پژوهشگاه نیرو

Niroo Research Institute

NRI-ER-961-PIEPN17-00-F

طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک‌کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا



واحد مجری: گروه الکترونیک قدرت

کارفرما : پژوهشگاه نیرو

DOI: 10.30503/nripress.2020.265


بسم الله الرحمن الرحيم

طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک‌کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا

مدیر پروژه: محمد مرامی ساران

مجری: سعید حاتمی

انتشارات پژوهشگاه نیرو

۱۴۰۱

کد گزارش: NRI-ER-961-PIEPN17-00-F

DOI: 10.30503/nripress.2020.265

ایران. وزارت نیرو. پژوهشگاه نیرو. گروه/مرکز پژوهشی الکترونیک قدرت

طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک‌کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا/ مدیر پروژه: محمد مرامی ساران. تهران: پژوهشگاه نیرو، ۱۴۰۱.

۸۱ ص.: مصور، نمودار، جدول

۱. محمد مرامی ساران. ۲. پیام رحیم مشائی، همکار پروژه.

انتشارات پژوهشگاه نیرو

گروه پژوهشی ماشین‌های الکتریکی دوار

کلیه حقوق قانونی این اثر متعلق به پژوهشگاه نیرو است.

نشانی: تهران،شهرک‌غرب،انتهای‌بلوارشهیددادمان،پژوهشگاه‌نیرو، کدپستی: ۱۴۶۸۶۱۳۱۱۳

تلفن: ۹-۸۸۰۷۹۴۰۱

نمابر: ۸۸۰۷۸۲۹۶

وبگاه: www.nri.ac.ir

پست الکترونیک انتشارات: publications@nri.ac.ir

فرم تعهدنامه اصالت اثر

اینجانب محمد مرامی ساران متعهد می‌شوم که مطالب مندرج در این گزارش حاصل کار پژوهشی اینجانب و همکاران به شرح زیر است و به دستاوردهای پژوهشی دیگران که در این پژوهش از آن استفاده شده است، مطابق مقررات ارجاع و در فهرست منابع و مآخذ ذکر گردیده است.

کلیه حقوق مادی و معنوی این اثر متعلق به پژوهشگاه نیرو است.

همکاران :

۱. محمد مرامی ساران

۲. پیام رحیم مشائی

بنام خدا

پژوهشگاه نیرو

نام گزارش: طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک‌کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا

کد گزارش: PIEPN17/E

عنوان پروژه: طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک‌کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا

واحد مجری طرح/پروژه: گروه الکترونیک قدرت

مدیر واحد مجری طرح/پروژه: محمد مرامی ساران

مجری طرح/پروژه: سعید حاتمی

مدیر طرح/پروژه: محمد مرامی ساران

تاریخ: آذر ماه ۱۴۰۰

پیشگفتار

با توسعه دانش فنی و افزایش ولتاژ و جریان نامی در مبدل‌های الکتریکی ولتاژ بالا مانند سامانه‌های HVDC، SVC، درایور موتورهای توان بالا، کلیه مبدل‌های ولتاژ متوسط توان بالا مانند یکسو سازها، اینورترها وسیکلوکانورترها نیاز به سیستم‌های خنک کننده با فن‌آوری و کارایی بالا دارند تا دمای مبدل‌ها را در ناحیه ایمن حفظ نماید. در سیستم‌های قدیمی استفاده از هوا به عنوان سیال انتقال حرارت مرسوم بوده است که ظرفیت حرارتی پایین دارد. علاوه بر آن، افزایش حجم و فضای مورد نیاز و نویز صوتی بالا از دلایل عمده جایگزینی سیستم‌های خنک کننده هوایی با نمونه‌های آبی می‌باشد. در پروژه حاضر، تلاش شده است که یک نمونه سیستم خنک کننده آبی طراحی و شبیه سازی شود. پروژه حاضر شامل چهار فصل می‌باشد. در فصل اول لزوم استفاده از سیستم‌های خنک کننده آبی بیان شده و ادبیات فن مرور می شود. فصل دوم به طراحی مفهومی سیکل خنک کاری می‌پردازد و شرح وظایف اجزا تشکیل دهنده به کمک دیاگرام طراحی شرح داده می شود. در این راستا تجهیزات مورد نیاز برای سیستم خنک کننده آبی مربوط به مبدل ۳۳ کیلوولت شرکت ABB بررسی و امکان خرید اقلام آن از بازار داخلی بررسی می شود. در فصل سوم الگوریتم طراحی سیکل خنک کاری ارائه می شود. بر این اساس پارامترهایی مانند مشخصات آب سرد خنک کننده، مقدار حرارت دفع شده از والو تریستوری، افت فشار والو تریستوری و حداقل دمای آب در سیکل از کاربر درخواست می‌شود. بر اساس این داده‌ها ابتدا دبی مورد نیاز محاسبه می‌شود. بر اساس دبی و حداکثر سرعت مجاز عبور آب از مجاری ، لوله‌کشی مناسب برای سیستم خنک کاری ارائه می شود. به کمک دبی محاسبه شده و مقدار حرارت دفع شده در والو تریستوری مبدل حرارتی صفحه‌ایی انتخاب می‌شود. افت فشار سیستم که شامل افت فشار تجهیزات (از کاتالوگ محصولات در دسترس استخراج می‌شود) و افت فشار مجاری می‌باشد، محاسبه می‌گردد. با داشتن مقادیر دبی و افت فشار کل، پمپ‌ها انتخاب می‌گردند. در فصل چهارم کد نرم افزار مطلب توسعه داده می‌شود تا به طراحی سیستم خنک کننده والو تریستوری بپردازد و یک مسئله به عنوان مثال با آن حل می‌شود.

این گزارش مراحل دوم و سوم از پروژه " طراحی و شبیه‌سازی سیستم خنک کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا " را پوشش می‌دهد و توسط همکار پاره وقت آقای پیام رحیم منشائی با مدیریت آقای محمد مرامی تهیه شده است. ناظر محترم پروژه آقای مهندس بهرام هوشانفر که از نظریات و تجربه ایشان در ارزیابی گزارش‌ها و جلسات متعدد در بازنگری و بهبود بسیاری از بندهای گزارش بهره گرفته شده است، بدینوسیله از ایشان و مجری محترم پروژه اقای سعید حاتمی قدردانی می‌گردد.

 DOI: 10.30503/nripress.2020.265

فهرست مطالب

عنوان **صفحه**

مقدمه.....
۱. فصل اول: مقدمه و مروری بر ادبیات فن ۱
۱-۱- مقدمه..... ۲
۱-۲- لزوم استفاده از سیستم خنک کننده آبی و ساختار های رایج..... ۲
۱-۳- مروری بر ادبیات فن..... ۳
۱-۴- سیستم های آب خنک شرکت ABB..... ۶
۱-۵-روش های تامین برودت..... ۹
۱-۶- نتیجه گیری..... ۱۱
۲. فصل دوم:طراحی مفهومی و انتخاب تجهیزات..... ۱۲
۲-۱- مقدمه..... ۱۳
۲-۲- شرح سیکل سرمایش..... ۱۳
۲-۳- مخزن تحت فشار دیافراگمی و کمپرسور شارژ کننده..... ۱۶
۲-۴- پمپ ها..... ۱۶
۲-۵- مجاری انتقال آب..... ۱۷
۲-۶- مبدل حرارتی..... ۲۰
۲-۷- دیآیونایزر..... ۲۰
۲-۸- فیلترها..... ۲۱
۲-۹- سنسورها..... ۲۲
۲-۱۰- هیت سینک..... ۲۵
۲-۱۱- چیلر..... ۲۸
۲-۱۲- نتیجه گیری..... ۲۹
۳. فصل سوم: تهیه الگوریتم نرم افزار طراحی سیستم خنک کننده..... ۳۰
۳-۱- مقدمه..... ۳۱
۳-۲- داده های ورودی، الگوریتم و الزامات طراحی..... ۳۱
۳-۳- طراحی سیستم خنک کاری داخل والو تریستوری..... ۳۶
۳-۴- سایزینگ خطوط اصلی..... ۴۰
۳-۵- مبدل حرارتی صفحه ای..... ۴۸
۳-۶- انتخاب پمپ و الکتروموتور..... ۵۰
۴. فصل چهارم: آماده سازی نرم افزار بر مبنای کد مطلب..... ۵۱
۴-۱- مقدمه..... ۵۲
۴-۲- داده های ورودی توسط کاربر..... ۵۲

۴-۳- والو تریستوری..... ۵۵
۴-۴- سیستم لوله کشی..... ۵۷
۴-۵-مبدل حرارتی صفحه ای..... ۶۱
۴-۶- پمپ و الکترموتور..... ۶۲
۴-۷- یک نمونه حل شده با نرم افزار..... ۶۲
۵. مراجع..... ۶۴

فهرست اشکال

عنوان **صفحه**

شکل ۱-۱: الگوی جریان موازی (بالا) و الگوی جریان سری (پایین). a، b ،c و d به ترتیب تریستور، هیت سینک، لوله ها و کلکتور میباشد..... ۲
شکل ۱-۲: مقایسه ولتاژ شکست سه ماده خنک کننده (هوا، آب و روغن) [۱]..... ۳
شکل ۱-۳: شماتیک مسیر آب در سیستم خنک کاری داخلی مورد مطالعه ژانگ و همکاران [۳]..... ۴
شکل ۱-۴: کانتور دمای سیستم خنک کننده داخلی مبدل HVDC با سیال آب [۳]..... ۵
شکل ۱-۵: مبدل HVDC ساخت شرکت زیمنس مورد مطالعه توسط لی و همکاران [۴]..... ۵
شکل ۱-۶: سیستم ون و همکاران برای کاربرد مبدلهای HVDC [۵]..... ۶
شکل ۱-۷: یک نمونه سیستم خنک کننده مبدل HVDC شرکتABB نصب شده در چین [۶]..... ۷
شکل ۱-۸: یک نمونه سیستم خنک کننده شرکتABB نصب شده در هند [۶]..... ۷
شکل ۱-۹: سیستم خنک کننده والوهای تریستوری در SVC (گروه ملی صنعتی فولاد ایران)..... ۸
شکل ۱-۱۰: والوهای تریستوری SVC (گروه ملی صنعتی فولاد ایران)..... ۸
شکل ۱-۱۱: مبدل حرارتی در برجهای خنک کننده خشک [۷]..... ۱۰
شکل ۱-۱۲: چیلر تراکمی و اجزای اصلی [۸]..... ۱۱
جدول ۲-۱: دادههای یک سیستم خنک کننده والو تریستوری مربوط به SVC با ظرفیت 100MVAR در ولتاژ 33kV ۱۳
شکل ۲-۱: نمودار طراحی سیستم خنک کننده آبی..... ۱۵
شکل ۲-۲شماتیک قرار گیری تریستورها و مقاومتهای اسنابر..... ۱۶
شکل ۲-۳: شلنگ منجید دار فشار بالا [۹]..... ۱۸
شکل ۲-۴: اندازه گذاری لولههای فولادی گالوانیزه با سطح داخلی نسبتا صاف [۱۲]..... ۱۹
شکل ۲-۵: مبدل حرارتی صفحهایی با ظرفیت ۲۵۰ کیلوکالری بر ساعت و دبی ۵۰۰۰ لیتر بر دقیقه [۱۳]..... ۲۰
شکل ۲-۶: دیآیونایزر یون شرکت فراآب [۱۴]..... ۲۱
شکل ۲-۷: فیلتر پلی استری [۱۵]..... ۲۱
شکل ۲-۸: فیلتر کارتریجی (فیلتر اصلی) [۱۵]..... ۲۲
شکل ۲-۹: دبی سنج توربینی پیشنهادی برای سیستم خنک کننده [۱۶]..... ۲۳
شکل ۲-۱۰: سنسور مانومتر–ترمومتر [۱۷]..... ۲۳
شکل ۲-۱۱: کانداکتیویتی متر [۱۸]..... ۲۴
جدول ۲-۲:پنج محدوده مختلف اندازهگیری ضریب هدایت الکتریکی در کانداکتیویتی متر مدل ۸۳۰۱ ساخت شرکت AZ ۲۴
شکل ۲-۱۲: ترانسمیتر اختلاف فشار رزومنت برای فیلتر اصلی [۱۹]..... ۲۵
شکل ۲-۱۳:تریستور دیسکی شرکت ABB..... ۲۶

شکل ۲-۱۴: طراحی مفهومی هیت سینک آبی تریستور..... ۲۷
شکل ۲-۱۵: یک نمونه مقاومت مجهز به هیت سینک آب خنک [۲۰]..... ۲۷
شکل ۲-۱۶ : طراحی مفهومی (طرح اولیه) مقاومت آب خنک..... ۲۸
شکل ۲-۱۷: چیلر تراکمی هوایی ساخت شرکت ماخ [۲۱]..... ۲۸
شکل ۳-۱: دیاگرام مورد استفاده در نرم افزار طراحی سیستم خنک کننده والو تریستوری..... ۳۲
شکل ۳-۲: بخشی از کاتالوگ تریستور شرکت ABB؛ الف) شکل تریستورها، ب) خواص گرمایی یک نمونه (دمای مجاز و مقاومت حرارتی)..... ۳۳
شکل ۳-۳: الف) تصویری از هیت سینکهای آب–خنک مربوط به تریستور ساخت شرکت ABB [۲۲]– دادههای افت فشار بر حسب دبی موجود نمیباشد– ب) یک نمونه کاتالوگ هیت سینک سری VBA شرکت دائو که در آن نمودار افت فشار و مقاومت حرارتی بر حسب دبی داده شده است [۲۳]..... ۳۴
شکل ۳-۴: مقاومت الکتریکی آب خنک و نمودار افت فشار مربوطه برای کلاس های مختلف –ساخته شده توسط شرکت ویشای [۲۴]..... ۳۵
شکل ۳-۵: نحوه عبور جریان سیال خنک کننده در یک سطح از والو تریستوری..... ۳۶
شکل ۳-۶: نمودار افت فشار در مقاومت آب خنک و برازش آن در نرم افزار اکسل..... ۳۸
شکل ۳-۷: نمودار افت فشار هیت سینک تریستور و برازش آن در نرم افزار اکسل..... ۳۸
شکل ۳-۸: افت فشار در لوله ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۳۹
جدول ۳-۱: ضریب اتلاف برای فیتینگها و زانوییهای مختلف [۲۸و۲۹]..... ۴۰
جدول ۳-۲: ضریب اتلاف برای تغییر سطح مقطع [۲۷]..... ۴۰
جدول ۳-۳: سایز لوله سیکل اصلی برای دبیهای مختلف..... ۴۱
جدول ۳-۴: سایز لوله سیکل ثانویه برای دبیهای مختلف..... ۴۱
شکل ۳-۹: افت فشار در لوله ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۲
شکل ۳-۱۰: افت فشار در لوله ۱ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۳
شکل ۳-۱۱: افت فشار در لوله ۱/۴ ۱ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۳
شکل ۳-۱۲: افت فشار در لوله ۱/۲ ۱ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۴
شکل ۳-۱۳: افت فشار در لوله ۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۴
شکل ۳-۱۴: افت فشار در لوله ۱/۲ ۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۵
شکل ۳-۱۵: افت فشار در لوله ۳ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۵
شکل ۳-۱۶: افت فشار در لوله ۱/۲ ۳ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۶
شکل ۳-۱۷: افت فشار در لوله ۴ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۶
شکل ۳-۱۸: افت فشار در لوله ۵ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۷
شکل ۳-۱۹: افت فشار در لوله ۶ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی..... ۴۷
جدول ۳-۵: لیست رابطههای توانی افت فشار برای سیستم لوله کشی..... ۴۸
شکل ۳-۲۰: شماتیک و شکل واقعی مبدل حرارتی صفحهایی مورد مطالعه توسط گاسیو و استاک [۳۰]..... ۴۹
شکل ۴-۱: شماتیک نحوه اتصال هر سطح از تریستور به کلکتورهای سرد و گرم..... ۵۲

شکل ۴-۲: شماتیک مدار الکتریکی سطوح تریستور.....۵۳
شکل ۴-۳: فایل خروجی یک نمونه سیستم خنک کننده والو تریستوری طراحی شده توسط نرم افزار مبتنی بر کد Matlab ۶۳

فهرست جداول

عنوان **صفحه**

جدول ۲-۱: دادههای یک سیستم خنک کننده والو تریستوری مربوط به SVC با ظرفیت 100MVAR در ولتاژ 33kV ۱۳
جدول ۲-۲:پنج محدوده مختلف اندازهگیری ضریب هدایت الکتریکی در کانداکتیویتی متر مدل ۸۳۰۱ ساخت شرکت AZ ۲۴
جدول ۳-۱: ضریب اتلاف برای فیتینگها و زانوییهای مختلف [۲۸و۲۹]..... ۴۰
جدول ۳-۲: ضریب اتلاف برای تغییر سطح مقطع [۲۷]..... ۴۰
جدول ۳-۳: سایز لوله سیکل اصلی برای دبیهای مختلف..... ۴۱
جدول ۳-۴: سایز لوله سیکل ثانویه برای دبیهای مختلف..... ۴۱
جدول ۳-۵: لیست رابطههای توانی افت فشار برای سیستم لوله کشی..... ۴۸

مقدمه

گزارش حاضر شامل چهار فصل می‌باشد. دو فصل اول مربوط به مرحله اول پروژه و دو فصل آخر مربوط به مراحل سوم و چهارم پروژه است. در فصل اول لزوم استفاده از سیستم‌های خنک کننده آبی بیان شده و ادبیات فن مرور می‌شود.
فصل دوم به طراحی مفهومی سیکل خنک کاری پرداخته و وظایف اجزای تشکیل دهنده به کمک دیاگرام طراحی شرح داده می‌شود. فصل سوم به الگوریتم طراحی اختصاص یافته است. در این قسمت داده‌های ورودی (که باید توسط کاربر فراهم شود) مشخص شده و مراحل طراحی، نقاط ثابت طراحی و خروجی‌های مورد انتظار بیان می‌شود. همچنین محاسبات حرارت اتلافی در مجموعه والوهای تریستوری و محاسبه سایزینگ لوله‌ها و افت فشار موجود در سیستم لوله‌کشی و نحوه محاسبات طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای و پمپ نیز به ترتیب شرح داده شده است. در فصل چهارم خط به خط کد نوشته شده توضیح داده می‌شود . در این راستا داده‌های ورودی توسط کاربر معرفی می‌گردد. سپس بدنه کد در هر بخش تفسیر می‌گردد. در پایان این فصل یک نمونه مثال توسط کد حل می‌شود تا نحوه کار با نرم افزار توسعه داده شده، روشن شود.

 DOI: 10.30503/nripress.2020.265

فصل اول: مقدمه و مروری بر ادبیات فن

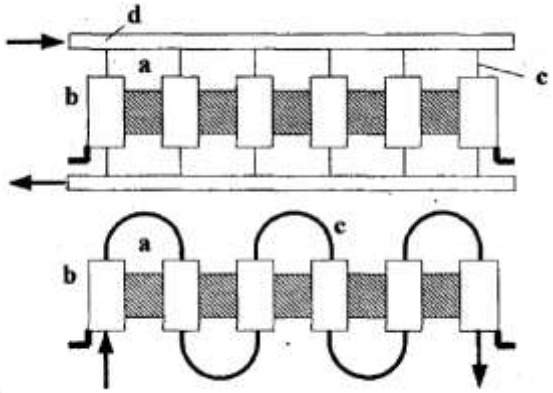
۱-۱- مقدمه

در این فصل به لزوم به کارگیری سیستم خنک کاری آبی در مبدل‌های الکترونیک قدرت پرداخته می‌شود و انواع ساختارهای رایج و مزایا و معایب هر یک شرح داده می‌شود. سپس مطالعات تجربی و عددی که در زمینه سیستم خنک کاری آبی انجام شده است، مرور می‌گردد. در پایان این فصل کارهای انجام شده توسط شرکت ABB معرفی می گردد.

۱-۲- لزوم استفاده از سیستم خنک کننده آبی و ساختار های رایج

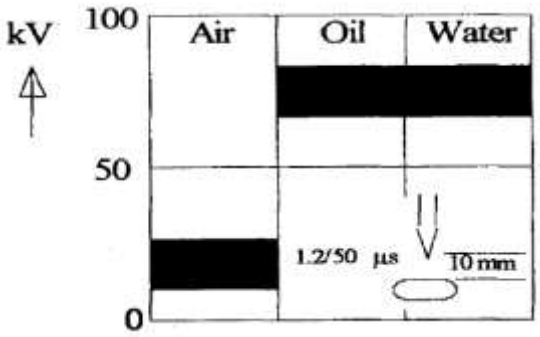
آب دارای ویژگی‌هایی فیزیکی نظیر گرمای ویژه بالا، ضریب هدایت حرارتی مناسب، چگالی و گرانروی پایین می‌باشد که آن را به عنوان یک خنک کننده سیستم‌های الکتریکی مناسب می‌سازد. با این وجود، هنگامی که آب در معرض ولتاژ بالای محیطی قرار می‌گیرد با مشکل مواجه می‌شود، زیر آب حلال بسیاری از مواد شیمیایی است که در صورت وجود در آن باعث شروع فرآیند الکترولیز می‌شود [۱]. این امر بزرگترین مشکل در طراحی سیستم‌های خنک کننده آبی مبدل‌های الکترونیک قدرت ولتاژ بالا است. برای این منظور باید مراقبت نمود که هدایت الکتریکی آب از حد معینی فراتر نرود. دلیل این امر نیز آن است که آب در سیکل بسته در مجاورت دیواره پلیمری مجاری انتقال دهنده یا هیت سینک آلومینیومی قرار دارد و این امر به مرور زمان باعث می‌شود زنجیره‌هایی از مواد عموما هیدروکسیل یا آلومینیوم در آن رها شود و یون‌هایی تشکیل شوند که پایه گذار افزایش ضریب هدایت الکتریکی هستند. در این راستا باید مبدل‌های یون در مدار استفاده شود.

مطابق شکل(۱-۱) دو انتخاب برای خنک کاری قطعات تریستور وجود دارد: موازی و سری. اگرچه الگوی جریان سری باعث کوچک شدن اندازه فیزیکی سیستم می‌شود و هزینه‌های ساخت را به دلیل لوله‌کشی کمتر و حذف کلکتورها کاهش می‌دهد، ولی دمای سیال خنک کننده برای هیت سینک‌های آخر بیش از هیت سینک‌های اول است. در این شرایط باید بیشترین دما را در محاسبات منظور نمود. لذا سیستم خنک کننده نیاز به دبی زیاد آب و توان پمپاژ بالاتری خواهد داشت. آب دارای خواص دی الکتریک مناسبی می‌باشد و ولتاژ شکست[1] آن مطلوب است. ولتاژهای شکست آب، روغن و هوا در شکل(۱-۲) نشان داده شده است وهمانطور که مشاهده می‌شود ولتاژ شکست آب تقریبا هم اندازه روغن می‌باشد.



شکل ۱-۱: الگوی جریان موازی (بالا) و الگوی جریان سری (پایین). a، b، c و d به ترتیب تریستور، هیت سینک، لوله ها و کلکتور می‌باشد.

[1] Impulse breakdown voltage



شکل ۱-۲: مقایسه ولتاژ شکست سه ماده خنک کننده (هوا، آب و روغن) [۱]

متاسفانه برخلاف روغن، ضریب هدایت الکتریکی آب بالا است. به منظور عایق الکتریکی نگاه داشتن محیط انتقال حرارت، محدود کردن جریان الکترولیتیک و تلفات الکترولیز، لازم است ضریب هدایت الکتریکی آب از مقدار $0.1\ \mu S/cm$ در دمای $20^{\circ}C$بالاتر نرود [۲]. رسانایی الکتریکی با افزایش دما، افزایش می‌یابد. این افزایش رسانایی، به ازای هر افزایش درجه سانتیگراد، در حدود ۱ تا ۱/۵ درصد می‌باشد.

۱-۳- مروری بر ادبیات فن

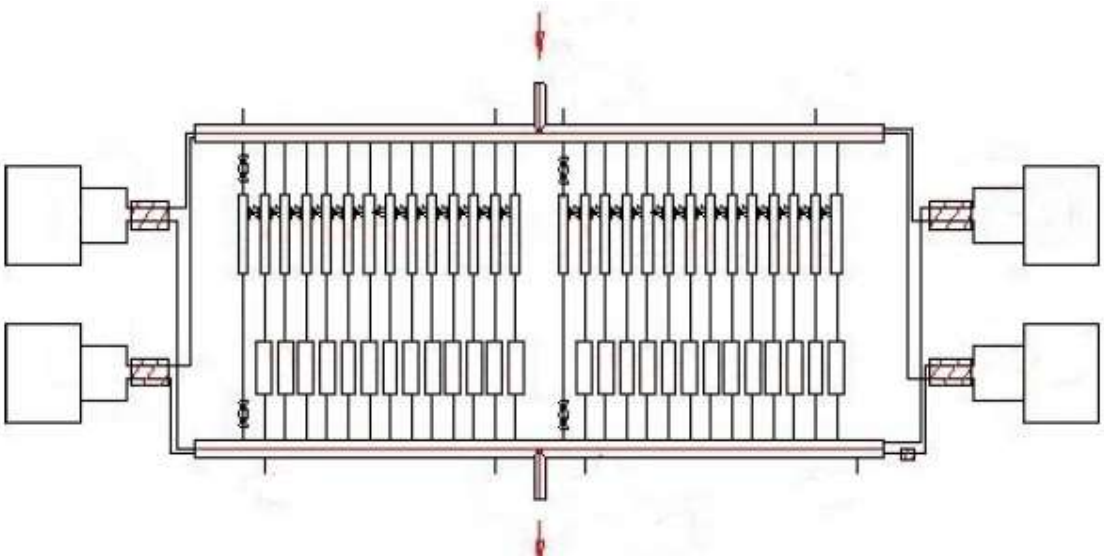
در سال ۱۹۹۳ گزارش شد پانزده سال از عملکرد سیستم خنک کننده‌ای که برای مبدل‌های الکتریکی انتقال قدرت رودخانه نلسون[1] به کارگرفته شده بود، با موفقیت سپری شد [۲]. این سیستم اولین سیستم بود که بر اساس سیال آب کار می‌کرد و همه مخالفان سیستم خنک کننده مبتنی بر آب را در آن زمان قانع کرد که آب به دلیل خواص فیزیکی و گرمایی خاص خود انتخاب شایسته‌ایی برای سیستم خنک کاری مبدل‌های الکتریکی مبتنی بر نیمه هادی‌ها می‌باشد.

ژانگ[2] و همکاران [۳] به صورت عددی و تحلیلی توزیع دما در سیستم خنک کننده مبدل تریستوری را مدل کردند. آنها سیستم خنک کننده را به دو قسمت داخلی و خارجی تقسیم بندی کردند و جداگانه شبیه سازی نمودند. سیستم خنک کننده داخلی کلکتور، تریستور و هیت سینک و سیستم خنک کننده خارجی نیز به خنک کردن آب برگشتی از سیستم خنک کننده داخلی، اختصاص داشت. ماژل سیستم خنک کننده مورد مطالعه شامل دو لایه بود. هر لایه دارای ۱۳ تریستور و ۱۴ هیت سینک با مقاومت‌های متناظر که شماتیک آن در شکل(۱-۳) نشان داده شده است.

کانتور دمای سیستم خنک کننده داخلی در شکل(۱-۴) نشان داده شده است. ملاحظه می‌شود که توزیع دما در تریستور، کلکتور، هیت سینک، لوله‌ها و مقاومت‌ها متفاوت می‌باشد. دمای تریستور بین $60\ ^{\circ}C$ تا $70^{\circ}C$ می‌باشد.

[1] Nelson River

[2] Zhang



شکل ۱-۳: شماتیک مسیر آب در سیستم خنک کاری داخلی مورد مطالعه ژانگ[1] و همکاران [۳]

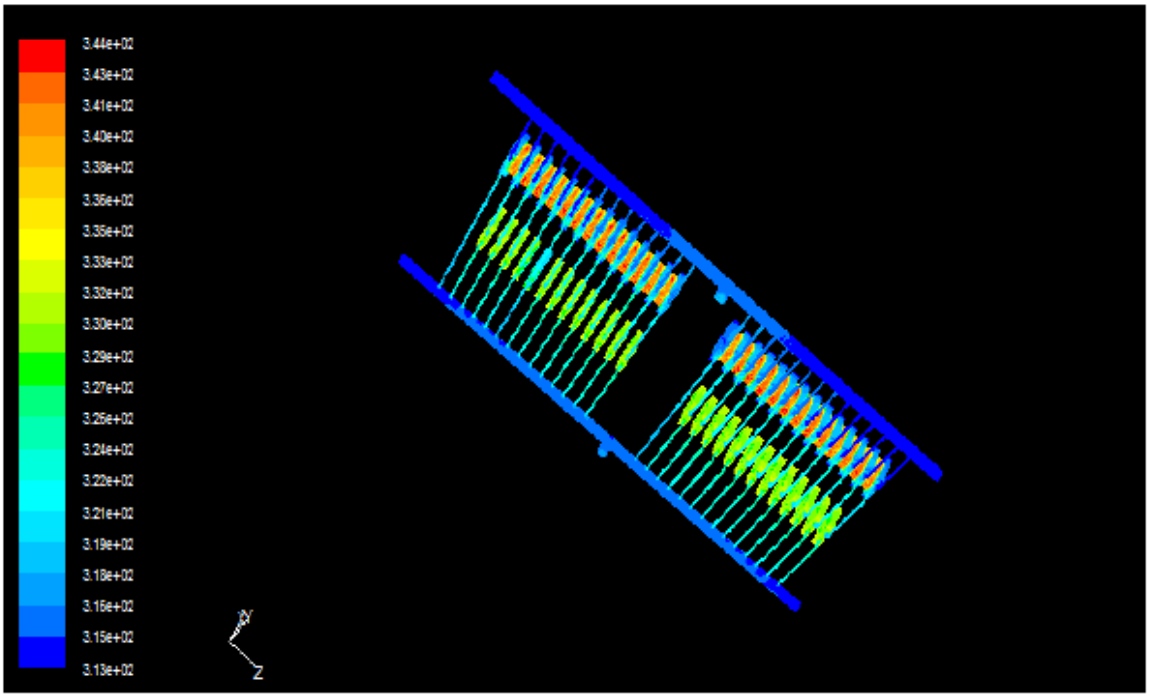
دمای هیت سینک بالا می‌رود چون گرمای تریستور را دریافت می‌کند و کاهش می‌یابد، چون انرژی گرمایی را به آب خنک کننده منتقل می‌کند. نهایتا دمای هیت سینک به دمای $۴۴^{o}C$ می‌رسد که کمی بیشتر از دمای اولیه می‌باشد. دمای مقاومت ها با خنک کاری از $۷۰^{o}C$ به $۵۷^{o}C$ کاهش پیدا می‌کند. دمای خروجی آب از سیستم خنک کننده داخلی به $۴۹^{o}C$ می‌رسد که بیانگر افزایش $۵^{o}C$ می‌باشد. ژانگ و همکاران در مطالعات خود دمای پیوند تریستور را با یک رابطه تحلیلی یک بعدی محاسبه نمودند و در آن از مقاومت گرمایی وابسته به زمان استفاده کردند.

اثر خوردگی در سیستم آب خنک مبدل HVDC توسط لی[2] و همکاران [۴] مورد آنالیز قرار گرفت. تجهیزات آزمایشگاهی این محققین در شکل(۱-۵) نشان داده شده است. این مبدل توسط شرکت زیمنس[3] برای ولتاژ ۵۰۰ کیلوولت طراحی شده بود.

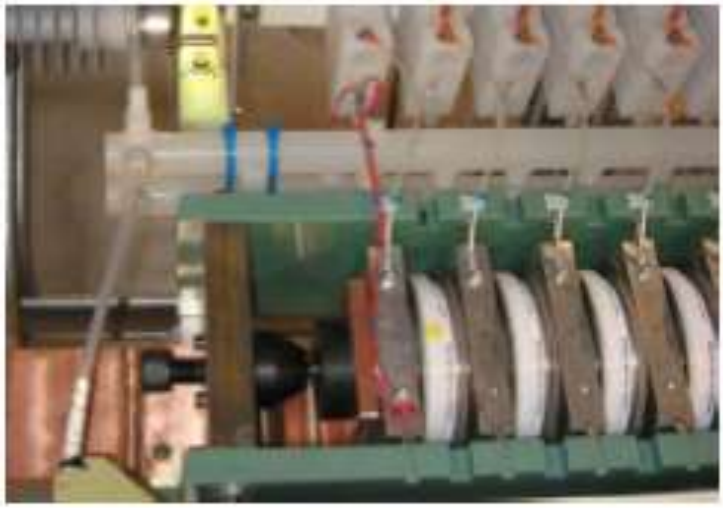
[1] Zhang

[2] Li

[3] Siemens



شکل ۱-۴: کانتور دمای سیستم خنک کننده داخلی مبدل HVDC با سیال آب [۳]



شکل ۱-۵: مبدل HVDC ساخت شرکت زیمنس مورد مطالعه توسط لی و همکاران [۴]

مشاهدات آزمایشگاهی عناصر آلومینیوم را به عنوان محصول خوردگی نشان می‌دهد که می‌تواند منشا آن آب تزریق شده به سیستم خنک کننده و هیت سینک‌های ساخته شده با آلیاژ آلومینیومی باشد. با مشاهده دقیق هیت سینک، اثرات خوردگی بر روی آن مشاهده گردید.

ون[1] و همکاران [۵] سیستم ذخیره سرد را برای مبدل‌های HVDC پیشنهاد کردند . استدلال آن ها این بود که در محیط‌هایی که کمبود آب شیوع دارد، استفاده از خنک کننده‌های معمولی در تابستان زمانی که دمای محیط از ۴۰ بیشتر می‌شود، مطلوب نیست و نیاز به سیستم ذخیره سرد[2] وجود دارد. با استفاده از این سیستم، هنگامی که دمای محیط از دمای طراحی خنک کننده هوایی بالاتر است تانک ذخیره سیگنالی را برای سرد کردن آب در شب ارسال می کند و این آب سرد کمکی می‌تواند در روز بعد تابسانی بعد باعث کاهش بارگرمایی خنک کننده هوایی شود. خنک کن‌های هوایی و سیستم‌های ذخیره مورد مطالعه ون و همکارنش در شکل(۱-۶) نشان داده شده است.



شکل ۱-۶: سیستم ون و همکاران برای کاربرد مبدل‌های HVDC [۵]

۱-۴- سیستم های آب خنک شرکت ABB

شرکت ABB به عنوان بزرگترین شرکت سازنده سیستم‌های خنک کننده مبدل‌های الکتریکی ولتاژ بالا شناخته می‌شود که از سال ۱۹۸۰ میلادی فعالیت‌های خود را در این زمینه آغاز نمود و تا کنون بیش از ۵۰۰۰ سیستم خنک کننده را بر روی مبدل‌های ولتاژ بالا در سراسر دنیا نصب کرده است. در حال حاضر نیز حدود ۷۰۰ سیستم در سال فروخته می‌شود. ظرفیت‌های سیستم خنک کاری متغیر می‌با شد و بازه ۲ کیلووات تا چندین مگاوات را در بر می‌گیرد. سیستم‌های شرکت ABB در کنار مسیر اصلی جریان دارای یک خط کنارگذر می‌باشد که آب در آن علاوه بر عبور از فیلتر مکانیکی از یک مبدل یون نیز عبور می‌کند و از این رو ضریب هدایت الکتریکی آب خنک کننده زیر $0.1\ \mu S/cm$ نگاه داشته می‌شود.

[1] Wen

[2] Cold storage system

نمونه‌هایی از سیستم‌های نصب شده سیستم خنک کننده آبی توسط شرکت ABB در شکل‌های(۱-۷) و (۱-۸) نشان داده شده است.



شکل ۱-۷: یک نمونه سیستم خنک کننده مبدل HVDC شرکتABB نصب شده در چین [۶]



شکل ۱-۸: یک نمونه سیستم خنک کننده شرکتABB نصب شده در هند [۶]

در ایران نیز SVC های محصـول ABB از سـیسـتم‌های خنک کننده آبی بهره می‌برند. مانند SVC گروه ملی صـنعتی فولاد ایران. شکل‌های(۱-۹) و (۱-۱۰) به ترتیب نمای سیستم خنک کننده والوهای تریستوری این SVC را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۹: سیستم خنک کننده والوهای تریستوری در SVC (گروه ملی صنعتی فولاد ایران)



شکل ۱-۱۰: والوهای تریستوری SVC (گروه ملی صنعتی فولاد ایران)

۱-۵- روش های تامین برودت

بررسی مجموعه سیستم خنک کننده والو تریستوری، تنها محدود به مدار بسته آبِ در گردش در هیت سینک تریستورها نمی‌باشد، بلکه می‌بایست به روش‌های تامین منبع مبرّد و نحوه تبادل حرارت آبِ مدار بسته نیز پرداخته شود. به عنوان مثال در پلنت‌های صنعتی فولاد، همانگونه که در پروژه گروه ملی تجربه گردید، آب سرد پروسه با دمای حدود ۳۵ درجه سانتیگراد با فلوی مورد نیاز توسط واحد water treatment plant کارخانه در دسترس بود و لوله‌کشی تا محل نصب SVC براحتی انجام پذیرفت. لذا در پروژه گروه ملی، در ساختار سیستم خنک کننده تریستورها از مبدل آب/آب برای خنک کردن آب مدار بسته استفاده گردید. در مورد فولاد آلیاژی یزد اطلاعی از تجهیزات مبدل حرارتی سیستم خنک کننده در دسترس نیست (به دلیل فاصله زیاد محل نصب SVC از سایر سوله‌های تولیدی، ممکن است از چیلر برای تامین آب Chilled استفاده شده باشد). در فولاد خوزستان مشابه با گروه ملی، با تامین آب سرد پروسه از مبدل آب/آب استفاده شده است.

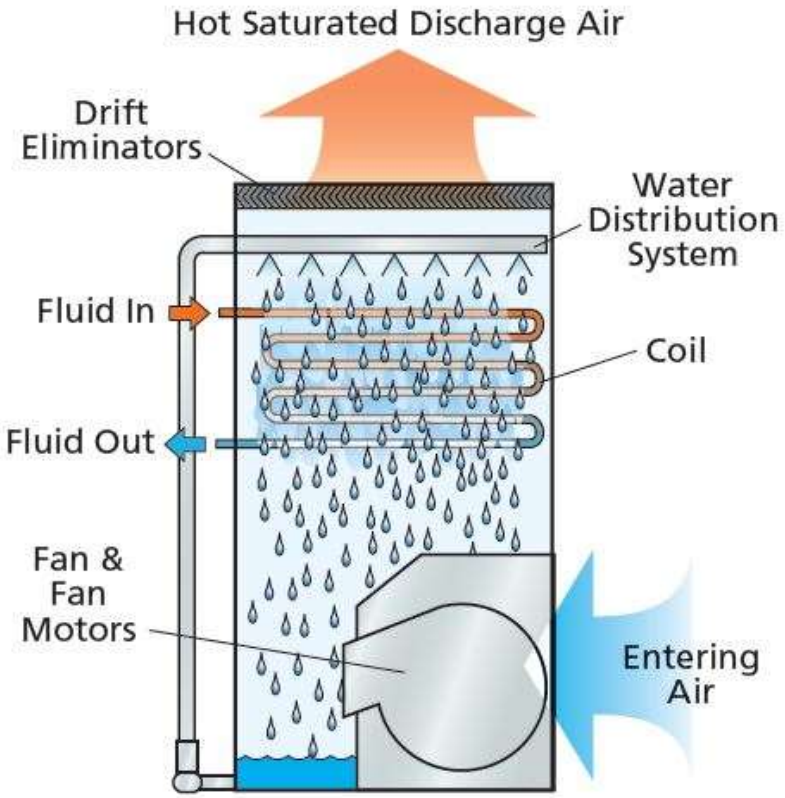
در پست‌های شبکه انتقال که سیستم SVC در آن نصب شده است و فاقد سیستم آب سرد پروسه مشابه کارخانه فولاد می‌باشند، از دو روش زیر برای خنک کاری استفاده می‌گردد :

- استفاده از برج‌های خنک کن تیپ closed circuit cooling tower به عنوان مبدل حرارتی آب/هوا.
- استفاده از چیلر به عنوان تامین کننده آب مدار اولیه (chilled water) و مبدل حرارتی آب/آب.

استفاده از مبدل آب-هوا ساده‌ترین و کم هزینه‌ترین روش برای تامین منبع سرمایش خنک کننده والوهای تریستوری می‌باشد که به آن برج های خنک کننده خشک[1] نیز گفته می‌شود. طرح اولیه چنین مبدلی در شکل(۱-۱۱) نشان داده شده است.

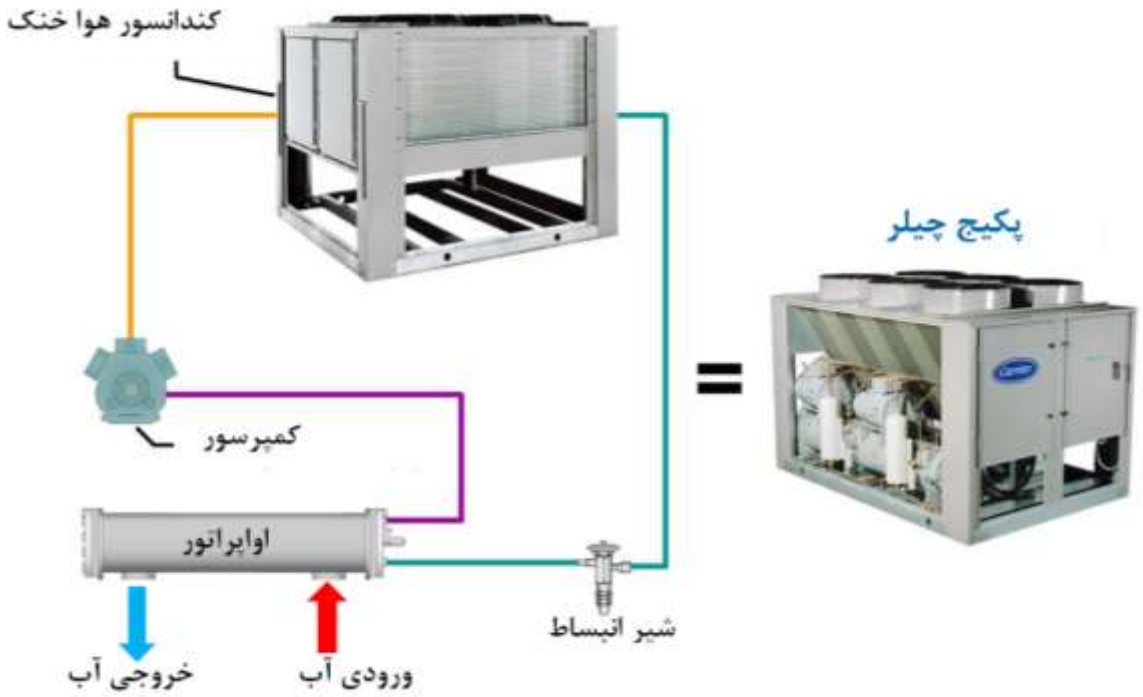
در این روش هیچ برخورد مستقیمی بین هوا و سیال خنک شونده وجود ندارد. هوای محیط به کمک یک فن از روی آب اسپری شده عبور می‌کند و به لوله‌های آب گرم برخورد می‌کند. این روش برای مناطقی مناسب است که بین دمای تر و خشک هوا فاصله قابل ملاحظه‌ای وجود داشته باشد. به عبارت دیگر رطوبت نسبی منطقه پایین باشد.

[1] Dry cooling tower



شکل ۱-۱۱: مبدل حرارتی در برج‌های خنک کننده خشک [۷]

روش دیگر که برای تامین آب سرد در سیکل خارجی مورد استفاده قرار می‌گیرد، چیلر تراکمی با کندانسور هوایی است که معمولا به صورت پکیج قابل تهیه می‌باشد. طرح کلی یک چیلر تراکمی هوایی در شکل(۱-۱۲) نشان داده شده است که از چهار بخش عمده شامل کندانسور، اواپراتور، کمپرسور و شیر انبساط تشکیل می‌شود. معمولا سیال مورد استفاده در سیکل تبرید تراکمی یک نوع مبرد صنعتی مانند R410a یا R22 و ... می‌باشد. آب خنک کاری سیکل خارجی که در اثر دریافت گرما از آب سیکل داخلی در مبدل حرارتی صفحه‌ایی گرم شده است به داخل اواپراتور چیلر می‌رود و خنک می شود. مبرد صنعتی در اثر دریافت گرما در اواپراتور به فاز بخار اشباع می‌رود و نهایتا توسط کمپرسور تا فشار کندانسور فشرده می شود. مبرد صنعتی با از دست دادن گرما در کندانسور به حالت مایع در می‌آید و سپس با عبور از یک شیر انبساط دمای آن کاهش می‌یابد و به فشار و دمای اواپراتور می‌رسد.



شکل ۱-۱۲: چیلر تراکمی و اجزای اصلی [۸]

از معایب چیلر هزینه و مصرف بالای آن است. مزیت آن امکان کارکرد در هر شرایط آب و هوایی است و به عنوان یک منبع سرمایشی عمومیت دارد. به همین دلیل در پروژه حاضر از چیلر به عنوان منبع برودت استفاده می‌شود.

۱-۶- نتیجه گیری

ا ستفاده از سی ستم‌های آبی برای خنک‌کاری مبدل‌های الکترونیک قدرت به دلیل بالا بودن مقدار گرمای ویژه آب، که منجر به عملکرد حرارتی بالاتر می شود، از اواخر دهه ه شتاد میلادی متداول شده ا ست و به سرعت بر تعداد به کارگیری آنها در صنایع افزوده شده است. با این وجود، با مرور ادبیات فن مشخص شد که در حوزه آکادمیک مطالعات کمی در این زمینه وجود دارد. شرکت‌هایی که در دنیا این سیستم ها را ارائه می‌دهند، عمدتا محدود می‌باشند و مهمترین آنها زیمنس و ABB هستند. این شـــرکت‌ها به واســـطه تحریم‌ها عمدتا با کشـــور ایران قطع همکاری کرده‌اند. از طرف دیگر محدودیت‌های ارزی، عامل دیگری است که باعث می‌شود ضرورت طراحی و ساخت سیستم‌های خنک‌کاری آبی بیش از پیش در کشور حس شود.

 DOI: 10.30503/nripress.2020.265

فصل دوم:طراحی مفهومی و انتخاب تجهیزات

۲-۱- مقدمه

در این فصل، مسیر عبور سیال خنک کننده (آب) در سیکل خنک کننده تشریح می‌گردد و تجهیزاتی که مورد استفاده قرار می‌گیرد به همراه تصویر نمونه‌ای از آن نمایش داده می‌شود. شرح وظایف هر یک از زیرسیستم‌ها توضیح داده می‌شود و با استفاده از داده‌های طراحی در یک سیستم خنک کننده آبی نمونه اجزای مورد نیاز معرفی می‌شود. همچنین طراحی مفهومی هیت سینک، تریستور و مقاومت اسنابر ارائه می‌گردد. داده‌های مربوط به طراحی سیستم خنک کننده والو تریستوری مربوط به SVC با ظرفیت حدود 100MVAR در ولتاژ 33kV محصول شرکت ABB در جدول(۲-۱) آورده شده است.

جدول ۲-۱: داده‌های یک سیستم خنک کننده والو تریستوری مربوط به SVC با ظرفیت 100MVAR در ولتاژ 33kV

سطوح	۱۹
تعداد تریستور	۳۸
حداکثر دمای ورودی	۴۰°C
دمای پیوند[1] تریستور	۷۸°C
دبی مورد نیاز برای سه فاز	$۳۳۶\frac{lit}{min}$
ماکزیمم تلفات والو در یک سطح(دو تریستور و یک مقاومت اسنابر)	۴/۶kW
انتقال حرارت کل	۲۶۳kW
فشار طراحی	۱۰۰۰ kPa

۲-۲- شرح سیکل سرمایش

دیاگرام فلوی سیستم خنک کننده آبی در شکل(۲-۱) آورده شده است. در بعضی منابع دیاگرام ارائه شده را سیکل داخلی سیستم خنک کننده می‌نامند. در این حالت مسیر بسته از مبدل به سمت چیلر یا سایر تجهیزات تامین آب سرد، سیکل خارجی نامیده می‌شود[۲].

آب مقطر به کمک یک پمپ پرتابل، که در مسیر ثانویه سیکل خنک کننده قرار دارد، به سیستم تزریق می شود. شیر بین پمپ پرتابل و مسیر ثانویه در حالت عادی بسته است. در نتیجه در حالت کارکرد عادی پمپ پرتابل در مدار نمی‌باشد. جریان بعد ار فلومتر ثانویه وارد دی‌آیونایزر می شود تا یون‌های محلول در آن گرفته شود. در نتیجه مولاریته آب و هدایت الکتریکی

[1] Junction temperature

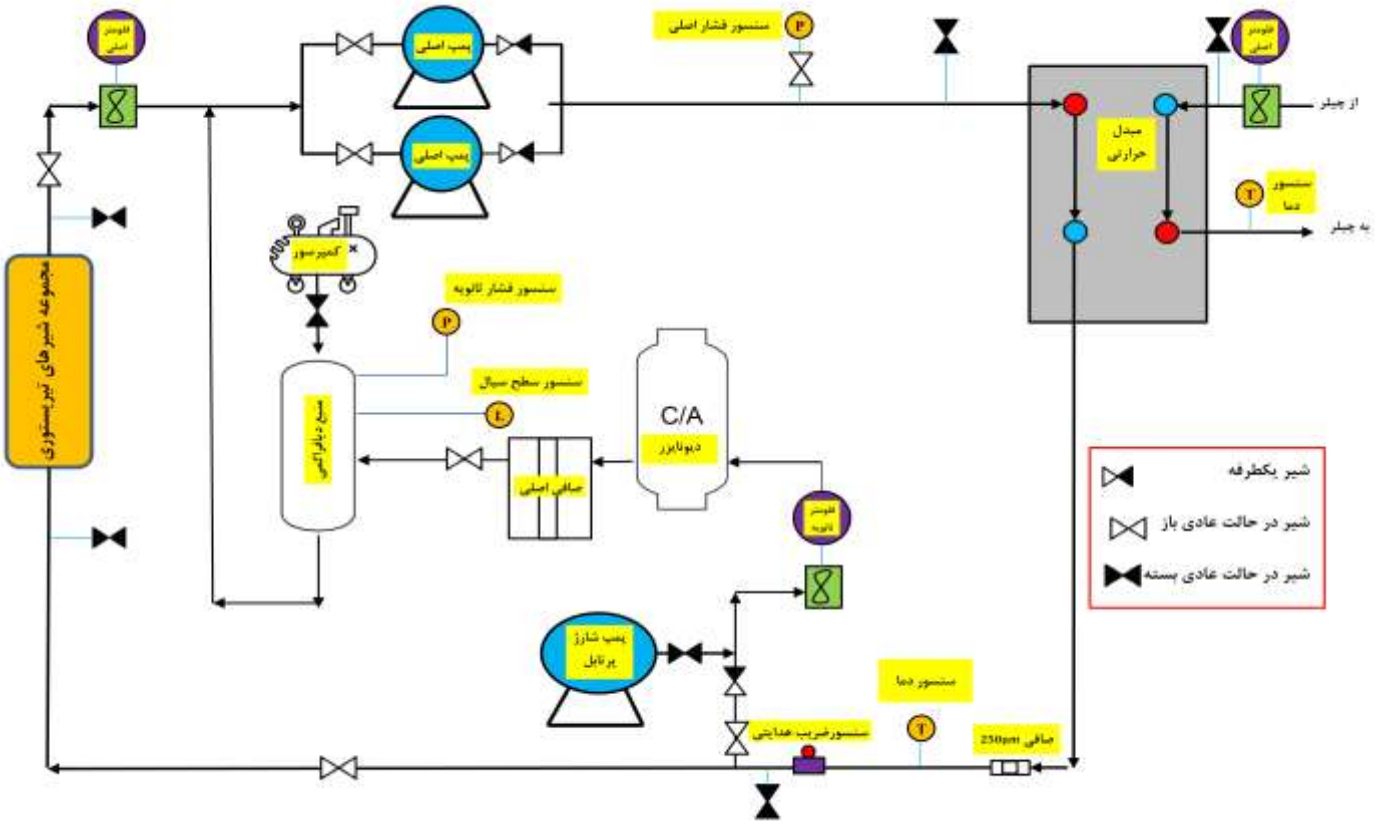
[۲] به منظور تعریف دقیق تر و پرهیز از اشتباه، اصطلاحات زیر در نظر گرفته شوند:

مدار خارجی (به دلیل اینکه خارج فضای بسته داخل اتاق قرار دارد): در مبدل‌های حرارتی آب/آب، به مدار آب مبرّد (Chilled water) اطلاق می‌شود.

مدار اصلی: به مداری اطلاق می‌شود که آبِ خنک کنِ تریستورها در آن جریان می‌یابد .

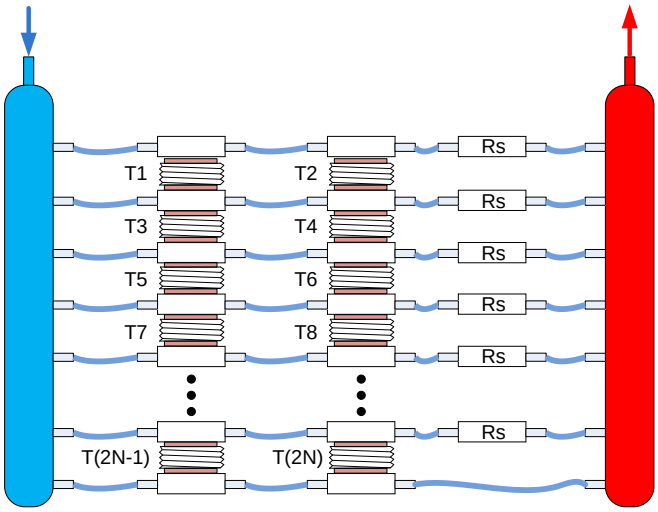
مدار ثانویه: مداری که از مدار بسته آب، انشعاب گرفته و به منظور کاهش کنداکتیویتی آب، از دی‌آیونایزر عبور می‌کند.

آن به حداقل مقدار خود می‌رسد. جریان در مسیر ثانویه بعد از عبور از فیلتر ۵۰ میکرونی وارد منبع دیافراگمی تحت فشار می‌شود تا به نوعی فشار سیستم در مسیر ثانویه را تامین نماید و همچنین حداقل ثبات فشاری را در کل سیستم ایجاد نماید. شارژ این مخزن دیافراگمی توسط کمپرسور انجام می‌شود و مجهز به سنسور فشار و سنسور سطح سیال می‌باشد. مسیر اصلی سیکل خنک کننده از دو پمپ که به صورت موازی با هم در مدار قرار گرفته‌اند شروع می شود. بهتر است تا الکتروموتور این پمپ‌ها به صورت دور متغیر با اینورتور و قابل برنامه‌ریزی باشد تا امکان تنظیم بهینه فشار و دبی توسط سیستم کنترل میسر گردد. سیال بعد از خروج از پمپ از شیرهای یکطرفه عبور و وارد مبدل حرارتی صفحه‌ایی می شود. لازم به ذکر است فشار ورودی به



شکل ۲-۱: نمودار طراحی سیستم خنک کننده آبی

مبدل حرارتی جهت نمایش و حفاظت اندازه‌گیری می‌شود. سیال خنک کننده نیز با عبور از فلومتر وارد مبدل حرارتی می‌شود. در ادامه سیکل اصلی خنک کننده، دما و ضریب هدایت الکتریکی آب بعد از عبور از صافی ۲۵۰ میکرون اندازه‌گیری می‌شود. حدود ۳-۱۰% جریان بعد از عبور از یک شیر در حالت معمول باز و یک شیر یک‌طرفه وارد مسیر ثانویه می شود تا همواره بخشی از آب عاری از یون‌هایی شود که ممکن است در سیکل به آن افزوده شود. آب در ادامه مسیر اصلی به والوهای تریستوری می‌رسد و زمانی که گرمای تولید شده را از مجموعه تریستورها و مقاومت‌ها جذب نمود، دبی آن اندازه‌گیری می شود. آب مدار ثانویه در این مقطع به آب مدار اصلی می‌پیوند و جریان مضاعف شده وارد پمپ اصلی می شود. آب مدار ثانویه در این مقطع به آب مدار اصلی می‌پیوندد و وارد پمپ اصلی می‌شود. سیال خنک کننده بعد از رسیدن به مجموعه شیرهای تریستوری وارد هدر ورودی شده و از طریق انشعاب‌هایی وارد هیت سینک‌های ستون اول تریستور می‌گردد. پس از آن، جریان وارد هیت سینک‌های ستون دوم تریستور و سپس مقاومت اسنابر می شود. هر دو تریستور و یک مقاومت اسنابر یک سطح نامیده می‌شود که شماتیک آن در شکل(۲-۲) نشان داده شده است.



شکل ۲-۲شماتیک قرار گیری تریستورها و مقاومت‌های اسنابر

۲-۳- مخزن تحت فشار دیافراگمی و کمپرسور شارژ کننده

منبع تحت فشار دیافراگمی به منظور تامین فشار مسیر ثانویه و همچنین ایجاد ثبات فشاری در کل سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد که با یک کمپرسور پرتابل شارژ می شود. پیشنهاد می شود که حجم منبع دیافراگمی حدود نصف کل حجم سیستم باشد. به عنوان مثال برای نمونه پیشنهادی که کل حجم سیستم ۱۳۰ لیتر می‌باشد، شرکت ABB از منبع دیافراگمی ۶۳ استفاده نموده است. همچنین برای سیستم‌هایی که در یک اتاق مستقر می‌شوند، فشار بین ۱-۲ بار کفایت می‌کند. کمپورسور پرتابل شارژ کننده منبع دیافراگمی نیز باید قابلیت شارژ حداقل ۲ بار را داشته باشد.

۲-۴- پمپ ها

سه پمپ مورد در سیستم خنک کننده مورد نیاز است. پمپ نخست، پمپ پرتابل می‌باشد که وظیفه پر کردن سیکل از آب مقطر را دارد. این پمپ به کمک شیر در حالت عادی بسته به مدار ثانویه متصل می شود و بعد از شارژ کردن سیکل از مدار خارج می‌شود. با توجه به اینکه این پمپ تنها وظیفه پر کردن سیکل را بر عهده دارد، یک نمونه پمپ نیم کیلو وات یا یک

اسب هم برای این منظور کفایت می‌کند. نکته شایان ذکر در این راستا، این است که جنس پمپ باید از فولاد ضدزنگ[1] باشد. پمپ دوم و سوم، پمپ‌های اصلی می‌باشد که وظیفه گردش آب در سیکل خنک کاری را برعهده دارد.

انتخاب پمپ نیاز به دانستن دو پارامتر دبی و افت فشار دارد. افت فشاری که پمپ باید بر آن غلبه کند مجموع افت فشار در لوله‌ها، هدرها، هیت سینک‌ها ، سنسورها، صافی مکانیکی، مبدل حرارتی و دی‌آیونایزر می‌باشد. دبی آب هم با توجه به دمای ورودی و خروجی آن (به عنوان نقاط طراحی) و ظرفیت گرمایی تریستورها و مقاومت بدست می‌آید. فشار طراحی[2] سیستم خنک کننده مبدل ۳۳ کیلوولتی شرکت ABB ۱۰۰۰kPa در نظر گرفته شده است. با توجه به استانداردها می توان به این نکته رسید که افت فشار (فشار کاری) سیستم خنک کننده حدود ۰/۶–۰/۵ برابر فشار طراحی در نظر گرفته می شود (ما در طراحی حاضر عدد ۰/۵ را در نظر می‌گیریم). این نکته از پمپ‌هایی با هد ۵۱۰kPa که شرکت ABB برای سیستم خنک کننده پیشنهاد می‌کند تایید می شود. از طرف دیگر، سیستم خنک کننده مبدل ۳۳ کیلوولتی شرکت ABB باید توانایی به گردش در آوردن آب با دبی $۳۳۶\frac{lit}{min}$ را دارا باشد. در بیشتر کاتالوگ‌ها فشار تولیدی پمپ بر حسب ارتفاع ستون آب[3] (H) داده می شود که از رابطه زیر حاصل می‌گردد:

$$H = \frac{\Delta p}{\rho g} \qquad (۱-۲)$$

که در آن ρ و g به ترتیب چگالی آب و شتاب گرانش می‌باشد. این مقادیر به ترتیب حدود $۱۰۰۰\frac{kg}{m^3}$ و $۹/۸\frac{m}{s^2}$ می‌باشد. در این شرایط ارتفاع ستون آب (هد) پمپ ۵۱ m بدست می‌آید. نکته دیگر که در انتخاب پمپ باید توجه کنیم این است که هر چه پمپ بخواهد در هد بالاتر کار کند، دبی کمتری را پمپاژ می‌کند. بنابراین همه پمپ‌ها دارای یک منحنی مشخصه می‌باشند. با توجه به این که پمپ‌ها افزونه[4] یکدیگر می‌باشند، هر یک به تنهایی باید قادر به تامین فشار و دبی مورد نیاز باشد (یعنی مقدار $۳۳۶\frac{lit}{min}$). از این رو توان الکتروموتور هر پمپ از رابطه زیر بدست می آید:

$$\mathrm{P} = \mathrm{Q} \times \frac{0.001}{60} \Delta \mathrm{p} \times 2 \qquad (۲-۲)$$

لذا:

$$\mathrm{P} = 336 \times \frac{0.001}{60} 500000 \times 2 = 2800\mathrm{W} \times 2 = 5.6\mathrm{kW}$$

شرکت ABB الکترو موتورهای ۵/۵ kW را برای نیروی پیشرانش پمپ‌ها پیشنهاد کرده است.

۲-۵- مجاری انتقال آب

مجاری انتقال سیال خنک کننده به طور کلی شامل شلنگ‌ها ، لوله‌ها و هدرها می‌باشدکه باید علاوه بر اندازه آنها، جنس مجاری نیز به طور صحیح انتخاب شود. به منظور کاهش اثرات خوردگی فلزهای در تماس با جریان آب، نیاز است تا جریان الکترولیتیک که از رابطه زیر حاصل می‌شود، به حداقل برسد [۹]:

---

[1] Stainless steel

[2] Design pressure

[3] Head

[4] Redundant

$$I = \frac{\Delta V}{R} \quad (۳-۲)$$

که ΔV اختلاف پتانسیل دو سمت مجرایی می‌باشد که آب در آن در جریان می‌باشد. R مقاومت الکتریکی است که با تقریب مناسب از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$R = \frac{l}{\sigma A} \quad (۴-۲)$$

که در آن l طول لوله‌ایی است که آب در آن در جریان است. σ ضریب هدایت الکتریکی آب و A سطح مقطع مجرای انتقال دهنده آب می‌باشد. می‌توان ملاحظه کرد افزایش سطح مقطع، در کنار افزایش ضریب هدایت الکتریکی، باعث کاهش مقاومت الکتریکی می‌شود و لذا توان مصرفی در آب در اختلاف پتانسیل ثابت طبق رابطه(۲-۴) افزایش می‌یابد[۱۰]:

$$P = \frac{V^2}{R} \quad (۵-۲)$$

بر اساس مشاهدات، قطر مجاری انتقال مایع متصل به تریستورها از ۲۰ میلیمتر تجاوز نمی‌کند. بر این اساس شلنگ منجیددار ساخت شرکت داخلی [۱۱] با قطر ۳/۴ اینچ که مقاوم در بازه دمای ۲۰- الی ۸۰+ درجه سانتیگراد پیشنهاد می شود که بین ۲۰ تا ۸۰ بار فشار جریان سیال را می‌تواند تحمل کند [۱۱]. تصویر شلنگ انتخابی در شکل(۲-۳) نشان داده شده است.



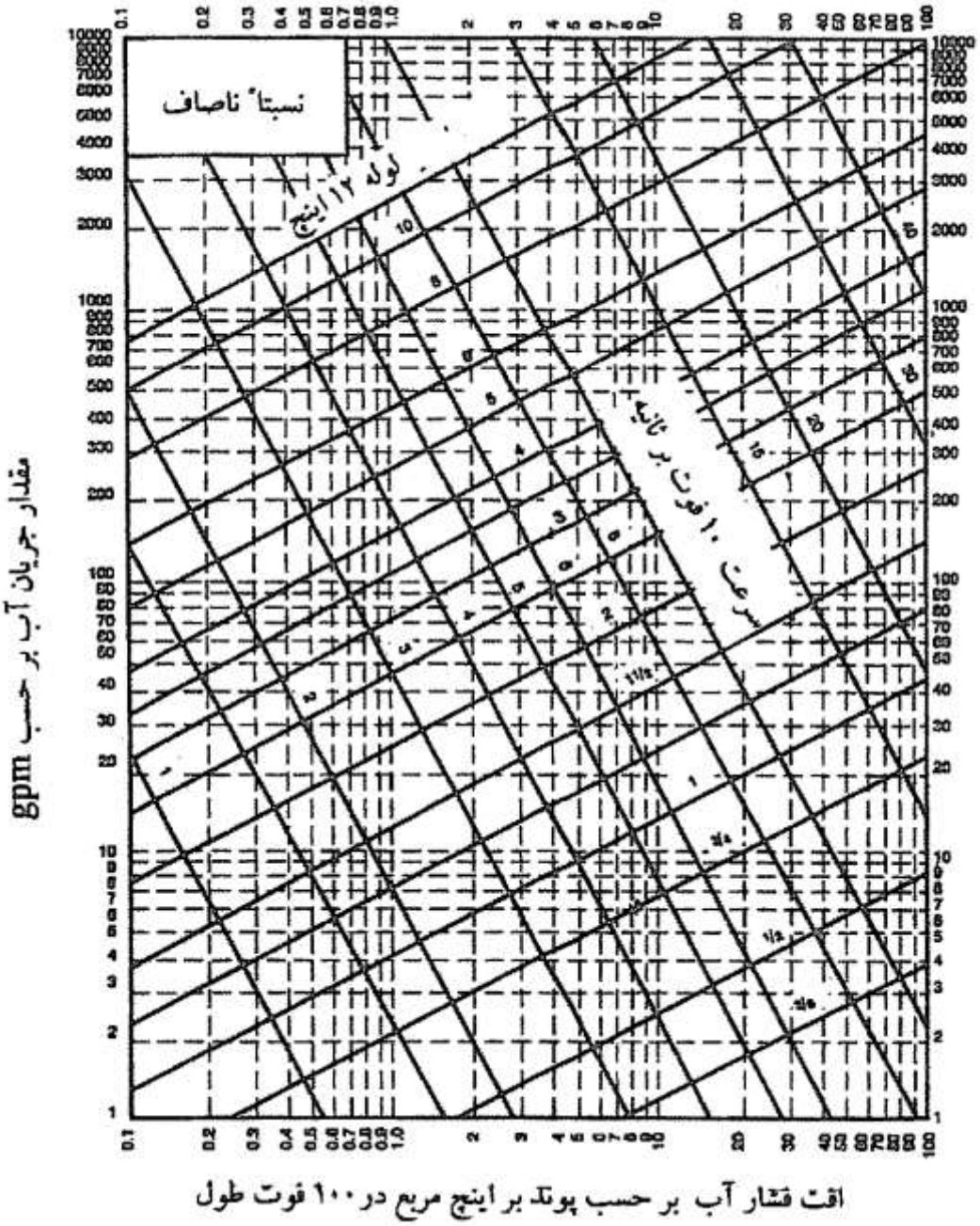
شکل ۲-۳: شلنگ منجید دار فشار بالا [۹]

کلکتور از جنس فولاد ضد زنگ انتخاب شود. قطر آن برای ۱۹ انشعاب ۳/۴ بدست می‌آید:

$$D_{collector} = \sqrt{۱۹(\frac{۳}{۴})^{۲}} \cong ۳\frac{۱}{۲} in \quad (۵-۲)$$

عامل محدود کننده سایز لوله‌های ا صلی، سرعت عبوری سیال می‌با شد. انتخاب نامنا سب سایز لوله علاوه بر تولید نویز صوتی، باعث افزایش افت فشار در سیستم می شود. به منظور سایزینگ لوله‌ها، داده‌های شرکت ABB مبنای عمل قرار می‌گیرد. مطابق این داده‌ها جریان $۳۳۶\frac{lit}{min}$ از لوله با قطر mm ۵۰ عبور می‌کند. با توجه به شکل(۲-۴)، در این شرایط

سرعت سیال در مجاری ا صلی حدود ۸ فوت بر ثانیه می شود. این عدد، مبنای طراحی سایزینگ لوله ا صلی سیکل خنک کننده درنظر گرفته می‌شود. همچنین باید از فولاد ضد زنگ برای مجاری اصلی سیکل خنک کننده استفاده شود.



شکل ۲-۴: اندازه گذاری لوله‌های فولادی گالوانیزه با سطح داخلی نسبتا صاف [۱۲]

۲-۶- مبدل حرارتی

با توجه به محدودیت‌های مکانی، استفاده از مبدل حرارتی صفحه‌ایی فشرده در سیستم‌های خنک کننده والوهای تریستوری متداول می‌باشد. برای انتخاب مبدل‌های حرارتی نیاز به داشتن دو پارامتر بار حرارتی و دبی می‌باشد. سیکل خنک کاری برای مبدل ۳۳ کیلوولتی ساخت شرکت ABB باید ۲۶۳ کیلوولت (معادل ۲۲۶۲۹۰ کیلوکالری بر ساعت)توان اتلافی در تریستورها و مقاومت‌ها را منتقل کند در حالیکه دبی سیال حدود ۳۰ لیتر بر دقیقه (معادل ۱۸۰۰ لیتر بر ساعت) می‌باشد. برای چنین شرایطی مبدل حرارتی صفحه ایی مدل HP-500 ساخت شرکت هپاکو پیشنهاد می‌شود که دارای ظرفیت حرارتی ۲۵۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت است و دبی آب ۵۰۰۰ لیتر بر ساعت را پشتیبانی می‌کند. این مبدل در شکل(۲-۵) نشان داده شده است.



شکل ۲-۵: مبدل حرارتی صفحه‌ایی با ظرفیت ۲۵۰ کیلوکالری بر ساعت و دبی ۵۰۰۰ لیتر بر دقیقه [۱۳]

۲-۷- دی‌آیونایزر

دی‌آیونایزر نوعی فیلتر شیمیایی است شبیه به آب شیرین کن صنعتی با دقت بسیار بیشتر که به آن دابل آر او[1] نیز می‌گویند و وظیفه اصلی آن تولید آب مقطر فوق‌العاده خالص می‌باشد. دی‌آیونایزر شامل یک یا چند ستون کنار هم بصورت موازی و یا سری است. این ستون‌ها، ستون‌های آنیونی و کاتیونی هستند که توانایی تولید آب با هدایت الکتریکی یک میکروزیمنس را دارا می‌باشد. ستون کاتیونی دی‌آیونایزر شامل یون‌های سدیم، کلسیم، منیزیم و پتاسیم و ستون آنیونی شامل یون‌های سولفات، کلرید، کربنات، سیلیکات، نیترات می‌باشد. آنیون‌ها و کاتیون‌های موجود در آب توسط رزین‌های مبادله یونی شناسایی و حذف می‌گردند. لازم به ذکر است ستون‌های کاتیونی و آنیونی در این نوع دستگاه‌ها به صورت تک لایه، دولایه یا چند لایه بسته به شرایط شیمیایی آب درخواستی، ساخته می‌شود. ظرفیت دی‌آیونایزرها بسته به درخواست خریدار، سختی آب ورودی منطقه، ساعت کاری دستگاه، دبی آب مورد نیاز طراحی و تولید می‌گردد. برای سیستم خنک کاری مورد بررسی می‌توان ساخت دی‌آیونایزر با ظرفیت آب‌دهی ۱۵ لیتر در دقیقه را سفارش داد. یک نمونه دی‌آیونایزر ساخت شرکت داخلی در شکل(۲-۶) نشان داده شده است.

[1] Double RO



شکل ۲-۶: دی‌آیونایزر یون شرکت فراآب [۱۴]

۲-۸- فیلترها

برای سیکل خنک کاری دو نوع فیلتر در نظر گرفته می‌شود. نخست یک فیلتر ۲۵۰ میکرون می‌باشد که در سیکل اصلی قرار می‌گیرد(شکل(۲-۱) را ملاحظه کنید). جنس این فیلتر از پلی ا ستر می‌با شد. یک نمونه از چنین فیلتری، که در داخل ک شور تولید می‌شود، در شکل(۲-۷) نشان داده شده است.



شکل ۲-۷: فیلتر پلی استری [۱۵]

فیلتر دیگر مورد استفاده در سیکل خنک کننده (که فیلتر اصلی محسوب می‌شود) از نوع فیلتر کارتریجی[1] است. فیلتر کارتریجی مدل C751 ساخت شرکت هایوارد ۱۷۰۰۰ لیتر بر ساعت آب‌دهی دارد و می تواند گزینه مناسبی برای سیستم خنک کاری مبدل ۳۳ کیلوولتی شرکت ABB باشد. این فیلتر کارتریجی در شکل(۲-۸) نشان داده شده است



شکل ۲-۸: فیلتر کارتریجی (فیلتر اصلی) [۱۵]

۲-۹- سنسورها

برای اندازه‌گیری دبی جریان، دبی سنج توربینی دیجیتالی پیشنهاد می‌شود. تصویر یک نمونه دبی سنج توربینی در شکل(۲-۹) نشان داده شده است [۱۵]. این دبی سنج توربینی مدل MDTF1 از شرکت مدکو[2] می‌باشد که قادر است تا دبی ۸۰۰۰۰۰ لیتر بر ساعت را اندازه‌گیری کند. حداکثر دمای کاری سیال نباید از ۱۵۰ درجه سانتیگراد تجاوز کند. دقت اندازه‌گیری دبی سنج معرفی شده ۰/۲% (۰/۰۰۲) می‌باشد.

برای سنسور دما پیشنهاد می شود از ترمومتر-مانومتر استفاده شود تا علاوه بر نمایش دما، فشار را نیز همزمان نشان دهد. جنس سنسور از بی متال می‌باشد و نیازی به باطری ندارد. یک نمونه ترمومتر-مانومتر که برای این کاربرد مناسب می‌باشد در شکل(۲-۱۰) نشان داده شده است.

[1] Cartridge filter

[2] Madeco



شکل ۲-۹: دبی سنج توربینی پیشنهادی برای سیستم خنک کننده [۱۶]



شکل ۲-۱۰: سنسور مانومتر-ترمومتر [۱۷]

به منظور تعیین ضریب هدایت الکتریکی آب در گردش، از کانداکتیویتی متر استفاده می شود که در شکل(۲-۱۱) نشان داده شده است (ساخت شرکتGoldpoint). این سنسور قادر است در پنج بازه مختلف ضریب هدایت الکتریکی را اندازه گیری کند که در جدول(۲-۲) آورده شده است. دقت اندازه گیری ۱٪ می‌باشد و تا ۸۰ درجه سانتیگراد قابلیت تحمل دمایی این سنسور است.



شکل ۲-۱۱: کانداکتیویتی متر [۱۸]

جدول ۲-۲:پنج محدوده مختلف اندازه‌گیری ضریب هدایت الکتریکی در کانداکتیویتی متر مدل ۸۳۰۱ ساخت شرکت AZ

محدوده ۱	$0-19.99\mu S/Cm$
محدوده ۲	$0-999.9\mu S/Cm$
محدوده ۳	$0-9999\mu S/Cm$
محدوده ۴	$0-100mS/C$
محدوده ۵	$0-300mS/C$

کارتریج های موجود در صافی اصلی به مرور زمان دچار گرفتگی می‌شوند. قبل از اینکه به پمپ فشار وارد شود باید از گرفتگی فیلترها مطلع شد. برای این منظور از ترانسمیتر تفاضلی فشار استفاده می شود. این سنسور به دو طرف فیلتر اصلی متصل می‌گردد و اختلاف فشار دو سر آن را اندازه‌گیری می‌کند. می‌توان به عنوان نقطه طراحی پیشنهاد داد تا چنانچه مقدار افت فشار در صافی اصلی در اثر کارکرد از ۱/۳ برابر افت فشار مقدار اولیه تجاوز کرد، صافی تمیز شود یا کارتریج‌های آن تعویض گردد. این عدد صرفا یک پیشنهاد بوده و مقدار آن می‌تواند با توجه به مشاهدات میدانی تغییر یابد. ترانسمیتر اختلاف

فشار مدل ۳۰۵۱CD ساخت شرکت رزومنت[1] با محدوده ۳ ، قابلیت اندازه‌گیری اختلاف فشار تا ۲/۴۸ بار با دقت ۰/۰۰۰۴ را دارا می‌با شد. این مدل برای صافی ا صلی پ شنهاد شده منا سب می‌با شد. محدوده دمای محیط باید بین ۴۰- و ۸۵ درجه سانتیگراد باشد. تصویر این ترانسمیتر در شکل(۲-۱۲) نشان داده شده است.



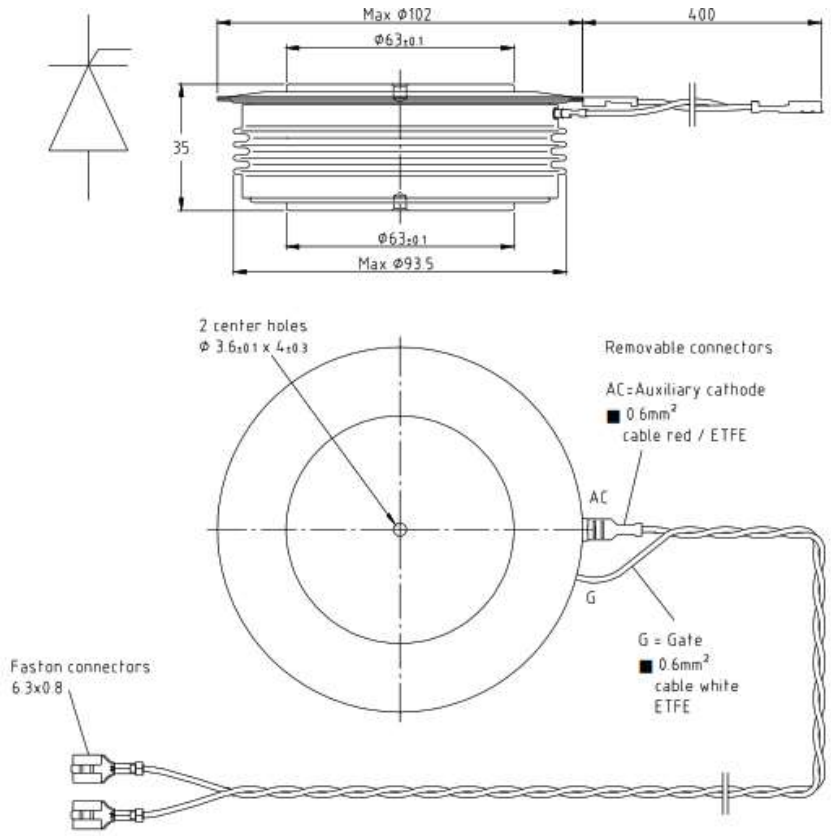
شکل ۲-۱۲: ترانسمیتر اختلاف فشار رزومنت برای فیلتر اصلی [۱۹]

۲-۱۰- هیت سینک

چنانچه خرید هیت سینک میسر نباشد، برای انتقال حرارت از تریستورها و مقاومت‌ها دو نوع هیت سینک باید طراحی شود تا به این اجزا متصل شوند. در این بخش دو طرح پیشنهاد می‌شود. طرح هیت سینک تریستور الهام گرفته از هیت سینک‌های شرکت ABB می‌باشد که به هیت سینک مارپیچی[2] معروف است. شکل(۲-۱۳) شماتیک تریستور ساخته شده توسط شرکت ABB را نشان می‌دهد که برای والوهای تریستوری ۳۳ کیلو ولت مورد استفاده قرار گرفته است.

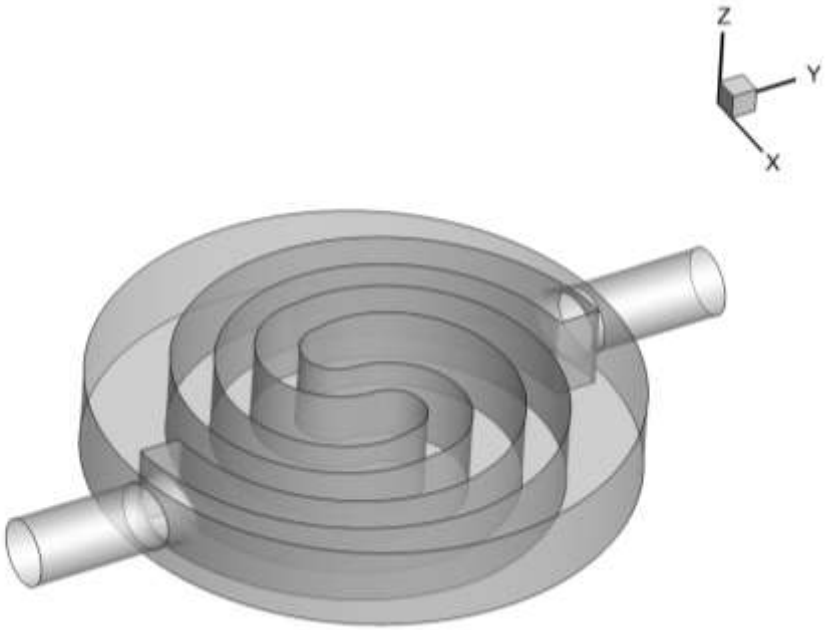
[1] Rosemount

[2] Spiral



شکل ۲-۱۳:تریستور دیسکی شرکت ABB

با توجه به قطر قسمت آلومینیومی تریستور که ۶۳ میلیمتر می‌باشد، طراحی هیت سینک تریستور انجام می شود. ضخامت مجرای هیت سینک از موارد طراحی می‌باشد که باید در محاسبات عددی(فصل ۴ گزارش حاضر) مورد ارزیابی دقیق تر قرار گیرد تا از یک طرف به دلیل کوچک بودن بیش از حد باعث افت فشار زیاد نشود و از طرف دیگر به علت زیاد بودن بیش از حد، باعث اختلال در کارکرد خنک کاری نشود. با توجه به مشاهدات میدانی از نمونه‌های مشابه، اندازه تریستور و تجربه نویسنده مقدار ۱۰ میلیمتر می‌تواند یک عدد منطقی برای این منظور باشد. طرح یک نمونه هیت سینک مارپیچی که در نرم افزار Gambit طراحی شده است، در شکل(۲-۱۴) نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۴: طراحی مفهومی هیت سینک آبی تریستور

یک نمونه از مقاومت‌های آب خنک در شکل(۲-۱۵) نشان داده شده است که مربوط به یک شرکت داخلی می‌باشد. این مقاومت‌ها در بازه‌ای از توان‌های چند ده وات تا چند کیلو وات در بازار موجود است.



شکل ۲-۱۵: یک نمونه مقاومت مجهز به هیت سینک آب خنک [۲۰]

به منظور افزایش زمان اقامت سیال در مجاورت منبع حرارت، موانعی در آن قرار داده می‌شود. یک نمونه از چنین مقاومت آب خنکی که مجهز به نوار پیچیده شده است در شکل(۲-۱۶) نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۶ : طراحی مفهومی (طرح اولیه) مقاومت آب خنک

۲-۱۱- چیلر

برای تعیین ظرفیت چیلر باید تن تبرید آن محا سبه شود. میزان بار حرارتی مبدل حرارتی صفحه‌ایی ۲۵۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت می‌باشد که معادل ۸۲/۶۷ تن تبرید است. بر این اساس چیلر شرکت ماخ (مهندسان ایرانی خودکفا) مدل KT-ACC-100 پیشنهاد می‌شود که دارای ظرفیت ۱۰۰ تن تبرید می‌باشد و در شکل(۲-۱۷) نشان داده شده است.



شکل ۲-۱۷: چیلر تراکمی هوایی ساخت شرکت ماخ [۲۱]

۲-۱۲- نتیجه گیری

در فصل دوم تمام تجهیزات مورد نیاز برای راه‌اندازی یک سیستم خنک کننده آبی لیست شدند و مشخص شد که امکان تهیه آن ها در داخل کشور وجود دارد. نقطه شروع طراحی، دمای آب خنک کاری و میزان حرارت اتلافی تریستورها می‌باشد. بر این اساس علاوه بر مبدل حرارتی صفحه‌ایی، دبی آب هم مشخص می شود. تجهیزاتی مانند فیلترها، مجاری انتقال آب، هیت سینک‌ها، مبدل حرارتی و .... باعث افت فشار در سیستم می شود که مقدار آن ها از روی برگه اطلاعات تجهیزات یا تست میدانی بدست می‌آید. با استفاده از افت فشار کل و دبی می‌توان پمپ را انتخاب کرد. شایان ذکر است تمام تجهیزات سیستم خنک کننده قابل خرید از بازار می‌باشند.

 DOI: 10.30503/nripress.2020.265

فصل سوم: تهیه الگوریتم نرم افزار طراحی سیستم خنک کننده

۳-۱- مقدمه

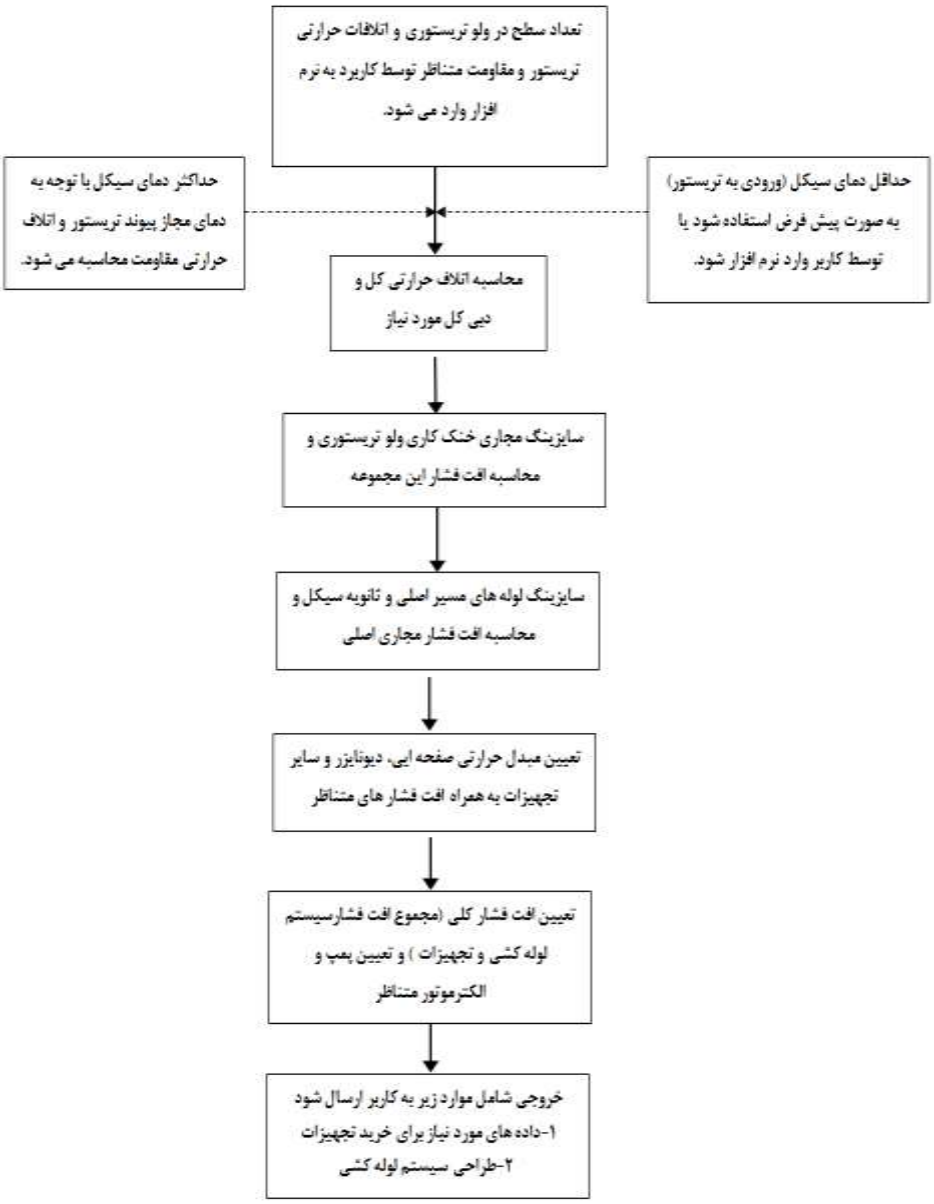
اگرچه در فصل قبل یک نمونه از سیستم خنک کاری مبدل SVC با توان مشخص با الهام از نمونه مشابه شرکت ABB طراحی شد ولی هدف نهایی پروژه حاضر، طراحی سیستم‌های خنک کاری برای مبدل‌های SVC با توان دلخواه می‌باشد. در این راستا بخش اول این فصل به الگوریتم طراحی اختصاص می‌یابد. در این قسمت داده‌های ورودی (که توسط کاربر فراهم می‌شود) مشخص شده و مراحل طراحی، نقاط ثابت طراحی و خروجی‌های مورد انتظار بیان می‌شود. در بخش دوم به محاسبات حرارت اتلافی در مجموعه والوهای تریستوری پرداخته شده است. بخش سوم به محاسبه سایزینگ لوله‌ها و افت فشار در سیستم لوله‌کشی می‌پردازد. محاسبه و طراحی مبدل حرارتی صفحه‌ای و پمپ نیز به ترتیب در بخش‌های چهارم و پنجم شرح داده شده است.

۳-۲- داده های ورودی، الگوریتم و الزامات طراحی

داده‌های ورودی به طور کلی به دو قسمت تقسیم می‌شود، دسته اول مربوط به داده‌هایی است که به صورت اجباری از کاربر دریافت می شود مانند تعداد سطوح، توان اتلافی تریستور و مقاومت استاتیک، دمای مجاز پیوند تریستور و مقاومت. دسته دوم داده‌های ورودی اگرچه اجباری هستند ولی نرم افزار یک مقدار معقول پیش فرض برای آنها در نظر گرفته است، مانند طول لوله‌کشی، تعداد زانویی‌ها ، افت فشار داخل هیت سینک‌ها و غیره. الگوریتم طراحی سیستم خنک کاری والوهای تریستوری در شکل(۳-۱) نشان داده شده است. مطابق شکل(۳-۱) طراحی با وارد کردن داده‌ها از سوی کاربر شروع می شود. قابل ذکر است که دمای مجاز پیوند تریستور و مقاومت در کاتالوگ تجهیزات تجاری موجود می‌باشد و کارشناس بخش الکتریک می‌تواند از آنها استفاده نموده و وارد نرم افزار نماید. یک نمونه از کاتالوگ تریستور، هیت سینک مربوطه و مقاومت الکتریکی آب خنک به ترتیب در شکل‌های(۳-۲)، (۳-۳) و (۳-۴) نشان داده شده است. با توجه به مشاهدات میدانی، دو الزام طراحی برای سیستم خنک کاری نظر گرفته می‌شود:

۱) سایز لوله‌های والو تریستوری ۱/۲ اینچ در نظر گرفته می‌شود

۲) سرعت مجاز آب در لوله‌های سیکل اصلی خنک کاری از ۸ فوت بر دقیقه تجاوز نمی‌کند.



شکل ۳-۱: دیاگرام مورد استفاده در نرم افزار طراحی سیستم خنک کننده والو تریستوری[1]

[1] منظور از دمای حداقل همان دمای اتاق می باشد. بهتر است طراحی به نحوی صورت پذیرد که دمای سیال خروجی از مبدل تقریبا اندازه دمای اتاق باشد.



الف)

Thermal

Maximum rated values [1)]

Parameter	Symbol	Conditions	min	typ	max	Unit
Operating junction temperature range	T_{vj}				110	°C
Storage temperature range	T_{stg}		-40		140	°C

Characteristic values

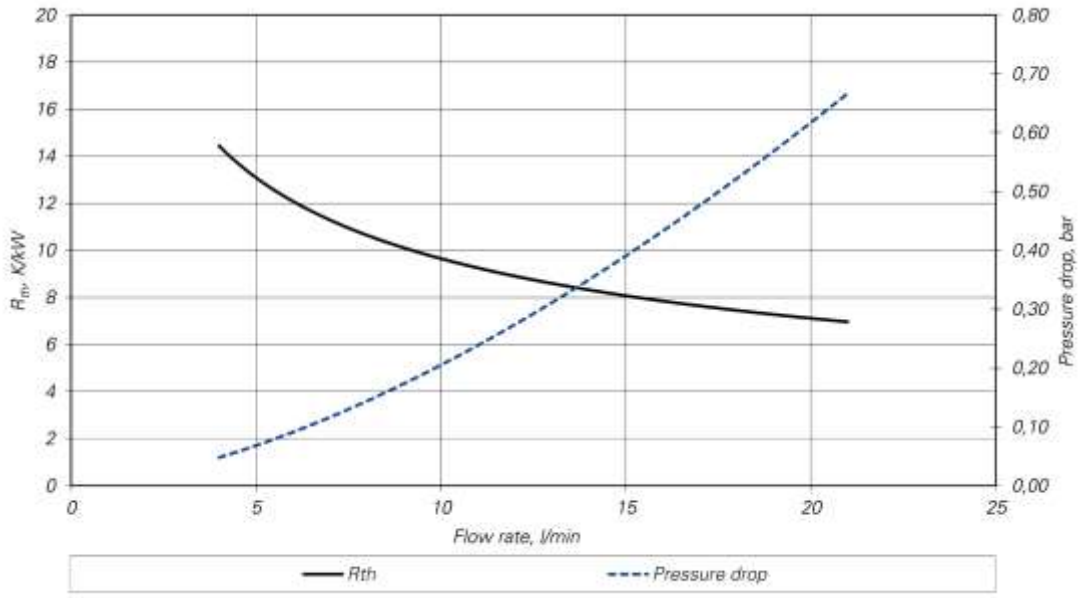
Parameter	Symbol	Conditions	min	typ	max	Unit
Thermal resistance junction to case	$R_{th(j-c)}$	Double-side cooled F_m = 120...160 kN			4	K/kW
	$R_{th(j-c)A}$	Anode-side cooled F_m = 120...160 kN			8	K/kW
	$R_{th(j-c)C}$	Cathode-side cooled F_m = 120...160 kN			8	K/kW
Thermal resistance case to heatsink	$R_{th(c-h)}$	Double-side cooled F_m = 120...160 kN			0.8	K/kW
	$R_{th(c-h)}$	Single-side cooled F_m = 120...160 kN			1.6	K/kW

ب)

شکل ۳-۲: بخشی از کاتالوگ تریستور شرکت ABB؛ الف) شکل تریستورها، ب) خواص گرمایی یک نمونه (دمای مجاز و مقاومت حرارتی)



الف)

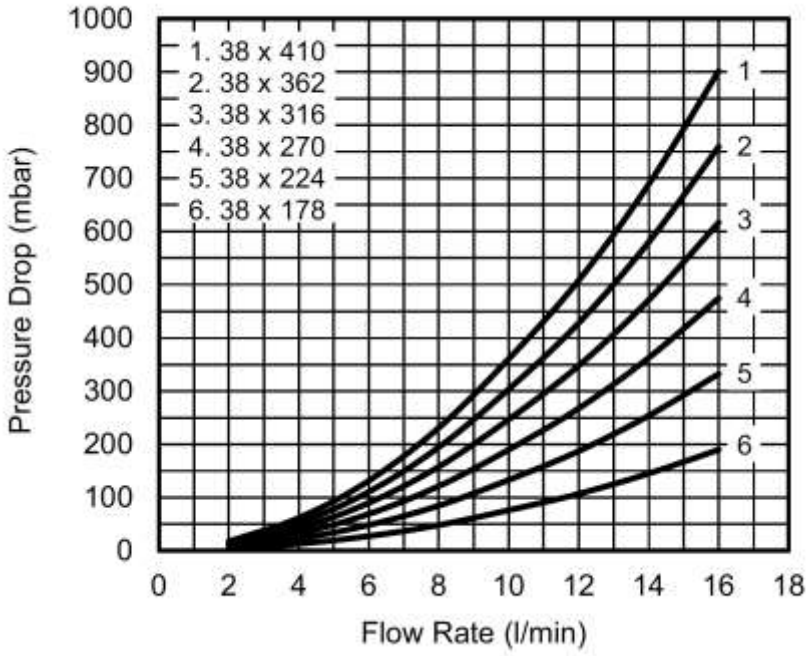


ب)

شکل ۳-۳: الف) تصویری از هیت سینک‌های آب-خنک مربوط به تریستور ساخت شرکت ABB [۲۲]- داده‌های افت فشار بر حسب دبی موجود نمی‌باشد- ب) یک نمونه کاتالوگ هیت سینک سری VBA شرکت دائو که در آن نمودار افت فشار و مقاومت حرارتی بر حسب دبی داده شده است [۲۳]



الف)

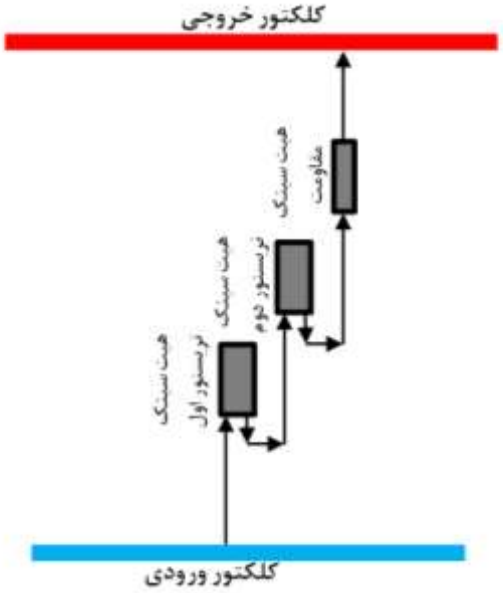


ب)

شکل ۳-۴: مقاومت الکتریکی آب خنک و نمودار افت فشار مربوطه برای کلاس های مختلف -ساخته شده توسط شرکت ویشای [۲۴]

۳-۳- طراحی سیستم خنک کاری داخل والو تریستوری

برای طراحی سیستم خنک کاری والوهای سه فاز تریستوری پیشنهاد می‌شود ابتدا یک سطح از آن در نظر گرفته شود و افت فشارهای مربوط به آن مشخص شود. همچنین باید نقطه بحرانی دما مشخص شود تا بر اساس آن دبی و حداکثر دمای سیکل تعیین شود. با توجه به اینکه مقاومت‌های حرارتی می‌توانند در دماهای بالاتری از تریستورها به عملکرد عادی خود ادامه دهند، پیشنهاد می‌شود که در هر سطح دو تریستور پشت سر هم و سپس مقاومت قرار گیرد. در این شرایط دمای بحرانی، مربوط به تریستور دوم می‌باشد. با توجه به اینکه ورودی و خروجی هیت سینک های تریستور در یک طرف آن می‌باشد (شکل(۳-۳) را ملاحظه کنید)، استفاده از یک خم U شکل (۱۸۰ درجه) برای ادامه مسیر سیال خنک کننده از یک هیت سینک به هیت سینک دیگر ضرروی است. از طرف دیگر ورودی و خروجی سیال خنک کننده مقاومت در دو سمت آن می‌باشد(شکل(۳-۵)) و سیال مسیر مستقیم را بدون نیاز به زانویی به سمت کلکتور خروجی طی می‌کند.



شکل ۳-۵: نحوه عبور جریان سیال خنک کننده در یک سطح از والو تریستوری

ابتدا باید دبی مورد نیاز عبوری از یک سطح والو تریستوری را به نحوی تعیین کرد تا دمای بحرانی که در هیت سینک تریستور دوم رخ می دهد از مقدار مجاز فراتر نرود. شبکه مقاومت گرمایی تریستور و هیت سینک متناظر در شکل(۳-۳) نشان داده شده است فرض می‌شود که تمام گرمای اتلافی تریستورها از طریق آب جذب می‌شود. برای بدست آوردن دبی در یک سطح باید ۲ نکته در نظر گرفته شود، نخست اینکه دبی مورد نظر بتواند میزان حرارت اتلافی از دو تریستور و مقاومت را با خود حمل کند و دمای هیت سینک ها از حد تجاوز نکند. به عنوان نقطه شروع طراحی اختلاف دمای ۱۰ درجه سانتیگراد برای هر سطح تریستور در نظر گرفته می‌شود تا دبی عبوری آب در هر سطح بدست آورده شود. سپس بررسی می‌شود که آیا تریستورها و مقاومت الکتریکی در محدوده مجاز قرار دارد یا خیر. همچنین بررسی می‌شود که آیا افت فشار هیت سینک‌ها متناظر با دبی محاسبه شده از مقدار مجاز در کاتالوگ تجاوز می‌کند یا خیر. اگر پاسخ پرسش‌های فوق منفی باشد، دبی باید اصلاح شود و این مستلزم این است که اختلاف دمای بیشتری برای دو سر والو تریستوری درنظر گرفته شود. دمای مجاز سیال در هیت سینک‌های مختلف با استفاده از دمای مجاز تریستورها و مقاومت الکتریکی که توسط کاربر به نرم افزار وارد شده است از

رابطه‌های(۳-۱) تا (۳-۳) بدست می‌آید. این روابط بر اساس شبکه مقاومت الکتریکی استوار می‌باشد [۳]. در مساله حاضر فرض شده است که تمام توان اتلافی به آب منتقل می‌شود. این فرض باعث می شود که یک ضریب اطمینان خوبی به مساله وارد شود، زیرا امکان دارد که مقداری هر چند ناچیز از انرژی گرمایی از طریق بدنه هیت سینک و تریستور به هوا منتقل شود.

دمای مجاز آب در هیت سینک تریستور اول:

$$T_{th1,j} = \left(R_{th1(j-c)} + R_{th1(c-h)}\right) \times P_{th1} + T_{th1,h} \quad (۳-۱)$$

دمای مجاز آب در هیت سینک تریستور دوم:

$$T_{th2,j} = \left(R_{th2(j-c)} + R_{th2(c-h)}\right) \times P_{th2} + T_{th2,h} \quad (۳-۲)$$

دمای مجاز آب در مقاومت الکتریکی:

$$T_{Resistance,center} = (R_{Resistance}) \times P_{Resistance} + T_{Resistence,h} \quad (۳-۳)$$

که در آن P، R و T بیانگر توان اتلافی، مقاومت حرارتی و دما می‌باشد. همچنین زیر نویس‌های th، j، h و $Resistance$ به ترتیب به تریستور، پیوند تریستور، هیت سینک و مقاومت اشاره می‌کند. به منظور تعیین دبی یا اختلاف دما بر حسب توان اتلافی، رابطه زیر استفاده می‌شود:

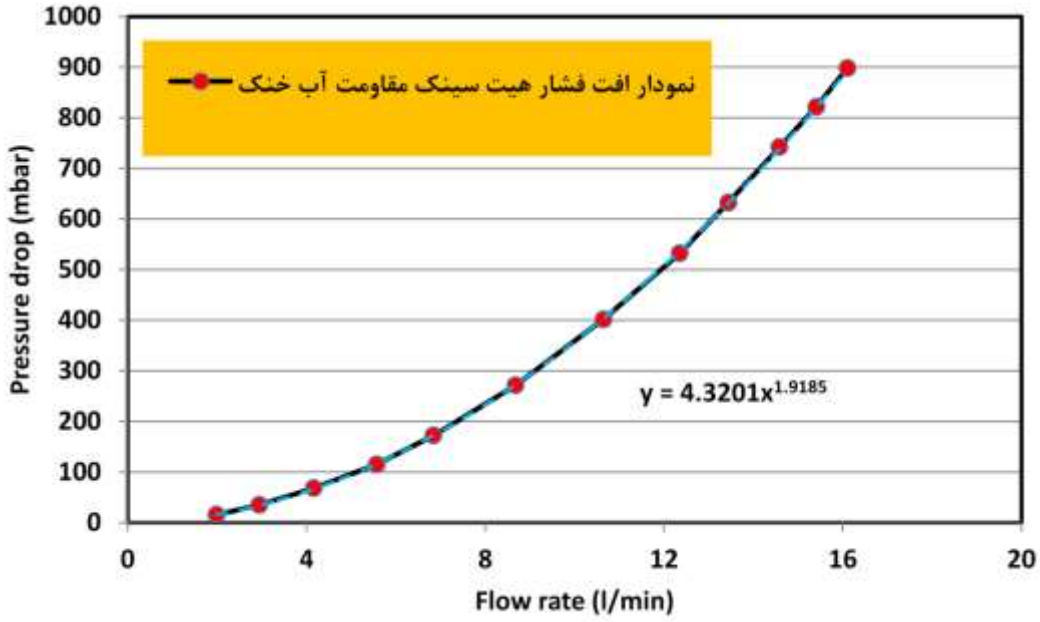
$$P = \dot{m} \times c_p + \Delta T \quad (۳-۴)$$

که در آن $\dot{m}$ و c_p به ترتیب دبی جرمی و گرمای ویژه آب می‌باشد. بعد از اینکه مقدار دبی مشخص شد و دمای هیت سینک‌ها از بالا دست جریان به پایین دست جریان به ترتیب تعیین شد، دمای پیوند تریستورها و دمای مقاومت الکتریکی توسط روابط (۳-۱) تا (۳-۳) بدست می‌آید. حال بررسی می‌گردد که آیا مقادیر محاسبه شده از مقادیر مجاز خود تجاوز کرده است یا خیر. اگر جواب مثبت باشد باید به عقب برگشته و دبی اصلاح شود. نمودار های هیت سینک‌ها نشان می‌دهد که با افزایش دبی، افت فشار به صورت نمایی زیاد می‌شود و عملا حداکثر دبی ۲۰-۱۶ لیتر بر دقیقه در مراجع برای هیت سینک‌ها در نظر گرفته شده است [۲۴-۲۲]. شایان ذکر است که چنانچه دبی هر سطح از این مقدار بیشتر شود الگوریتم، برنامه را به عقب می‌برد تا دبی اصلاح شود. این عمل با افزایش اختلاف دمای ورودی و خروجی سیال خنک کننده داخل والو تریستوری انجام می‌شود. داده‌های موجود در نمودار شکل‌های(۳-۳) و (۳-۴) با نرم افزار x-y Extract به صورت رقم در می‌آید. سپس با ورود این اعداد به نرم افزار اکسل و نمایش دو باره آنها روابط ریاضی حاکم بر اساس روش برازش[1] منحنی حاصل گردید که توسط روابط (۳-۵) و (۳-۶) بیان می‌شود. روند کار در شکل‌های(۳-۶) و (۳-۷) نشان داده شده است.

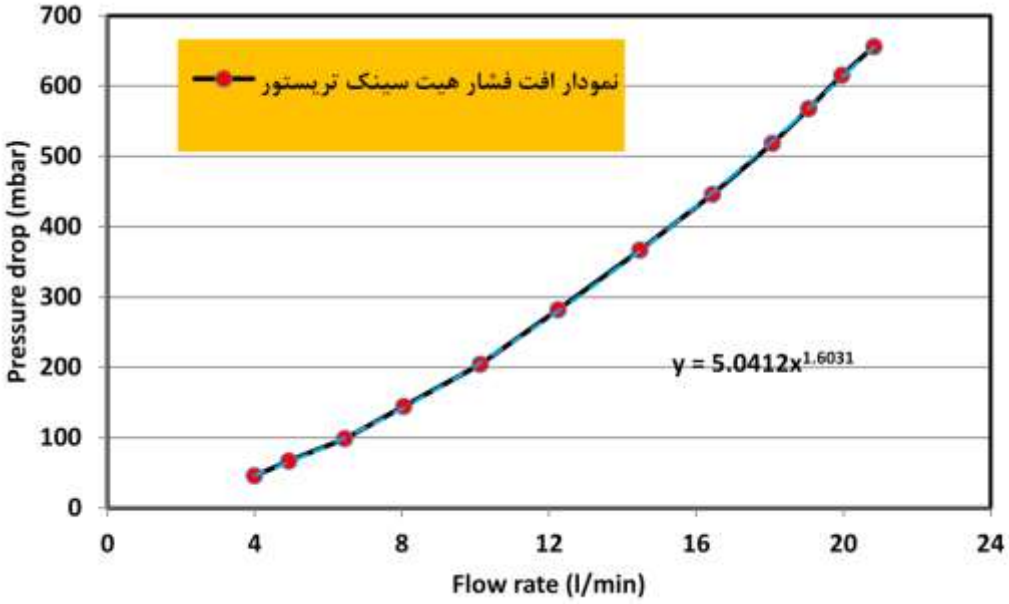
$$\Delta p_{Resistence,h} = 4.3201 \times \left(\frac{\dot{m}}{\rho}\right)^{1.9185} \quad (۳-۵)$$

$$\Delta p_{thy,h} = 5.0412 \times \left(\frac{\dot{m}}{\rho}\right)^{1.6031} \quad (۳-۶)$$

[1] Extrapolation



شکل ۳-۶: نمودار افت فشار در مقاومت آب خنک و برازش آن در نرم افزار اکسل

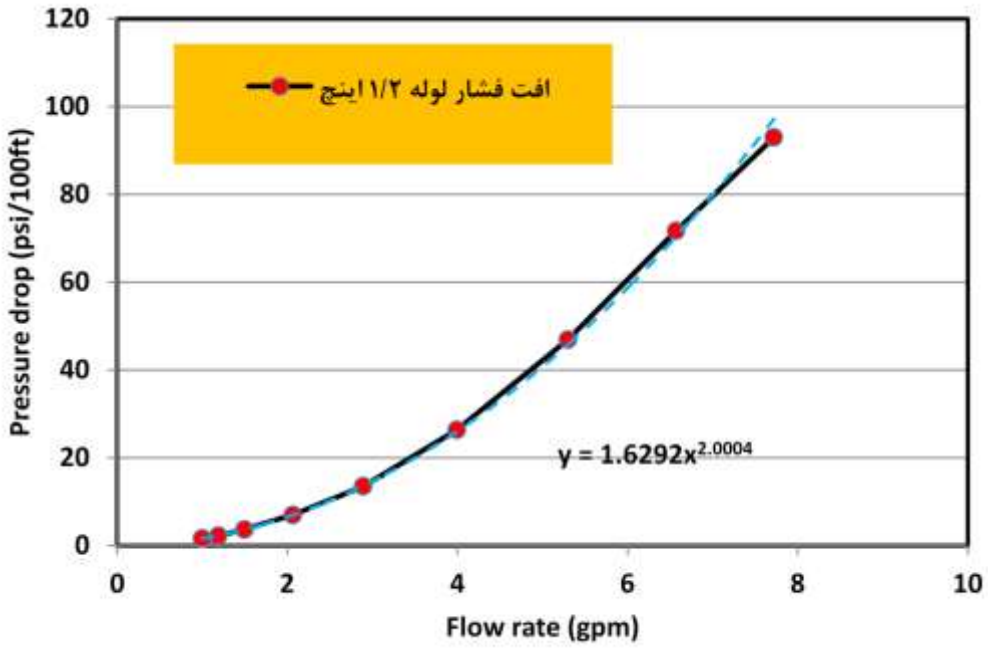


شکل ۳-۷: نمودار افت فشار هیت سینک تریستور و برازش آن در نرم افزار اکسل

عمده افت فشار درمجموع والو تریستوری مربوط به هیت سینک‌ها می‌باشد ولی مقدار کمی نیز به دلیل مجراها و زانویی‌ها و تغییر سطح مقطع رخ می‌دهد. همانطور که در بخش ۳-۱ اشاره شد، لوله داخلی برای مجموعه والو تریستوری ۱/۲ اینچ استفاده

می‌شود. دلیل این امر این است که افت فشار در بازه دبی‌های هر سطح- یعنی حداکثر ۱۶ لیتر بر دقیقه- قابل قبول می‌باشد. این امر با مشاهده شکل(۲-۴) قابل درک است[۱]. با استخراج داده‌های شکل(۲-۴) و برازش منحنی بر روی آنها رابطه(۳-۷) برای افت فشار لوله‌های والو تریستوری بر مبنای دبی بدست می‌آید. نحوه برازش این نمودار در شکل(۳-۸) نشان داده شده است.

$$\Delta p_{pipe\frac{1}{2}inch} = 1.6292 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{2.0004} \quad (۳-۷)$$



شکل ۳-۸: افت فشار در لوله ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی

یکی دیگر ازعوامل تولید کننده افت فشار در سیستم‌های لوله کشی زانویی و تغییر سطح مقطع می‌باشد که معمولا معادل با انرژی جنبشی به سیستم اضافه می‌شود. به این نوع افت فشار، افت فشار های جزئی[۲] می گویند و از رابطه زیر بدست می آید [۲۵-۲۷]:

$$\Delta p_{minor} = \rho K \frac{V^2}{2} \quad (۳-۸)$$

[۱] توجه شود که دبی در نمودار بر حسب gpm می‌باشد و تبدیل واحد درنظر گرفته شود.

[2] Minor pressure drop

که در آن K ضریب تلفات[1] است و برای زانویی‌ها از جدول(۳-۱) محاسبه می‌شود. برای تغییر سطح مقطع در ورودی و خروجی والوتریستوری به هدرها از جدول(۳-۲) مقدار ۱ (بالاترین مقدار) را انتخاب می‌کنیم.

جدول ۳-۱: ضریب اتلاف برای فیتینگ‌ها و زانویی‌های مختلف [۲۸و۲۹]

Fitting	Geometry	K	Fitting	Geometry	K
90° elbow	Flanged regular	0.3	Globe valve	Open	10
	Flanged long radius	0.2	Angle valve	Open	5
	Threaded regular	1.5	Gate valve	Open	0.20
	Threaded long radius	0.7		75% open	1.10
	Miter	1.30		50% open	3.6
	Miter with vanes	0.20		25% open	28.8
45° Elbow	Threaded regular	0.4	Ball valve	Open	0.5
	Flanged long radius	0.2		1/3 closed	5.5
Tee, dividing	Threaded	0.9		2/3 closed	200
line flow	Flanged	0.2	Water meter		7
Tee, branching	Threaded	2.0	Coupling		0.08
flow	Flanged	1.0			

شایان ذکر است که برای طرح والو تریستوری نشان داده در شکل(۳-۵)، چهار زانویی و دو تغییر سطح می‌توان متصور بود. همچنین به صورت پیش فرض طول لوله کشی هر سطح والو تریستوری ۲ متر در نظر گرفته می‌شود. در کد توسعه داده شده به کاربر این اجازه را می‌دهد که تعداد زانویی‌ها و طول لوله کشی هر سطح را به دلخواه تعیین نماید.

جدول ۳-۲: ضریب اتلاف برای تغییر سطح مقطع [۲۷]

Entrance Type	Minor Loss Coefficient, K^a
Reentrant	0.5 – 1.0 (depending on length of pipe entrance)
Square-edged	0.5
Rounded	r/D: 0.02 → K: 0.3; 0.06 → 0.2; ≥0.15 → 0.04

۳-۴- سایزینگ خطوط اصلی

مهمترین پارامتر برای طراحی سیستم لوله کشی در تاسیسات سرعت مجاز می‌باشد تا بر اساس آن سایزینگ انجام شود. برای این منظور سرعت مجاز شرکت ABB مبنای طراحی قرار می‌گیرد که برای خط اصلی ۸ و برای مدار ثانویه ۲ فوت بر دقیقه در نظر گرفته شده است[2]. با توجه به دبی و سرعت مجاز سایز لوله‌ها از شکل(۲-۴) بدست می‌آید که در جداول ۳-۳ و

[1] Loss coefficient

[2] شایان ذکر است که در این راستا، دبی و قطر لوله مورد استفاده در سیستم خنک کاری پروژه گروه ملی (محصول شرکت ABB) استخراج شدند و با استفاده از شکل ۲-۴ سرعت مجاز سیال در داخل لوله تخمین زده شد.

۳-۴ لیست شده است. قابل ذکر است که در کد جاری حد بالای دبی کل حدود ۷۰۰ گالن بر دقیقه در نظر گرفته شده است که ۹ برابر دبی پروژه گروه ملی صنعتی فولاد ایران می‌باشد. همچنین برای سیکل ثانویه دبی حدود ۲۰ گالن بر دقیقه در نظر گرفته شده است که حدود ۸ برابر دبی پروژه فولاد ملی می‌باشد. در این شرایط حداکثر سایز برای لوله سیکل اصلی ۶ اینچ (حدود ۱۵۰ میلیمتر) و برای مجرای سیکل ثانویه ۲ اینچ (حدود ۵۰ میلیمتر) می‌باشد. شایان ذکر است که این اعداد می‌تواند بالاتر هم برود. به منظور تعیین افت فشار، نیاز است تا برازش منحنی در هر یک از بازه‌های انجام شده تکرار شود. نحوه برازش منحنی افت فشار برای سایزهای مختلف در شکل‌های(۳-۹) تا (۳-۱۹) نشان داده شده است و خلاصه آن در جدول(۳-۵) آورده شده است.

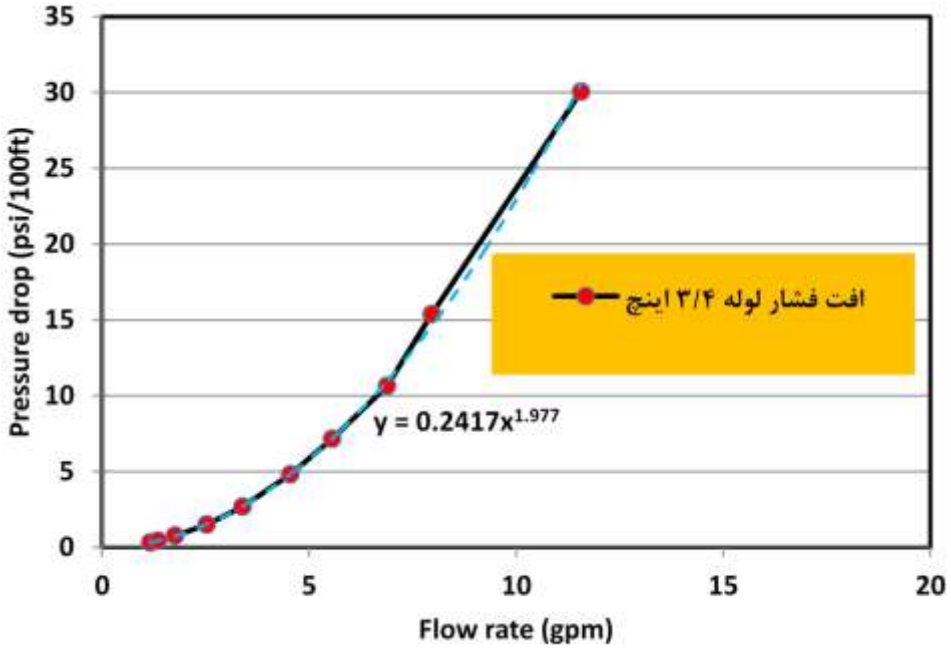
جدول ۳-۳: سایز لوله سیکل اصلی برای دبی‌های مختلف

سایز لوله	محدوده دبی
$\frac{1}{2}inch$	gpm <5
$\frac{3}{4}inch$	5 ≤ gpm <11
$1inch$	11 ≤ gpm <20
$1\frac{1}{2}inch$	20 ≤ gpm <50
$2inch$	50 ≤ gpm <75
$2\frac{1}{2}inch$	75 ≤ gpm <120
$3inch$	120 ≤ gpm <180
$3\frac{1}{2}inch$	180 ≤ gpm <240
$4inch$	240 ≤ gpm <300
$5inch$	300 ≤ gpm <450
$6inch$	450 ≤ gpm <700

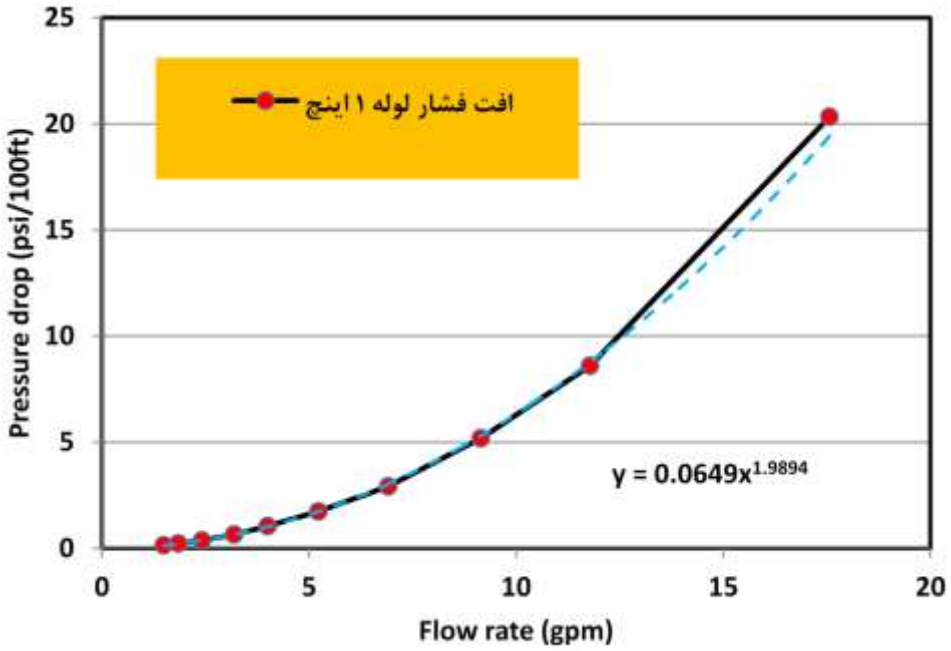
جدول ۳-۴: سایز لوله سیکل ثانویه برای دبی‌های مختلف

سایز لوله	محدوده دبی
$\frac{1}{2}inch$	gpm <5
$\frac{3}{4}inch$	5 ≤ gpm <11
$1inch$	11 ≤ gpm <20

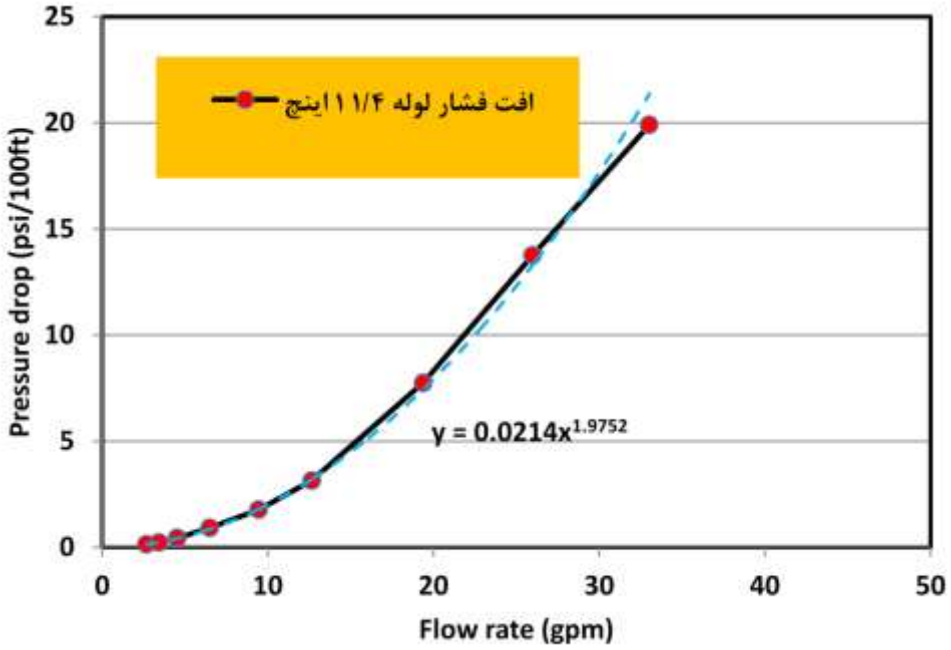
$20 \leq gpm < 50$	$1\frac{1}{2} inch$
$50 \leq gpm < 75$	$2 inch$
$75 \leq gpm < 120$	$2\frac{1}{2} inch$



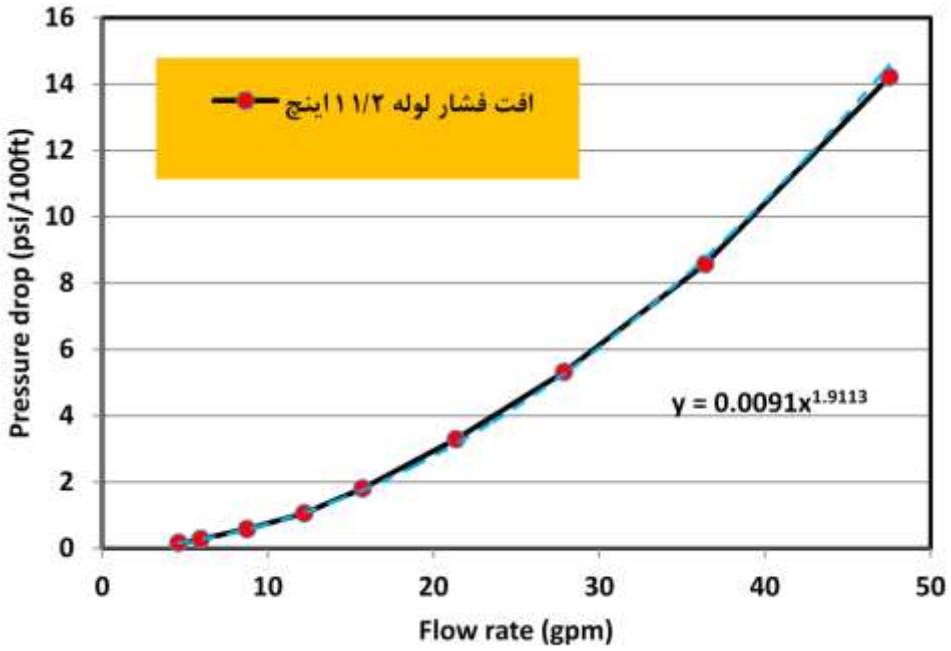
شکل ۳-۹: افت فشار در لوله ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



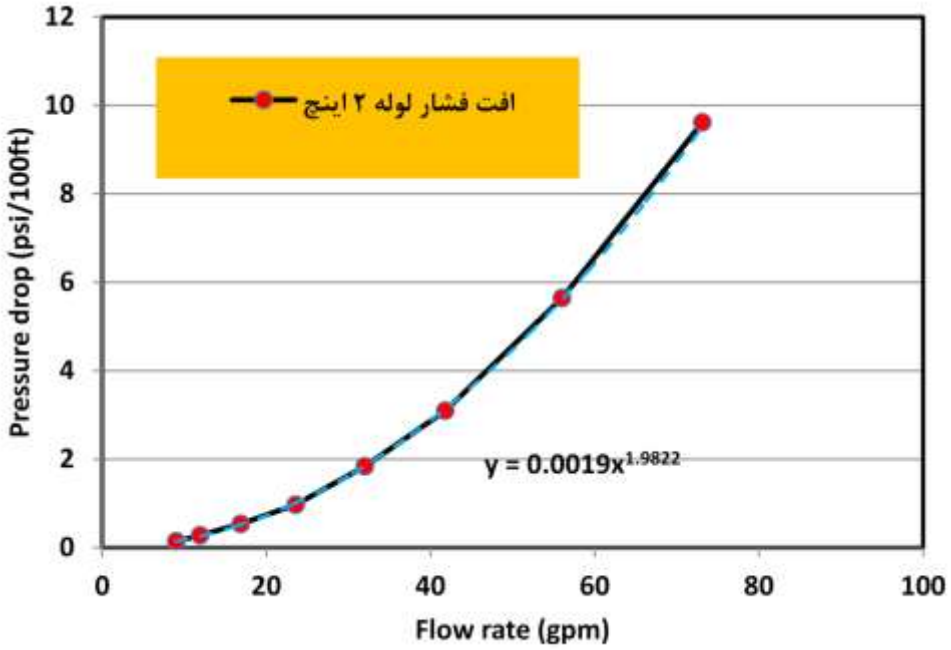
شکل ۳-۱۰: افت فشار در لوله ۱ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



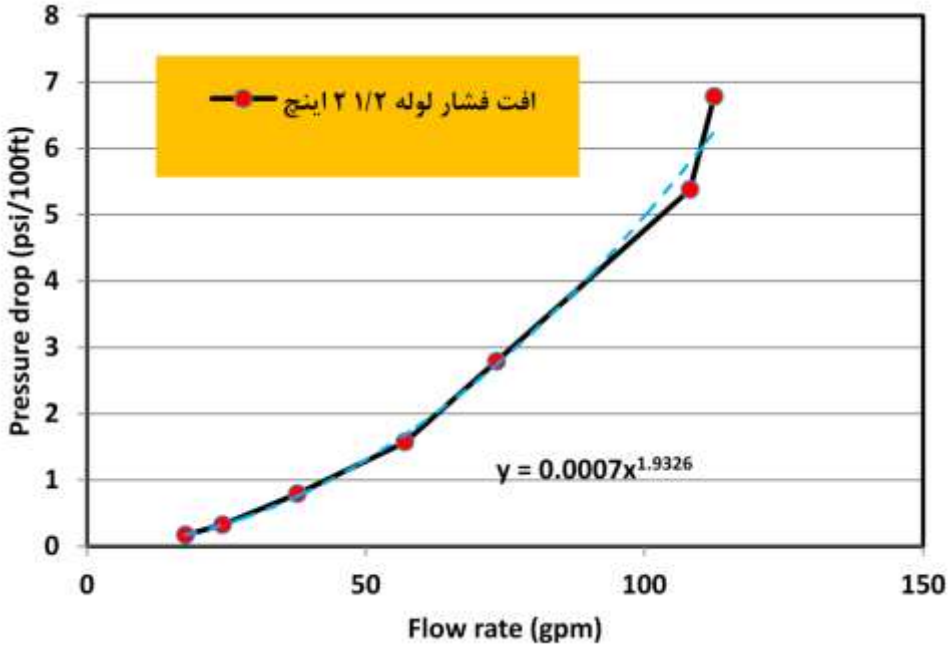
شکل ۳-۱۱: افت فشار در لوله ۱ ۱/۴ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



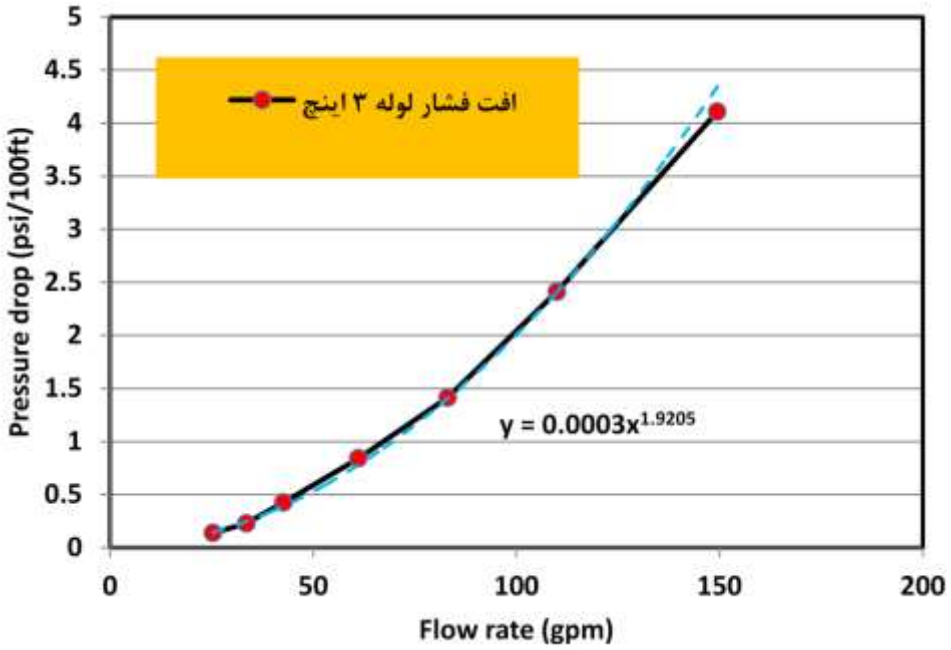
شکل ۳-۱۲: افت فشار در لوله ۱ ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



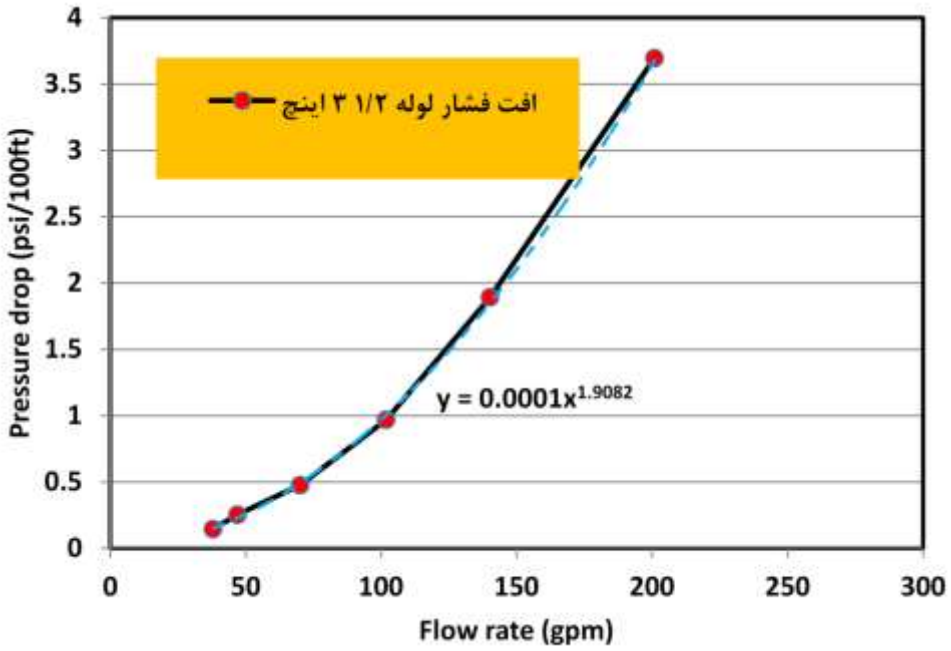
شکل ۳-۱۳: افت فشار در لوله ۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



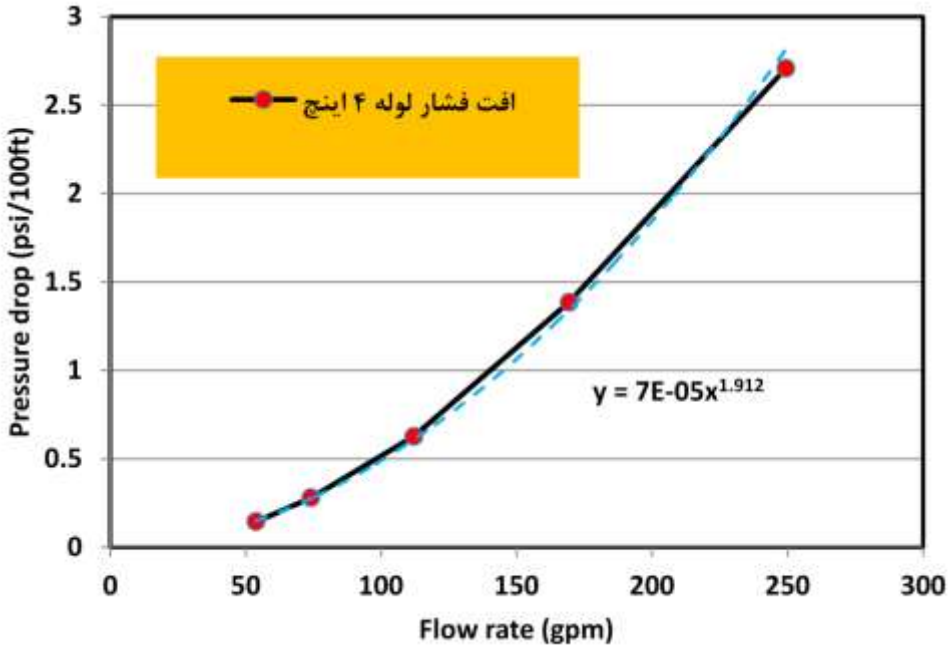
شکل ۳-۱۴: افت فشار در لوله ۲ ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



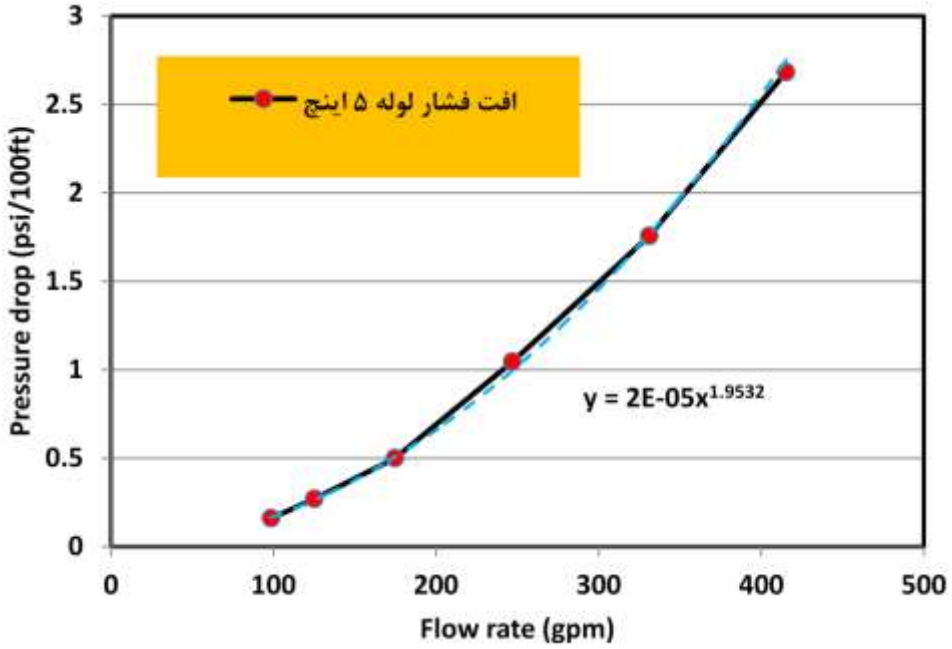
شکل ۳-۱۵: افت فشار در لوله ۳ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



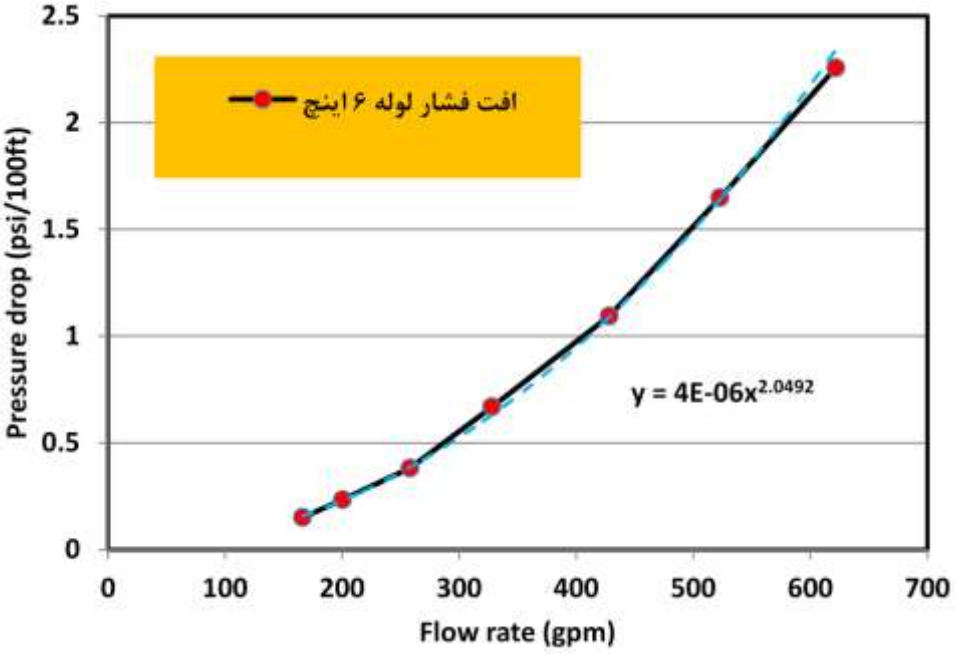
شکل ۳-۱۶: افت فشار در لوله ۳ ۱/۲ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



شکل ۳-۱۷: افت فشار در لوله ۴ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



شکل ۳-۱۸: افت فشار در لوله ۵ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی



شکل ۳-۱۹: افت فشار در لوله ۶ اینچ در ۱۰۰ فوت آن بر حسب دبی

جدول ۳-۵: لیست رابطه‌های توانی افت فشار برای سیستم لوله کشی

سایز لوله	رابطه توانی	سایز لوله	رابطه توانی
$\frac{3}{4}inch$	$0.2417 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.977}$	$3inch$	$0.0003 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9205}$
$1inch$	$0.0649 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9894}$	$3\frac{1}{2}inch$	$0.0001 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9082}$
$1\frac{1}{2}inch$	$0.009 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9113}$	$4inch$	$0.00007 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.912}$
$2inch$	$0.0019 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9822}$	$5inch$	$0.00002 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9532}$
$2\frac{1}{2}inch$	$0.0007 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{1.9326}$	$6inch$	$0.000004 \times (\frac{\dot{m}}{\rho})^{2.0495}$

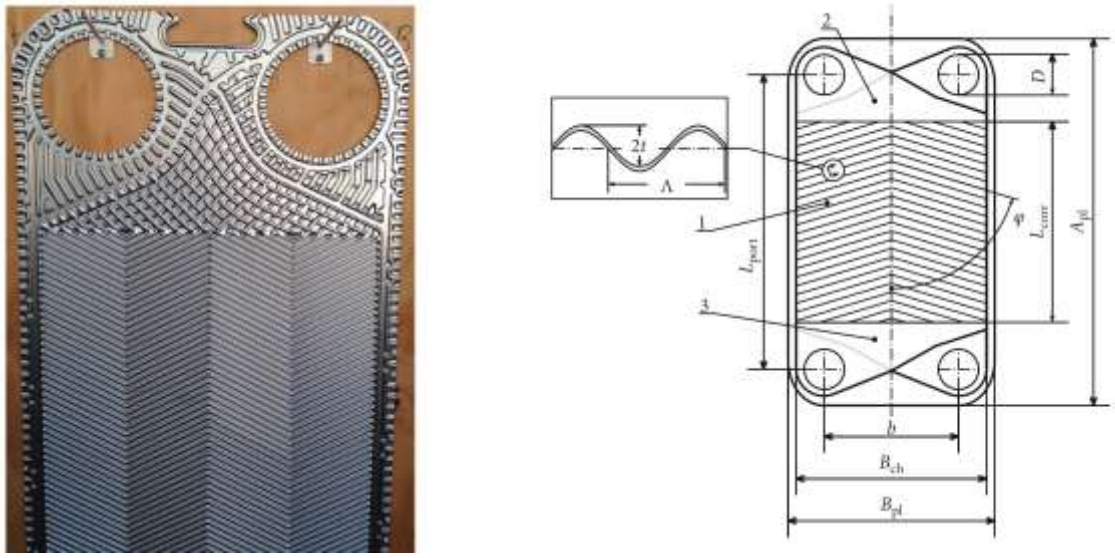
همانطور که از جدول(۳-۵) ملاحظه می‌شود لوله‌های با قطر بالاتر افت فشار کمتری را به سیستم تحمیل می‌کند. افت فشارهای جزئی ناشی از زانویی‌ها و تغییر سطح مقطع، با داشتن سرعت متوسط و ضرایب اتلاف (جداول ۳-۳ و ۳-) محاسبه می‌شود. طول لوله کشی و تعداد زانویی‌ها به جانمایی و فضای مورد نیاز اتاق سیستم خنک کاری بستگی دارد که توسط کاربر وارد می‌شود. طول پیش فرض برای مسیر اصلی ۱۰ متر و برای مسیر فرعی ۵ متر درنظر گرفته می‌شود. همچنین تعداد زانویی‌ها ۵ مورد در نظر گرفته می‌شود. بقیه افت فشارهای جزئی نظیر افت فشار در شیرها، فیلترها و سنسورها در ضریب اطمینان محاسبه هد پمپ در نظر گرفته می‌شود.

۳-۵- مبدل حرارتی صفحه ای

یکی از مهمترین تجهیزات سیستم خنک کاری، مبدل حرارتی صفحه‌ای می‌باشد که وظیفه تبادل گرمای بین سیال در حال گردش داخل سیکل و آب خنک کاری چیلر را بر عهده دارد. محاسبات گرمایی والو تریستور، نوع مبدل حرارتی و کلاس آن را مشخص می‌کند. نکته قابل بحث در این بخش افت فشار مبدل حرارتی می‌باشد که مقدار آن با دبی تغییر می‌کند. متاسفانه برای محاسبه افت فشار مبدل حرارتی‌های موجود در بازار رابطه‌ایی در کاتالوگ‌ها یافت نشد. برای همین منظور و با درنظر گرفتن فرضیات و تقریبات مهندسی رابطه‌ای برای افت فشار توسعه داده شد و در نرم افزار مورد استفاده قرار گرفت. در این راستا از مطالعات تجربی گاسیو[1] و استاک[2] استفاده شده است [۳۰]. شکل(۳-۲۰) شماتیک و نمونه واقعی یک صفحه از مبدل حرارتی مورد مطالعه این محققان را نشان می‌دهد. شایان ذکر است مطالعات تجربی برای سه مبدل حرارتی با تعداد صفحات ۱۹، ۳۵ و ۵۱ صورت پذیرفت.

[1] Gusew

[2] Stuke



شکل ۳-۲۰: شماتیک و شکل واقعی مبدل حرارتی صفحه‌ایی مورد مطالعه توسط گاسیو و استاک [۳۰]

افت فشار داخل مبدل شامل نواحی ورودی، خروجی و موجی شکل می‌باشد که بر اساس ضریب اصصکاک از روابط زیر بدست می‌آید[۳۰]:

$$\Delta p_{inlet} = \Delta p_{outlet} = 4 f_{inlet} \rho \frac{V^2}{2} \quad (۹-۳)$$

$$\Delta p_{corr} = 4 f_{corr} \rho \frac{V^2}{2} \frac{L_{corr}}{D_e} \quad (۱۰-۳)$$

که در آن f ضریب اصطکاک و وابسته به عدد بی بعد[1] رینولدز می‌باشد:

$$f_{inlet} = f_{outlet} = 5.525 + \frac{7500}{Re} \quad (۱۱-۳)$$

$$f_{corr} = \frac{0.4305}{Re^{0.2228}} \quad (۱۲-۳)$$

که زیر نویس $corr$ اشاره به موجی شکل (corrugated) دارد و عدد رینولدز از رابطه زیر بدست می‌آید:

[1] No dimension

$$Re = \frac{\rho V D_e}{\mu} \quad (۱۳-۳)$$

که در آن D_e طول مشخصه صفحه مبدل و دو برابر ضخامت بین صفحات می‌باشد. معمولا این عدد حدود چند میلیمتر است و در مطالعه صورت گرفته مقدار ۵/۲ میلی‌متر برای آن درنظر گرفته شده است. قابل ذکر است که افت فشار مبدل حرارتی صفحه‌ایی مجموع افت فشارها است. در نرم‌افزار محاسبات با تعداد ۱۰ پره شروع می‌شود و چنانچه عدد رینولدز از ۱۰۰۰۰ فراتر رفت، به تعداد آنها افزوده می‌گردد تا عدد رینولدز در داخل هر صفحه زیر ۱۰۰۰۰ باشد.

۳-۶- انتخاب پمپ و الکتروموتور

برای انتخاب پمپ باید هد پمپ مشخص شود. در این راستا افت فشارهای کل سیستم که در بخش‌های قبل نحوه محاسبه آنها آورده شده است، جمع می‌شود و با ضریب اطمینان ۱/۵ از رابطه(۲-۱) محاسبه می‌شود. همچنین توان الکتروموتور نیز با داشتن دبی و هد از رابطه(۲-۲) بدست می‌آید.

 DOI: 10.30503/nripress.2020.265

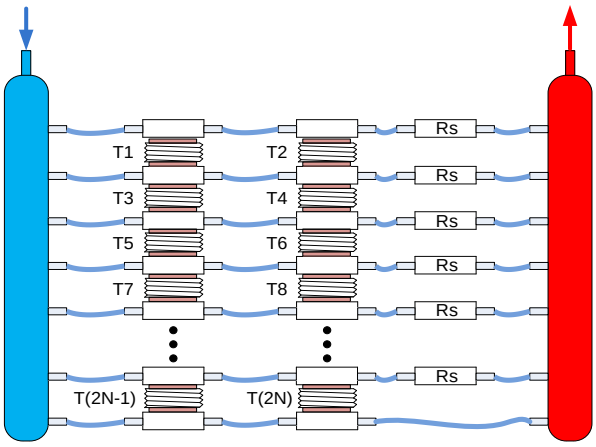
فصل چهارم: آماده سازی نرم افزار بر مبنای کد مطلب

۴-۱- مقدمه

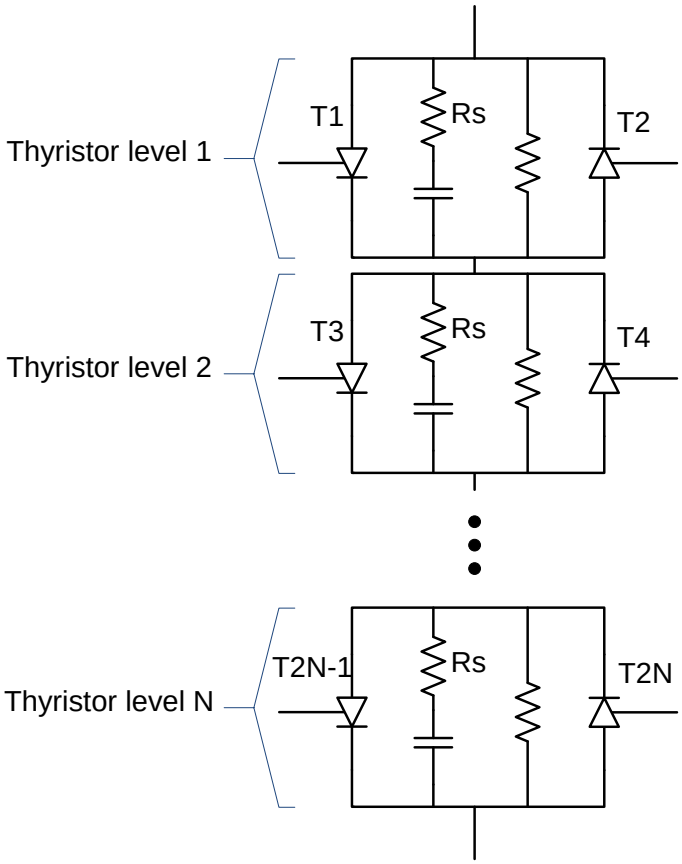
در این فصل خط به خط کد نوشته شده توضیح داده می‌شود . در این راستا ابتدا داده‌های ورودی توسط کاربر معرفی می‌گردد، سپس بدنه کد در هر بخش تفسیر می‌گردد. در پایان این فصل یک نمونه مثال توسط کد حل می‌شود تا نحوه کار با نرم افزار توسعه داده شده روشن شود.

۴-۲- داده های ورودی توسط کاربر

بعد از عنوان و تو ضیحات کد، فایل گزارش با د ستور fopen آغاز می‌گردد. در ابتدا اطلاعاتی نظیر تعداد سطوح تریستور در فاز، تعداد فاز و ماکزیمم دمای اتاق از کاربر درخوا ست می شود. سپس مقادیر مقاومت حرارتی، توان مصرفی و حداکثر دمای مجاز تریستور و مقاومت ا سنابر تو سط کاربر وارد نرم افزار می شود. پارامترهای مربوط به لوله‌کشی مانند طول آن و تعداد زانویی استفاده شده از دیگر داده‌های ورودی می‌باشد (البته به صورت پیش فرض مقادیری از طرف برنامه به کاربر پیشنهاد می شود). داده‌های مهم ورودی در گزارش خروجی نرم افزار لیست می شود. قابل ذکر هر سطح نریستور از دو تریتور و یک مقاومت تشکیل شده است. شکل (۴-۱) شماتیک نحوه قرار گیری سطوح تریستور ها بین کلکتور های گرم و سرد را نشان می دهد و شکل (۴-۲) مدار الکتریکی متناظر با این ساختار را نشان می دهد.



شکل ۴-۱: شماتیک نحوه اتصال هر سطح از تریستور به کلکتورهای سرد و گرم



شکل ۴-۲: شماتیک مدار الکتریکی سطوح تریستور

```
function SVC
%This code has been developed by P.R. Mashaei to design a water-cooled
%cooling system. The code suggests suitable equipment and pipe sizing based
%on electrical input.
% March 2021

clc

fid = fopen('Report.txt', 'wt');
%%%%%%%%%INPUT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%INPUT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%INPUT%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%


Level=input('Number of Thyristor level per phase (N=?)(1<Typical value<22):');

Phase_number=input('Number of phase (Phase_number=?)(Phase_number=1 or 3):');

%Row=input('Please enter number of row in  thyristor valve(Row=?)(25<Typical value<100):');

T_room=input('Please enter maximum room temperature(T_room=?) (20oC <Typical value< 45oC):');
```

```
P_thy=input('Heat loss of Thyristor(P_thy=? W) (500W <Typical value< 5000W):');

R_thy=input('Thermal resistance between junction to case of Thyristor -double side cooled-(R_thy=? K/kW) (2 K/kW <Typical value< 18K/kW ):');

T_allowable_j_thy=input('Allowable junction temperature of Thyristor(T_allowable_j_thy=? oC) (80 oC <Typical value< 180 oC):');

P_resistor=input('Heat loss of snubber resistor(P_resistor=? W): (500W <Typical value< 5000W):');

R_resistor=input('Thermal resistance of snubber resistor(R_resistor=? K/kW) (2 K/kW <Typical value< 18K/kW ):');

T_allowable_resistor=input('Allowable temperature of snubber resistor(T_allowable_resistor=? oC)(100 oC <Typical value< 400 oC) :');

L_thy_Valve=input('Length of pipe in each thyristor level from input to output headers(2m is suggested):');

Elbow_thy_valve=input('Number of pipe elbow in each thyristor level from input to output headers (4 is suggested):');

L_piping=input('Length of pipe in major cycle(10m is suggested):');

Elbow_piping=input('Number of elbow in major cycle(5 is suggested):');

fprintf(fid,'**********INPUT DATA**********\n\n');

fprintf(fid,  'Number of Total level: %6.1f\n',Phase_number*Level);

fprintf(fid,  'Room Temperature: %6.1f  oC\n',T_room);

fprintf(fid,  'Heat loss of thyristor1: %6.1f W\n',P_thy);

fprintf(fid,  'Heat loss of resistor: %6.1f W\n',P_resistor);

fprintf(fid,  'Thermal resistance of thyristor: %6.1f K/kW\n',R_thy);

fprintf(fid,  'Thermal resistance of resistor: %6.1f K/kW\n',R_resistor);

fprintf(fid,  'Allowable junction temperature of thyristor: %6.1f oC\n',T_allowable_j_thy);

fprintf(fid,  'Allowable temperature of snubber resistor: %6.1f oC\n',T_allowable_resistor);

fprintf(fid,  'Length of pipe in thyristor valve system: %6.1f  m\n',L_thy_Valve);

fprintf(fid,  'Number of elbow in thyristor valve system: %6.1f  \n',Elbow_thy_valve);

fprintf(fid,  'Length of pipe in piping system: %6.1f  m\n',L_piping);

fprintf(fid,  'Number of elbow in piping system system: %6.1f  \n',Elbow_piping);

fprintf(fid,'**********\n\n\n');
```

۴-۳- والو تریستوری

به منظور طراحی خنک کننده در بخش والو تریستوری، یک دبی اولیه بر مبنای اختلاف دمای ۱۰ درجه بدست می‌آید. اگر دبی از ۱۶ لیتر بر دقیقه بیشتر بود، اختلاف دمای بیشتری در نظر گرفته می‌شود و این فرآیند ادامه پیدا می‌کند تا دبی به زیر ۱۶ لیتر بر دقیقه برسد. بر اساس دبی بدست آمده در هر یک از سطوح، افت فشار هر سطح که مجموع افت فشار هیت سینک تریستورها، مقاومت و لوله‌کشی است، محاسبه می‌شود. همچنین دمای پیوند تریستور و ماکزیمم دمای مقاومت تعیین می‌گردد و با مقادیر مجاز آن مقایسه می‌شود. اگر از آن کمتر بود ادامه فرایند در نرم افزار طی می‌شود در غیر اینصورت، برنامه متوقف می‌گردد و پیامی در گزارش به کاربر ارسال می‌شود مبنی بر اینکه دمای اتاق باید کاهش یابد. در این بخش دمای حداکثر سیال خنک کننده در سیکل نیز بدست آورده می‌شود. همه پارامترهای مهم مربوط به طراحی والو تریستوری در گزارش نهایی برای کاربر قابل مشاهده است. در ادامه قسمتی از کد که مربوط به طراحی والو تریستوری است، نمایش داده می‌شود.

```
%%%%%%%%%Thyristor valve design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%Thyristor valve design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%Thyristor valve design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

P_total_Level=P_thy+P_thy+P_resistor;  %Total heat loss in each row (W)

P_total=Phase_number*Level*P_total_Level;              %Total heat loss of system(W)

Q=50;          % Initial volume flow rate flowing in each row(lit/min)

deltaT=10;       %Initial temperature diference in each row (oC)

while Q>16                                % a loop for finding acceptable

Q=(P_total_Level/deltaT/4200/1000)*1000*60;          % Volume flow rate of water (lit/min)

deltaT=deltaT+1;                          % temperature increment

end

Q_total=Phase_number*Level*Q;                % Total volume flow rate (lit/min)

Tmax=T_room+deltaT-1;                     % Maximum outlet temperature

deltaP_thy1=(5.0412*Q^1.6031)*100;             % Pressure drop in the first thyristor (Pa)

deltaP_thy2=(5.0412*Q^1.6031)*100;             % Pressure drop in the second thyristor (Pa)

deltaP_resistor=(4.3201*Q^1.9185)*100;         % Pressure drop in the second thyristor (Pa)

deltaP_piping_major=(1.6292*(Q*0.26)^1.9185)*(0.01)*(3.28*L_thy_Valve)*6894.8;  % Major Pressure
drop in the thyristor valve piping (Pa)
```

```
V_thy_valve=Q/1000/60/(3.14*(0.025/2)^2/4);    %Mean velocity in thyristor valve piping

deltaP_minor=(Elbow_thy_valve*1.5*1000)*V_thy_valve^2/2+(2*1000)*V_thy_valve^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows

deltaP_thyristor_valve=deltaP_thy1+deltaP_thy2+deltaP_resistor+deltaP_piping_major+deltaP_minor; %Total pressure drop in thyristor valve

T_thy1_h=P_thy/((Q/1000/60)*1000*4200)+T_room;

T_thy1_j=R_thy*P_thy/1000+T_thy1_h;

T_thy2_h=P_thy/((Q/1000/60)*1000*4200)+T_thy1_h;

T_thy2_j=R_thy*P_thy/1000+T_thy2_h;

T_resistor_h=P_resistor/((Q/1000/60)*1000*4200)+T_thy2_h;

T_resistor_center=R_resistor*P_resistor/1000+T_resistor_h;

fprintf(fid,'******************Thyristor valve************\n\n');

fprintf(fid,  'Maximum temperature of coolant(water) : %6.1f oC \n',Tmax );

fprintf(fid,  'Total pressure drop in  thyristor valve system:  %6.1f  Pa (%6.1f bar)\n',deltaP_thyristor_valve,deltaP_thyristor_valve/100000);

fprintf(fid,  'Junction temerature of thyristor1:  %6.1f  oC\n',T_thy1_j);

fprintf(fid,  'Junction temerature of thyristor2:  %6.1f  oC\n',T_thy2_j);

fprintf(fid,  'Central temerature of resistor:  %6.1f  oC\n',T_resistor_center);

fprintf(fid,'*****************************\n\n\n');

if T_thy1_j>T_allowable_j_thy


   fprintf(fid,  ' Error: Room temperature should be reduced');

   fclose(fid);
   quit

end

if T_thy2_j>T_allowable_j_thy


   fprintf(fid,  ' Error: Room temperature should be reduced');

   fclose(fid);
   quit

end
```

```
if T_resistor_center>T_allowable_resistor

   fprintf(fid,  ' Error: Room temperature should be reduced');

   fclose(fid);
   quit

end
```

۴-۴- سیستم لوله کشی

در بخش لوله‌کشی هدف محاسبه اندازه لوله و افت فشار موجود در آن می‌باشد. در این راستا بر اساس دبی بدست آمده در بخش طراحی والو تریستوری، افت فشار از یک رابطه توانی بدست می‌آید و البته سایز لوله نیز تعیین می‌شود. همچنین در این بخش افت فشارهای ناشی از زانویی نیز بدست می‌آید. شایان ذکر است سایز لوله‌کشی مسیر دی آیونایزر بر اساس ۳٪ دبی کل بدست می‌آید. البته با توجه به اینکه دو مسیر موازی داریم، افت فشار بیشتر که مربوط به مسیر اصلی می‌باشد به عنوان افت فشار سیستم در نظر گرفته می‌شود. (توجه: افت فشارها در این قسمت جمع نمی‌شود.) در ادامه قسمتی از کد که مربوط به طراحی سیستم لوله‌کشی است، نمایش داده می‌شود.

```
%%%%%%%%Piping design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%Piping design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%Piping design%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

gpm=Q_total*0.26;                    % major cycle


if gpm<5       % for 1/2 inch

   D_major=0.5*25;                   %dimater in mm

   deltaP_piping=(1.6292*(gpm)^1.9185)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in the
piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*1/2)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=5 & gpm<11      % for 3/4 inch

   D_major=0.75*25;                  %dimater in mm

   deltaP_piping=(0.2417*(gpm)^1.9770)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in the
piping system (Pa)
```

```
    V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*3/4)^2/4);    %Mean velocity in piping system

    deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=11 & gpm<20        % for 1 inch

     D_major=1*25;                  %dimater in mm

    deltaP_major_piping=(0.0649*(gpm)^1.9894)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

    V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*1)^2/4);    %Mean velocity in piping system

    deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=20 & gpm<50        % for 1 1/2 inch

    D_major=1.5*25;                %dimater in mm

    deltaP_major_piping=(0.009*(gpm)^1.9113)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

    V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*1.5)^2/4);    %Mean velocity in piping system

    deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=50 & gpm<75        % for 2 inch

     D_major=2*25;                  %dimater in mm

    deltaP_major_piping=(0.0019*(gpm)^1.9822)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

    V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*2)^2/4);    %Mean velocity in piping system

    deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=75 & gpm<120        % for 2 1/2 inch

    D_major=2.5*25;                %dimater in mm
```

```
   deltaP_major_piping=(0.0007*(gpm)^1.9326)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*2.5)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=120 & gpm<180        % for 3 inch

   D_major=3*25;                  %dimater in mm

   deltaP_major_piping=(0.0003*(gpm)^1.9205)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*3)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end
if gpm>=180 & gpm<240       % for 3 1/2 inch

   D_major=3.5*25;                %dimater in mm

   deltaP_major_piping=(0.0001*(gpm)^1.9082)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*3.5)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end

if gpm>=240 & gpm<300       % for 4 inch

   D_major=4*25;                  %dimater in mm

   deltaP_major_piping=(0.00007*(gpm)^1.912)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in
the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*4)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in
piping

end
if gpm>=300 & gpm<450       % for 5 inch

   D_major=5*25;                  %dimater in mm
```

```
   deltaP_major_piping=(0.00002*(gpm)^1.9532)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*5)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in piping

end

if gpm>=450 & gpm<700       % for 6 inch

   D_major=6*25;                  %dimater in mm

   deltaP_major_piping=(0.000004*(gpm)^2.0495)*(0.01)*(3.28*L_piping)*6894.8; % Major Pressure drop in the  piping system (Pa)

   V_piping=Q_total/1000/60/(3.14*(0.025*6)^2/4);    %Mean velocity in piping system

   deltaP_minor_piping=(Elbow_piping*1.5*1000)* V_piping^2/2;  %Pressure drop in fittings and elbows in piping

end

%%%%%for minor(secondary) cycle

gpm=0.03*gpm;    % secondariy line

if gpm<5       % for 1/2 inch

    D_minor=0.5*25;                  %dimater in mm

end


if gpm>=5 & gpm<11      % for 3/4 inch

    D_minor=0.75*25;                  %dimater in mm

end

if gpm>=11 & gpm<20       % for 1 inch

    D_minor=1*25;                  %dimater in mm

end

if gpm>=20 & gpm<50       % for 1 1/2 inch

   D_minor=1.5*25;                  %dimater in mm

end

if gpm>=50 & gpm<75       % for 2 inch
```

```
    D_minor=2*25;                    %dimater in mm

end

if gpm>=75 & gpm<120        % for 2 1/2 inch

   D_minor=2.5*25;                   %dimater in mm

end

gpm=100*gpm/3;    % main cycle

fprintf(fid,'*****************Piping ************\n\n');

fprintf(fid,  'Pipe dimater in major cycle : %6.1f mm \n',D_major );

fprintf(fid,  'Pipe dimater in secondary cycle:  %6.1f mm\n',D_minor);

fprintf(fid,  'Total pressure drop in  piping system:  %6.1f  Pa (%6.1f  bar)\n', deltaP_major_piping+
deltaP_minor_piping,(deltaP_major_piping+ deltaP_minor_piping)/100000);

fprintf(fid,  'Flow rate in major cycle:  %6.1f  lit/min\n',gpm/0.26);

fprintf(fid,  'Flow rate in minor cycle:  %6.1f  lit/min\n',gpm/0.26*0.03);

fprintf(fid,'*****************************\n\n\n');
```

۴-۵- مبدل حرارتی صفحه ای

با توجه به مجموع تلفات کل سطوح و دبی بدست آمده، مبدل حرارتی صفحه‌ای انتخاب می‌شود. در ادامه قسمتی از کد که مربوط به مبدل حرارتی صفحه‌ایی است، نمایش داده می‌شود.

```
 %%%%%%%%Heat exchanger%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%Heat exchanger%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%%Heat exchanger%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Nplate=10;

V=Q_total/1000/60/(2.6*475)*1000000/Nplate;

Re=1000*V*5.2*0.001/0.001;

while Re>10000

V=Q_total/1000/60/(5.2*475)*100000/Nplate;

Nplate=Nplate+1;

Re=1000*V*5.2*0.001/0.001;

end
```

```
f_inlet=5.525+7500/Re;

f_corr=0.4305/Re^0.2228;

delta_P_heat_exchanger=4*1000*V^2/2*(2*f_inlet+f_corr*457/5.2);

fprintf(fid,'**********Heat exchanger**********\n\n');

fprintf(fid,  'Thermal capacity : %6.1f  kW\n',1.5*P_total/1000 );    %1.2 value is safety factor

fprintf(fid,  'Flow rate in heat exchanger:  %6.1f  lit/min\n',1.03*gpm/0.26);

fprintf(fid,  'Total pressure drop in  heat exchanger:  %6.1f  Pa (%6.1f  bar)\n',
delta_P_heat_exchanger,delta_P_heat_exchanger/100000);

fprintf(fid,'**********\n\n\n');
```

۴-۶- پمپ و الکتروموتور

افت فشار کل سیستم با هم جمع می‌شود و به هد پمپ تبدیل می‌شود. از طرفی دبی کل سیستم هم محاسبه شده است. بر اساس این دو پارامتر پمپ و الکتروموتور آن تعیین می‌شود. مشخصات مورد نظر در خروجی نرم قابل مشاهده است.

```
%%%%%%%%Pump & Electric motor%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%%%%%%Pump & Electric motor%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%


Head=( delta_P_heat_exchanger+deltaP_minor_piping+
deltaP_major_piping+deltaP_thyristor_valve)*2/1000/10; %m

Flow=Q_total*0.001*60;   %m^3/h

motor_power=1.5*( delta_P_heat_exchanger+deltaP_minor_piping+
deltaP_major_piping+deltaP_thyristor_valve)*Q_total*0.001/60;

fprintf(fid,'**********Pump & Electric motor**********\n\n');

fprintf(fid,  'Pump head : %6.1f  m\n',Head );    %1.2 value is safety factor

fprintf(fid,  'Pump flow:  %6.1f  m^3/h\n',Flow);

fprintf(fid,  'Electric motor power:  %6.1f  W (%6.1f  kW)\n', motor_power,motor_power/1000);

fprintf(fid,'**********\n\n\n');

fclose('all');

end
```

۴-۷- یک نمونه حل شده با نرم افزار

در این بخش یک نمونه م ساله حل شده تو سط نرم افزار، آورده شده ا ست که فایل خروجی آن در شکل(۴-۱) م شاهده می‌شود. داده‌های فایل خروجی در پنج قسمت به کاربرد ارائه می‌شود.

```
*****************INPUT DATA************

Number of phase:    3.0
Number of Total level:   45.0
Room Temperature:   40.0  oC
Heat loss of thyristor1: 4500.0 W
Heat loss of resistor: 5000.0 W
Thermal resistance of thyristor:   10.0 K/kW
Thermal resistance of resistor:   10.0 K/kW
Allowable junction temperature of thyristor:  120.0 oC
Allowable temperature of snubber resistor:  250.0 oC
Length of pipe in thyristor valve system:    2.0  m
Number of elbow in thyristor valve system:    4.0
Length of pipe in piping system:   10.0  m
Number of elbow in piping system system:    5.0
*****************************


*****************Thyristor valve************

Maximum temperature of coolant(water) :   53.0 oC
Total pressure drop in  thyristor valve system:  190488.2  Pa (   1.9  bar)
Junction temerature of thyristor1:    89.2  oC
Junction temerature of thyristor2:    93.4  oC
Central temerature of resistor:   103.0  oC
*****************************


*****************Piping ************

Pipe dimater in major cycle :   87.5 mm
Pipe dimater in secondary cycle:    18.8 mm
Total pressure drop in  piping system:  18370.4  Pa (   0.2  bar)
Flow rate in major cycle:   692.3  lit/min
Flow rate in minor cycle:    20.8  lit/min
*****************************


*****************Heat exchanger************

Thermal capacity :  945.0  kW
Flow rate in heat exchanger:   713.1  lit/min
Total pressure drop in  heat exchanger:  34647.3  Pa (   0.3  bar)
*****************************


*****************Pump & Electric motor************

Pump head :   48.7  m
Pump flow:    41.5  m^3/h
Electric motor power:  4214.5  W (   4.2  kW)
*****************************
```

شکل ۴-۳: فایل خروجی یک نمونه سیستم خنک کننده والو تریستوری طراحی شده توسط نرم افزار مبتنی بر کد Matlab

مراجع

[۱]H. P. Lips, Water cooling of hvdc thyristor valves," IEEE Transactions on Power Delivery, vol. 9, no. 4, pp. 1830–1837, Oct 1994

[۲] C.Beriger & P.Etter, J.Hengsberger, G.Thiele: Design of Water Cooled Thyristor Valve Groups for Extension of Manitoba Hydro HVDC System. CIGRE Report 14-05, 1976.

[۳] W.P. Zhang, J.Y. Li, Y. Chen, W.Sh. Xiao, M.X. Ge, Y.P Fan, Research on Modeling Method of Thyristor Valve Cooling System, 2nd International Seminar on Applied Physics, Optoelectronics and Photonics (APOP 2017), 2017

[۴] X.W. Li, D. Ding, L. Wang, L. W. Sun, Analysis of corrosion and scaling in high-voltage directcurrent valve cooling water system, Materials Science and Engineering 474 , 012017, 2019

[۵] Y. Wen, J. Hu ,J. Keyte, N. Wang, J. Chen, Water Storage for HVDC Thyristor Valves Cooling System Topic 1 - 1.d. Power system integration, packaging & thermal management,

[۶] https://new.abb.com/about/history/heritage-brands/swedewater

[۷] https://www.evapco.eu/nl/products/closed-circuit-coolers/lswa-closed-circuit-cooler

[۸] http://siglercommercial.com/wp-content/uploads/2016/10/Class-3-Air-Cooled-Chillers-10-26-2016.pdf

[۹] J. Holweg, H.P. Lips, B.Q. Tu, M. Uder, P. Baoshu, Zh. Yeguang , Modern HVDC Thyristor Valves for China's Electric Power System, International Conference on Power System Technology, 2002

[۱۰] https://en.wikipedia.org/wiki/Electrical_resistance_and_conductance

[۱۱] http://www.technoshilangkarami.ir/index.php/product/hygienic-hoses-drug

[۱۲] مقررات ملی ساختمان ایران– مبحث شانزدهم (تاسیسات بهداشتی) ، دفتر تدوین مقررات ملی ساختمان–وزارت شهر و راهسازی،.۱۳۹۶

[۱۳] http://www.deltatajhiz.com/

[۱۴] http://www.fara-ab.com/fa/Products/Item/Deionizer-Deionization-Demineralizer

[۱۵] https://www.hayward-pool.com/shop/en/pools

[۱۶] http://madecotech.ir/portfolio-item/liquid-turbine-flow-meter-madeco-mdgy/

[۱۷] https://www.pakkens.com/

[۱۸]https://goldpointgroup.en.ec21.com/CE_Cetificate_C270_Industrial_Online_9134917_9135027.html

[۱۹] https://www.instrumart.com/assets/rosemount_3051_profibus_manual.pdf

[۲۰] http://www.resistors.ir/water%20cooling%20resistor.html

[۲۱] http://makh-co.com/compression-chiller-catalog-and-select-it/

[۲۲]https://library.e.abb.com

[۲۳] https://www.dau-heatsinks.com/en/products/water-cooled-heat-sinks/

[۲۴]www.vishay.com

[۲۵] Irving Shames, "Mechanics of Fluids", McGraw-Hill Science/Engineering/Math; 4th edition (August 20, 2002)

[۲۶] Robert W. Fox , Alan T. McDonald , Philip J. Pritchard, "Introduction to Fluid Mechanics", Wiley; 6th edition (July 23, 2003)

[۲۷] Frank White , "Fluid Mechanics", McGraw-Hill Education; 8th edition (January 16, 2015)

[۲۸] ASHRAE Handbook—Fundamentals. Atlanta, GA: American Society of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers, Inc., 2009.

[۲۹] The Engineering Toolbox, http://www.EngineeringTool- Box.com.

[۳۰] Sergej Gusew and Ren´e Stuke, Pressure Drop in Plate Heat Exchangers for Single Phase Convection in Turbulent Flow Regime: Experiment and Theory, International Journal of Chemical Engineering, Volume 2019, Article ID 3693657, 11 pages

www.nri.ac.ir

تهران - شهرک قدس - انتهای بلوار شهید دادمان (پونک باختری) - صندوق پستی ۵۱۷-۱۴۶۶۵
تلفن : ۸۸۰۷۹۴۰۰ - فاکس : ۸۸۰۷۸۲۹۶