

شبیه‌سازی روش خنک‌سازی تبخیری هوای ورودی به توربین گازی

عباس کوثری نیا^{۱*}، سام سام زاده^۲

^۱ استادیار گروه مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز، اهواز، ایران

^۲ دانش‌آموخته کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز، اهواز، ایران

نوع مقاله: کاربردی

دریافت: ۱۳۹۹/۰۹/۲۳ پذیرش: ۱۴۰۰/۰۲/۱۹

چکیده

در این پژوهش هدف اصلی طراحی سامانه خنک‌ساز مه‌پاش^۱ در کانال هوای ورودی به توربین گازی پالایشگاه آبادان است. شرکت پالایش نفت آبادان دارای هفت دستگاه توربین گازی با ظرفیت هر کدام ۲۹/۷ مگاوات در شرایط استاندارد ایزو بوده که توان تولیدی آن‌ها با افزایش دمای محیط خصوصاً در ماه‌های گرم سال دچار افت هنگامی خواهد شد؛ بنابراین نصب سامانه خنک‌ساز برای خنک کردن هوای ورودی لازم است. به همین منظور جهت بررسی عملکرد سامانه خنک‌ساز مه‌پاش، معادلات حاکم که عبارت از معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی هستند برای هر یک از فازهای هوا و قطرات آب با استفاده از دیدگاه اوپلری-لاگرانژی در نرم‌افزار انسیس فلوئنت^۲ با مدل فاز گسسته به روش عددی حل شدند. نتایج به‌دست‌آمده از توزیع درجه حرارت و ره‌گیری قطرات آب نشان می‌دهد که با نصب این سامانه، دمای هوای عبوری از کانال به میزان ۱۳/۵ درجه سانتی‌گراد کاهش و اکثر قطرات زمان لازم جهت تبخیر را در اختیار داشته و باقی‌مانده آن‌ها با قطر قابل قبول و در محدوده مجاز از کانال خارج شدند. راندمان اشباع این سامانه خنک‌ساز ۶۷/۵ درصد است.

کلمات کلیدی: توربین گاز، سیستم خنک‌کن مه‌پاش، تبخیر قطرات، مدل فاز گسسته

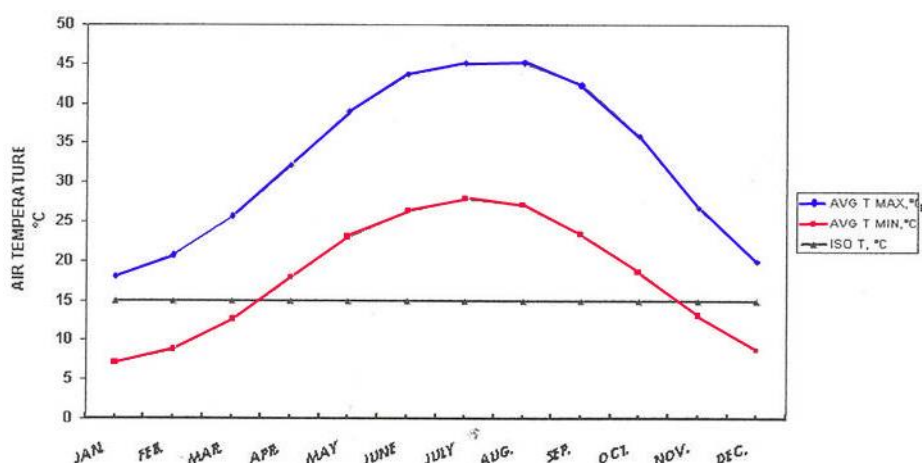
* samzadeh.sm@gmail.com

^۱ Fog

^۲ Ansys Fluent

۱- مقدمه

امروزه کاربرد روزافزون توربین‌های گازی در صنایع مختلف، به‌خصوص در صنایع نفت و برق از قبیل به حرکت در آوردن پمپ‌های بزرگ در خطوط لوله نفت و گاز، تأمین انرژی برق مورد نیاز کارخانه‌ها با توجه به گسترش استفاده از سوخت گاز بسیار چشم‌گیر و هنگفت است. باوجود مزایای بسیار این توربین‌ها، در مناطق گرمسیر مانند شهر آبادان راندمان این توربین‌ها با گرم شدن دمای هوا به‌طور قابل‌ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. درواقع در فصول گرم سال هنگامی که دمای محیط کاری مولدهای گازی از شرایط ایزو خارج می‌گردد، به دلیل کاهش چگالی هوا، جرم هوای ورودی به توربین‌های گازی در دبی حجمی ثابت کاهش می‌یابد و با این وصف توان بیش‌تری از توربین گازی صرف فشرده‌سازی حجم هوا می‌گردد. شرکت پالایش نفت آبادان دارای هفت دستگاه توربین گازی با ظرفیت/توان تولیدی هرکدام ۲۹/۷ مگاوات (در شرایط ایزو) است که نقش مهمی را در تأمین برق موردنیاز پالایشگاه دارند. رسم منحنی میانگین دماهای بیش‌ترین و کم‌ترین در طول سال در شکل ۱ نشان می‌دهد که بیشینه دمای روزانه در تمام طول سال تقریباً بیش از ۲۰ درجه سانتی‌گراد بوده و کم‌ترین دمای روزانه نیز غالباً بالای ۱۰ درجه سانتی‌گراد است، این مسئله نشان می‌دهد که توربین‌های گازی در شرایط محلی پالایشگاه آبادان در اغلب ساعات ماه‌های سال خارج از شرایط ایزو کار می‌کنند.



شکل ۱- میانگین بیشینه و کمینه شهر آبادان در طول سال

لذا هم‌زمان با ماه‌های گرم سال توان تولید توربین‌های گازی تحت تأثیر افزایش دمای محیط به مقدار فراوانی کاهش می‌یابد؛ بنابراین اتخاذ روش‌هایی برای خنک‌سازی هوای ورودی کمپرسور این توربین‌ها و بازیابی توان ازدست‌رفته ضروری است. در این خصوص تحقیقات بسیاری صورت گرفته، ازجمله اردم و سویلگن^۳ [۱] با استفاده از دو مدل توربین گازی در هفت نقطه از ترکیه با متوسط درجه حرارت متفاوت، تغییرات بهره‌وری، تولید برق سالانه و مصرف سوخت را با مقادیر شرایط طراحی توربین گازی مقایسه نمودند. عامری و همکاران [۲] نتیجه گرفتند که افزایش دمای محیط در مناطق گرم نه‌تنها تولید برق را کاهش می‌دهد بلکه سبب افزایش مصرف سوخت در واحد تولید برق نیز خواهد شد. همچنین مشخص شده است که به ازای افزایش یک درجه سانتی‌گراد دمای محیط، توان خروجی توربین گازی حدود ۰/۷٪ کاهش خواهد یافت. سلمان^۴ و همکاران [۳] نشان دادند که استفاده از روش مه‌پاشی هوای

^۳ Erdem & Sevilgen

^۴ Salman

ورودی، بازده و توان خروجی توربین گازی را به دلیل کاهش دمای هوای ورودی به کمپرسور بهبود می بخشد. همچنین با بررسی های انجام شده متوجه شدند که هزینه نصب این سیستم روی توربین های گازی یک نیروگاه ارزان تر از خرید یک توربین گازی جدید به منظور جبران توان از دست رفته توربین های موجود نیروگاه است. مطالعات نشان داده است که هزینه سرمایه گذاری نصب و راه اندازی سیستم مه پاشی حدود $40Kw/\$$ است و دوره بازپرداخت آن یک سال و شش ماه است [۴]. الهزمی و نجار^۵ [۵] تفاوت بین استفاده از دو نوع خنک ساز هوا، سیستم پاشش آب و کوئل خنک کننده را مورد مطالعه قرار دادند. نتایج آن ها نشان می دهد که خنک کننده اسپری (روش مستقیم)، علاوه بر کارایی مناسب در بهبود خروجی قدرت و بهره وری نیروگاه، ارزان تر از کوئل های خنک کننده (روش غیرمستقیم) است. همچنین عامری و حزباوی [۶] با تحلیل عددی انتقال حرارت و جرم در یک سیستم خنک کننده پاششی تماس مستقیم، یک مدل ساده و مؤثر برای برآورد انتقال حرارت و جرم بین قطرات اسپری و یک جریان هوای افقی به دست آورده و موفق به پیش بینی دقیق تر عملکرد سرمایش تبخیری شدند. شیلان احمدی [۷] ضمن مقایسه فنی روش های خنک سازی مدیا و مه پاش به بررسی اقتصادی این دو سامانه خنک ساز در نیروگاه منتظر قائم کرج پرداخته و به نتیجه رسید که سامانه مه پاش به لحاظ فنی و اقتصادی مناسب ترین روش برای خنک سازی هوای ورودی به توربین های گازی نیروگاه مذکور است. در این مقاله خنک سازی هوای ورودی به توربین گاز با استفاده از سیستم مه پاش در دهانه طراحی و شبیه سازی شده است.

۲- ارزیابی فنی و اقتصادی روش های مختلف خنک سازی هوای ورودی به توربین گازی

در جدول شماره ۱ روش های مختلف خنک سازی هوا برای نیروگاه گازی آبادان با توجه به معیارهای مشخص شده امتیاز بندی و مورد مقایسه قرار گرفته اند. با توجه به مقایسه مجموع امتیازات می توان نتیجه گرفت که روش مه پاش در پایین دست اتاق فیلتر (بعد از سایلنسر) از پتانسیل مناسبی برخوردار بوده و در مقایسه با سایر روش ها امتیاز بالاتری دارد [۸].

جدول ۱- جدول امتیازبندی روش های خنک سازی هوای ورودی به توربین گازی [۸]

آیتم امتیازدهی	افزایش توان خالص ایجاد شده	هزینه سرمایه گذاری به ازای یک کیلووات توان افزایش یافته	قیمت برق تولیدی به ازای یک کیلووات ساعت تولیدی	حداقل تغییرات در واحد سیکل ترکیبی	ریسک آسیب پذیری واحد به دلیل نصب	مصرف آب	سهولت دسترسی به قطعات یدکی	سهولت بهره برداری و نگهداری واحد	سهولت اجرای پروژه تا زمان راه اندازی	مجموع	روش خنک کاری
روش مدیا پایین دست اتاق فیلتر	۱۳/۱	۱۹/۰	۹/۹	۴/۹	۳/۶	۴/۹	۵/۰	۴/۷	۲/۷	۶۷/۷	
روش مدیا بالادست اتاق فیلتر	۱۳/۱	۱۸/۸	۹/۸	۶/۲	۵/۷	۴/۷	۵/۰	۴/۷	۲/۷	۷۰/۶	

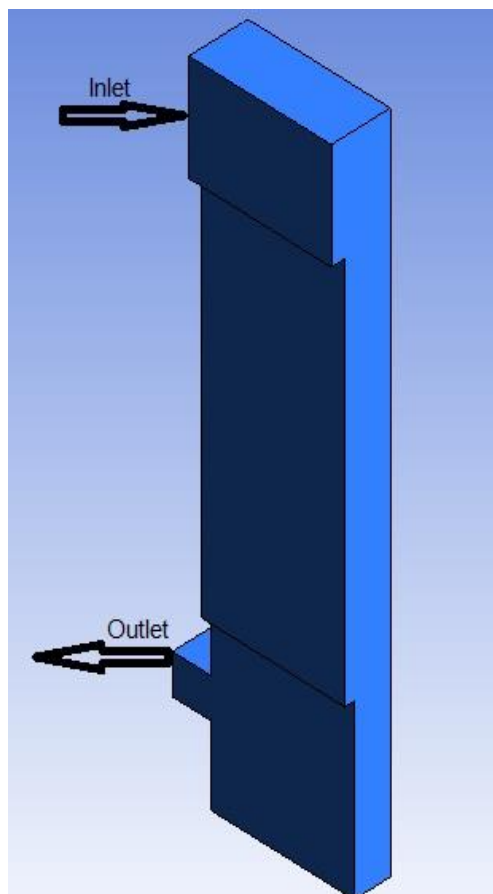
⁵ Alhazmy & Najjar

۷۶/۸	۳/۶	۳/۸	۳/۹	۴/۷	۵/۷	۶/۵	۱۰/۷	۲۰/۰	۱۸/۰	روش مه‌پاش پایین دست اتاق فیلتر
۷۵/۹	۳/۶	۴/۲	۳/۹	۴/۴	۶/۴	۶/۲	۱۰/۱	۱۹/۱	۱۸/۰	روش مه‌پاش بالادست اتاق فیلتر
۶۶/۹	۱/۸	۳/۸	۵/۶	۶/۴	۷/۱	۵/۵	۳/۳	۵/۴	۲۸/۳	چیلر تراکمی با برج خنک کن هوایی
۷۰/۹	۱/۸	۳/۸	۵/۶	۲/۵	۷/۱	۵/۵	۵/۹	۱۰/۵	۲۸/۲	چیلر تراکمی با برج خنک کن آبی
۶۴/۶	۱/۱	۳/۳	۵/۶	۶/۴	۷/۱	۲/۶	۱/۱	۲/۰	۳۵/۵	چیلر جذبی با برج خنک کن هوایی
۷۱/۶	۱/۱	۳/۳	۵/۶	۰	۷/۱	۲/۶	۵/۸	۱۰/۷	۳۵/۵	چیلر جذبی با برج خنک کن هوایی

۳- مدل سازی و شبیه سازی جریان هوای ورودی و قطرات آب

مدل سازی تزریق ذرات آب رها شده از نازل ها در جریان هوای ورودی به کانال توربین گازی پالایشگاه آبادان در محیط ورک بنچ^۶ توسط نرم افزار تجاری انسیس فلوئنت انجام و فرایند شبیه سازی و حل عددی معادلات حاکم در رژیم جریان آشفته و به صورت دو فاز صورت پذیرفت. ۴۵۶ عدد نازل در ۱۹ ردیف (در هر ردیف ۲۴ نازل) با فواصل مساوی از یکدیگر در مقطع ورودی کانال نصب گردیده اند. فاصله نازل ها در راستای محور x ، ۱۴۵ میلی متر و در راستای محور y ، ۱۲۵ میلی متر است. شبکه بندی کانال با تعداد ۷۵۱۵۲۲ سلول نشان داده شده که در آن در دیواره ها و نواحی نزدیک به آن ها از شبکه بی سازمان و در سایر قسمت های کانال از شبکه با سازمان استفاده شده است. شرط مرزی جریان جرمی به عنوان شرط مرزی ورودی هوا و جریان خروجی فشار ثابت در نظر گرفته شده است. در شکل شماره ۲ هندسه کانال توربین گازی نشان داده شده است.

^۶ Workbench



شکل ۲- هندسه کانال توربین گازی

تنظیمات صورت گرفته جهت حل عددی مدل شبیه سازی شده در نرم افزار انسیس مطابق جدول شماره ۲ است.

جدول ۲- تنظیمات حل گر

فشار مبنا	نوع حل گر
سه بعدی	نوع مدل
پایدار	نوع جریان
مدل کا- اسیلون استاندارد	مدل آشفتگی
روش آپویند مرتبه ۲	گسسته سازی معادلات
سیمپل	روش کوپل معادلات

۳-۱- شرایط طراحی و مشخصات سامانه خنک کن هوای ورودی

شرایط طراحی در نظر گرفته شده برای هوای ورودی به کانال و درجه حرارت هوای تر بر اساس نمودار سایکرومتریک و همچنین تعداد نازل های طراحی شده و دبی آب مورد نیاز آن ها مطابق جدول شماره ۳ است. لازم به ذکر است با توجه به ابعاد کانال و فواصل منطقی و قابل اجرا جهت نصب، تعداد نازل ها با فاصله های برابر تعیین و طراحی شده است.

جدول ۳- شرایط طراحی

۴۵	درجه حرارت خشک هوای ورودی (°C)
۳۰	رطوبت نسبی (%)
۲۵	درجه حرارت تر هوای ورودی (°C)
۲۳۱	دبی جرمی هوای ورودی (Kg/S)
۰/۳	دبی جرمی آب هر نازل جهت تزریق (Kg/S)
۱۳۶/۸	کل دبی جرمی آب موردنیاز جهت تزریق (Kg/S)
۴۵۶	تعداد کل نازل های نصب شده

۳-۲- معادلات حاکم

فاز پیوسته هوا: با در نظر گرفتن اینکه جریان حالت دائمی است، معادلات پیوستگی جرم، مومنتوم و انرژی به ترتیب با نمایش تانسوری مطابق ذیل است:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = S_m \quad (۱)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i u_i) = \rho \vec{g}_j - \frac{\partial P}{\partial x_j} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_i} + F_j \quad (۲)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho c_p u_i T) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\lambda_{eff} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) + \mu \phi + S_h \quad (۳)$$

در معادلات بالا S_h , F_j , S_m به کار گرفته شدند تا اثر فاز پخش شده در نظر گرفته شود. تانسور تنش متقارن بوده و مطابق ذیل بیان می شود:

$$\tau_{ij} = \mu \left(\frac{\partial u_j}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) \quad (۴)$$

$\mu \phi$ اتلاف حرارت و λ_{eff} هدایت حرارت مؤثر است. زمانی که اثر اغتشاش در نظر گرفته می شود، لازم است که هر دو λ_{eff} و τ_{ij} مدل شود. مدل استاندارد k-ε ساده ترین مدل دو معادله ای بوده و ثابت شده است که برای محاسبات کامپیوتری به صرفه و قوی است و برای محدوده وسیعی از جریان های مغشوش دقیق است. این مدل شامل محدوده وسیعی از جریان ها با کاربردهای مهندسی صنعتی می شود، که این مسئله عمومیت آن را نشان می دهد [۹]. معادلات انتقال انرژی آشفته (k) و نرخ استهلاک انرژی جنبشی آشفته (ε) در این مسئله، با در نظر گرفتن این نکات که حالت دائمی بوده و در مختصات کارتزین تعریف می شوند، مطابق معادلات ذیل هستند:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i k) = \frac{\partial}{\partial x_i} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_i} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right\} + G_k - \rho \varepsilon \quad (۵)$$

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \varepsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\mu + \frac{\mu_i}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} + G_{|\varepsilon} G_k \frac{\varepsilon}{k} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (۶)$$

که G_k بیان گر تولید انرژی مغشوش ناشی از تغییرات سرعت متوسط است. لزجت μ_1 از ترکیب k و ε مطابق معادله زیر به دست می آید:

$$\mu_1 = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (۷)$$

و هدایت حرارت مؤثر (λ_{eff}) مطابق فرمول زیر به دست می آید:

$$\lambda_{eff} = \lambda + \frac{c_p \mu_t}{Pr_t} \quad (۸)$$

در مدل استاندارد k-ε به کار گرفته شده مقدار عدد پرائنتل جریان آشفته ۰/۸۵ تعیین گردیده است [۱۰]. در معادلات k-ε پنج ثابت قابل تنظیم وجود دارند که مطابق فرمول زیر مقادیر اختصاص داده شده به آن‌ها در محدوده وسیعی از جریان‌های آشفته کاربرد دارند [۱۱]:

$$C_{1\epsilon} = 1.44; C_{2\epsilon} = 1.9; C_\mu = 0.09; \sigma_k = 1.0;$$

$$\sigma_\epsilon = 1.2$$

فاز گسسته (قطرات آب): فرمولاسیون فاز گسسته که در نرم‌افزار فلونت به کار گرفته می‌شوند با این فرض است که فاز ثانویه آن قدر رقیق بوده که تأثیر ذرات بر روی یکدیگر بسیار کم بوده و همچنین اثر حجم نسبی ذرات بر روی فاز گاز نیز قابل صرف نظر کردن باشد. در عمل وقتی این فرض صورت می‌گیرد که فاز گسسته دارای حجم کم‌تر از ۱۰ درصد حجم فاز پیوسته باشد [۱۱]. در این بررسی با توجه به اینکه نسبت حجمی آب پاششی به هوا کم‌تر از ۲/۸ درصد است، این فرض قابل قبول است. اصولاً قطرات موجود در جریان هوا با نیروهای پسا، اینرسی و هیدرودینامیک مواجه می‌شوند. این قطرات می‌توانند از فاز پیوسته گرما را گرفته و یا انتقال دهند. پس از این که قطرات تبخیر شدند که می‌تواند ناشی از درجه حرارت بالا و یا کمی فشار نسبی مرطوب باشد، آن‌ها در جریان اصلی پخش گردیده و با آن به حرکت در می‌آیند. نرخ تبخیر وابسته به اختلاف مقدار پخش و متناظر با آن نرخ تغییرات جرم قطرات است که می‌تواند مطابق معادله زیر بیان شود:

$$\frac{dm_p}{dt} = \pi d_p^2 k_c (C_s - C_\infty) \quad (۹)$$

که در معادله ۹، K_c ضریب انتقال جرم و C_s تراکم بخار در سطح قطره است و با فرض اینکه جریان بر روی سطح اشباع باشد، تخمین زده می‌شود. C_∞ تراکم بخار در توده جریان بوده و با حل کردن معادلات انتقال به دست می‌آید. مقدار K_c را می‌توان از رابطه تجربی ۱۰ که برای تبخیر قطرات معتبر است، محاسبه کرد [۱۲] و [۱۳].

$$sh_d = \frac{k_c d_p}{D_m} = 2.0 + 0.6 Re_d^{0.5} Sc^{0.33} \quad (۱۰)$$

در معادله ۱۰، sh عدد شروود، Sc عدد اشمیت که مطابق رابطه ۱۱ به دست می‌آید، D_m ضریب پخش بخار در جریان توده و d_p قطر قطرات است.

$$Sc = \frac{\mu}{\rho D_m} \quad (۱۱)$$

به دلیل نیروهایی که در یک جریان وجود دارند، قطرات ممکن است شتاب مثبت و یا منفی گرفته. تغییرات سرعت را می‌توان مطابق فرمول ذیل بیان کرد:

$$dv_p/dt = F_d + F_g + F_0 \quad (۱۲)$$

که در معادله فوق F_d نیروی پسا سیال بر روی قطرات، و F_g اثر نیروی جاذبه است. F_0 بیان گر نیروهای دیگر و V_p سرعت قطرات است (به صورت برداری). نیروهایی که به صورت کلی با F_0 نشان داده شده‌اند.

انتقال حرارت بین قطرات و فاز پیوسته ممکن است باعث تغییر درجه حرارت قطرات گردد. بدون در نظر گرفتن انتقال حرارت تشعشعی، تغییرات حرارت محسوس وابسته است به انتقال حرارت جابجایی و نهان که مطابق معادله زیر است:

$$m_p C_p \frac{dT}{dt} = \pi d^2 h (T_\infty - T) + \frac{dm_p}{dt} h_{fg} \quad (13)$$

در معادله ۱۳، h_{fg} حرارت نهان و h ضریب انتقال حرارت جابجایی که از معادله‌ای مشابه معادله ۱۰، معروف به رابطه رامز و مارشال مطابق ذیل به دست می‌آید:

$$Nu_d = \frac{hd_p}{\lambda} 2.0 + 6.0 Re_d^{0.5} Pr^{0.33} \quad (14)$$

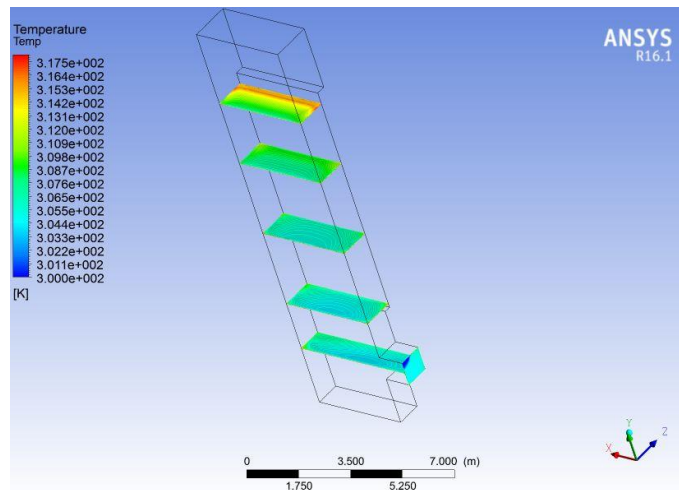
که در معادله فوق، Pr عدد پراتل که مطابق رابطه ۱۵ به دست می‌آید و λ هدایت حرارتی فاز پیوسته است. ضمناً Re_d عدد رینولدز بوده که بر اساس قطر ذره و سرعت نسبی به دست می‌آید.

$$Pr = \frac{c_p \mu}{\lambda} \quad (15)$$

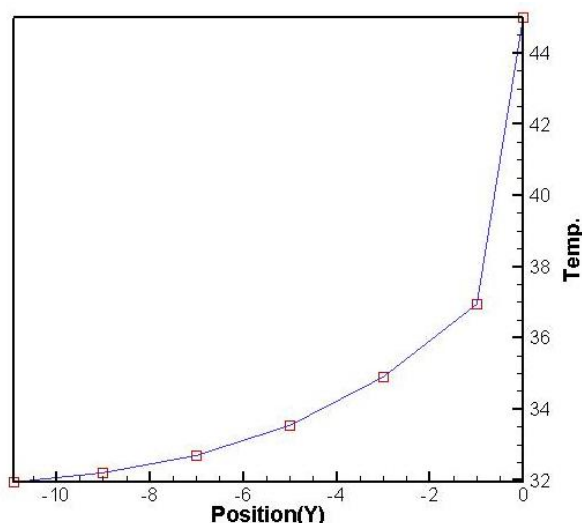
۴- تجزیه و تحلیل نتایج

۴-۱- تغییرات دما در طول کانال

به منظور پایش دقیق‌تر، کانتورهای تغییرات دمای هوای ورودی در صفحات عرضی و خروجی کانال در شکل شماره ۳ نشان داده شده و پیداست که تغییرات دما در طول کانال از بالا تا پایین در دهانه خروجی به سمت کمپرسور روند کاهشی داشته و درواقع این روند تغییرات به واسطه از دست دادن گرمای نهان هوای ورودی برای تبخیر قطرات آب تزریق شده در کانال هوا است. همچنین این روند کاهشی به وضوح در نمودار شکل شماره ۴ نشان داده شده و بدین ترتیب دمای هوای ورودی از 45°C در دهانه ورودی کانال به $31/5$ درجه سانتی‌گراد در ارتفاع $y=-10.5\text{m}$ در دهانه خروجی کانال کاهش یافته است.



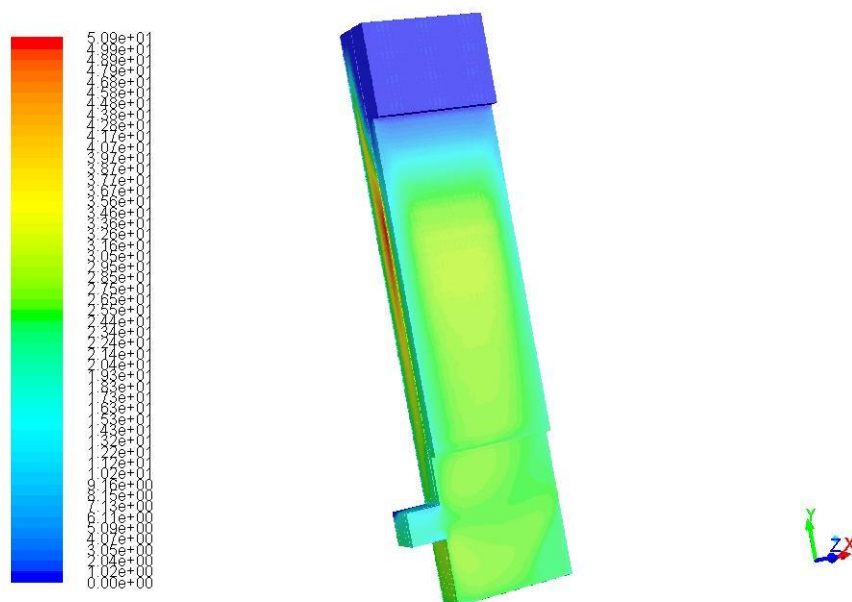
شکل ۳- کانتورهای دما در صفحات عرضی و خروجی



شکل ۴- نمودار تغییرات دما در طول کانال

۴-۲- تغییرات رطوبت نسبی در طول کانال

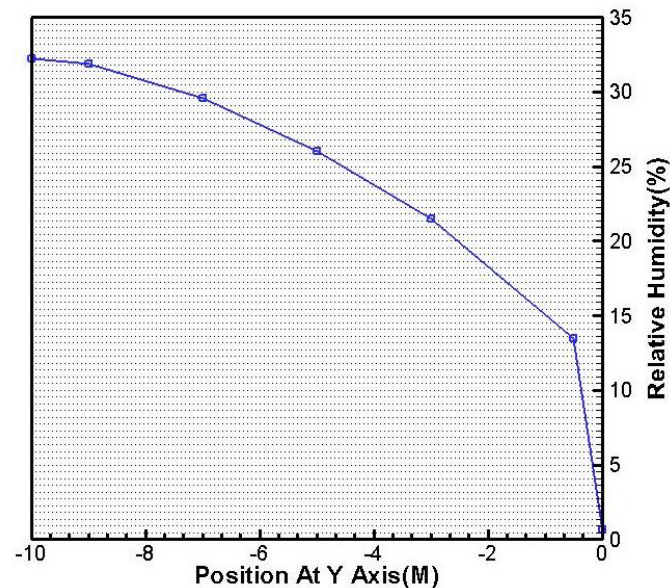
شکل ۵ نشان می‌دهد که به واسطه تزریق ذرات آب به وسیله نازل‌های سیستم فاک در ورودی کانال، رطوبت نسبی هوای ورودی در طول کانال به تدریج افزایش یافته و در خروجی کانال به بیش‌ترین مقدار خود می‌رسد. درواقع با تبخیر ذرات آب با گرفتن گرمای نهان هوای ورودی و کاهش دمای آن، رطوبت به وجود آمده در هوا افزایش یافته است و این نشان می‌دهد که توزیع دما و رطوبت نسبی کاملاً با یکدیگر تطابق داشته و با کاهش درجه حرارت، رطوبت نسبی بیش‌تر شده و این موضوع به روشنی فرآیند سرمایش تبخیری را نشان می‌دهد. همچنین نمودار شکل ۵ نشان می‌دهد که رطوبت نسبی هوای ورودی از ۰/۶ درصد به ۳۲ درصد در خروجی کانال افزایش یافته است.



Contours of Relative Humidity (%)

ANSYS Fluent Release 16.1 (3d, dp, pbns, spe, ske)
Oct 29, 2016

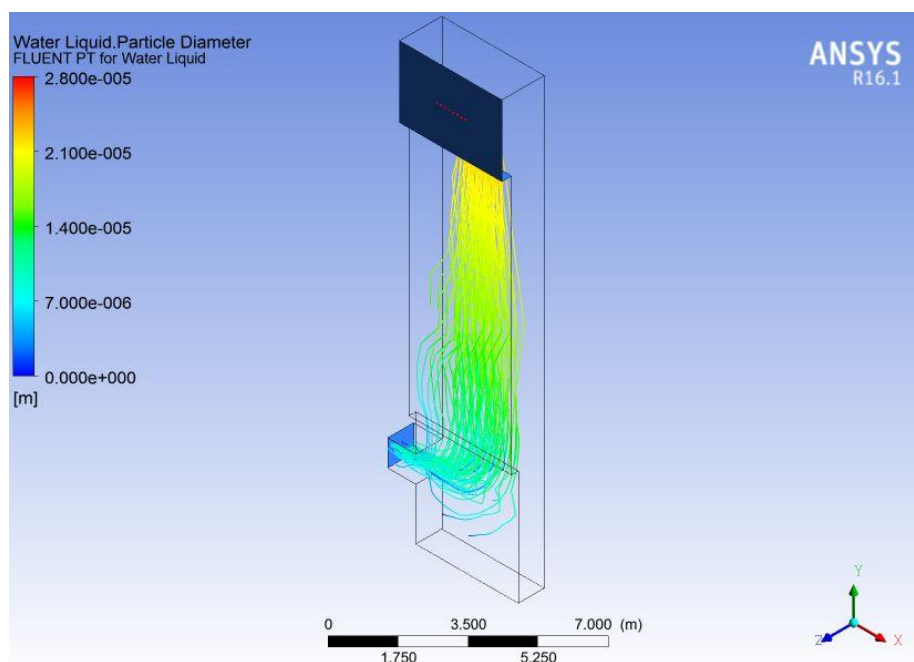
شکل ۵- کانتور تغییرات رطوبت نسبی



شکل ۶- نمودار تغییرات رطوبت نسبی

۴-۳- ره‌گیری ذرات بر اساس قطر

شکل شماره ۷ تغییر قطر قطرات آب تزریقی را با تغییر رنگ در طول مسیر قطرات در داخل کانال هوای ورودی به توربین گاز نشان می‌دهد. در این شکل به‌منظور جلوگیری از پیچیدگی، یک ردیف نازل میانی انتخاب و مورد بررسی قرار گرفته است. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود قطرات آب تا قبل از رسیدن به خروجی کانال و ورود به کمپرسور غالباً تبخیر شده و قطرات باقی مانده با قطری حدود ۷ میکرون از کانال خارج می‌شوند. توصیه بر این است که قطر قطرات در هنگام ورود به کمپرسور کمتر از ۲۰ میکرون باشد. در قطرهای کمتر از ۲۰ میکرون نیروهای لزجی بر اینرسی غلبه داشته و سبب می‌گردند قطرات آب مسیر جریان هوا را دنبال نمایند [۱۴].



شکل ۷- تغییر اندازه ذرات در طول کانال

۴-۴- راندمان سیستم خنک‌کن

جهت بررسی عملکرد سیستم مه‌پاش، پارامتر کارآمدی یا راندمان سیستم خنک‌کن به صورت رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$Eff. = (T_{amb} - T_{exit}) / (T_{amb} - T_{WBT}) \quad (16)$$

در این رابطه T_{amb} درجه حرارت محیط، T_{exit} درجه حرارت میانگین در خروج و T_{WBT} درجه حرارت حباب تر محیط در شرایط طراحی است. با توجه به جدول شماره ۳ و رابطه ۱۶ راندمان اشباع برای سامانه شبیه‌سازی شده ۶۷/۵ درصد است.

$$Eff. = \frac{45 - 31.5}{45 - 25} = 67.5\%$$

۵- بررسی فنی اقتصادی سامانه خنک‌ساز مه‌پاش

سعی بر این است که سامانه خنک‌ساز طراحی شده توانایی پاسخ‌گویی در ماه‌های گرم سال از اردیبهشت تا مهر که توان خروجی توربین گازی‌های را که به شدت تحت تأثیر افزایش دما بوده و با افت هنگامی روبرو هستند داشته باشد. به همین منظور نتایج حاصل از شبیه‌سازی سامانه در میانگین دمای هوا در هر یک از ماه‌های گرم سال، انجام و پتانسیل خنک‌سازی و راندمان اشباع با نرم‌افزار انسیس فلوئنت و میزان افزایش توان خروجی توربین گازی در نرم‌افزار ترموفلو^۷ در هر یک از شش ماه گرم سال مورد بررسی قرار گرفته است. جدول ۴ میانگین دما در هریک از ماه‌های گرم سال از اردیبهشت تا مهر و همچنین میزان تغییرات هوای خروجی از کانال توربین گازی را به واسطه نصب سامانه مه‌پاش نشان می‌دهد.

جدول ۴- تغییرات دمای هوای خروجی در شش ماه گرم سال

ماه	میانگین دمای حباب خشک (°C)	میانگین دمای حباب تر (°C)	دمای هوای خروجی از کانال به واسطه سامانه مه‌پاش (°C)	میزان کاهش دمای به واسطه سامانه مه‌پاش (°C)
اردیبهشت	۳۸	۱۹	۲۲/۵	۱۵/۵
خرداد	۴۲	۲۱	۲۷	۱۵
تیر	۴۴	۲۳	۳۰	۱۴
مرداد	۴۵	۲۵	۳۱/۵	۱۳/۵
شهریور	۴۳	۲۲	۲۸/۵	۱۴/۵
مهر	۳۸	۲۰	۲۳	۱۵

۵-۱- پتانسیل خنک‌سازی سامانه مه‌پاش

پتانسیل روش خنک‌سازی، مقدار کاهش دمایی است که در یک بازه زمانی معین توسط سامانه خنک کاری هوای ورودی صورت می‌گیرد. بنابراین می‌توان به صورت زیر برای هر یک از ماه‌های گرم سال از اردیبهشت تا مهر محاسبه گردد [۸]:

تعداد ساعات کارکرد در ماه × مقدار کاهش دما در ماه = پتانسیل خنک کاری در هر ماه

لازم به ذکر است که زمان کارکرد سامانه در گرم‌ترین ساعت روز یعنی از ساعت ۱۰ صبح تا ۸ شب که طبقاً میزان رطوبت هوا نیز به واسطه گرما بالا نیست در نظر گرفته شده است. با این وصف با توجه به مقادیر مندرج در جدول ۵،

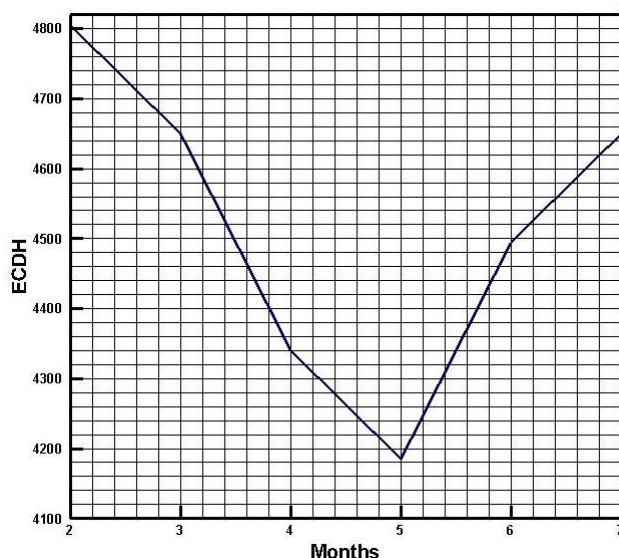
⁷ Thermoflow

پتانسیل خنک‌سازی سامانه در هر یک از ماه‌های گرم سال مطابق جدول ۵ است.

جدول ۵- پتانسیل خنک‌سازی سامانه مه‌پاش در ماه‌های گرم سال

پتانسیل خنک‌سازی (درجه ساعت)	ماه
۴۸۰۵	اردیبهشت
۴۶۵۰	خرداد
۴۳۴۰	تیر
۴۱۸۵	مرداد
۴۴۹۵	شهریور
۴۶۵۰	مهر

همچنین نمودار تغییرات پتانسیل خنک‌سازی در شش ماه گرم سال مطابق شکل ۸ است. همان‌گونه که در این شکل مشخص است این پارامتر در ماه‌های تیر و مرداد با توجه به گرمای بالای هوا، به کم‌ترین مقدار خود می‌رسد.



شکل ۸- تغییرات پتانسیل خنک‌کاری در شش ماه گرم سال

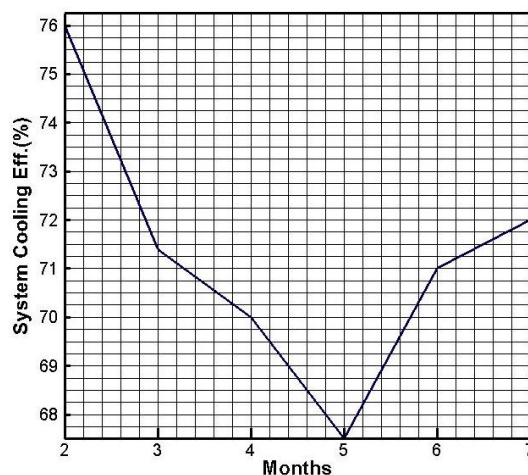
۵-۲- راندمان اشباع سامانه مه‌پاش

بازده سامانه خنک‌ساز در نزدیک کردن دمای خشک به دمای تر محیط را، بازده یا راندمان اشباع می‌گویند. به‌عنوان مثال اگر بتوان توسط یک سامانه خنک‌ساز دمای خشک محیط را به دمای تر تقلیل داد، راندمان اشباع ۱۰۰٪ است. با توجه به مقادیر مندرج در جدول ۵ و استفاده از رابطه ۱۶ راندمان اشباع سامانه خنک‌ساز در هر ماه به‌دست آمده و در جدول ۶ نشان داده شده است.

جدول ۶- راندمان اشباع سامانه مه پاش در ماه‌های گرم سال

ماه	راندمان اشباع
اردیبهشت	۷۶٪
خرداد	۷۱/۴٪
تیر	۷۰٪
مرداد	۶۷/۵٪
شهریور	۷۱٪
مهر	۷۲٪

همچنین همان‌گونه که در نمودار شکل ۹ نشان داده شده، تغییرات راندمان اشباع سامانه مه پاش در ماه‌های تیر و مرداد با توجه به گرمای بالای هوا، روند کاهشی داشته است.



شکل ۹- نمودار تغییرات راندمان اشباع در شش ماه گرم سال

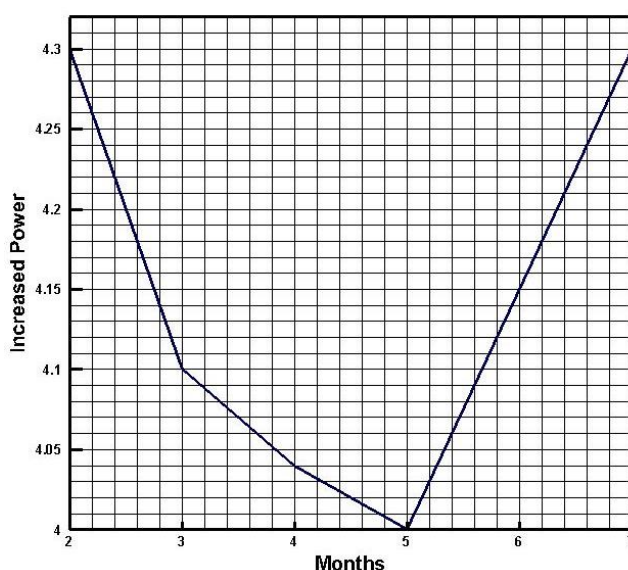
۵-۳- افزایش توان خروجی

به‌منظور تعیین میزان افزایش توان خروجی توربین‌های گازی پالایشگاه آبادان به‌واسطه استفاده از سامانه فاگ، یک توربین با نرم‌افزار ترموفلو در هریک از شش ماه گرم سال و با استفاده از داده‌های هواشناسی مربوطه شبیه‌سازی شده و بدین ترتیب میزان افزایش توان خروجی در هر ماه مطابق جدول شماره ۷ مشخص گردید.

جدول ۷- افزایش توان خروجی در هریک از ماه‌های گرم سال

ماه	میزان افزایش توان (مگاوات)
اردیبهشت	۴/۳
خرداد	۴/۱
تیر	۴/۰۴
مرداد	۴
شهریور	۴/۱۵
مهر	۴/۲۵

همچنین نمودار شکل ۱۰، تغییرات میزان افزایش توان توربین گازی پس از نصب سامانه مه‌پاش در هریک از ماه‌های گرم سال از اردیبهشت تا مهر را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشخص است افزایش توان تولیدی به‌واسطه سرمایه‌های هوای ورودی به توربین گازی می‌تواند در گرم‌ترین ماه سال ۴ مگاوات توان از دست رفته را جبران نماید. با این وصف با نصب سامانه خنک‌ساز مه‌پاش برای هفت دستگاه توربین گازی نیروگاه سوم پالایشگاه آبادان می‌توان ۲۸ مگاوات افزایش توان در گرم‌ترین ماه سال داشته باشیم. بنابراین در صورت سرمایه‌های هوای ورودی، به‌طور میانگین ۴/۱۵ مگاوات برای هر توربین و ۲۹/۰۵ مگاوات برای هفت دستگاه مولد گازی افزایش توان تولیدی در شش ماه گرم سال خواهیم داشت.



شکل ۱۰- نمودار تغییرات افزایش توان تولیدی در شش ماه گرم سال

پس از بررسی فنی نصب سامانه خنک‌ساز مه‌پاش توربین‌های گازی به بررسی اقتصادی اجرای این سامانه پرداخته شده است.

۴-۵- آب مصرفی سامانه مه‌پاش

مناسب‌ترین آب مصرفی برای سیستم فاگ، آب بدون یون (آب مقطر) است که تأمین آن با احداث یک خط انتقال از واحد تولید آب مقطر پالایشگاه قابل انجام است. با توجه به اینکه کل آب مورد نیاز در نقطه طراحی، ۱،۳۶۸ لیتر بر ثانیه یا به عبارت دیگر ۵ مترمکعب بر ساعت است، بنابراین مقدار آب مصرفی برای کارکرد سامانه در ۱۰ ساعت در روز و برای شش ماه گرم سال برای ۹،۳۰۰ مترمکعب به دست خواهد آمد. با این وصف و با در نظر گرفتن مبلغ ۱۵،۰۰۰ ریال برای تهیه هر مترمکعب آب بدون املاح، هزینه آب مصرفی طرح برای سامانه خنک‌سازی یک توربین گاز در این بازه زمانی معادل ۱۳۹،۵۰۰،۰۰۰ ریال خواهد بود.

۵-۵- تجهیزات سامانه مه‌پاش

تجهیزات مورد نیاز برای اجرای سامانه خنک‌ساز مه‌پاش به شرح زیر است:

- یک عدد الکتروپمپ رفت و برگشتی با فشار عملکرد ۱۳۰ تا ۱۴۰ بار به همراه تجهیزات مربوطه
- ۴۵۶ عدد نازل استنلس استیل ۳۱۶ نوع پین دار

- هدرهای ۳/۴ اینچ با ضخامت ۳ میلی متر از جنس استنلس استیل ۳۱۶
- اتصالات فشار قوی از جنس استنلس استیل ۳۱۶
- بوشن‌های نصب نازل‌ها از جنس استنلس استیل ۳۱۶
- سایر موارد مانند نبشی، پیچ و مهره، ساپورت‌ها و اسکید پمپ و همچنین رنگ‌آمیزی با رنگ اپوکسی

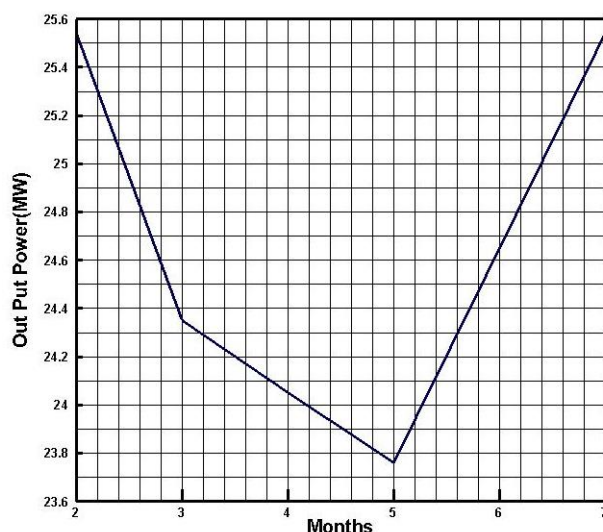
۵-۶- ملاحظات اقتصادی

با توجه به اسناد فنی توربین گازی هیتاچی مدل H-25، کاهش توان خروجی توربین‌های گازی به واسطه افزایش دما در ماه‌های گرم سال از اردیبهشت تا مهر مطابق جدول ۷ خواهد بود.

جدول ۸- کاهش توان خروجی در ماه‌های گرم سال

ماه	میزان کاهش توان (مگاوات)
اردیبهشت	۲۵/۵۴
خرداد	۲۴/۳۵
تیر	۲۴
مرداد	۲۳/۷
شهریور	۲۴/۶۵
مهر	۲۵/۵۴

همچنین همان‌گونه که در شکل ۱۱ مشاهده می‌شود در مردادماه که گرم‌ترین ماه سال است میانگین دمای محیط به ۴۵ درجه سانتی‌گراد رسیده و توان توربین‌های گازی ۲۰ درصد کاهش خواهد یافت. با این وصف توان توربین گازی در این دما از ۲۹/۷ مگاوات در شرایط ایزو (۱۵ درجه سانتی‌گراد) به ۲۳/۷ مگاوات خواهد رسید. بنابراین در نقطه پیک دمایی برای هر توربین ۶ مگاوات افت توان به‌وجود خواهد آمد.



شکل ۱۱- نمودار تغییرات کاهش توان تولیدی در شش ماه گرم سال

با توجه به موارد فوق‌الذکر، در خصوص بررسی اقتصادی طرح نکات ذیل نتیجه‌گیری می‌گردد:

- با توجه به جدول ۸ به طور میانگین برای هر توربین گازی ۵/۰۷ مگاوات و برای هفت دستگاه مولد گازی ۳۵/۵ مگاوات توان از دست رفته در شش ماه گرم سال خواهیم داشت. جهت جبران میانگین افت توان هفت دستگاه مولد گازی نیروگاه سوم در شش ماه گرم سال، در صورتی که پالایشگاه تصمیم به خرید توربین گازی جدید داشته باشد ناگزیر به سرمایه‌گذاری به مبلغ تقریبی ۱۰ میلیون دلار خواهد بود. با این وصف به واسطه نصب سامانه خنک‌ساز برای هفت دستگاه توربین گازی H-25، به طور متوسط ۲۹/۰۵ مگاوات توان از دست جبران خواهد شد که این مقدار معادل توان تولیدی یک دستگاه توربین گازی H-25 جدید است.
- سرمایه‌گذاری اولیه در خصوص طراحی، خرید، حمل، نصب و اجرای سامانه خنک‌ساز مه‌پاش برای یک دستگاه توربین گازی با توجه به برآورد اقتصادی انجام شده معادل ۵,۲۰۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال است. این در حالی است که با در نظر گرفتن هزینه ۳۵۵ ریال برای خرید هر کیلووات ساعت برق، سود ناخالص میانگین برق تولیدی در شش ماه سال به واسطه استفاده از سامانه خنک‌ساز مه‌پاش معادل ۲,۶۵۱,۸۵۰,۰۰۰ ریال در سال خواهد بود.

جدول ۹- بررسی اقتصادی

عنوان	واحد	سیستم مه‌پاش
مدت کارکرد سامانه در طول سال	ماه	۶
مدت کارکرد سامانه در طول روز	ساعت	۱۰
میزان آب مصرفی	مترمکعب بر ساعت	۵
هزینه هر مترمکعب آب مقطر	ریال	۱۵۰۰۰
سرمایه‌گذاری اولیه	ریال	۵,۲۰۰,۰۰۰,۰۰۰
هزینه تعمیر و نگهداری	ریال	۳۲۸,۰۰۰,۰۰۰
هزینه آب مصرفی	ریال	۱۳۹,۵۰۰,۰۰۰
میانگین افزایش برق تولیدی	کیلووات ساعت	۴۱۵۰
خرید هر کیلووات ساعت برق	ریال	۳۵۵
سود ناخالص تولید برق در سال	ریال	۲,۶۵۱,۸۵۰,۰۰۰
سود خالص تولید برق در سال	ریال	۲,۱۸۴,۳۵۰,۰۰۰
مدت زمان بازگشت سرمایه	ماه	۲۸

با کسر هزینه‌های تعمیر و نگهداری سالانه معادل ۴ درصد سرمایه‌گذاری اولیه و آب مصرفی سامانه از سود حاصل از تولید ۴۱۵۰ کیلووات ساعت، سود خالص معادل ۲,۱۸۴,۳۵۰,۰۰۰ ریال بوده که با احتساب سرمایه‌گذاری لازم به میزان ۸,۲۰۰,۰۰۰,۰۰۰ ریال بازگشت سرمایه معادل ۲۸ ماه خواهد بود. کلیه ملاحظات اقتصادی با توجه به توضیحات فوق در جدول ۹ ذکر شده است.

۶- نتیجه‌گیری

بر اساس بررسی‌های صورت گرفته از میدان جریان در نرم‌افزار انسیس فلونت و تحلیل انجام شده بر داده‌های خروجی می‌توان نتیجه گرفت که به کارگیری سیستم مه‌پاش برای خنک‌سازی هوای ورودی به توربین‌های گازی نیروگاه سوم پالایشگاه آبادان سبب کاهش درجه حرارت ورودی کمپرسور به میزان ۱۳/۵ درجه سانتی‌گراد در شرایط طراحی (دمای محیط ۴۵ درجه سانتی‌گراد) می‌گردد. همچنین با توجه به نتایج مدل‌سازی جریان هوای ورودی از خروجی



اتاق فیلتر تا ورودی کمپرسور، قطرات پاشش شده توسط سیستم مه پاش فرصت کافی جهت تبخیر را دارا می باشند به صورتی که حداکثر قطر قطرات در دهانه ورودی کمپرسور کمتر از ۷ میکرون خواهد بود. با این وصف این اطمینان وجود خواهد داشت که ذرات رها شده از نازل ها پس از انتقال حرارت و جرم به منظور خنک سازی هوای ورودی با اندازه های مناسب وارد کمپرسور شده و سبب آسیب پره های آن نخواهند شد.

۷- منابع

- [1] Erdem H. H. and Sevilgen S. H., Case study: Effect of ambient temperature on the electricity production and fuel consumption of a simple cycle gas turbine in Turkey, Applied Thermal Engineering, Vol.26, 2009, pp. 320-326
- [2] Ameri M., Shahbazian H.R. and Nabizadeh M., Comparison of evaporative inlet air cooling systems to enhance the gas turbine generated power, International journal of energy research, Vol.31, 2010, pp. 1483-1503.
- [3] AL-Salman K. Y., Rishack Q. A. and AL-Mousavi S.J., Parametric Study of turbine cycle with fogging system, Journal of Basrah Researches – sciences. Vol.33, 2011.
- [4] Ameri M., Nabati H. and Keshtgar A., Gas turbine power argumentation using fog inlet air-cooling system. In: ESDA04, Manchester. In Proceedings of the Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis – ESDA 2004. Manchester, United Kingdom, 2004.
- [5] Alhazmy M. M. and Najjar Y.S.H., Augmentation of gas turbine performance using air coolers, Applied Thermal Engineering, Vol.24, 2012, pp. 415-429.
- [۶] محمد عامری و عباس حزباوی، تحلیل عددی انتقال حرارت و جرم در مبدل حرارتی تماس مستقیم، هفدهمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک، تهران، دانشکده فنی دانشگاه تهران، ۱۳۸۸.
- [۷] شیلان احمدی، ارزیابی فنی و اقتصادی روش های خنک سازی هوای ورودی در توربین گازی با رویکرد اجرایی، دومین کنفرانس مدیریت انرژی، تهران، پژوهشگاه نیرو، ۱۳۹۰.
- [۸] سازمان بهره وری انرژی ایران، اطلس جامع افزایش توان و راندمان نیروگاه های کشور.
- [۹] شجاعی فرد، نورپور هشتروندی، ورستیگ، مالالاسکرا، دینامیک سیالات محاسباتی، تهران، مرکز انتشارات علم و صنعت ایران، ۱۳۷۹.
- [۱۰] شکوهمند، کیز، کرافورد، انتقال حرارت و جرم به روش جابجایی، تهران، مؤسسه انتشارات و چاپ دانشگاه تهران، ۱۳۷۷.
- [11] Ansys Fluent Help, Version 16.1, Ansys Fluent.
- [12] Ran, marshal, Evaporation from Drops, Part I, Chem. Eng. Prog.48, pp. 141-146, 1952.
- [13] Ran, marshal, Evaporation from Drops, Part II, Chem. Eng. Prog.48, pp. 173-180, 1952.
- [14] Ax Energy, Droplet Analysis of Atomizing nozzles, www.ctfog.com.
- [۱۵] اسناد و مدارک توربین های گازی پالایشگاه آبادان.