریف و مواضع مختلف می‌شود. هدف این بخش توصیف مختصر و برداشت‌های متفاوت در مورد مفهوم کلی پالایشگاه زیستی در مقالات است. مهم‌ترین تعاریف برای پالایشگاه‌های زیستی و تکامل آنها از فرایندهای مستقل یکپارچه در این بخش شرح داده شده است.

بر اساس گزارش آژانس بین‌المللی انرژی (EIA) یک پالایشگاه زیستی به‌صورت زیر تعریف می‌شود: « فرآوری پایدار زیست‌توده به یک طیف از محصولات قابل‌فروش (مواد شیمیایی) و انرژی (سوخت، نیرو و گرما) ». سیستم‌هایی که شامل یک پالایشگاه زیستی هستند را می‌توان به‌عنوان یک مرکز، یک خوشه، یک طیف و یک فرایند توصیف کرد. یک پالایشگاه زیستی برای دستیابی به طیف وسیعی از محصولات بر اساس پیشرفت‌های اخیر در عملیات‌های بالادستی، میان دستی و پایین‌دستی به یک فرایند یکپارچه‌سازی شده زیست‌توده نیازمند است.

طبق تعریف آژانس بین‌المللی انرژی (IEA)، یک پالایشگاه زیستی هم انرژی و هم محصولاتی غیر از انرژی را تولید می کند .

طبق نظر آزمایشگاه ملی انرژی‌های تجدیدپذیر و دپارتمان انرژی ایالات متحده آمریکا یک پالایشگاه زیستی به این صورت تعریف می‌شود: « تأسیساتی که در آن فرایندهای تبدیل زیست‌توده به سوخت، انرژی و مواد شیمیایی باارزش انجام می‌پذیرد» و « در یک مفهوم کلی انبارهای غذایی گیاهان و زیست‌توده تبدیل به طیف وسیعی از محصولات باارزش می‌شوند».

پالایشگاه‌های زیستی بر چهار ستون یا جزء (خوراک، سکوها، محصولات و مسیرهای تبدیل) استوار است که به‌صورت سری و با زنجیره تأمین متوالی به یکدیگر مرتبط هستند. در فصل ۲، یک دیدگاه کلی از تمامی خوراک‌های زیستی و ترتیب طبقه‌بندی آن‌ها وجود دارد. سپس، به دلیل آن که خوراک ابتدا در سکوها و بعد از آن از طریق مسیرهای تبدیل مختلف به محصولات تبدیل می‌شوند، سکوها به صورت شفت‌های مفصلی در یک پالایشگاه زیستی نشان داده شده‌اند. در نهایت، محصولات اصلی پالایشگاه‌های زیستی بحث می‌شود و برخی از مثال‌ها ذکر می‌گردد. در یک روش مرسوم، خوراک را می‌توان به‌عنوان ماده اولیه برای تغذیه یا جایگزین کردن یک فرایند یا ماشین و به منظور تبدیل آن به کالا یا خدمات عرضه کرد. در زمینه فرایندها و پالایشگاه‌های زیستی، خوراک اصلی زیست‌توده می‌باشد که می‌تواند تمامی مواد گیاهی موجود (گیاهان و جلبک‌ها) را شامل شود ولی در بیشتر موارد، شامل موادی مثل چربی‌ها که منشأ حیوانی دارند نیز می‌شود. مرکز بازده انرژی و انرژی‌های تجدیدپذیر دپارتمان انرژی ایالات متحده خوراک زیست‌توده را به صورت « ماده‌ای

1. Carlos Ariel Cardona Alzate



تجدیدپذیر و بیولوژیکی که می‌توان آن را به صورت مستقیم به‌عنوان سوخت استفاده کرد یا به نوعی سوخت دیگر یا تولید انرژی تبدیل کرد «. این در حالی است که این تعریف فقط به انرژی مرتبط می‌باشد و امروزه کاملاً صحیح نیست. علاوه بر آن، خوراک‌های زیست‌توده را همچنین می‌توان جهت بدست آوردن غذا، پلیمرهای زیستی، مواد شیمیایی زیستی و فیلترهای زیستی استفاده کرد. آزمایشگاه بین‌المللی انرژی‌های تجدیدپذیر، زیست‌توده را با تهیه یک طبقه‌بندی خلاصه و با توجه به منشأ آن دقیق‌تر توصیف می‌کند : « زیست‌توده شامل بریده‌هایی از انرژی جنگلی و گیاهی، غذای کشاورزی و خوراک، فضولات و پسماندهای کشاورزی، پسماندهای جنگلی، گیاهان آبی و مواد پسماند دیگر مثل برخی از پسماند-های شهری را شامل می‌شود. زیست‌توده یک منبع تجدیدپذیر خیلی ناهمگن است و از نظر شیمیایی پیچیده می‌باشد.»

در فصل سوم به بحث زنجیره تأمین و یکپارچه‌سازی پالایشگاه زیستی می‌پردازد. استراتژی طراحی پالایشگاه زیستی پایدار مبتنی بر یک رویکرد اکتشافی با استفاده از مفاهیم زنجیره تأمین، توالی و یکپارچه‌سازی با هدف ایجاد راه بهتر برای استفاده از انواع مختلف مواد خام و به‌دست‌آوردن محصولات باارزش افزوده بالا می‌باشد. علاوه بر این، اجرای تکنولوژی‌های مختلف و ادغام بین خطوط پردازش، روشی برای افزایش بهره‌وری و امکان‌سنجی طرح پالایشگاه زیستی است. بنابراین، رویکرد بحث شده در این فصل، یک دستورالعمل با مثال‌هایی در مورد چگونگی ارائه یک طرح پالایشگاه زیستی ارائه می‌دهد. از سوی دیگر، پایداری پالایشگاه زیستی به طور مستقیم با شاخص‌های فنی - اقتصادی و زیست‌محیطی و همچنین پتانسیل آن برای تأثیر بر جوامع در تمام سطوح مرتبط است.

فصل ٤ این کتاب به تجزیه‌وتحلیل فنی و اقتصادی پالایشگاه‌های زیستی می‌پردازد. این فصل روش‌شناسی مورداستفاده برای طراحی زنجیره تأمین پالایشگاه زیستی بر اساس مفاهیم قبلی از رویکردهای زنجیره تأمین، توالی و یکپارچه‌سازی می‌باشد. توضیح دقیق فرایند شبیه‌سازی، جرم و انرژی همراه با ارزیابی فنی - اقتصادی پالایشگاه زیستی ارائه شده است.

فصل ٥ از جنبه محیط‌زیستی پالایشگاه‌های زیستی با رویکرد تحلیل چرخه عمر ارزیابی می‌کند. همچنین طرح انتخابی برای یک پالایشگاه زیستی امیدوارکننده باید شامل ارزیابی‌های اقتصادی و زیست‌محیطی باشد.

در فصل ٦ اولین رویکردهای ارزیابی اجتماعی اعمال‌شده در پالایشگاه زیستی با استفاده از مطالعه موردی با توجه به ویژگی‌های اجتماعی - اقتصادی مورد مطالعاتی ارائه می‌شود. در این فصل، مرتبط‌ترین مفاهیم برای تعیین تأثیر اجتماعی که این نوع سیستم را ایجاد می‌کند، نشان داده می‌شوند؛ ایجاد شغل در سطح زمین و فرایند، تأمین غذا، و ... . تحلیل اجتماعی عمدتاً با زنجیره تأمین در ارتباط است و این کار آسانی نیست. مردم می‌توانند انتظار داشته باشند که هر پروژه کارآمد مربوط به یک پالایشگاه زیستی می‌تواند زنجیره تأمین را بهبود بخشد، و استفاده از زیست‌توده را به شیوه‌ای یکپارچه سودآورتر کند. تجزیه‌وتحلیل اینکه به طور جداگانه می‌تواند یک مشکل باشد.

در فصل ٧ برخی مثال‌های خاص از پالایشگاه‌های زیستی ارائه می‌کند که با درنظرگرفتن نتیجه منطقی تکامل از کارخانه‌های سوخت‌زیستی اصلی به کارخانه‌های پالایشگاه زیستی پیچیده چندمحصولی است. برخی از آن‌ها واقعاً وجود دارند یا فقط برنامه‌ریزی شده‌اند یا پیشنهاد شده‌اند. موارد تجزیه‌وتحلیل شده عبارت‌اند از: نیشکر، ذرت، نخل روغنی، زیست‌توده لیگنوسلولزی، میوه‌های گرمسیری و ریز جلبک‌های زیستی. توضیح دقیق هر سیستم و مسیرهای تبدیل، پلتفرم‌ها، و محصولات در این فصل توصیف شده است هر مطالعه موردی یک استراتژی تجزیه و یکپارچه‌سازی خاص را با توجه به مواد خام و محصولات هدف نشان می‌دهد. در نهایت، این فصل یک دیدگاه کلی از مفاهیم لجستیک به‌کاررفته در سیستم‌های عرضه زیست‌توده ارائه می‌دهد.

در فصل ٨ شاخص‌های مربوط به پالایشگاه زیستی به‌عنوان عوامل تعیین‌کننده برای تعریف بهترین پیکربندی‌ها و قضاوت در مورد ریسک‌های تکنولوژیکی و اقتصادی آن‌ها در نظر گرفته می‌شوند. این شاخص‌ها یک اصل پایداری را منعکس می‌کنند: استفاده یکپارچه از مواد خام تجدیدپذیر. برای ارزیابی فنی یک پالایشگاه زیستی، شاخص‌هایی مانند شاخص جرم پالایشگاه زیستی، شاخص جرم آب پالایشگاه زیستی، محصولات فرعی پالایشگاه زیستی و محصولات جانبی باید در نظر گرفته شود.

در فصل آخر به چالش‌های کلیدی توسعه زیست پالایشگاه‌ها در آینده اشاره می‌کند. افزایش رشد پروژه‌های پالایشگاه‌های زیستی در مقیاس‌های مختلف در طول سال‌های آینده مورد انتظار است. بااین‌حال، می‌توان نتیجه گرفت که تکامل پالایشگاه زیستی هنوز هم بسیار پایین است، حتی زمانی که فناوری‌های بسیار پیشرفته و بالغ برای تولید اتانول یا برق به‌عنوان نقطه شروع برای این عملیات پالایش زیستی به کار می‌روند. هنگامی‌که پالایشگاه‌های نفت از نظر استراتژی‌های تکامل و طراحی با پالایشگاه زیستی مقایسه می‌شوند، تمایل به تکرار بیشتر خطاهای گذشته به دلیل عدم گنجاندن جنبه‌های بسیار مهم وجود دارد: استفاده یکپارچه از مواد خام، تجزیه‌وتحلیل تدارکات و همچنین ثبات مالی. پالایشگاه زیستی از ابتدا بایدبا در نظر گرفتن پایداری سیستم طراحی شود.



هوشمندسازی ساختمان

بهزاد مهدوی
فارغ‌التحصیل مهندسی مکانیک دانشگاه تبریز

صرفه‌جویی کردن در مصرف انرژی از اهمیت زیادی برخوردار است. در زندگی روزمره از آب، برق، گاز استفاده می‌کنیم. علاوه بر صرفه‌جویی با ذخیره کردن انرژی‌های طبیعی نیز می‌توانیم قدم‌های بزرگی در راستای حفظ منابع طبیعی برداریم. این روزها مهندسان در تلاش‌اند که ساختمان‌های کارآمد بسازند. یعنی از سویی که آرامش و رفاه ساکنین ساختمان برای آنها اهمیت دارد؛ از سویی تلاش می‌کنند با کم کردن هزینه‌های نگهداری و تعمیرات ساختمان به کاهش مصرف انرژی کمک نمایند. این کار در طولانی مدت به اکو سیستم زندگی ما کمک می‌کند تا بهترین سبک زندگی را داشته باشیم. هوشمندسازی ساختمان و منازل مسکونی یک پیشنهاد خوب برای صرفه‌جویی در مصرف انرژی است. برای این کار راهکارهای ویژه‌ای در نظر گرفته شده که می‌تواند در طولانی مدت از نظر اقتصادی و مصرف انرژی صرفه جویی نمود.

-انواع راه‌های مد نظر برای کاهش مصرف انرژی:

۱-ذخیره و تبدیل انرژی‌های طبیعی به برق
۲-هوشمندسازی ساختمان در راستای کاهش مصرف انرژی
میتوانیم با استفاده از موارد فوق نسبت به ذخیره و کاهش انرژی هم زمان در ساختمان‌ها اقدام کنیم.
حال به تشریح هرکدام از موارد فوق می‌پردازیم:
-ذخیره و تبدیل انرژی‌های طبیعی به برق:
۱- ذخیره آب باران با استفاده از تانکر آب و استفاده از آب تصفیه کن جهت استفاده از آن
۲-ساخت پنل خورشیدی در بام ساختمان‌ها
۳-نصب توربین‌های بادی خانگی
-ذخیره آب باران با استفاده از تانکر آب و استفاده از آب تصفیه کن جهت استفاده از آن:
هنگامی که باران می‌بارد از آب آن نمی‌توانیم استفاده‌ای کنیم، چون در اکثر خانه‌ها به فاضلاب شهری منتقل می‌شود اما می-توان با ذخیره کردن آن در تانکر و تصفیه آن استفاده بهینه را کرد. حتی می‌توانیم در صورت عدم استفاده از تصفیه کننده آب در موارد آبیاری و شست وشوی ماشین نیز استفاده کرد.



شکل۱- استفاده مجدد از آب باران

-ساخت پنل خورشیدی در بام ساختمان‌ها:
برای تولید انرژی از پنل‌های خورشیدی استفاده کنید. برای ساختمان‌هایی که در مناطق گرمسیری قرار دارند چه چیز بهتر از این است که انرژی گرمایشی را به طور رایگان دریافت کنند. استفاده از نور خورشید را همیشه به خاطر بسپارید و هر طور شده برای ساختمان یک پنل خورشیدی تهیه نمایید. درست است که هزینه تهیه آن کمی زیاد است اما در درازمدت این هزینه به شما برمی گردد.


شکل۲-استفاده و کاربرد پنل‌های خورشیدی را برای داشتن یک ساختمان هوشمند

-نصب توربین‌های بادی خانگی:

پیش‌بینی شده است که تا سال ۲۰۲۰ میلادی، سهم انرژی باد در تامین انرژی جهان تقریباً برابر با ۳۷۵۰۰۰ گیگاوات ساعت در سال باشد و برق تولید شده با باد، ۱۰ درصد از منبع برق جهان را تشکیل دهد.
استفاده از باد برای تأمین انرژی روز به روز در حال پیشرفت و گسترش است و تحقیقات گسترده‌ای برای استفاده بهتر و کارآمدتر از انرژی باد در سراسر دنیا در حال انجام است. تکنولوژی‌های تولید برق از انرژی موجود در باد به سرعت در حال پیشرفت هستند و کمپانی‌های بزرگی در دنیا هر روزه فناوری های جدیدتری در این زمینه ارائه می‌کنند.
باد به عنوان یک منبع انرژی تجدیدپذیر و پاک، آلودگی محیط‌زیست، تولید و انتشار دی اکسید کربن و باران‌های اسیدی را در پی ندارد. یک توربین بادی انرژی باد را با حرکت پره‌های خود به انرژی مکانیکی تبدیل می‌کند. امروزه در ساخت پره ها مواد پیشرفته سبکی به کار می‌رود تا حتی کوچکترین جریان‌های هوایی را نیز حس کنند و وزن توربین نیز در صورت نیاز به افزایش طول پره ها زیاد سنگین نباشد. طراحی توربین‌های بادی خانگی معمولاً طوری است که از نظر بیننده جذاب باشند بدون این که به کارکرد آنها خللی وارد شود.

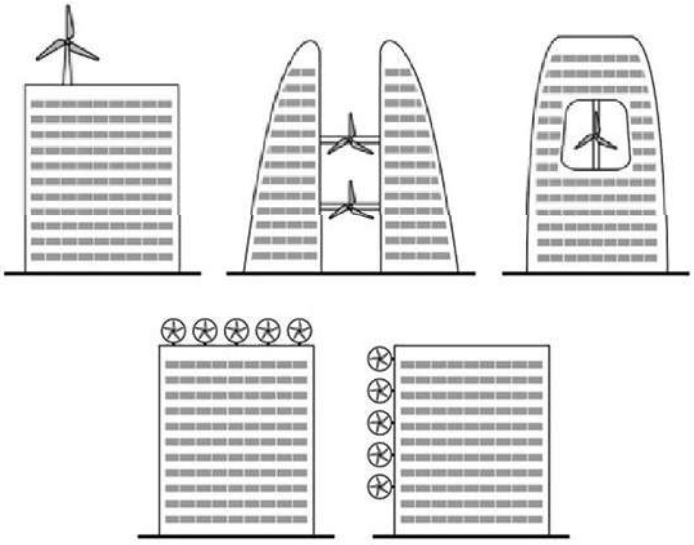

شکل۳-توربین‌های بادی در ساختمان‌ها

- محل نصب توربین‌های بادی خانگی:

قبل از نصب توربین بادی خصوصاً در تعداد زیاد، باید ساختار پشت بام را از لحاظ قدرت و استحکام برای تحمل وزن توربین‌ها بررسی کرد. در شکل زیر در ردیف اول سه حالت ممکن برای نصب توربین‌های بادی بزرگ در ساختمان و در ردیف دوم دو حالت ممکن برای نصب توربین‌های بادی کوچک نشان داده شده است.

مرکز تجارت جهانی بحرین مثال خوبی از ساختمان‌های دارای توربین‌های بادی نصب شده در مقیاس بزرگ است. این سه توربین بادی مجموعاً بین ۱۱۰۰ تا ۱۳۰۰ مگاوات ساعت انرژی تولید می‌کنند و در مجموع ۱۱٪ تا ۱۵٪ از تأمین برق ساختمان را بر عهده دارند.

هر چه ارتفاع از سطح زمین بیش‌تر باشد سرعت باد نیز بیشتر است و این دلیلی است که توربین‌های بادی را تا حد امکان بلند می‌سازند. توان یک توربین بادی به مساحت جارو شده توسط پره ها بستگی دارد؛ به این معنی که اگر طول پره ها دو برابر شود، انرژی تولید شده ٤ برابر می‌شود. در برخی موارد نیز هندسه یک ساختمان به دلیل افزایش سرعت باد در دیواره آن می‌تواند عملکرد یک توربین بادی را بهبود بخشد.



شکل٤- نحوه محل نصب توربین‌های بادی خانگی

یکی از مسائلی که همیشه در مورد توربین های بادی خانگی وجود دارد، ترس از افتادن پره‌های توربین و آسیب به منطقه یا افراد است. این مسئله در مورد توربین‌های بادی سایز بزرگ در مزارع بادی خارج از شهر اهمیت زیادی ندارد اما در مورد توربین‌های نصب شده در بالای یک ساختمان بلند در شهر مسئله بسیار مهمی است.

با وجود این‌که استفاده از توربین‌های بادی خانگی در بسیاری از کشورهای دنیا گسترش یافته است اما طبق گزارش کارخانه-های سازنده، عملکرد آن‌ها در تولید برق هنوز به اندازه انتظار نیست و تا کنون نتوانسته اند به اندازه ظرفیت واقعی خود انرژی تولید کنند. بنابراین شاید بزرگ‌ترین مسئله توربین‌های بادی خانگی را مسئله اقتصادی دانست. هر چند که توربین‌های بزرگ موجود در مزارع بادی را می‌توان جزء به صرفه ترین روش‌های تولید انرژی دانست، اما توربین‌های نصب شده روی ساختمان نسبت به هزینه زیاد خود عملکرد مطلوبی ندارند. در واقع علت عملکرد ضعیف آن‌ها نسبت به توربین‌های بزرگ مزارع بادی، اندازه کوچک آنهاست. توربین‌های کوچک نمی‌توانند بادهای شدید و سرکش را مهار و به اندازه کافی انرژی تولید کنند. توربین‌های با صرفه اقتصادی برای ساختار یک ساختمان بسیار بزرگ هستند.

- مزایای توربین بادی خانگی:

۱. عدم نیاز به سوخت، به دلیل این‌که سوخت توربین‌های بادی انرژی باد است که تمام نشدنی است.
۲. رایگان بودن انرژی باد
۳. کاهش مصرف سوخت‌های فسیلی با بهره‌گیری از توربین‌های بادی
٤. کاهش آلودگی محیط‌زیست چون خروجی یک توربین بادی پاک است و به محیط و هوا ضرری نمی‌رساند.
۵. عدم نیاز به آب برای تولید انرژی
٦. توانایی تأمین بخشی از برق مورد نیاز یک ساختمان
۷. عدم نیاز به جا و مکان زیاد برای نصب
۸. کم‌تر بودن قیمت انرژی تولید شده توسط توربین بادی نسبت به انرژی‌های تجدید ناپذیر

- معایب توربین بادی:

۱. سر و صدای تولید شده توسط توربین‌ها، که با وجود پیشرفت تکنولوژی و به کارگیری مواد عایق و کم صدا هنوز هم سر و صدای ایجاد شده می‌تواند به عنوان یکی از معایب توربین ها ذکر شود.
۲. متغیر بودن انرژی باد و در نتیجه متغیر بودن برق تولید شده توسط توربین بادی
۳. عملکرد پایین‌تر آن‌ها نسبت به توربین های نصب شده در مزارع بادی به علت ارتفاع کمتر، زیرا با افزایش ارتفاع از سطح زمین سرعت وزش باد بیش‌تر شده و مهار انرژی باد راحت‌تر است.
٤. مقرون به صرفه نبودن توربین‌های خانگی بدلیل عملکرد پایین آن نسبت به هزینه صرف شده برای آنها.
۵. به هم زدن محیط زندگی پرندگان
٦. احتمال خطر افتادن پره‌های توربین

در مجموع این مطلب می‌توان گفت:

خوب است که از انرژی باد برای تأمین برق ساختمان‌های خود استفاده کنید اما بهتر است آن را در مقیاس بزرگ و در منطقه ای دوردست که توربین‌های بادی بزرگ جریان‌های شدید باد را مهار می‌کنند و سر و صدای آنها به منطقه مسکونی و شهری آسیب نمی‌زند، تولید کنید.

-هوشمندسازی ساختمان در راستای کاهش مصرف انرژی:

هوشمندسازی منازل:

- کنترل کلیه سیستم‌های الکترونیکی منزل
- هوشمندسازی روشنایی، برق و تهویه مطبوع
- هوشمندسازی شیر برقی آب و گاز

با استفاده از مطالب گفته شده می‌توان با داشتن ژنراتور، ذخیره کننده برق، تانکر آب می‌توان انرژی را ذخیره کرد و سپس در مواقع ضروری به کار برد و با سیستم هوشمند کنترل خانه، بیشتر در منابع انرژی صرفه جویی کرد.

پالایشگاه و محیط‌زیست

سعید میرزائی، کارشناسی ارشد مهندسی سیستم‌های انرژی دانشگاه صنعتی شریف

امروزه بحث آلودگی‌های محیط‌زیستی تولید شده در صنایع مختلف بسیار اهمیت پیدا کرده و فشارهای قانونی و مردمی به این صنایع رو به افزایش می‌باشد. صنعت پالایش و فراوری نفت خام نیز از جمله این صنایع به شمار می‌رود. با توجه به اهمیت اقتصادی، سیاسی و اجتماعی این صنعت در کشور و نیاز به بهره‌برداری از ذخایر نفتی، باید به اثرات برجامانده آن بر محیط آگاه بود و برای آن چاره‌اندیشی کرد. از اثرات اقتصادی احداث پالایشگاه نفت می‌توان ایجاد فرصت‌های شغلی، تغییر در قدرت خرید محلی، مصرف کالاها و خدمات، درآمدهای دولت، صندوق ذخیره ارزی و کمک به تأمین انرژی نام برد که در کنار این مزایا لازم است به جنبه محیط‌زیستی آن توجه گردد.

نخستین پالایشگاه‌ها، مسبب آلودگی محیط‌زیست بودند و بوی ناخوشایند ناشی از پالایش نفت و نیز دود حاصل از اسیدشویی و قلیاشویی، محیط را آلوده می‌کرد. همراه با پیشرفت فناوری و تغییراتی که در چگونگی پالایش نفت به وجود آمد، این مشکلات تا اندازه‌ای برطرف شد. روش‌های تر (اسیدشویی و قلیاشویی) نیز جای خود را به روش استفاده از هیدروژن دادند و با تجزیه سولفید هیدروژن میزان آلایندگی کاهش یافت. با اختراع اتومبیل پالایشگاه‌ها به سمت تولید بنزین و سوخت دیزل هدایت شدند که تا به امروز به‌عنوان اصلی‌ترین فرآورده پالایشگاه شناخته می‌شوند. پس از نیمه دوم قرن بیستم در ایالات متحده سازمان‌های محیط‌زیست قوانین بسیار محدودکننده‌ای برای احداث پالایشگاه‌های جدید از نظر آلودگی‌های آب‌وهوا وضع نموده‌اند. این شرایط احداث پالایشگاه‌های جدید در آمریکا را بسیار محدود و پرهزینه کرده است به‌طوری‌که آخرین پالایشگاه نفت احداث شده در ایالات متحده مربوط به سال ۱۹۷۶ می‌باشد[۱]. ابعاد مورد بررسی برای اثرات محیط‌زیستی صنعت فراوری و پالایش نفت خام، پس از بررسی وضعیت محیط‌زیستی موجود در چهاربخش به شرح زیر صورت می‌پذیرد[۲]:

الف) اثرات محیط‌زیستی بر محیط فیزیکی
- اثرات بر خاک: مورفولوژی و کیفیتی
- اثرات بر آب: کمیت آب و کیفیت آب
- اثرات بر اقلیم: هوا و صوت: تغییرات هوا و بارش‌ها، کیفیت هوا.
- اثرات ثانویه بین خاک، آب و هوا

ب) اثرات محیط‌زیستی بر محیط‌های طبیعی
- اثرات بر گونه‌های گیاهی
- اثرات بر گونه‌های جانوری
- اثرات بر زیستگاه، چشم‌اندازها و مسیر مهاجرت پرندگان

ج) اثرات محیط‌زیستی بر محیط‌های اجتماعی و فرهنگی
- اثر بر سلامت و محیط بهداشتی مردم
- اثر بر محیط اجتماعی، اشتغال، مسکن، آموزش
- اثر بر محیط فرهنگی: اعتقادات فرهنگی و مذهبی مردم میراث‌فرهنگی

د) اثرات محیط‌زیستی بر طرح‌های توسعه کشاورزی، صنعتی، خدماتی
- اثر بر سایر طرح‌های توسعه کشاورزی، صنعتی
- خدماتی اثر طرح آمایش منطقه
- اثر بر کاربری اراضی منطقه

انواع آلودگی‌های محیط‌زیستی پالایشگاه

آلودگی آب: پساب حاصل از فرایند مانند نمک‌زدایی، گوگردزدایی، تقطیر، کراکینگ به همراه انواع ترکیبات سمی موجود در پساب و آب حاصل از برج‌های خنک‌کننده.

آلودگی خاک: مانند لجن نفتی، آب نفتی ترش و دیگر پساب‌های نفتی رها شده.

آلودگی هوا: آلودگی هوای پالایشگاه را می‌توان به‌عنوان عمده‌ترین اثرات ناسازگار این صنعت معرفی کرد.

فازبندی طرح‌های پالایشگاهی:

الف) فاز ساخت: در مراحل عملیاتی احداث پالایشگاه، ساخت مخازن ذخیره، تأسیسات جنبی و خط لوله حدفاصل بین آنها، آلودگی‌های زیست‌محیطی قابل‌پیش‌بینی بیشتر فیزیکی هستند. در اثر خاک‌برداری و تردد وسایل نقلیه ذرات گردوغبار در هوا پراکنده می‌شوند. دود خروجی از اگزوز کامیون‌ها و ماشین‌آلات راه‌سازی موجب انتشار ذرات دوده و گازهای ناشی از احتراق سوخت می‌گردد[۳]. این موارد می‌توانند تأثیراتی بر روی رشد گیاهان از طریق کاهش نفوذ نور و پوشاندن سطح گیاه داشته باشند. انتشار ذرات خاک موجب کاهش دید در جاده و حتی اختلالات تنفسی می‌گردد. به‌خاطر موقتی بودن عملیات ساختمانی این آلودگی‌ها پایدار نبوده و با اتمام ساخت پایان می‌پذیرد[۴].

ب) فاز بهره‌برداری: بسته به نفت خام مصرفی فرایند تولید در هر پالایشگاه متفاوت است، ولی می‌توان برخی فعالیت‌های عمده پالایشگاهی را نام برد از جمله، فرایند نمک‌زدایی، تقطیر در اتمسفر، تقطیر در خلا و ... که طی آنها مواد زیر آزاد می‌شود[۵].

- انتقال و ذخیره نفت خام هیدروکربن، مرکاپتان.
- نفت تقطیر خام و نمک‌زدایی: SOX – NOX – H2S
- گوگردزدایی: H2S – مرکاپتان– هیدروکربن
- تصفیه گاز: H2S
- تصفیه آب ترش: H2S
- بازیافت گوگرد: H2S – مرکاپتان
- تصفیه ته‌مانده برج‌های تقطیر: SOX–NOX–H2S
- شکست مولکولی مواد سنگین ته‌مانده‌های برج‌های تقطیر: SOX–NOX–H2S
- مشعل: SOX–NOX–H2S

پیش‌بینی اثرات در مرحله بهره‌برداری

SOX: براثر سوختن سوخت‌های حاوی گوگردی، در معرض رطوبت و مواد شیمیایی به باران اسیدی تبدیل می‌شود.

NOx: احتراق در مجاورت هوای اضافی، تبدیل به باران اسیدی و ازن

PM: شامل گردوغبار، دود، دوده و ذرات مایع، تولید از محل نگهداری مواد جامد، حمل‌ونقل و احتراق

CO2 , CO: از سوختن مواد هیدروکربنی (CO احتراق ناقص)، پدیده گازهای گلخانه‌ای

H2S: در فرایند سولفورزدایی از نفتا، بازیابی سولفور، تقطیر و....

ترکیب خروجی‌ها می‌تواند موجب ایجاد بوی نامطبوع در مناطق مجاور طرح گردد. از عوامل عمده تولید بو: مرکاپتان‌ها، سولفید هیدروژن و آمونیاک که از تبخیر نفت خام، فاضلاب روها، مخازن ذخیره و ... [٦].

راهکارهای کاهش اثرات محیط‌زیستی پالایشگاه‌ها:

- در جریان تسطیح و خاک‌برداری، دپوی خاک و احداث راه‌های دسترسی، با آب‌پاشی در طول روز از پراکنش ذرات گردوغبار جلوگیری شود.
- ازرده‌خارج کردن تجهیزات فرسوده
- ممنوعیت استفاده از CFCها و هالوژن‌ها در تأسیسات سردکننده و آتش‌نشانی بر اساس شرایط پروتکل مونترال تخفیف اثرات فاز بهره‌برداری[٧].
- آلاینده‌های مهم در نقاط انتشار مانند دودکش‌ها مورد سنجش قرار گیرند.
- برای اجتناب از آلودگی‌ها از هرگونه عملیات همزنی، تهویه و اشتعال در هوای آزاد خودداری شود.
- ثبت هم‌زمان میزان غلظت آلاینده‌ها و جهت باد غالب، محل انتشار آلاینده‌ها را مشخص می‌نماید. این اندازه‌گیری‌ها باید به صورت آنلاین باشد.
- بررسی علل نشت مکرر لوله‌های حامل بخار و نیز مشکلات احتمالی تله‌های بخار و به‌صورت یک برنامه زمان‌بندی شده.
- تنظیم خودکار بخار و سوخت.
- محصور نمودن محوطه انبار در قسمت جامدسازی گوگرد.
- جمع‌آوری گازهای خروجی در واحدهای آلکیلاسیون و اکسیدکننده‌های آسفالت برای کاهش انتشار بو و تغذیه آنها به گرمکن.
- عملیات تعمیر و نگهداری دستگاه‌هایی مانند کمپرسورها برای افزایش راندمان و کنترل آلودگی هوا.

منابع:

[١] Armannsson, H., Burton, J.D., Jones, G.B., Knap, A.H., ١٩٨٥. Trace metals and hydrocarbon in sediments from the Southampton Water region, with particular reference to the influence of oil refinery effluent. Marine Environmental Research ٤٤–٣١,١٥.

[٢] Baker, J.M., ١٩٧١. Refinery effluent. In: Cowell, E. (Ed.), The Ecological Effects of Oil Pollution on Littoral Communities. Institute of Petroleum, London, pp. ٤٣–٣٣.

[٣] Collaborative research programme: the effects of oily discharges Mohd–Long, S.B., ١٩٨٧. The impact of pollution on the meiofauna densities of an estuarine mudflat. Pertankia –١٩٧ ,١٠ ٢٠٨.

[٤] Monk, D.C., Girton, C., Tapper, K., ١٩٧٩. Biological monitoring of the effects of oil refinery effluents in rivers. In: Proceedings of Ecological Damage Assessment Conference, Arlington, Virginia. Society of Petroleum Industry Biologists, pp. ٢١٤–١٩٩.

[٥] Rowe, D.W., Sprague, J.B., Heming, T.A., Brown, I.T., ١٩٨٣b. Sublethal effects of treated liquid effluent from a petroleum refinery, II. Growth of rainbow trout. Aquatic Toxicology ,٣ ١٦٩–١٦١.

[٦] Saha, M.K., Konar, S.K., ١٩٨٤a. Field survey on the influence of petroleum oil refinery effluents on Hooghly Estuary ecosystem at Haldia. West Bengal. Environmental Ecology –٢٥١ ٢ ٢٥٦.

ENERGY

Journal of the Interdisciplinary Energy Student Scientific Association of Tabriz University
First Year, Third Issue, April 1401



دبیرخانه نشریه:
دانشگاه تبریز، مرکز رشد و فناوری، ساختمان رشد فناوری، واحد اس ۵