

بنام خدا بخشنده مهربان



دانشکده : مهندسی مکانیک

گروه : حرارت و سیالات

عنوان پایان نامه ارشد :

طراحی یک سیستم خورشیدی دریکی از ایستگاههای CGS استان مازندران به منظور  
جلوگیری از تولید هیدرات

دانشجو :

احمد عربکوهسار

استاد راهنما :

دکتر محمود فرزانه گرد

استاد مشاور:

مهندس مهدی دیمی دشت بیاض

پایان نامه ارشد جهت اخذ درجه کارشناسی ارشد

ماه و سال انتشار: ۱۳۸۹

تقدیم اثر

تقدیم به:

مادرم که زیباترین لبخند خداست

پدرم که کوه غصه هاست

و

همسرم که بهترین هدیه خداست

## تشکر و سپاس

بدینوسیله بر خود واجب دانسته تا از زحمات بی دریغ استاد ارجمند جناب آقای دکتر محمود فرزانه گرد که در مراحل مختلف این پایان نامه یار و یاور بنده بوده و اینجانب را مورد لطف و راهنمایی قرار دادند، تشکر و قدردانی نمایم.

همچنین از دوست و استاد عزیز جناب آقای مهندس مهدی دیمی عزیز که همیشه در کنار بنده حضور کارآمد داشته اند تشکر می نمایم.

## چکیده

یک ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری (CGS) دارای قسمت‌های مختلفی می‌باشد که قسمت گرم کننده گاز (heater) یکی از بخش‌های مهم و حیاتی آن بشمار می‌آید. اهمیت قسمت گرمکن در ایستگاه تقلیل فشار از آن جهت است که گاز در ایستگاه تقلیل فشار در طی فرآیند کاهش فشار دچار افت دما میگردد، حال اگر میزان کاهش دما در طی این فرآیند به حدی باشد که از دمای هیدراته شدن گاز نیز بیشتر کاهش یابد در خطوط انتقال گاز پدیده یخ زدگی و یا هیدراته شدن رخ خواهد داد. برای جلوگیری از وقوع چنین اتفاقی دمای گاز قبل از کاهش فشار در ایستگاه باید افزایش یابد. هم اکنون این افزایش دما توسط گرمکنهای حرارتی که از سوخت گاز طبیعی استفاده می نمایند صورت می پذیرد. یکی از اصلی ترین معضلات استفاده از این نوع گرمکنها میزان مصرف بالای سوخت آنها، که در اکثر مواقع گاز طبیعی است، می باشد. در این پایان نامه بر این سعی شده است که امکان استفاده از انرژی خورشیدی را جهت گرمایش گاز قبل از فرآیند کاهش فشار و در نتیجه کاهش میزان گاز مصرفی هیتر را بررسی شود. دراین تحقیق در ابتدا با توجه به شرایط جغرافیایی و آب وهوایی شهر ساری و همچنین با استفاده از روشهای معتبر علمی شار خورشیدی تابیده شده شهر ساری محاسبه میگردد. در مرحله طراحی سیستم بهینه با دو سناریوی متفاوت روبرو میشویم. اول آنکه هیتر مورد استفاده از نوع قابل کنترل باشد یعنی اینکه هیتر گازی قابلیت واکنش لحظه ای به تغییرات توان مورد نیاز را داشته باشد و سناریوی دوم آنکه چنین قابلیتی در هیتر مورد نظر وجود نداشته باشد. هر کدام از این هیترها طراحی خاص خود را میطلبد که از نظر تحلیل حرارتی و انرژی کاملاً متفاوت با دیگری میباشد. در هر یک از این حالت ها، با ارزیابی های اقتصادی تعداد کلکتور بهینه انتخاب می شود. در نهایت بررسی اقتصادی سیستم صورت خواهدگرفت. لازم به ذکر است که این پژوهش بر روی ایستگاه آکند شهر ساری صورت گرفته است و جامعه آماری این تحقیق داده های هواشناسی مربوط به سال ۱۳۸۷ شهرساری می باشد.

## فهرست مطالب

۶	.....فهرست مطالب
۹	.....جداول و نمودارها
۱۲	.....نمادها و علائم
15	..... ۱. فصل اول: مقدمه
16	..... ۱-۱-مقدمه
۱۷	..... ۲-۱-هدف
	..... ۲. فصل دوم: کلکتورهای خورشیدی و روش محاسبه شار خورشیدی
19	..... ۱-۲-تاریخچه
19	..... ۲-۲-کاربردهای انرژی خورشید
20	..... ۱-۲-۲-کاربردهای نیروگاهی
22	..... ۲-۲-۲-کاربردهای غیر نیروگاهی
25	..... ۳-۲-محاسبه شار خورشیدی
25	..... ۱-۳-۲-تعاریف
30	..... ۲-۳-۲-عوامل موثر بر تابش
32	..... ۳-۳-۲-تابش آسمان
۳۲	..... ۴-۳-۲-برآورد تابش خورشیدی با استفاده از سایر متغیرهای هواشناسی
34	..... ۴-۲-انواع کلکتورهای خورشیدی
34	..... ۱-۴-۲-کلکتورهای متمرکز کننده
38	..... ۱-۴-۲-کلکتورهای مسطح خورشیدی
40	..... ۵-۲-شار جذب شده توسط کلکتور تخت
43	..... ۶-۲-محاسبه تابش خورشیدی برای شهر ساری
48	..... ۷-۲-انرژی دریافتی از کلکتورهای تخت
48	..... ۱-۷-۲-ساختمان کلکتور تخت
49	..... ۲-۷-۲-تلفات حرارتی کلکتور
57	..... ۳-۷-۲-عوامل مهم در بازدهی گردآورنده های تخت خورشیدی
60	..... ۴-۷-۲-بیان انرژی برای یک گردآورنده تخت خورشیدی
۶۲	..... ۵-۷-۲-ضریب بازده گردآورنده صفحه تخت مایع
66	..... ۶-۷-۲-ضریب برداشت حرارت گردآورنده

68 ..... ۶-۷-۲-تعیین بازده لحظه‌ای گردآورنده

### ۳. فصل سوم: معرفی ایستگاههای CGS و ایستگاه تحت مطالعه

70 ..... ۱-۳-۱-منشاء گاز طبیعی

70 ..... ۱-۱-۳- مشخصات گاز طبیعی

70 ..... ۲-۱-۳- انواع گاز طبیعی

73 ..... ۲-۳-۱- ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری

73 ..... ۱-۲-۳- قسمت‌های مختلف ایستگاه CGS

73 ..... ۲-۲-۲- بخش گرمکن ایستگاه CGS

74 ..... ۳-۳-۱- ایستگاه مورد مطالعه

74 ..... ۱-۳-۳- شهر ساری

75 ..... ۲-۳-۳- ایستگاه تقلیل فشار گاز آکند

### ۴. فصل چهارم: بکارگیری انرژی خورشیدی در ایستگاه و روش مدلسازی

75 ..... ۱-۴-۱- مقدمه

75 ..... ۲-۴-۲- تعریف مساله

82 ..... ۳-۴-۳- طراحی با هیترهای غیر قابل کنترل

83 ..... ۱-۳-۴- سیستم بهینه برای کاهش مصرف سوخت در هیترهای غیرهوشمند

84 ..... ۲-۳-۴- آنالیز حرارتی سیستم

86 ..... ۳-۳-۴- ارزیابی اقتصادی

87 ..... ۴-۴-۳- طراحی با هیترهای هوشمند

87 ..... ۱-۴-۴- سیستم بهینه برای کاهش مصرف سوخت در هیترهای هوشمند

88 ..... ۲-۴-۴- آنالیز انرژی برای سیستم

89 ..... ۳-۴-۴- ارزیابی اقتصادی

89 ..... ۵-۴-۵- آنالیز انرژی و انرژی برای سیستم پیشنهادی

90 ..... ۱-۵-۴- آنالیز انرژی برای سیستم گرمکن سنتی ایستگاه

94 ..... ۲-۵-۴- آنالیز انرژی و انرژی برای سیستم پیشنهادی

95 ..... ۳-۵-۴- پیشنهادی برای بالا بردن کارایی انرژی و انرژی سیستم

### ۵. فصل پنجم: نتایج

124 ..... مراجع

## فهرست جداول، نمودار ها و شکل ها

۲۶	شکل ۱-۲-۰ زاویه سمت الراس و فراز خورشید
۲۷	شکل ۲-۲-۲ زاویه میل خورشید
۲۷	جدول ۱-۲-۱ مقدار $\Pi$ برای هر ماه
۳۲	جدول ۲-۲-۲ ضرایب انگستروم برای مازندران
۳۴	شکل ۲-۳-۳ اشکال متفاوت کلکتورهای خورشیدی
۳۵	شکل ۲-۴-۴ کلکتورهای تحت خلاء
۳۷	شکل ۲-۵-۵ شمای نیروگاه خورشیدی با دریافت کننده مرکزی
۳۸	شکل ۲-۶-۶ شکل برش خورده ای از یک کلکتور تخت
۴۲	جدول ۲-۳-۳ مشخصات کلکتور مورد استفاده در این تحقیق
۴۸	شکل ۲-۷-۷ شماتیک مقطع خورده کلکتور تخت
۴۹	شکل ۲-۸-۸ تلفات از بالای کلکتور
۵۴	شکل ۲-۹-۹ مقاومت های حرارتی بین کلکتور و محیط
۵۸	شکل ۲-۱۰-۱۰ جهت انتقال حرارت در کلکتور
۶۰	شکل ۲-۱۱-۱۱ مقطع یک نمونه رایج از گردآورنده های تخت خورشیدی
۶۲	شکل ۲-۱۲-۱۲ مقطع عرضی گردآورنده مایع
۶۵	شکل ۲-۱۳-۱۳ حجم کنترل در مسیر حرکت سیال
۷۲	شکل ۳-۱-۱ شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز
۷۳	شکل ۳-۲-۲ نمای شماتیک یک هیتر خطی رایج در ایستگاه
۷۴	شکل ۳-۳-۳ نمایی از دو هیتر ایستگاه CGS
۷۵	شکل ۳-۴-۴ نمایی نزدیک از هیتر ایستگاه CGS
۷۷	شکل ۴-۱-۱ نمای جریانهای ورودی و خروجی از هیتر خطی
۸۰	جدول ۴-۱-۱ مشخصات هیتر خطی مورد مطالعه
۸۲	شکل ۴-۲-۲ شماتیک طرح پیشنهادی با هیترهای غیرقابل کنترل



- ۸۷ شکل ۳-۴- شماتیک سیستم پیشنهادی با هیتر هوشمند و بدون تانک ذخیره
- ۸۹ شکل ۴-۴- شماتیک هیتر گازی رایج در ایستگاههای فشار شکن
- ۹۲ شکل ۵-۴- شماتیک کوئل های هیتر بعنوان محفظه احتراق آن
- ۹۳ شکل ۶-۴- شماتیک سیستم مورد تحلیل
- ۹۷ نمودار ۱-۵- متوسط دمای روزانه شهر ساری برای سال ۱۳۸۷
- ۹۷ نمودار ۲-۵- متوسط ماهیانه دمای محیط و دمای گاز ورودی به ایستگاه در شهر ساری برای سال ۱۳۸۷
- ۹۸ شکل ۳-۵- متوسط ماهیانه شار خارج از جو در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری
- ۹۸ شکل ۴-۵- متوسط ماهیانه شار خارج از جو در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری
- ۹۹ شکل ۵-۵- متوسط ماهیانه شار گذرنده از جو در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری
- ۹۹ شکل ۶-۵- متوسط ماهیانه شار گذرنده از جو در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری
- ۱۰۰ شکل ۷-۵- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش HDKR در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری
- ۱۰۰ شکل ۸-۵- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش HDKR در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری
- ۱۰۱ شکل ۹-۵- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش ایزوتروپیک در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری
- ۱۰۱ شکل ۱۰-۵- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش ایزوتروپیک در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری
- ۱۰۲ شکل ۱۱-۵- متوسط ماهیانه ساعات آفتابی در ساری در سال ۱۳۸۷
- ۱۰۳ شکل ۱۲-۵- انرژی تولیدی هیتر برای شش ماهه نخست سال
- ۱۰۳ شکل ۱۳-۵- انرژی تولیدی هیتر برای شش ماهه دوم سال
- ۱۰۴ شکل ۱۴-۵- متوسط ماهیانه دمای آب درون مخزن ذخیره در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه نخست سال
- ۱۰۴ شکل ۱۵-۵- متوسط ماهیانه دمای آب درون مخزن ذخیره در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه پایانی سال
- ۱۰۵ شکل ۱۶-۵- متوسط ماهیانه دمای آب هیتر در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه نخست سال
- ۱۰۵ شکل ۱۷-۵- متوسط ماهیانه دمای آب هیتر در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه دوم سال
- ۱۰۶ شکل ۱۸-۵- متوسط ماهیانه دبی جرمی آب تزریقی به هیتر برای شش ماهه اول سال

- شکل ۵-۱۹- متوسط ماهیانه دبی جرمی آب تزریقی برای شش ماهه دوم سال ۱۰۶
- شکل ۵-۲۰- متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از هیتر برای شش ماهه نخست سال ۱۰۷
- شکل ۵-۲۱- متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از هیتر برای شش ماهه دوم سال ۱۰۷
- شکل ۵-۲۲- متوسط ماهیانه انرژی تولید شده توسط هیتر ۱۰۸
- شکل ۵-۲۳- تعداد بهینه کلکتور ۱۰۹
- شکل ۵-۲۴- صرفه جویی ماهیانه در سال ۱۳۷۸ ۱۰۹
- شکل ۵-۲۵- تعداد بهینه کلکتور در سیستم هوشمند ۱۱۰
- شکل ۵-۲۶- انرژی تولیدی هیتر در سیستم هوشمند ۱۱۰
- شکل ۵-۲۷- انرژی تولیدی هیتر در سیستم هوشمند ۱۱۱
- شکل ۵-۲۸- دمای آب هیتر در شش ماهه نخست سال ۱۱۱
- شکل ۵-۲۹- دمای آب هیتر در شش ماهه دوم سال ۱۱۲
- شکل ۵-۳۰- میزان گاز صرفه جویی شده در هر ساعت از شش ماهه نخست سال ۱۱۲
- شکل ۵-۳۱- میزان گاز صرفه جویی شده در هر ساعت از شش ماه دوم سال ۱۱۳
- شکل ۵-۳۲- مقایسه ای از انرژی تولیدی هیتر بین سیستم های سنتی و مجهز به انرژی خورشیدی ۱۱۳
- شکل ۵-۳۳- راندمان حرارتی کلکتورها در ماههای متفاوت سال ۱۱۴
- جدول ۵-۱- برخی از داده های نتیجه گیری شده مهم ۱۱۵
- جدول ۵-۲- برخی از داده های نتیجه گیری شده مهم ۱۱۵
- جدول ۵-۳- دمای خروجی گازهای داغ حاصل از احتراق از آگرز در حالات متفاوت طول لوله های فایر تیوپ ۱۱۶
- شکل ۵-۳۴- مقایسه ای از راندمان های آگرژی برای حالات متفاوت سیستم ۱۱۷
- شکل ۵-۳۵- مقایسه ای از راندمان های انرژی برای حالات متفاوت سیستم ۱۱۷
- شکل ۵-۳۶- مقایسه ای از دبی جرمی سوخت مصرفی برای حالات متفاوت سیستم ۱۱۸

## فهرست علائم

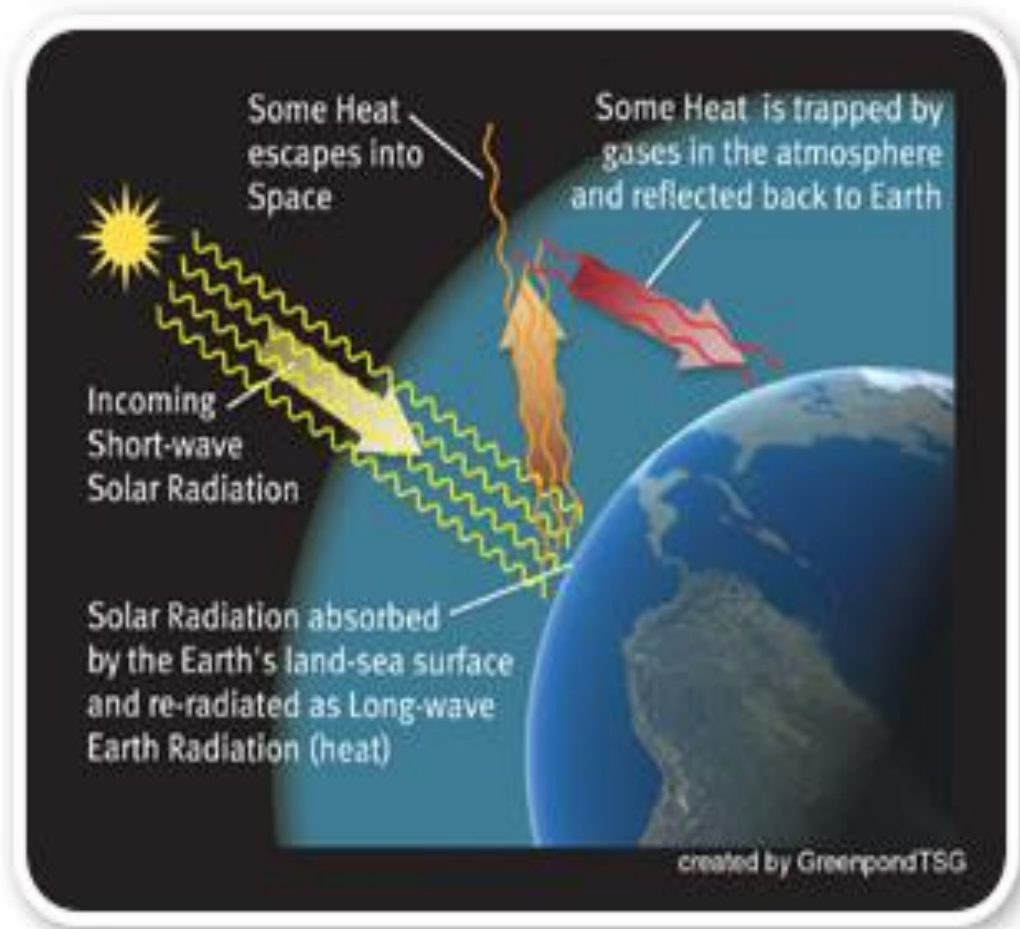
علامت	واحد	تعریف
$LHV$	$MJ/kg$	ارزش حرارتی پایین سوخت
$\Delta T_{tv}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	افت دما در شیر اختناق
$h_o$	$kJ/kg$	آنتالپی جریان هنگامی که در دمای محیط باشد
$s_o$	$kJ/kg$	آنتروپی جریان هنگامی که در دمای محیط باشد
$\dot{E}_{NG}$	$W$	تبادل انرژی برای گاز طبیعی گذرنده از هیتر
$\dot{E}_d$	$W$	انرژی تخریب شده
$h_{NG-1}$	$kJ/kg$	آنتالپی گاز ورودی به هیتر
$h_{NG-2}$	$kJ/kg$	آنتالپی گاز خروجی از هیتر
$\dot{Q}_u, \dot{Q}_s$	$W$	انرژی خورشیدی دریافت شده
$\dot{Q}_h$	$W$	انرژی تولیدی هیتر
$\dot{Q}_{NG}$	$W$	انرژی دریافتی گاز طبیعی
CGS	---	ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری
$e_f$	$W$	انرژیهای فیزیکی، شیمیایی، پتانسیل و
$\dot{E}_{f-t}$	$W$	تبادل انرژی لوله های فایر تیوپ
$\dot{n}_i$	---	تعداد مول هر کدام از عناصر موجود در محصولات
$\dot{m}_{NG}$	$kg/s$	دبی جرمی گاز طبیعی
$\dot{m}$	$kg/s$	دبی جرمی
$m_w$	$kg$	جرم آب هیتر
$m_{w-s}$	$kg$	جرم آب تانک ذخیره
$\dot{m}_f$	$kg/s$	دبی جرمی سوخت
$T_{NG-1}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای گاز ورودی به ایستگاه
$T_{NG-2}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای گاز بعد از هیتر
$T_{NG-3}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای گاز بعد از شیر اختناق
$T_{hyd}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای هیدراته گاز
$T_w$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای آب هیتر
$T_{w-s}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای آب تانک ذخیره
$T_{pm}$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای متوسط صفحه جاذب
$T_o$	$^{\circ}C - ^{\circ}K$	دمای محیط
$S_o$	---	ساعات آفتابی
$I_o$	$Mj/hr$	شار خارج از جو

$I$	$Mj/hr$	شار خورشیدی گذرنده از جو
$I_b$	$Mj/hr$	شار مستقیم
$I_d$	$Mj/hr$	شار پخشی
$S$	$Mj/hr$	شار خورشیدی جذب شده
$K_T$	---	ضریب گذرایی جو
$h_i$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی
$h_o$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب انتقال حرارت جابجایی خارجی
$K_c$	$W/m.^{\circ}C$	ضریب هدایت حرارتی کوئل
$U_c$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب انتقال حرارت کلی کوئل
$Ke$	$W/m.^{\circ}C$	ضریب انتقال حرارت از لبه های کلکتور
$F_R$	---	ضریب تفکیک
$F'$	---	ضریب بازدهی کلکتور
$h_w$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب جابجایی باد
$K_a$	$W/m.^{\circ}C$	ضریب هدایت حرارتی جوش
$r_{11}$	---	ضریب انعکاس کاور نسبت به پرتو موازی
$r_{\perp}$	---	ضریب انعکاس کاور نسبت به پرتو قائم
$h_{fi}$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب جابجایی داخلی لوله های کلکتور
$U_l$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب تلفات کلی کلکتور
$U_t$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب تلفات از بالای کلکتور
$U_b$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب تلفات از پشت کلکتور
$U_e$	$W/m^2.^{\circ}C$	ضریب تلفات از کناره های کلکتور
$d_c$	$m$	ضخامت کلکتور
$d_e$	$m$	ضخامت عایق لبه های کلکتور
$C_{pw}$	$W/kg.^{\circ}C$	ظرفیت حرارتی در فشار ثابت آب
$C_{p-NG}$	$W/kg.^{\circ}C$	ظرفیت حرارتی در فشار ثابت گاز طبیعی
$N$	---	تعداد کاور کلکتور
$L$	$m$	طول کلکتور
$D_o$	$m$	قطر خارجی لوله های حامل گاز
$D_i$	$m$	قطر داخلی لوله های حامل گاز
$D_{ot}$	$m$	قطر خارجی لوله های کلکتور
$D_{it}$	$m$	قطر داخلی لوله های کلکتور
$S$	$hr$	طول روز

$L_c$	$m$	طول لوله ها
$P$	$m$	محیط کلکتور
$A_c$	$m^2$	مساحت صفحه جاذب
$y_i$	---	نسبت مولی هر عنصر
$\dot{E}_s$	$W$	نرخ انرژی خورشیدی
$\dot{W}$	$W$	نرخ کار انجام شده
		<b>علائم یونانی</b>
$\eta_h$	---	راندمان حرارتی هیتر
$\eta_{II}$	---	راندمان قانون دوم
$\omega_s$	deg	زاویه ساعتی
$\beta$	deg	زاویه کلکتور نسبت به افق
$\theta$	deg	زاویه تابش خورشید
$\theta_2$	deg	زاویه شکست نور
$\theta_z$	deg	زاویه تابش خورشید نسبت به کلکتور مایل
$\delta$	deg	زاویه انحرافی خورشید
$\theta_g$	deg	زاویه تابش برای شارهای انعکاسی از زمین
$\theta_d$	deg	زاویه تابش برای شارهای پخشی
$\alpha$	---	ضریب جذب صفحه جاذب
$\tau$	---	ضریب عبور شیشه کاور
$\varepsilon_p$	---	ضریب نشر صفحه جاذب
$\varepsilon_g$	---	ضریب نشر شیشه
$\alpha_n$	---	ضریب جذب صفحه جاذب نسبت به مولفه قائم تابش
$\rho_g$	---	ضریب انعکاس شیشه
$\delta_a$	$m$	ضخامت جوش
$\phi$	deg	عرض جغرافیایی محلی

# فصل اول

## مقدمه



در صنایع گاز پس از پالایش و تصفیه گاز طبیعی بمنظور انتقال گاز از پالایشگاهها و رساندن آن به مصرف کننده ها از خطوط فشار بالا استفاده می شود. طبیعی است که در صورت نیاز به افزایش فشار در مسیر کمپرسورهای گاز را که سبب افزایش فشار گاز می گردد، بکار می برند. از اینرو در هنگام ورود گاز به نقاط مصرف (مبادی ورود شهرها) لازم است از سیستم های کاهش فشار و اندازه گیری (نظیر ایستگاههای<sup>۱</sup> CGS) عبور نماید زیرا فشار گاز در شبکه اصلی حدود  $1000 \text{ psi}$  بوده و باید فشار گاز را کاهش داد.

این کاهش فشار با توجه به ضریب ژول - تامپسون ( یعنی تغییر درجه حرارت نسبت به فشار در آنتالپی ثابت) با کاهش دمای گاز همراه خواهد بود که تقریباً هفت درجه فارنهایت به ازای هر صد پی اس آی، می باشد که این مساله به نوبه خود مشکلات عدیده ای همچون یخ زدگی آب همراه و انسداد خط انتقال را دربر دارد. لذا قبل از کاهش فشار، گاز را گرم می کنند تا در اثر کاهش فشار به دماهای پایین، احتمال یخ زدگی رطوبت جزئی گاز و تشکیل هیدرات که موجب انسداد خط می شود را به حداقل برسانند. کاهش فشار در ایستگاههای CGS مشتمل بر دو قسمت مهم پیش- گرمایش و شیر فشارشکن است. البته در برخی ایستگاههای پیشرفته، فشار گاز را از طریق توربین می شکنند و از چرخش آن برق تولید می نمایند. هم اکنون عمل پیش گرمایش گاز طبیعی به روش حمام آب داغ بوسیله هیترهایی موسوم به هیتر خطی انجام میشود. مشکل اساسی این هیترها مصرف سوخت بالای آنها که عموماً گاز طبیعی است، میباشد. به همین سبب در این تحقیق، پیشنهاد استفاده از یک سیستم خورشیدی در ایستگاه به منظور کاهش مصرف هیتر یا در صورت امکان حذف هیتر مورد بررسی قرار میگیرد.

متأسفانه در حال حاضر با وجود علوم و تکنولوژی جدید در کشور، استفاده از انرژی خورشید بسیار ناچیز است. چنین تصور می شود که وجود منابع عظیم نفت و گاز، و پائین بودن سطح علمی

---

<sup>۱</sup> City Gate Station

و فنی کشور باعث عدم پیشرفت در استفاده از انرژی خورشیدی شده است ولی بایستی توجه شود که اولاً ارزش واقعی منابع فسیلی خیلی بیشتر از آن است که از نفت برای گرم کردن آب و یا گرمایش ساختمانها و اموری از قبیل آنها استفاده شود. ثانیاً منابع نفت و گاز رو به زوالند و دیر یا زود این منابع تخلیه خواهند شد و ثالثاً در مواقع بحرانی مانند زمان جنگ که اختلالاتی در استخراج و تولید ایجاد می شود و یا در زمستان که به علت بسته بودن راهها، امر توزیع مختل می گردد، مصرف کنندگان با کمبود شدید سوخت روبرو خواهند شد.

با توجه به اینکه ایران در مجموع کشوری است بسیار آفتابی و از نظر مقدار دریافت انرژی خورشیدی در شمار بهترین کشورها محسوب می شود و همچنین این نکته که انرژی فراوان و بی نهایت خورشید، بدون نیاز به شبکه های انتقال و توزیع عظیم و پرجز، در سراسر کشور گسترده شده است، و از آنجا که می توان به صراحت اعلام کرد سطح کنونی علمی و صنعتی کشورمان برای ایجاد و گسترش تکنیک خورشیدی به حد کافی آمادگی دارد، بنابراین اگر طرحهای خورشیدی معرفی شوند و علوم و فنون مربوطه ترویج یابند، صنایع خورشیدی کشور می تواند به عنوان یک صنعت خود کفا وارد عمل گردد.

## ۱-۲- هدف

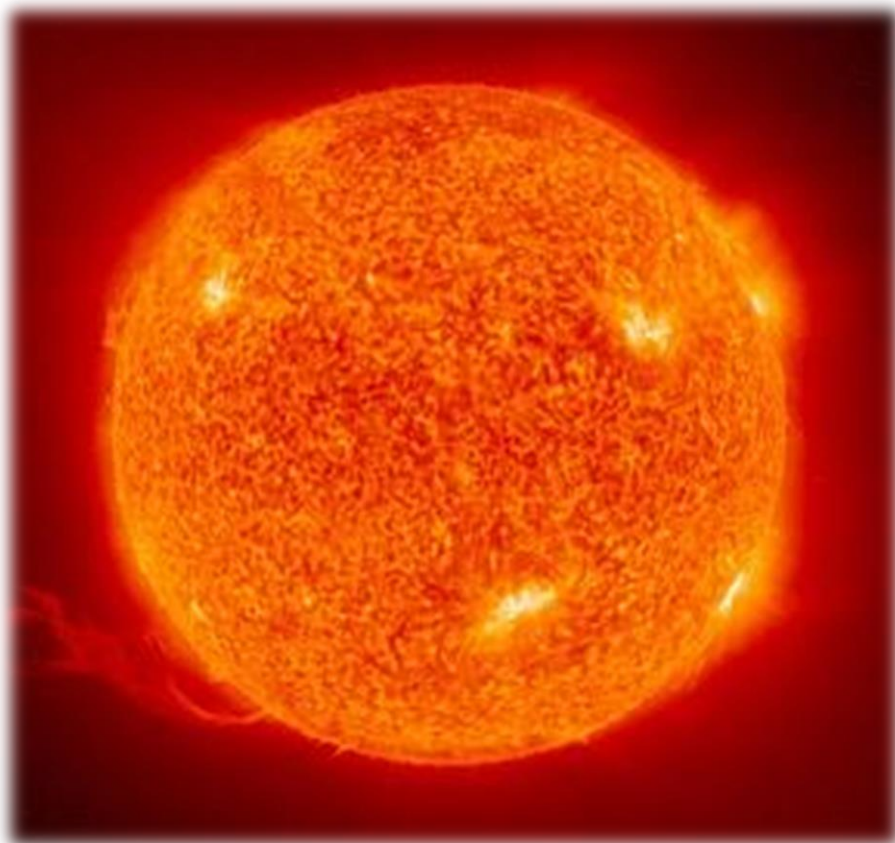
پیشنهادی که ما در این پژوهش مطرح کرده و سپس به بررسی فنی و اقتصادی آن میپردازیم، استفاده از گرمکن های خورشیدی به جای هیترهای گازی در ایستگاههای CGS کشور و منحصراً شهر ساری میباشد. هدف آنست که چیدمان از تعدادی کلکتور خورشیدی به نحوی با هیتر خطی موجود در ایستگاه لینک شوند و انرژی مورد نیاز برای افزایش دمای گاز طبیعی را حاصل کنند و یا حتی اگر امکان پذیر باشد هیتر خطی از ایستگاه حذف گردیده و تمام انرژی مورد نیاز را مجموعه کلکتورهای خورشیدی تامین کنند. با توجه به قیمت جهانی گاز و همچنین رو به اتمام بودن ذخائر زیرزمینی سوخت های فسیلی و توجه به مطالب فوق از نظر پتانسیل بالای خورشیدی کشور امید بسیار زیادی به موفقیت و سودمندی طرح مذکور می رود.



# فصل دوم

کلکتورهای خورشیدی و روش محاسبه شار

خورشیدی



## ۲-۱- تاریخچه

شناخت انرژی خورشیدی و استفاده از آن برای منظوره‌های مختلف به زمان ماقبل تاریخ باز می‌گردد. شاید به دوران سفالگری، در آن هنگام روحانیون معابد به کمک جامه‌های بزرگ طلائی صیقل داده شده و اشعه خورشید، آتشدانهای محرابها را روشن می‌کردند. یکی از فراغنه مصر معبدی ساخته بود که با طلوع خورشید درب آن باز و با غروب خورشید درب بسته می‌شد. ولی مهم ترین روایتی که درباره استفاده از خورشید بیان شده داستان ارشمیدس دانشمند و مخترع بزرگ یونان قدیم می‌باشد که ناوگان روم را با استفاده از انرژی حرارتی خورشید به آتش کشید. گفته می‌شود که ارشمیدس با نصب تعداد زیادی آئینه‌های کوچک مربعی شکل در کنار یکدیگر که روی یک پایه متحرک قرار داشته‌است اشعه خورشید را از راه دور روی کشتیهای رومیان متمرکز ساخته و به این ترتیب آنها را به آتش کشیده‌است. در ایران نیز معماری سنتی ایرانیان باستان نشان دهنده توجه خاص آنان در استفاده صحیح و مؤثر از انرژی خورشید در زمان‌های قدیم بوده‌است. با وجود آنکه انرژی خورشید و مزایای آن در قرون گذشته به خوبی شناخته شده بود ولی بالا بودن هزینه اولیه چنین سیستمهایی از یک طرف و عرضه نفت و گاز ارزان از طرف دیگر سد راه پیشرفت این سیستمها شده بود تا اینکه افزایش قیمت نفت در سال ۱۹۷۳ باعث شد که کشورهای پیشرفته صنعتی مجبور شدند به مسئله تولید انرژی از راههای دیگر (غیر از استفاده سوخته‌های فسیلی) توجه جدی‌تری نمایند. خورشید نه تنها خود منبع عظیم انرژی است، بلکه سرآغاز حیات و منشاء تمام انرژیهای دیگر است. طبق برآوردهای علمی در حدود ۶۰۰۰ میلیون سال از تولد این گوی آتشین می‌گذرد و در هر ثانیه ۲/۴ میلیون تن از جرم خورشید به انرژی تبدیل می‌شود. با توجه به وزن خورشید که حدود ۳۳۳ هزار برابر وزن زمین است. این کره نورانی را می‌توان به‌عنوان منبع عظیم انرژی تا پنج میلیارد سال آینده به حساب آورد.

## ۲-۲- کاربردهای انرژی خورشید

در عصر حاضر از انرژی خورشیدی توسط سیستم‌های مختلف و برای مقاصد متفاوت از جمله

مصارف خانگی، صنعتی و نیروگاهی استفاده و بهره‌گیری می‌شود. این بخش از کاربردهای انرژی خورشید شامل دو گروه نیروگاهی و غیر نیروگاهی می‌باشد [۱-۳].

## ۱-۲-۲- کاربردهای نیروگاهی

تأسیساتی که با استفاده از آنها انرژی جذب شده حرارتی خورشید به الکتریسیته تبدیل می‌شود نیروگاه حرارتی خورشیدی نامیده می‌شود. این تأسیسات بر اساس انواع متمرکز کننده‌های موجود و بر حسب اشکال هندسی متمرکز کننده‌ها به سه دسته تقسیم می‌شوند:

- نیروگاههایی که گیرنده آنها آینه‌های سهموی ناودانی هستند.
- نیروگاههایی که گیرنده آنها در یک برج قرار دارد و نور خورشید توسط آینه‌های بزرگی به نام هلیوستات به آن منعکس می‌شود. (دریافت کننده مرکزی).
- نیروگاههایی که گیرنده آنها بشقابی سهموی (دیش) می‌باشد.

ذیلاً شرح مختصری از نحوه کارکرد نیروگاه‌های تولید الکتریسیته داده می‌شود. بهتر است بدانیم در هر نیروگاهی اعم از نیروگاه‌های آبی، نیروگاه‌های بخاری و نیروگاه‌های گازی برای تولید برق از ژنراتورهای الکتریکی استفاده می‌شود که با چرخیدن این ژنراتورها برق تولید می‌شود. این ژنراتورهای الکتریکی انرژی دورانی خود را از دستگاهی بنام توربین تأمین می‌کنند. بدین ترتیب می‌توان گفت که ژنراتورها انرژی جنبشی را به انرژی الکتریکی تبدیل می‌کنند. تأمین کننده انرژی جنبشی ژنراتورها، توربین‌ها هستند توربین‌ها انواع مختلف دارند در نیروگاه‌های بخاری توربین‌هایی وجود دارند که بخار با فشار و دمای بسیار بالا وارد آنها شده و موجب به گردش در آمدن پره‌های توربین می‌گردد. در نیروگاه‌های آبی که روی سدها نصب می‌شوند انرژی پتانسیل موجود در آب موجب به گردش در آمدن پره‌های توربین می‌شود. بدین ترتیب می‌توان گفت در نیروگاه‌های آبی انرژی پتانسیل آب به انرژی جنبشی و سپس به الکتریکی تبدیل می‌شود. در نیروگاه‌های حرارتی بر اثر سوختن سوخت‌های فسیلی مانند مازوت،

آب موجود در سیستم بسته نیروگاه داخل دیگ بخار (بویلر) به بخار تبدیل می‌شود و بدین ترتیب انرژی حرارتی به جنبشی و سپس به الکتریکی تبدیل می‌شود در نیروگاه‌های گازی توربین‌هایی وجود دارد که بطور مستقیم بر اثر سوختن گاز به حرکت درآمده و ژنراتور را می‌گرداند و انرژی حرارتی به جنبشی و سپس به الکتریکی تبدیل می‌شود. و اما در نیروگاه‌های حرارتی خورشیدی وظیفه اصلی بخش‌های خورشیدی تولید بخار مورد نیاز برای تغذیه توربینها است یا به عبارت دیگر می‌توان گفت که این نوع نیروگاهها شامل دو قسمت هستند:

- سیستم خورشیدی که پرتوهای خورشید را جذب کرده و با استفاده از حرارت جذب شده تولید بخار می‌نماید.

- سیستمی موسوم به سیستم سنتی که همانند دیگر نیروگاه‌های حرارتی بخار تولید شده را توسط توربین و ژنراتور به الکتریسیته تبدیل می‌کند.

از مزایای نیروگاه‌های خورشیدی به موارد زیر میتوان اشاره کرد.

✓ تولید برق بدون مصرف سوخت

نیروگاه‌های خورشیدی نیاز به سوخت ندارند و برخلاف نیروگاه‌های فسیلی که قیمت برق تولیدی آنها تابع قیمت نفت بوده و همیشه در حال تغییر می‌باشد. در نیروگاه‌های خورشیدی این نوسان وجود نداشته و می‌توان بهای برق مصرفی را برای مدت طولانی ثابت نگهداشت.

✓ عدم احتیاج به آب زیاد

نیروگاه‌های خورشیدی بخصوص دودکشهای خورشیدی با هوای گرم احتیاج به آب ندارند لذا برای مناطق خشک مثل ایران بسیار حائز اهمیت می‌باشند. (نیروگاه‌های حرارتی سنتی هنگام فعالیت نیاز به آب مصرفی زیادی دارند).

✓ عدم آلودگی محیط زیست

نیروگاه‌های خورشیدی ضمن تولید برق هیچگونه آلودگی در هوا نداشته و مواد سمّی و مضر تولید نمی‌کنند در صورتی که نیروگاه‌های فسیلی هوا و محیط اطراف خود را با مصرف نفت - گاز و یا ذغال سنگ آلوده کرده و نیروگاه‌های اتمی با تولید زباله‌های هسته‌ای خود که بسیار خطرناک و رادیواکتیو هستند محیط زندگی را آلوده و مشکلات عظیمی را برای ساکنین کره زمین بوجود می‌آورند.

✓ امکان تأمین شبکه‌های کوچک و ناحیه‌ای

نیروگاه‌های خورشیدی می‌توانند با تولید برق به شبکه سراسری برق نیرو برسانند و در عین امکان تأمین شبکه‌های کوچک ناحیه‌ای، احتیاج به تأسیس خطوط فشار قوی طولانی جهت انتقال برق ندارند و نیاز به هزینه زیاد احداث شبکه‌های انتقال نمی‌باشد.

✓ استهلاک کم و عمر زیاد

نیروگاه‌های خورشیدی بدلائل فنی و نداشتن استهلاک زیاد دارای عمر طولانی می‌باشند در حالی که عمر نیروگاه‌های فسیلی بین ۱۵ تا ۳۰ سال محاسبه شده‌است.

✓ عدم احتیاج به متخصص

نیروگاه‌های خورشیدی احتیاج به متخصص عالی ندارند و می‌توان آنها را بطور اتوماتیک بکار انداخت، در صورتی که در نیروگاه‌های اتمی وجود متخصصین در سطح عالی ضروری بوده و این دستگاهها احتیاج به مراقبت‌های دائمی و ویژه دارند.

۲-۲-۲- کاربردهای غیر نیروگاهی

کاربردهای غیر نیروگاهی از انرژی حرارتی خورشید شامل موارد متعددی می‌باشد که اهم آنها عبارت‌اند از:

✓ آبگرمکن‌های خورشیدی و حمام خورشیدی

تولید آب گرم مصرفی ساختمانها اقتصادی ترین روشهای استفاده از انرژی خورشیدی است می توان از انرژی حرارتی خورشید جهت تهیه آب گرم بهداشتی در منازل و اماکن عمومی به خصوص در مکانهایی که مشکل سوخت رسانی وجود دارد استفاده کرد. چنانچه ظرفیت این سیستمها افزایش یابد می توان از آنها در حمامهای خورشیدی نیز استفاده نمود. تاکنون با توجه به موقعیت جغرافیایی ایران تعداد زیادی آب گرمکن خورشیدی و چندین دستگاه حمام خورشیدی در نقاط مختلف کشور نصب و راه اندازی شده است.

#### ✓ گرمایش و سرمایش ساختمان و تهویه مطبوع خورشیدی

گرمایش و سرمایش ساختمانها با استفاده از انرژی خورشید، ایده تازه ای بود که در سالهای ۱۹۳۰ مطرح شد و در کمتر از یک دهه به پیشرفتهای قابل توجهی رسید. با افزودن سیستمی معروف به سیستم تبرید جذبی به سیستمهای خورشیدی می توان علاوه بر آب گرم مصرفی و گرمایش از این سیستمها در فصول گرما برای سرمایش ساختمان نیز استفاده کرد.

#### ✓ آب شیرین کن خورشیدی

هنگامی که حرارت دریافت شده از خورشید با درجه حرارت کم روی آب شور اثر کند تنها آب تبخیر شده و املاح باقی می ماند. سپس با استفاده از روشهای مختلف می توان آب تبخیر شده را تنظیم کرده و به این ترتیب آب شیرین تهیه کرد. با این روش می توان آب بهداشتی مورد نیاز در نقاطی که دسترسی به آب شیرین ندارند مانند جزایر را تأمین کرد. آب شیرین خورشیدی در دو اندازه خانگی و صنعتی ساخته می شوند. در نوع صنعتی با حجم بالا می توان برای استفاده شهرها آب شیرین تولید کرد.

#### ✓ خشک کن خورشیدی

خشک کردن مواد غذایی برای نگهداری آنها از زمانهای بسیار قدیم مرسوم بوده و انسانهای نخستین خشک کردن را یک هنر می دانستند. خشک کردن عبارت است از گرفتن قسمتی از آب

موجود در مواد غذایی و سایر محصولات که باعث افزایش عمر انباری محصول و جلوگیری از رشد باکتریها می‌باشد. در خشک کن‌های خورشیدی بطور مستقیم و یا غیر مستقیم از انرژی خورشیدی جهت خشک نمودن مواد استفاده می‌شود و هوا نیز به صورت طبیعی یا اجباری جریان یافته و باعث تسریع عمل خشک شدن محصول می‌گردد. خشک کن‌های خورشیدی در اندازه‌ها و طرح‌های مختلف و برای محصولات و مصارف گوناگون طراحی و ساخته می‌شوند.

#### ✓ اجاق‌های خورشیدی

دستگاه‌های خوراک پز خورشیدی اولین بار بوسیله شخصی بنام نیکلاس ساخته شد. اجاق او شامل یک جعبه عایق بندی شده با صفحه سیاه‌رنگی بود که قطعات شیشه‌ای درپوش آنرا تشکیل می‌داد اشعه خورشید با عبور از میان این شیشه‌ها وارد جعبه شده و بوسیله سطح سیاه جذب می‌شد. سپس درجه حرارت داخل جعبه را به ۸۸ درجه افزایش می‌داد. اصول کار اجاق خورشیدی جمع آوری پرتوهای مستقیم خورشید در یک نقطه کانونی و افزایش دما در آن نقطه می‌باشد. امروزه طرح‌های متنوعی از این سیستم‌ها وجود دارد که این طرح‌ها در مکان‌های مختلفی از جمله آفریقای جنوبی آزمایش شده و به نتایج خوبی نیز رسیده‌اند. استفاده از این اجاق‌ها به ویژه در مناطق شرقی کشور ایران که با مشکل کمبود سوخت مواجه می‌باشند بسیار مفید خواهد بود.

#### ✓ کوره خورشیدی

در قرن هجدهم نوتورا اولین کوره خورشیدی را در فرانسه ساخت و بوسیله آن یک تل چوبی را در فاصله ۶۰ متری آتش زد. بسمر پدر فولاد جهان نیز حرارت مورد نیاز کوره خود را از انرژی خورشیدی تأمین می‌کرد. متداولترین سیستم یک کوره خورشیدی متشکل از دو آینه یکی تخت و دیگری کروی می‌باشد. نور خورشید به آینه تخت رسیده و توسط این آینه به آینه کروی بازتابیده می‌شود. طبق قوانین اپتیک هر گاه دسته پرتوی موازی محور آینه با آن برخورد نماید

در محل کانون متمرکز می‌شوند به این ترتیب انرژی حرارتی گسترده خورشید در یک نقطه جمع می‌شود که این نقطه به دماهای بالایی می‌رسد. امروزه پروژه‌های متعددی در زمینه کوره‌های خورشید در سراسر جهان در حال طراحی و اجرا می‌باشد.

### ✓ خانه‌های خورشیدی

در این گونه خانه‌ها سعی می‌شود از انرژی خورشید برای روشنایی، تهیه آب گرم بهداشتی، سرمایش و گرمایش ساختمان استفاده شود و با بکار بردن مصالح ساختمانی مفید از اتلاف گرما و انرژی جلوگیری شود.

### ✓ کاربرد در صنعت فتوولتائیک

به پدیده‌ای که در اثر تابش نور بدون استفاه از مکانیزم‌های محرک، الکتریسیته تولید کند پدیده فتوولتائیک و به هر سیستمی که از این پدیده‌ها استفاده کند سیستم فتوولتائیک گویند. سیستم‌های فتوولتائیک یکی از پر مصرف‌ترین کاربرد انرژی‌های نو می‌باشند و تاکنون سیستم‌های گوناگونی با ظرفیت‌های مختلف (۵ وات تا چند مگاوات) در سراسر جهان نصب و راه اندازی شده‌است و با توجه به قابلیت اطمینان و عملکرد این سیستم‌ها هر روزه بر تعداد متقاضیان آنها افزوده می‌شود. از سری و موازی کردن سلولهای آفتابی می‌توان به جریان و ولتاژ قابل قبولی دست یافت. در نتیجه به یک مجموعه از سلولهای سری و موازی شده پنل فتوولتائیک می‌گویند. امروزه اینگونه سلولها عموماً از ماده سیلیسیم تهیه می‌شود و سیلیسیم مورد نیاز از شن و ماسه تهیه می‌شود که در مناطق کویری کشور، به فراوانی یافت می‌گردد. بنابراین از نظر تأمین ماده اولیه این سلولها هیچگونه کمبودی در ایران وجود ندارد.

## ۲-۳- محاسبه شار خورشیدی

۲-۳-۱- تعاریف



در کاربرد انرژی خورشیدی غالباً از واژه هایی استفاده میشود که در زیر توضیح داده شده اند. تابش خورشیدی در نتیجه عبور از جو زمین به دو جزء تابش مستقیم و پخشی تقسیم میشود [۶-۱].

تابش مستقیم: تابش مستقیم قسمتی از تابش خورشیدی است که بدون تغییر جهت ناشی از پراکندگی به وسیله جو، در سطح زمین دریافت می شود، این تابش می تواند سایه قابل تشخیصی در زمین ایجاد نماید.

تابش پخش (پراکنده): تابش پخش قسمتی از تابش خورشید است که بعد از تغییر جهت یافتن ناشی از پراکنده شدن به وسیله جو، در سطح زمین دریافت می گردد.

تابش کل: مجموع تابش مستقیم و تابش پخش را تابش کل گویند.

برای سهولت درک مطلب علائمی را که جامعه بین المللی انرژی خورشیدی برای نشان دادن چگونگی تابش خورشیدی در نظر گرفته اند، توضیح می دهیم.

۱ - میزان انرژی تابشی که بر واحد سطح یک رویه تابیده می شود (انرژی لحظه ای بر واحد سطح) با علامت  $G$  نشان داده می شود و بر حسب  $W/m^2$  بیان می گردد.

۲ - انرژی تابشی خورشید را که در یک فاصله زمانی معین به واحد سطح رویه تابیده می شود، بر حسب  $J/m^2$  بیان می کنند. به طور قراردادی چنانچه فاصله زمانی معین یک روز و یا یک ساعت باشد به ترتیب علائم  $H$  و  $I$  مورد استفاده قرار می گیرد. چنانچه  $H$  و  $I$  برای فواصل زمانی دیگری نیز مورد استفاده قرار گیرند باید در کنار آنها فاصله زمانی قید گردد.

۳ - علائم  $G$  و  $H$  و  $I$  می توانند برای نشان دادن تابش مستقیم، پخش و یا کل با استفاده از اندیس های مناسب زیر به کار روند.

الف - اندیس (0) نشان می دهد که تابش به سطح خارجی جو می تابد (یا بر روی سطح زمین در صورت فقدان جو).

ب - اندیس (b) نشان می دهد که تابش از نوع تابش مستقیم است.

ج - اندیس (d) نشان می دهد که تابش از نوع تابش پخش است.

د - اندیس (T) نشان می دهد که تابش بر سطح شیب دار می تابد.

ه - اندیس (n) نشان می دهد که تابش بر صفحه عمود بر راستای تابش می تابد.

و - چنانچه اندیس (n) و (T) به کار نروند، بدان معنی است که تابش بر سطح افق می تابد.

۴ - وقتی علامت (-) در بالای یکی از علائم فوق قرار می گیرد بدان معنی است که مقدار متوسط ماهانه کمیت مورد نظر است. چنانچه علامت فوق نشان دهنده مقدار متوسط کمیت در مدت زمانی غیر از ماه باشد، باید فاصله زمانی قید گردد.

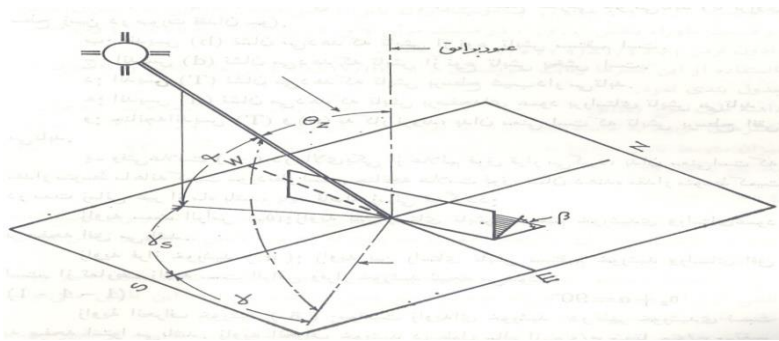
زاویه سمت الراس ( $\theta_z$ ): زاویه بین راستای تابش مستقیم خورشیدی و راستای عمود بر صفحه افق می باشد.

زاویه فراز (ارتفاعی) خورشید ( $\alpha$ ): زاویه بین راستای تابش مستقیم خورشید و راستای افق است. از تعریف این دو زاویه می توان نتیجه گرفت.

$$\alpha + \theta = 90 \quad (1,2)$$

زاویه انحراف (میل) خورشید ( $\delta$ ): موقعیت زاویه ای خورشید در ظهر خورشیدی نسبت به صفحه استوا می باشد. زاویه انحراف خورشید در طول سال از  $23/45 -$  تا  $23/45 +$  تغییر می کند.

زاویه سمت الراس و فراز خورشید در شکل (۱-۲) و زاویه انحراف خورشید در شکل (۲-۲) نشان داده شده اند.



شکل ۲-۱- زاویه سمت الراس و فراز خورشید



شکل ۲-۲- زاویه میل خورشید

لازم به ذکر است که زاویه انحراف خورشید در طول سال های متوالی به اندازه ناچیزی با یکدیگر تفاوت دارند و هر ۴ سال یک بار به علت وقوع شدن سال کبیسه، مجدداً تکرار می شوند. تا کنون روابط تجربی گوناگونی جهت محاسبه زاویه انحراف ارائه گردیده است که رابطه زیر یکی از آنها می باشد.

$$\delta = 23.45 \times \sin\left(360 \times \left(\frac{284 + n}{365}\right)\right) \quad (۲,۲)$$

در این رابطه  $n$  شماره روز می باشد. برای محاسبه مقدار  $n$  روابطی موجود است که این روابط در جدول (۱-۲) متناسب با ماه میلادی آورده شده است، این جدول شامل مقادیر  $n$  برای سال های کبیسه نمی باشد. برای سال کبیسه به مقدار  $n$  از ماه مارس به بعد باید یک واحد اضافه کرد و بدین ترتیب مقادیر  $\delta$  نیز مختصر تغییر خواهد کرد.

جدول ۱-۲- مقدار  $n$  برای هر ماه

ماه میلادی	n برای روز i ام ماه میلادی
ژانویه Jan	i
فوریه Feb	31+i
مارس Mar	59+i
آوریل Apr	90+i
مه May	120+i
ژوئن Jun	151+i
ژوئیه Jul	181+i
اگوست Aug	212+i
سپتامبر Sep	243+i
اکتبر Oct	273+i
نوامبر Nov	304+i
دسامبر Dec	334+i

از دیگر زوایایی که در کاربرد انرژی خورشیدی دارای اهمیت هستند، می توان زاویه شیب صفحه مورد نظر ( $\beta$ ) و زاویه سمت صفحه ( $\gamma$ ) و زاویه برخورد تابش مستقیم با صفحه ( $\theta$ ) را نام برد. زاویه شیب عبارت است از زاویه بین سطح صفحه مورد نظر و سطح افق. زاویه سمت صفحه عبارتست از انحراف تصویر عمود بر صفحه در یک سطح افقی با نصف النهار محلی. در نیمکره شمالی هنگامی که  $\gamma = 0$  باشد، صفحه کاملاً به سمت بوده و هنگامی که صفحه به سمت جنوب شرقی باشد، زاویه سمت صفحه منفی و هرگاه به سمت جنوب غربی باشد مقدار آن مثبت است. این زاویه به طور کلی بین  $+180$  تا  $-180$  تغییر می کند.

طلوع و غروب نجومی: از دیگر پارامترهایی که در تعیین تابش خورشید لازم است تا محاسبه شود، طلوع و غروب خورشید به صورت زاویه ساعتی می باشد. محاسبه این زمان ها از روابط زیر امکان پذیر است.

$$\omega_s = \text{ArcCos}(-\text{tg}\phi \times \text{tg}\delta) \quad (3,2)$$

که در این رابطه  $\omega_s$  زاویه ساعتی خورشید در لحظه غروب نجومی بر حسب درجه،  $\phi$  عرض جغرافیایی بر حسب درجه و  $\delta$  زاویه انحراف (میل) خورشید بر حسب درجه می باشد. زاویه ساعتی خورشید در لحظه طلوع نجومی از رابطه زیر بدست می آید.

$$\omega_s = -\omega_r \quad (4,2)$$

زاویه برخورد: زاویه برخورد عبارتست از زاویه بین راستای تابش مستقیم بر روی یک صفحه و راستای عمود بر آن صفحه.

زاویه برخورد تابش مستقیم به صفحات ثابت: زاویه برخورد تابش مستقیم را برای هر صفحه تخت با هر زاویه شیب و زاویه سمت در هر نقطه از کره زمین، در هر روز و هر زمانی می توان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$\cos \theta = (\sin \delta \times \sin \phi \times \cos \beta) - (\sin \delta \times \cos \phi \times \sin \beta \times \cos \gamma) + (\cos \delta \times \cos \phi \times \cos \beta \times \cos \gamma) + (\cos \delta \times \sin \phi \times \sin \beta \times \cos \gamma \times \sin \omega) + (\cos \delta \times \sin \beta \times \sin \gamma \times \sin \omega) \quad (5,2)$$

در برخی از موارد می توان رابطه فوق را ساده نمود و سپس مورد استفاده قرار داد. به عنوان مثال برای صفحات عمودی ( $\gamma = 0$ ) رابطه را می توان به صورت زیر نوشت.

$$\cos \theta = \cos(\phi - \beta) \cos \delta \cos \omega + \sin(\phi - \beta) \sin \delta \quad (6,2)$$

### ۲-۳-۲- عوامل موثر بر تابش

میزان انرژی تابشی که از جانب خورشید به سطح زمین می رسد توسط دو سری از فاکتورها تحت تاثیر قرار می گیرد.

الف) فاکتور هایی که روی تابش رسیده به بیرون جو و یا به عبارت دیگر روی میزان تابش تاثیر می گذارند. این دسته شامل عوامل نجومی و لکه های خورشیدی می باشند.

ب) عوامل جوی که بر روی توزیع طیفی تابش و یا به اصطلاح کیفیت تابش تاثیر می گذارند. تابش رسیده به بیرون جو زمین یا تابش فرا جو روزانه ( $H_0$ ) برابر تابشی است که در صورت عدم وجود جو به سطح زمین می رسید. اسپیتزر و همکارانش ۱۹۸۶ پیشنهاد کردند که برای بدست آوردن تابش فرا جو روزانه باید از رابطه زیر استفاده شود.

$$H_0 = \frac{24 \times 3600 \times G_{sc}}{\Pi} \times \left\{ \cos \phi \cos \delta \sin \omega_s + \left[ \frac{\Pi \times \omega_s}{180} \times \sin \phi \sin \delta \right] \right\} \times \left( \frac{d}{\bar{d}} \right)^2, \quad (7,2)$$

بر اساس معادله فوق، عوامل موثر بر تابش فرا جوی شامل فاصله زمین - خورشید، ثابت خورشیدی، زاویه ارتفاعی خورشید، عرض جغرافیایی و زاویه میل خورشید می باشند. در ادامه هر کدام از این عوامل به صورت جداگانه توضیح داده می شوند.

فاصله زمین - خورشید: مقدار  $(d / \bar{d})^2$  یا نسب فاصله متوسط زمین - خورشید به فاصله واقعی زمین - خورشید می تواند با دقت خوبی از رابطه زیر بدست آید.

$$\left( \frac{d}{\bar{d}} \right)^2 = 1 + \left\{ 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right\} \quad (8,2)$$

زاویه ارتفاعی خورشید: همان طور که قبلا بیان شد زاویه ارتفاعی خورشید نسبت به سطح افق، وابسته به عرض جغرافیایی و زاویه میل خورشید می باشد. در روزهای بهار و تابستان، زاویه ارتفاعی خورشید زیاد و میزان تابش دریافتی از خورشید بیشتر از روزهای پاییز و زمستان است. کاهش زاویه ارتفاعی خورشید موجب افزایش طول مسیر نور در درون جو و تضعیف بیشتر تابش می گردد. زاویه میل خورشیدی: زاویه میل خورشیدی بر روی زاویه ارتفاعی خورشید و طول روز موثر است. در روزهای بهاری و تابستان به دلیل مثبت بودن زاویه میل، زاویه ارتفاعی خورشید و طول روز بیشتر بوده و میزان تابش دریافتی بیشتر است.

عرض جغرافیایی: عرض جغرافیایی بر روی طول روز و زاویه ارتفاعی خورشید موثر می باشد. هر چند در نیمکره شمالی در روزهای تابستان و بهار، در عرض های قطبی نسبت به استوا طول روز

بیشتر است، ولی به علت ارتفاع کمتر خورشید در مناطق قطبی، میزان تابش دریافتی در عرض های نزدیک استوا نسبت به مناطق قطبی بیشتر است.

طول روز: طول روز با افزایش میزان ساعات دریافت تابش، باعث افزایش میزان تابش دریافتی از خورشید می گردد.

ثابت خورشیدی: انرژی رسیده به خارج جو زمین روی واحد سطح عمود بر جهت تابش در فاصله متوسط زمین - خورشید، ثابت خورشیدی نامیده می شود. در سال های اخیر اندازه گیری دقیق ثابت خورشیدی مورد توجه بسیاری قرار گرفته است. که مرکز جهانی تابش مقدار  $1367 \text{ W/m}^2$  را برای ثابت خورشیدی پیشنهاد کرده است.

### ۳-۳-۲- تابش آسمان

برای پیش بینی اثرات خورشیدی لازم است تبادل تابش بین رویه و آسمان را ارزیابی نماییم. آسمان را می توان یک جسم سیاه در دمایی معادل دمای آسمان فرض کرد و بنابراین می توان تابش خالص موجود بین یک صفحه تخت افقی و آسمان را از رابطه زیر بدست آورد.

$$Q = \varepsilon \cdot A \cdot \sigma (T_{sky}^4 - T^4) \quad (9,2)$$

جسم سیاه در دمایی معادل دمای آسمان در رابطه فوق مبین آن است که جو دارای دمای یکنواخت نبوده و در طول موج های معینی تابش می کند. جو اصولاً در ناحیه طول موج های بین ۸ الی  $14 \mu\text{m}$  شفاف می باشد و روابط متعددی برای نسبت دادن دمای آسمان صاف به سایر متغیر های اندازه گیری شده هواشناسی وجود دارد. یکی از آنها، رابطه ساده زیر می باشد که دمای آسمان را به دمای هوای محلی ربط می دهد.

$$T_{sky} = 0.0552 T_o^{1.5} \quad (10,2)$$

در رابطه فوق هر دو دما بر حسب کلوین می باشند.

### ۳-۳-۴- برآورد تابش خورشیدی با استفاده از سایر متغیر های هواشناسی

روابطی که برای محاسبه تابش خورشیدی استفاده می شوند همواره وابسته به متغیرهای هواشناسی می باشند، این متغیرها شامل: ساعات آفتابی، دمای هوا، ابری بودن، بارندگی، رطوبت نسبی، ترکیب، غلظت و اندازه ذرات موجود در جو (آئروسولها) و آب قابل بارش می باشند. این متغیرها به تنهایی یا همراه با هم در روابط مختلف به کار گرفته می شوند. قبلاً روشهای مختلف تخمین تابش مورد مطالعه قرار گرفته است و نتایج بدست آمده حاصل از آن است که بهترین تخمین برای ضریب گذرای جو آسمان ایران را روش انگستروم رقم میزند [۷]. رابطه پیشنهادی انگستروم بصورت زیر میباشد.

$$s_o = N = \frac{\omega_s - \omega_r}{15}, \quad (11,2)$$

$$K_T = a + b \frac{s}{s_o}$$

در رابطه انگستروم ضریب  $a$  بیانگر میزان تابش دریافتی در یک روز کاملاً ابری (  $s = 0 \rightarrow a + b.(s/s_o) = a$  ) و برای  $a+b$  بیانگر مقدار تابش دریافتی در یک روز کاملاً صاف (  $s = s_o \rightarrow a + b.(s/s_o) = a + b$  ) می باشد. جدول (۲-۲) ضرایب معادله انگستروم را برای استان مازندران نمایش میدهد.

جدول ۲-۲- ضرایب انگستروم برای مازندران

	a	b
بهار-تابستان	۰,۲۷	۰,۴۶
پاییز-زمستان	۰,۲۹	۰,۴۲

با مشخص شدن روش معتبر برای ضریب گذرای جو، میتوان شار گذشته از جو را از روی شار خارج از جو محاسبه کرد.  $I_o$  (J/m<sup>2</sup>.h) ، شار ساعتی خورشید بر صفحه ای عمود بر جهت تابش در بیرون از جو زمین میباشد و از رابطه زیر بدست میاید:

$$I_o = \frac{12 \times 3600}{\pi} \times G_{sc} \left( 1 + 0.033 \cos \frac{360n}{365} \right) \left[ \cos \phi \cos \delta (\sin \omega_2 - \sin \omega_1) + \frac{\pi(\omega_2 - \omega_1)}{180} \times \sin \phi \sin \delta \right]$$



(۱۲,۲)

در این رابطه  $\omega, \phi$  به ترتیب، همان عرض جغرافیایی محل و زاویه ساعتی در لحظه مورد نظر میباشند که:

$$\omega = (Time - 12) \times 15^\circ \quad (۱۳,۲)$$

$\omega_1$  زاویه ساعتی مربوط به شروع بازه زمانی یکساعته و  $\omega_2$  بازه زمانی مربوط به پایان بازه زمانی یکساعته است.

$I$  (J/m<sup>2</sup>.h)، شار ساعتی خورشید بر صفحه ای عمود بر جهت تابش در داخل جو زمین میباشد و همانطور که قبلاً اشاره شد رابطه مستقیم با ضریب گذرایی جو خواهد داشت:

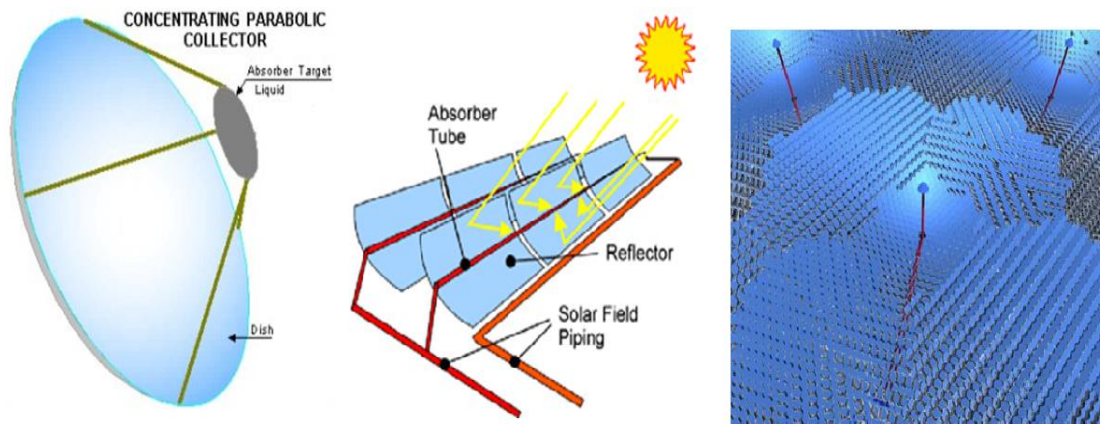
$$I = I_o \times K_T \quad (۱۴,۲)$$

ضریب گذرایی جو ( $K_T$ ) از رابطه (۱۱,۲) محاسبه میشود، اما باید دقت شود که ضریب  $\frac{S}{S_o}$  در اینجا کسری از یک ساعت است که آسمان بدون ابر است نه کسر روزانه.

## ۲-۴- انواع کلکتورهای خورشیدی

### ۲-۴-۱- کلکتورهای متمرکز کننده

کلکتورهای متمرکز کننده که عموماً به جهت مصارف صنعتی مورد استفاده قرار می گیرند از یک ظرف سهموی تشکیل یافته که بر روی آن آینه کاری می شود و وظیفه تمرکز انرژی خورشیدی بر روی لوله جاذب سراسری را بر عهده دارند. در متمرکز کننده ها بعلت کاهش سطح جذب کننده ها، اتلافات حرارتی کاهش می یابد و دمای بالاتر و حرارت بیشتری تولید می شود. شکل زیر چند نمونه از کلکتورهای متمرکز کننده را نشان می دهد.



شکل ۲-۳- اشکال متفاوت کلکتورهای خورشیدی

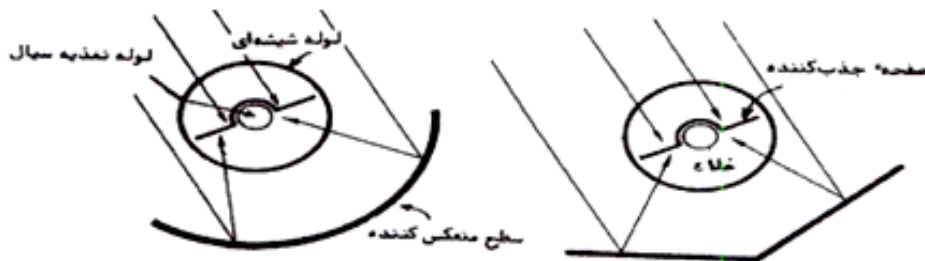
این کلکتورها دارای کاربرد در دماهای بالا بوده و به طور کلی کلکتورهایی که شدت حرارتی رسیده به سطح گیرنده آنها بیشتر از شدت شار حرارتی رسیده به دهانه آنها باشد، متمرکز کننده هدف از یک متمرکز کننده عبارتست از متمرکز کردن پرتوهای خورشید از یک سطح بزرگتر به روی یک سطح کوچکتر که در نتیجه آن گیرنده گرم دارای تلفات حرارتی کمتر می شود. عمل تمرکز به دو طریق انجام می شود، یکی توسط سطوح بازتاب دهنده (آینه) و دیگری توسط سطوح انکسار دهنده پرتوهای خورشیدی (عدسی)، بطوریکه پرتوها را روی گیرنده متمرکز می نمایند. متمرکز کننده ها خود بر چند نوع میباشند.

#### ✓ متمرکز کننده خطی (تحت خلاء)

در این نوع از متمرکز کننده ها، پرتوهای خورشیدی روی یک خط متمرکز می شود که این کار بوسیله عدسی یا آینه صورت می گیرد. در عدسی پرتوهای خورشید پس از عبور از عدسی شکسته شده و روی یک گیرنده خطی متمرکز می گردد ولی در نوع آینه ای<sup>۱</sup> آن که استفاده بیشتری دارد، این کلکتورها تشکیل شده اند از یک یا چند ردیف از آینه های نیم استوانه که پرتوهای رسیده به آنها را در مرکز کانونی خود متمرکز می کنند و در مرکز این نیم استوانه های منعکس کننده یک مسیر لوله سرتاسری قرار دارد که وظیفه جذب کردن انرژی حرارتی متمرکز شده روی آنرا بر عهده

<sup>۱</sup> Paraboloid Concentrator

دارد و این انرژی جذب شده را به سیال داخل لوله منتقل می نماید. جهت انجام عدم انتقال حرارت از این لوله به محیط اطراف، این لوله ها را توسط یک لوله شیشه ای ( که دارای قطر بیشتری از قطر لوله است) احاطه می نمایند و در فضای خالی بین لوله و شیشه خلأ ایجاد می کنند که با این عمل انتقال حرارت، منتقل شده از لوله به محیط را از طریق جابجایی<sup>۱</sup> و هدایت<sup>۲</sup> به حداقل مقدار خود می رسانند. در مورد انتقال حرارت تشعشعی از لوله به محیط باید گفت در هنگام تابش خورشید، پرتوهای متمرکز شده توسط آینه ها، چون دارای طول موج کمی هستند به راحتی از شیشه محافظ عبور کرده و به لوله می رسند، ولی پرتوهای با تابش از روی لوله چون دارای طول موج بیشتری هستند، از داخل محفظه شیشه ای عبور نمی کنند و تحت باز تابش کلی دوباره به لوله می تابند. سطح گیرنده پرتوهای خورشید را معمولاً از لوله های استیل با پوشش مخصوص (سرمیت) می سازند و گیرنده نسبت به سطح منعکس کننده ثابت بوده و همراه آن می چرخد.



شکل ۲-۴- کلکتورهای تحت خلأ

✓ متمرکز کننده نقطه ای Point – Focus dish concentrators

این کلکتورها به شکل یک عرقچین از یک کره می باشند. سطح دریافت کننده پرتوهای خورشید در این کلکتورها می تواند بصورت یکپارچه طراحی و ساخته شود و یا می تواند از

<sup>1</sup> Convection  
<sup>2</sup> Conductivity

تعبیه یکسری آینه های تخت کوچک در روبه داخلی یک سطح بشقابی شکل، تشکیل شده باشد که در مجموع یک سطح انعکاسی بشقابی را تشکیل می دهد. پرتوهای موازی رسیده از خورشید ( چون خورشید به اندازه کافی از زمین دوراست و می توان پرتوهای رسیده از آن را بصورت موازی در نظر گرفت) توسط سطح انعکاس دهنده در مرکز بشقاب تابیده می شود که در این مکان سطح جذب کننده انرژی قرار دارد ( دراین سطح می تواند یک موتور استرلینگ، جهت تولید انرژی الکتریکی قرار گیرد). دراین کلکتورها نیز جهت بالا بردن راندمان و داشتن یک دمای ثابت در سطح جذب کننده انرژی، از یک سیستم ردیاب خورشیدی استفاده می شود.

#### ✓ متمرکز کننده های با دریافت کننده مرکزی Receive-Central

یکی از مسائل عمده در رابطه با پخش متمرکز کننده های خطی در یک محوطه بزرگ آن است که برای انتقال سیال از محوطه تبدیل کننده انرژی گرمایی، به شبکه لوله کشی وسیعی نیاز است که این امر باعث افزایش هزینه و تلفات حرارتی می شود و علاوه بر آن چون سیال داخل لوله در درجه حرارت بسیار بالا منتقل می شود، امکان نشتی از اتصالات، بالا می رود. بهترین راه حل در مورد پروژه هایی که به قدرت زیاد نیاز دارند، آن است که به جای سیستم لوله کشی در محوطه از یک سیستم گیرنده مرکزی استفاده می شود. کلکتورهای سیستم گیرنده مرکزی از یک سری آینه های تخت که جهت آنها را می توان تنظیم نمود، تشکیل شده است. هر آینه، تشعشعات منعکس شده خود را به گیرنده ای که در بالای برج در وسط میدان آینه ها قرار دارد، منعکس می کند. هر یک از این آینه های تخت را یک هیلیوستات<sup>۱</sup> می نامند. در طریقه نصب هیلیوستات ها باید دقت نمود که اندازه ضریب سایه و ضریب انسداد پرتوها، کمترین مقدار خود را داشته باشند که اغلب به این منظور هیلیوستاتها را به صورت مثلثی، دور تا دو دریافت کننده مرکزی نصب می نمایند.

---

<sup>1</sup> Heliostat

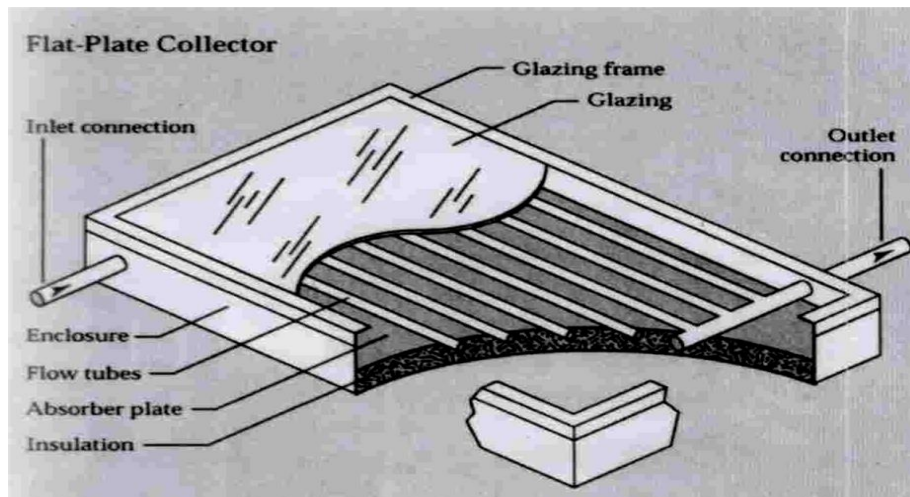


شکل ۲-۵- شمای نیروگاه خورشیدی با دریافت کننده مرکزی

هیلیوستات ها به یک سیستم هدایت کامپیوتری جهت ردیابی خورشید در طول روز و فصول مختلف سال مجهز می شوند. صحت عملکرد این دستگاه مرتباً توسط بازرسی موقعیت تصویر منعکس بر روی برج کنترل می شود.

#### ۲-۴-۲- کلکتورهای مسطح خورشیدی

کاربرد این کلکتورها در دماهای پایین بوده و بیشتر جهت مصارف خانگی نظیر سیستم تهویه مطبوع و تهیه آب گرم بکار می رود. این کلکتورها شامل یک صفحه عایق در قسمت زیرین و یک بخش محافظت شده در مقابل جریان هوا هستند که در داخل آن یک صفحه جاذب تیره قرار گرفته و بر روی آن یک یا چند پوشش شفاف یا نیمه شفاف وجود دارد.



شکل ۲-۶- شکل برش خورده ای از یک کلکتور تخت

یک مقایسه اجمالی بین کلکتورهای تخت و متمرکز کننده ها نشان میدهد که، کلکتورهای متمرکز کننده برای مناطق ابری مناسب نبوده، نیازی به پوشش شیشه ای نداشته و از نظر راندمان در دماهای پائین، از کلکتورهای تخت ضعیف تر بوده ولی در دماهای بالا دارای راندمان خوبی هستند، آسیب پذیری این نوع کلکتورها کمتر است ولی اگر بجای آئینه از فلزات صیقل داده شده استفاده شود، امکان زنگ زدگی، میزان تشعشع صفحات منعکس کننده را کاهش میدهد. میزان دریافت شدت تابش خورشیدی در متمرکز کننده ها میتواند در حدود ۸۰ برابر نسبت به کلکتورهای تخت باشد. اما مساله اساسی در متمرکز کننده ها تکنولوژی بالایی است که ساخت و استفاده از آنها میطلبد، که این مطلب سبب بالا رفتن هزینه های ساخت و بهره گیری از این گردآورنده ها تا چندین برابر کلکتورهای تخت میشود. لذا برای هر سیستمی ابتدا بایستی دمای مورد نیاز مشخص گردد، بررسی های اقتصادی مربوط به آن پروژه صورت پذیرد و از روی نتایج این سری آنالیزها بهترین انتخاب صورت پذیرد.

با توجه به مطالب فوق و همچنین توضیحاتی که در فصول آینده ارائه میگردد، نشان داده خواهد شد که کلکتور مناسب برای طرح مورد نظر این پژوهش، کلکتورهای نوع تخت میباشد.

## ۲-۵- شار جذب شده توسط کلکتور تخت

برای شار جذب شده ساعتی چند رابطه معتبر وجود دارد که همگی مقادیری نزدیک به هم را تخمین میزنند. ذیلاً دو نمونه از معتبرترین روشهای پیشنهاد شده در مراجع علمی که نسبت به دیگر روابط تخمین کمتری از شار تابیده شده را رقم میزنند، تشریح میشود. نخستین معادله با فرض آسمان ایزوتروپیک ارائه میشود و به روش ایزوتروپیک مشهور است [۶-۱].

$$S = I_b R_b (\tau\alpha)_b + I_d (\tau\alpha)_d \left( \frac{1 + \cos\beta}{2} \right) + I \cdot \rho_g (\tau\alpha)_g \left( \frac{1 - \cos\beta}{2} \right) \quad (15,2)$$

در رابطه فوق،  $\beta$  زاویه ای که صفحه کلکتور با افق خواهد داشت که زاویه اسلاپ<sup>۱</sup> نامیده می شود، همچنین  $R_b$  مؤلفه است که نتایج تغییر زاویه قرار گیری خورشید را بیان و نشان می دهد که در هر ساعت از روز زاویه دار کردن صفحه جاذب چقدر می تواند به افزایش گرد آوری کمک کند و یا اینکه برای این منظور مضر باشد.

$$R_b = \frac{\cos\theta}{\cos\theta_z} \quad (16,2)$$

در این رابطه،  $\theta$  زاویه بین تابش مستقیم خورشید با راستای عمود بر صفحه تابش که به زاویه برخورد معروف است.

$$\cos\theta = \cos(\phi - \beta)\cos\delta\cos\omega + \sin(\phi - \beta)\sin\delta \quad (17,2)$$

همچنین در همان رابطه،  $(\tau\alpha)$  مضربی است از حاصلضرب ضریب عبور شیشه روکش و ضریب جذب صفحه جاذب در هر ساعت، با توجه به زاویه ای که راستای تابش مستقیم با صفحه جاذب دارد که در روش ایزوتروپیک خواهیم داشت:

$$(\tau\alpha) = 1.01 \times \tau_{glass} \times \alpha_{plate} \quad (18,2)$$

همچنین در رابطه فوق ضریب جذب صفحه جاذب نسبت به زوایای مختلف پرتو در هر لحظه میباشد که از رابطه زیر تعیین میشود:

<sup>1</sup> Slop

$$\alpha_{plate} = \alpha_n \left\{ 1 + (2.0345 \times 10^{-3} \theta) - (1.99 \times 10^{-4} \theta^2) + (5.324 \times 10^{-6} \theta^3) - (4.799 \times 10^{-8} \theta^4) \right\} \quad (19,2)$$

که  $\alpha_n$  ضریب جذب صفحه نسبت به مؤلفه‌هایی است که به صورت عمودی بر صفحه می‌تابند و این یک عدد مشخص برای هر صفحه با جنس متفاوت است.

در رابطه (19,2)،  $\tau_{glass}$  نیز ضریب عبور شیشه روکش نسبت به زوایای متفاوت در هر لحظه می‌باشد که عبارت است از:

$$\tau = \tau_a \times \tau_r \quad (20,2)$$

$$\tau_r = 0.5 \times \left\{ \frac{1-r_{11}}{1+r_{11}} + \frac{1-r_{\perp}}{1+r_{\perp}} \right\} \tau_a = \frac{Kl}{\cos \theta_2}$$

همچنین در رابطه فوق:

$K$ : ضریب خاموش شیشه روکش که عددی است مشخص و ثابت.

$l$ : ضخامت روکش بر حسب متر است.

$\theta_2$ : زاویه شکست روکش می‌باشد که تابعی از زاویه تابش مستقیم می‌باشد و رابطه آن بصورت

مقابل می‌باشد:

$$\theta_2 = \text{ArcSin} \frac{\text{Sin} \theta_1}{1.536} \quad (21,2)$$

همچنین در همان معادله،  $r_{11}$  ضریب انعکاس روکش نسبت به مؤلفه تابش موازی و  $r_{\perp}$  ضریب انعکاس نسبت به مؤلفه تابش عمودی می‌باشد:

$$r_{11} = \frac{\text{tg}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{tg}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (22,2)$$

$$r_{\perp} = \frac{\text{Sin}^2(\theta_2 - \theta_1)}{\text{Sin}^2(\theta_2 + \theta_1)} \quad (23,2)$$

و اما نکته بعدی حائز اهمیت، آنست که  $(\tau\alpha)_b$  با  $(\tau\alpha)_g$  و  $(\tau\alpha)_d$  چه تفاوتی دارد. در واقع اندیس

$g, d$  به ترتیب مربوط به مؤلفه‌های پخش و انعکاسی از زمین می‌باشد و برای محاسبه  $(\tau\alpha)_g$  و

$(\tau\alpha)_d$  تمام مراحل کاملاً مشابه حالت  $(\tau\alpha)_b$  می‌باشد فقط تفاوت آن در اینست که که به ازای هر



$\beta$  ای که انتخاب می کنیم رابطه ای وجود دارد که از آن ها زوایای برخورد برای مؤلفه های پخشی و انعکاسی زمین بدست می آید، که بر خلاف  $\theta$  یا همان  $\theta_b$ ،  $\theta_d$  و  $\theta_g$  ثابت هستند و به صورت ساعتی با تغییر زاویه خورشی تغییر نمی کنند. با بدست آوردن  $\theta_d$  و  $\theta_g$  می توان تمامی مراحل ذکر شده در بخش قبل را تکرار کرد تا  $(\tau\alpha)_d$  و  $(\tau\alpha)_g$  را بدست آورد.

$$\theta_g = 90 - (0.5788 \times \beta) + (0.002693 \times \beta^2) \quad (24,2)$$

$$\theta_d = 59.7 - (0.1388 \times \beta) + (0.001497 \times \beta^2) \quad (25,2)$$

برای محاسبه شارهای مستقیم و پخشی نیز از روابط زیر استفاده می کنیم.

$$I_d / I = \begin{cases} 1 - 0.09K_T & \text{for } K_T \leq 0.22 \\ 0.9511 - 0.1604K_T + 4.388K_T^2 & \text{for } 0.22 \leq K_T \leq 0.8 \\ -16.638K_T^3 + 12.336K_T^4 & \text{for } K_T \geq 0.8 \\ 0.165 & \text{for } K_T \geq 0.8 \end{cases} \quad (26,2)$$

با محاسبه  $K_T$  و تعیین محدوده آن می توان از تابع ضابطه ای بالا  $I_d$  را محاسبه کرد و سپس

می توان  $I_b$  را نیز به دست آورید:

$$I_b = I - I_d \quad (27,2)$$

$\rho_g$  نیز ضریب انعکاس زمین است که عموماً بین 0.3 تا 0.7 است که عدد 0.7 مربوط به زمانبست که کاملاً زمین شفاف است مثل زمین پر از برف و عدد 0.3 مربوط به زمین خاکی با خاک تیره می باشد.

روش دوم پیشنهادی روش **HDKR** است رابطه آن مطابق ذیل می باشد:

$$S_{HDKR} = (I_b + A_i I_d) R_b (\tau\alpha)_b + 0.5 \left\{ I_d (1 - A_i) (\tau\alpha)_d (1 + \cos\beta) (1 + f \times \sin^3(\frac{\beta}{2})) + I \times \rho_g (\tau\alpha)_g (1 - \cos\beta) \right\} \quad (28,2)$$

تمام پارامترهایی که بین رابطه **HDKR** و رابطه **Isotropic** مشترک است کاملاً مانند حالت گذشته محاسبه می شود و تنها مؤلفه های جدید  $A_i$  و  $f$  می باشند که مطابق زیر محاسبه می شوند:

$$A_i = I_b / I_o \quad (29,2)$$

$$f = \sqrt{I_b / I} \quad (30,2)$$

همچنین در این روش طریقه محاسبه  $(\tau\alpha)$  کاملاً متفاوت است:

$$(\tau\alpha) = \frac{(\tau_{cover} \times \alpha_{plate})}{1 - \rho_{cover} + (\rho_{cover} \times \alpha_{plate})} \quad (31,2)$$

که در رابطه فوق  $\rho_c$  ضریب انعکاس کاور میباشد و از رابطه زیر بدست میاید:

$$\rho_c = \tau - \tau - \alpha \quad (32,2)$$

کلکتور مورد استفاده در طراحی های این تحقیق دارای مشخصات زیر میباشد.

جدول ۲-۳- مشخصات کلکتور مورد استفاده در این تحقیق

Collector Length	200 Cm
Collector Wide	95 Cm
Collector Thickness	9.5 Cm
Cover Matter	Glass
Cover Thickness	4 mm
Absorber Plate Thickness	0.5 mm
Tubes Inner Diameter	10 mm
Tubes outer Diameter	12 mm
Tubes space	150 mm
Plate Area	1.51 m <sup>2</sup>
Plate Matter	Copper

## ۲-۶- محاسبه تابش خورشیدی برای شهر ساری

حال میخواهیم تمام مراحل فوق را بعنوان نمونه برای یک روز سال در شهر ساری انجام

دهیم. اگر روز انتخابی ما بالفرض پانزدهم بهمن ماه باشد خواهیم داشت:

برای ساری  $\phi \approx 36^\circ$  میباشد.  $\beta$  که بطور مستقیم تابعی از عرض جغرافیایی است و برای هر یک

از کشورهای دنیا فرمولی تجربی و متفاوت با کشوری دیگر دارد. در ایران پیشنهاد میشود برای

انتخاب زاویه اسلاپ عرض جغرافیایی محلی را بعلاوه یک عدد بین ۱۰ تا ۲۰ کنیم. اما این فقط

یک تقریب است بهترین نتیجه را با محاسبه از طرق سعی و خطا میتوان بدست آورد. در این پروژه با کمک نرم افزار اکسل که همه این مراحل در آن گنجانده شده است این عمل انجام شده و بهترین زاویه ممکن  $\beta=48^\circ$  بدست آمده شده است.

طبق جدول ارائه شده برای پانزدهم بهمن  $n = 35$  میباشد. اگر بخواهیم برای بازه ساعتی ۱۰-

۱۱ این محاسبات را انجام دهیم آنگاه:

$$\omega_1 = (10 - 12) \times 15 = -30^\circ$$

$$\omega_2 = (11 - 12) \times 15 = -15^\circ$$

از طرفی برای محاسبه زاویه انحراف در این روز خواهیم داشت:

$$\delta = 23.45 \times \sin\left(360 \times \left(\frac{284 + 35}{365}\right)\right) = -16.6883$$

با جایگذاری این مقادیر در رابطه (۶،۱۳) و با قرار دادن  $G_{sc} = 1367 \text{ w/m}^2$  داریم:

$$I_o = 2756621 \text{ J/m}^2 \cdot \text{hour}$$

$I_o$  مولفه تابش ساعتی در بازه زمانی مذکور در خارج از جو زمین است. برای محاسبه مولفه داخلی آن ابتدا باید ضریب گذرایی ساعتی جو را محاسبه کنیم. همانطور که قبلاً گفتیم بهترین روش محاسبه روش انگستروم است که از آن بهره میگیریم.

اما نکته حائز اهمیت آن است در تمام ساعات آسمان را کاملاً صاف فرض کردیم و برای نشان دادن نتایج تاثیر آب و هوای محل بر روی این مولفه نهایتاً مقادیر متوسط ساعات آفتابی روزانه را که از هواشناسی قابل استعلام بود بر حداکثر ساعت ممکن تقسیم کرده که یک عدد بین صفر و یک میشود و نهایتاً در مقدار این مولفه برای آسمان صاف ضرب کردیم. باتوجه به روش انگستروم برای ساری ( $a = 0.29, b = 0.42$ ) میباشد، پس:

$$K_r = 0.29 + 0.42 = 0.71$$

یعنی در پانزدهم بهمن ماه در این بازه زمانی در شهر ساری به شرط آسمان صاف ضریب گذرایی جو این میزان خواهد بود. بنابراین طبق رابطه (۱۴،۲) خواهیم داشت:

$$I = I_o \times K_t = 0.71 \times 2756621 = 1957200.91 \text{ J/m}^2 \cdot \text{hour}$$

اگر تمام شارهای رسیده ساعتی از لحظه طلوع خورشید تا غروب آنرا با هم جمع کنیم شار روزانه حاصل میشود که البته رابطه مستقیمی برای محاسبه آن وجود دارد که در بالا معرفی شد. با محاسبه زاویه ساعتی لحظه غروب آفتاب و همچنین معادله (۵,۲) و قراردادن آن در فرمول (۷,۲)، خواهیم داشت:

$$\omega_s = \text{ArcCos}(-tg36 \times tg - 16.688) = 77.42^\circ$$

$$\left(\frac{d}{d}\right)^2 = 1 + (0.033 \times \text{Cos}\left(\frac{360 \times 35}{365}\right)) = 1.02719$$

$$H_o = 20397342 \quad \rightarrow \quad H = K_t \times H_o = 14482113 \text{ J/m}^2 \cdot \text{day}$$

با فرض آگاهی از این مولفه ها و گذشتن از این مرحله میتوانیم با دانش از خواص و جزئیات سیستم بکاررفته شاری که جذب میشود را نیز براحتی محاسبه کرد.

در بیان روابط ایزوتروپیک و HDKR مولفه ای با عنوان  $R_b$  را معرفی کردیم که نتیجه و تاثیر زاویه دار کردن صفحه را در هر ساعت به ما اعلام میکرد. این رابطه شامل دو پارامتر  $\text{Cos}\theta$  و  $\text{Cos}\theta_z$  میباشد به طوریکه:

$$\text{Cos}\theta = 0.925336, \text{Cos}\theta_z = 0.547131 \quad \rightarrow \quad R_b = 1.6913$$

مرحله بعدی محاسبه ضریب  $(\tau\alpha)$  است با توجه به فرمول آن در روش ایزوتروپیک باید ضریب گذرایی روکش را داشته باشیم و همچنین ضریب جذب صفحه که همانطور که قبلا گفته شد هردوی اینها تابعی از زاویه تابش هستند. با توجه به اینکه جنس روکش از نوع شیشه میباشد و برای شیشه مورد استفاده ضریب خاموشی ۳۲ است و ضخامت شیشه روکش نیز ۴ میلیمتر میباشد و همچنین جنس صفحه جاذب انتخابی مس میباشد که نسبت به مولفه قائم تابش ضریب جذبی برابر ۰,۹۵ دارد ( $\alpha_n = 0.95$ ).

با توجه به اینکه در این ساعت از فرمول (۳۳,۲)،  $\theta = 22.347^\circ$  میباشد، لذا:

$$\alpha_{b\text{-plate}} = 0.94392$$

و همچنین از (۲۱،۲):

$$\theta_{2b} = \text{ArcSin}\left(\frac{\text{Sin}22.347}{1.526}\right) = 14.3^\circ$$

که در این رابطه عدد ۱,۵۲۶ ضریب شکست شیشه میباشد.

$$\tau_a = \frac{-32 \times 0.004}{\text{Cos}14.3} = 0.927 \quad \text{از معادله (۲۰،۲)، داریم:}$$

$$r_{11} = \frac{\text{tg}^2(14.3 - 22.347)}{\text{tg}^2(14.3 + 22.347)} = 0.034$$

همچنین از معادله (۲۲،۲) و (۲۳،۲):

$$r_{\perp} = \frac{\text{Sin}^2(14.3 - 22.347)}{\text{Sin}2(14.3 + 22.347)} = 0.053$$

$$\tau_r = 0.5 \times \left\{ \frac{1-0.034}{1+0.034} + \frac{1-0.053}{1+0.053} \right\} = 0.916$$

از معادلات (۲۰،۲):

$$\tau = 0.927 \times 0.916 = 0.849$$

و نهایتاً طبق معادله شماره (۱۸،۲):

$$(\tau\alpha)_{\text{Iso-beam}} = 1.01 \times 0.849 \times 0.94392 = 0.8094$$

زاویه تابشی که ما بدست آوردیم، در واقع زاویه تابش مولفه مستقیم تابش بود و باید زاویه تابش برای مولفه پخشی و مولفه انعکاسی (این زوایا همیشه ثابت هستند، زیرا که فقط تابع زاویه اسلاپ هستند) را نیز پیدا کنیم تا بتوان ضریب  $(\tau\alpha)$  را برای این مولفه ها هم پیدا کرد:

$$\theta_d = 55^\circ \quad \& \quad \theta_g = 68.2^\circ$$

برای یافتن  $(\tau\alpha)_d$  و  $(\tau\alpha)_g$  کاملاً مشابه مولفه مستقیم عمل کرده و مراحل را عیناً تکرار

میکنیم.

$\alpha_{d\text{-plate}} = 0.9034$	$\alpha_{g\text{-plate}} = 0.5205$
$\theta_{2d} = 33.113^\circ$	$\theta_{2g} = 37.5^\circ$
$\tau_{a-d} = 0.916$	$\tau_{a-g} = 0.911$
$r_{11-d} = 9E-6$	$r_{11-g} = 0.028$
$r_{\perp d} = 0.157$	$r_{\perp g} = 0.281$

$\tau_{r-d} = 0.864$	$\tau_{r-g} = 0.753$
$\tau_d = 0.791$	$\tau_g = 0.686$
$(\tau\alpha)_{Iso-d} = 0.722$	$(\tau\alpha)_{Iso-g} = 0.569$

در این بخش باید سهم شار پخشی از شار کل عبوری از جو را حساب کرد، چون  $0.22 < K_r < 0.8$  است و با معادله ضابطه ای شماره (۲۶،۲):

$$I_d = 448333.1 \text{ J/m}^2 \cdot \text{hour}$$

$$I_b = I - I_d = 1508868 \text{ J/m}^2 \cdot \text{hour} \quad \text{پس برای شار مستقیم خواهیم داشت:}$$

حال با در نظر گرفتن ضریب انعکاس زمین برابر  $\rho_g = 0.6$  میتوان شار جذب شده را از روش ایزوتروپیک محاسبه کرد:

$$S_{Iso} = 2419080 \text{ J / m}^2 \cdot \text{hour}$$

حال اگر بخواهیم از روش HDKR محاسبات را انجام دهیم مشکل چندانی نخواهیم داشت چرا که تمام پارامترهای لازم را قبلاً محاسبه کرده ایم و فقط چند پارامتر جدید داریم که:

$$A_i = 0.547361$$

$$f = 0.878$$

همچنین در این روش محاسبه  $(\tau\alpha)$ ، کاملاً متفاوت است و داریم:

$$(\tau\alpha)_{b-HDKR} = 0.8050 \quad \& \quad (\tau\alpha)_{d-HDKR} = 0.7237 \quad \& \quad (\tau\alpha)_{g-HDKR} = 0.587$$

و در نهایت شار جذب شده در این روش با جایگذاری اطلاعات بدست آمده در فرمول مربوطه بدست میاید:

$$S_{HDKR} = 2632389 \text{ J / m}^2 \cdot \text{hour}$$

ملاحظه میشود که میزان شار جذب شده ای را که معادله ایزوتروپیکی آسمان رقم میزند درصدی کمتر از روش HDKR است، به همین دلیل و برای بالا بردن ایمنی محاسبات روش اتخاذی ما در این تحقیق روش ایزوتروپیک میباشد.

## ۲-۷-انرژی دریافتی از کلکتورهای تخت

### ۲-۷-۱- ساختمان کلکتور تخت

همانطور که از اسم این نوع پیداست از صفحه ای تخت جاذب به همراه متعلقات خاص دیگر تشکیل شده تا فرآیند جذب تشعشع تابیده شده خورشید را انجام دهد. یک کلکتور تخت از قسمتهای زیر تشکیل شده است [۶-۱].

الف- صفحه تخت جاذب: که ویژگی آن اینست که دارای ضریب جذب بسیار بالایی بوده و همچنین دارای ضریب هدایت حرارتی بالا بوده که جنس انتخابی در موارد صنعتی مس و یا آلومینیوم می باشد. لازم به ذکر است این صفحه که صفحه جاذب نامیده می شود باید بسیار نازک باشد تا تلفات حرارتی را به حداقل رساند.

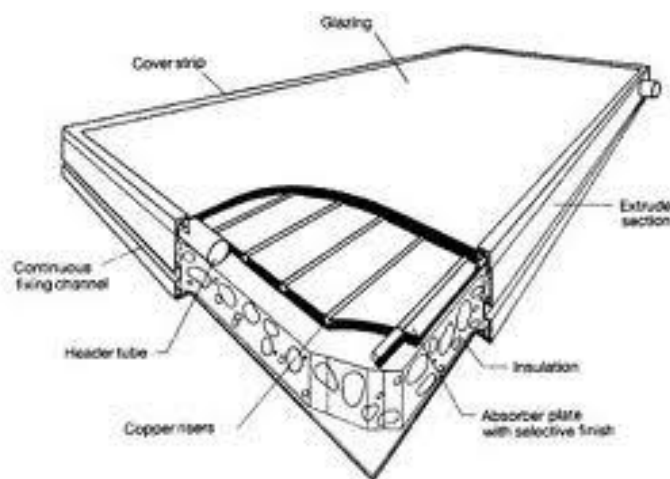
ب- قاب کلکتور: وظیفه نگهداری صفحه جاذب و لوله ها و تمام تجهیزات دیگر را دارد یعنی این تجهیزات باید روی آن نصب شوند.

ج- لوله های حامل سیال عامل: این لوله ها به زیر صفحه جاذب یا جوش داده شده و یا به طریق خاصی دیگر متصل می شوند. این لوله ها نیز باید بسیار نازک باشند تا تلفات حرارتی حداقل باشد و همچنین جنس و ضخامت جوش یا اتصال استفاده شده باید به نحوی انتخاب شود که هیچ گونه صدمه ای به عمل انتقال حرارت بین صفحه جاذب و لوله ها نرساند.

د- عایق: به منظور جلوگیری از اتلاف حرارت جابجایی بین صفحه و لوله ها با محیط باید آنها را از تماس هوا محافظت کنیم که این محافظت هم از پشت و هم از لبه های کلکتور باید صورت گیرد، به همین منظور از عایق های مناسب با ضخامت مناسب باید استفاده شود.

و- روپوش: برای جلوگیری از تلفات جابجایی از بالای صفحه جاذب باید آنها را نیز از تماس مستقیم با محیط محافظت کنیم. با این کار می توانیم از اثرات گلخانه ای این روش هم به منظور

بالا بردن راندمان کار بهره بگیریم، هر چند بخاطر ۱۰۰٪ نبودن عبور شیشه مقداری از تشعشع تابیده جذب شیشه و مقداری از آن منعکس می شود، ولی به هر حال این کار برای بالا بردن بازدهی الزامیست. شماتیک قطعی از یک کلکتور تخت به نحوی که تمامی متعلقات آن مشاهده شود در شکل (۷-۲) نمایش داده شده است.



شکل ۷-۲- شماتیک مقطع خورده کلکتور تخت

### ۲-۷-۲- تلفات حرارتی کلکتور

نکته مهم در انجام عمل جذب توسط کلکتور شناسایی و محاسبه تلفات حرارتی بوده و اقدام برای کاهش یا حذف این تلفات در اولویت می باشد.

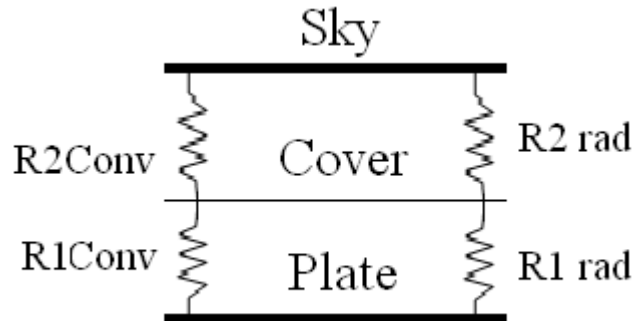
تلفات در کلکتورهای تخت به سه قسمت تقسیم میگردند.

#### الف- تلفات از بالای کلکتور

شکل (۸-۲) نمایی از تلفات حرارتی از بالای کلکتور را با فرض یک لایه ای بودن روپوش شیشه ای (گاهی این چنین نیست، این امر قابل تأمل بوده و محاسبات خاص خود را می طلبد، که با توجه به جنس روکش انتخابی و همچنین وضعیت جوی ناحیه آیا تعداد یک لایه روکش بازدهی بهتری خواهد داشت یا تعداد بیشتری از لایه ها بازدهی بهتری برای کلکتور را رقم میزنند) نشان میدهد.



بخشی از تلفات مربوط به اتلاف حرارت بین صفحه جاذب کلکتور و کاور و بخشی دیگر مربوط به اتلاف بین آسمان بعنوان جسم سیاه و کاور میباشد.



شکل ۲-۸- تلفات از بالای کلکتور

ابتدا به بررسی اتلاف بین صفحه جاذب و کاور می پردازیم. در این ناحیه با توجه به وجود هوا انتقال حرارت جابه جایی را قطعاً خواهیم داشت و همچنین بدون تردید انتقال حرارت تابشی نیز بین این دو جسم وجود خواهد داشت.

معرف مقاومت حرارتی جابجایی بین شیشه و صفحه جاذب می باشد و از رابطه زیر بدست میاید.

$$R_{1Conv} = \frac{1}{h_{c1} \cdot A_p} \quad (۳۳,۲)$$

در رابطه فوق،  $h_{c1}, A_p$  به ترتیب، مساحت صفحه جاذب و ضریب انتقال حرارت جابجایی بین کاور و صفحه جاذب میباشند که ضریب جابجایی خود از رابطه زیر قابل محاسبه میباشد.

$$\bar{h}_{c1} = \frac{\overline{NU} \times K}{\text{Length of Collector}} \quad (۳۴,۲)$$

در رابطه فوق  $K, \overline{NU}$  به ترتیب، ضریب انتقال حرارت هدایتی هوای درون محفظه و ضریب ناسلت متوسط میباشند که از رابطه زیر قابل محاسبه میباشد.

$$\overline{NU} = 1 + 1.44 \left[ 1 - \frac{1708(\sin 1.8\beta)^{1.6}}{Ra \cdot \cos \beta} \right] \times \left[ 1 - \frac{1708}{Ra \cdot \cos \beta} \right]^+ \times \left[ \frac{(Ra \cdot \cos \beta)^{\frac{1}{3}}}{5830} - 1 \right]^+ \quad (35,2)$$

در معادله فوق  $\beta$ ، همان زاویه قرارگیری کلکتور با زمین است، همچنین علامت مثبت بالای کروشها بدین معنی است که اگر حاصل عدد داخل کروشها عددی منفی شد به جای آن صفر قرار می دهیم.  $Ra$  عدد رایلی میباشد که از رابطه زیر بدست میاید.

$$Ra = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot l^3}{\nu \cdot \alpha} \quad (36,2)$$

در معادله فوق نیز به ترتیب  $g, \Delta T, l, \nu, \alpha$ ، ضریب پخش حرارتی هوا، لزجت سینماتیک هوا، فاصله فضای بین شیشه و صفحه، اختلاف دمای بین دو جسم و شتاب گرانشی زمین یعنی  $9.806$  میباشدند. لازم به ذکر است که تمام خواص فوق در دمای متوسط دمای دو جسم از جداول مربوطه ترمودینامیکی باید استخراج شود.

$R_{1rad}$ : بیانگر مقاومت تشعشعی بین صفحه جاذب و روکش شیشه ای می باشد و از رابطه زیر قابل حصول است.

$$R_{1rad} = \frac{1}{h_{1rad} \cdot A_p} \quad (37,2)$$

که در رابطه فوق:

$$h_{1rad} = \frac{\sigma(T_p + T_c)(T_p^2 + T_c^2)}{\frac{1}{\varepsilon_p} + \frac{1}{\varepsilon_g} - 1} \quad (38,2)$$

در این رابطه  $\varepsilon$  بیانگر ضریب نشر جسم میباشد و اندیسهای  $p, g$  به ترتیب مربوط به شیشه و صفحه جاذب میباشد. باید توجه داشت که در معادله فوق کلیه دماها باید بر حسب کلونین وارد معادله شوند.

$R_{2conv}$ : بیانگر مقاومت حرارتی بین شیشه و محیط اطراف میباشد و از رابطه زیر بدست میاید:

$$R_{2conv} = \frac{1}{h_{2conv} \times A_p} \quad (۳۹,۲)$$

برای محاسبه  $h_{2conv}$  با توجه به زاویه دار بودن صفحه کلکتور چندین و چند ایده متفاوت وجود دارد. اینکروپرا [۸] در این باره می نویسد: در صفحات عمودی که از سیال محیط گرمتر یا سردتر هستند، صفحه در امتداد بردار گرانشی است و نیروی شناور تنها نیرویی است که باعث حرکت سیال در امتداد رو به بالا (یا رو به پایین) می شود. ولی اگر صفحه نسبت به گرانش مایل باشد، نیروی شناوری در امتداد عمود بر سطح صفحه و همچنین در امتداد موازی با آن مؤلفه دارد. با کاهش مؤلفه شناوری موازی با سطح، سرعت سیال در امتداد صفحه کاهش می یابد و انتقال گرمای جابجایی کم می شود. در حقیقت وجود این کاهش بستگی دارد به این که انتقال گرما از سطح بالایی صفحه مورد توجه است یا سطح پایینی آن.

اگر صفحه سرد باشد ، مؤلفه  $Y$  نیروی شناوری، که عمود بر صفحه است، جریان سقوطی لایه مرزی را که با سطح بالایی صفحه تماس دارد حفظ می کند. چون مؤلفه  $X$  شتاب گرانشی تا  $g \cos \theta$  کاهش یافته است. سرعت سیال در امتداد صفحه کاهش می یابد و ضریب انتقال گرما در سطح بالایی کم می شود ولی در سطح پایین مؤلفه  $Y$  نیروی شناوری باعث جدایی سیال از سطح می شود و با خروج توده های سیال سرد از سطح ، گسترش لایه مرزی متوقف می شود. جریان حاصله سه بعدی است.

سیال سرد که از پایینی جدا می شود، دائماً توسط سیال گرمتر و کاهش ضخامت لایه مرزی گرمایی ناشی از آن باعث افزایش انتقال گرمای ناشی از جریان سه بعدی عموماً بیشتر است از مقدار کاهش انتقال گرمایی که از کاهش مؤلفه  $x$  شتاب گرانشی ناشی می شود و در نتیجه، انتقال گرما به سطح پایینی افزایش می یابد.

گرایش های مشابهی برای صفحه گرم وجود دارد و در اینجا جریان سه بعدی مربوط است به سطح بالایی، که توده های سیال گرم از آن جدا می شوند.

دیچ [۹] در مقاله اولیه انتقال گرما در صفحات مایل اظهار داشت ضرایب جا بجایی را از رابطه های صفحات عمودی می توان تعیین کرد. به شرطی که به جای  $g$  در محاسبه عدد رایلی  $g \cos \theta$  استفاده شود. ولی پس از آن معلوم شد این روش فقط برای سطح بالایی صفحه سرد و سطح پایینی گرم تر قابل قبول است و برای سطح بالایی صفحه گرم و سطح پایینی صفحه سرد مناسب است.

بنابراین محققین و دانشمندان زیادی برای سطوح مایل و انتقال جابجایی از آن اظهار نظر کردند که مهمترین آنها عبارتند از :

$$h_w = 8.7 + 9.4 V_w \quad \text{وقتی } V_w > 4$$

$$h_w = 0.036 + 2.2 V_w \quad \text{اگر باد از پشت به کلکتور اثابت کند:}$$

$$h_w = 8.3 + 2.2 V_w \quad \text{اگر زاویه صفحه ۳۵ درجه است و زاویه باد با صفحه صفر درجه باشد:}$$

$$h_w = 6.5 + 3.3 V_w \quad \text{اگر زاویه صفحه ۳۵ درجه است و زاویه باد با صفحه ۹۰ درجه باشد:}$$

$$h_w = 9.4 V_w^{0.5} \quad \text{اگر زاویه صفحه ۳۵ درجه است و بدون در نظر گرفتن زاویه باد با صفحه :}$$

نتایج استفاده از روابط معادلات فوق چندان اختلافی با هم ندارند، اما کاربرد آخرین معادله در جوامع علمی بیشتر به چشم میخورد، لذا معادله مذکور به عنوان معادله اساسی برای محاسبه ضریب جابجایی باد از روی صفحه کلکتور مایل مورد استفاده این تحقیق قرار میگیرد.

$R_{2rad}$ : محاسبه مقاومت حرارتی تشعشعی بین کاور و آسمان می باشد که خواهیم داشت:

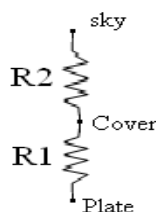
$$R_{2rad} = \frac{1}{h_{2rad} \cdot A_p}, \quad (40/2)$$

$$h_{2rad} = \sigma \varepsilon_p (T_p + T_{sky})(T_p^2 + T_{sky}^2)$$

در رابطه بالا، دمای آسمان، طبق رابطه زیر تابعی از دمای محیط میباشد:

$$T_{sky} = T_o [0.711 + 0.0056 T_{dp} + 0.000073 T_{dp}^2 + 0.013 \cos(15 t)]^{1.4} \quad (41,2)$$

که در این رابطه نیز  $t$  اختلاف ساعت لحظه ای از نیمه شب می باشد. و همچنین  $T_{dp}$  معرف دمای نقطه شبنم لحظه ای می باشد. البته تقریب ضعیف تری وجود دارد که انتخاب دمای آسمان برابر دمای محیط است ولی این تقریب با درصدی خطا همراه خواهد بود. همانگونه که میتوان در شکل (۲-۷) مشاهده نمود، دو مقاومت اول موازی یکدیگر و دو مقاومت بعدی نیز با هم موازیند آنگاه برآیندهای اولی و دومی با هم سری خواهند بود.



شکل ۲-۹- مقاومت های حرارتی بین کلکتور و محیط

$$R_1 = \frac{1}{(h_{1conv} + h_{1rad}) \cdot A_p}, \quad (42/2)$$

$$R_2 = \frac{1}{(h_w + h_{2rad}) \cdot A_p}$$

آنگاه برای محاسبه تلفات از بالای کلکتور خواهیم داشت:

$$Q_{loss} = U_{t-loss} (T_p - T_o) \quad (43/2)$$

که در این رابطه:

$$U_{t-loss} = \frac{1}{R_1 + R_2} \quad (44/2)$$

بخاطر مشکل بودن و طولانی بودن مراج فوق، یک رابطه جامع ارائه شده تا بتوان با یک حل

عددی مستقیماً  $U_{t-loss}$  را بدست آورد.

$$U_t = \left\{ \frac{N}{\frac{C}{T_{pm}} \left( \frac{T_{pm} - T_o}{N + f} \right)^e} + \frac{1}{h_w} \right\}^{-1} + \frac{\sigma(T_{pm} + T_o)(T_{pm}^2 + T_o^2)}{(\varepsilon_p + 0.00591.N.h_w)^{-1} + \frac{2N + f - 1 + 0.133\varepsilon_p}{\varepsilon_g} - N} \quad (45/2)$$

این رابطه توسط Woertz & Klein [۱۰] ارائه شد و زمانی کاربرد خواهد داشت که

$Ta < Tp < 200$  باشد و همچنین در این فرمول:

$N$ : number of covers

$$f = (1 + 0.089 h_w - 0.1166 h_w \varepsilon_p)(1 + 0.07866 N)$$

$$C = 520 (1 - 0.000051 \beta^2) \quad \text{when} \quad 0 < B < 70^\circ c$$

$$e = 0.43(1 - 100/T_{pm})$$

علاوه بر تلفات از بالای کلکتور تلفات از لبه های آن و عقب آن نیز وجود خواهد داشت:

$$Q_{loss-b} = U_{loss-b}(T_b - T_o),$$

$$U_{loss-b} = \frac{1}{R_{b1} + R_{b2}} \quad (46,2)$$

در رابطه فوق اندیس  $b$ ، نشاندهنده پشت کلکتور میباشد.

همچنین  $R_{b1}, R_{b2}$  به ترتیب مقاومت های حرارتی هدایتی در امتداد عایق پشتی کلکتور و جابجایی بین عایق و محیط اطراف میباشد. از آنجا که  $R_{b1} \gg R_{b2}$ ، بنابراین:

$$U_{loss-b} \cong \frac{1}{R_{b1}} = \frac{KA}{d} \quad (47,2)$$

همچنین برای تلفات از لبه های کلکتور خواهیم داشت:

$$Q_{loss-e} = U_{loss-e}(T_e - T_o), \quad (48,2)$$

$$U_{loss-e} = \frac{(UA)_e}{A_c},$$

$$(UA)_e = \frac{P_c \times t_c \times K_e}{t_e} \quad (49,2)$$

در رابطه بالا  $P_c, t_c, K_e, t_e$  به ترتیب، ضخامت عایق لبه ها، ضریب هدایت حرارتی عایق لبه ها، ضخامت کلکتور و محیط کلکتور میباشد. همچنین اندیس های  $e, c$  به ترتیب مربوط به کلکتور و لبه های کلکتور میباشد.

حاصلجمع سه ضریب تلفات تشریح شده در بالا، ضریب کلی تلفات حرارتی از کلکتور را حاصل می کند و خواهیم داشت:

$$U_l = U_t + U_b + U_e \quad (50,2)$$

$$Q_{loss} = U_l(T_{pm} - Ta)$$

۲-۷-۳- عوامل مهم در بازدهی گردآورنده های تخت خورشیدی

بعد از آن که انرژی تابشی خورشید به وسیله صفحه جاذب، جذب گردید، گرمای کسب شده باید اخذ و به مصرف برسد. این عمل با به جریان درآوردن یک سیال انتقال دهنده گرما از داخل لوله ها و یا مجاری گردآورنده، صورت می گیرد. اگر گرمای جذب شده توسط صفحه جذب کننده به وسیله سیال انتقال دهنده گرما انتقال داده نشود، دما در صفحه جذب کننده به تدریج افزایش یافته و تا حدی خواهد رسید که اتلاف گرما از آن به محیط اطراف برابر با گرمای جذب شده می گردد. انتقال نادرست گرمای گردآوری شده در صفحه جذب کننده توسط سیال انتقال دهنده گرما نیز می تواند منجر به اشکالات فوق الذکر گردد. مطلوب ترین حالت اخذ گرمای گردآوری شده در گردآورنده خورشیدی هنگامی میسر می گردد که دمای صفحه جذب کننده همواره در پایین ترین مقدار عملی ممکن حفظ شود. عوامل متعددی در تحقق بخشیدن به این حالت دخالت دارند که ذیلاً به توضیح تعدادی از آنها می پردازیم.

#### الف- میزان جریان سیال

دمای سیال انتقال دهنده گرما در نتیجه اخذ دما به تدریج افزایش می یابد. اگر میزان جریان سیال کم باشد، دما افزایش قابل توجهی در هنگام اخذ مقدار معینی گرما خواهد یافت. در چنین حالتی دمای متوسط گردآورنده حتی اگر انتقال گرما به طور کامل صورت گیرد، افزایش خواهد یافت. بنابراین میزان جریان سیال اثر مهمی بر روی بازدهی گردآورنده داشته و باید در هنگام طراحی در نظر گرفته شود. البته از لحاظ عملی ممکن است به محدودیت هایی برخورد نمود.

به عنوان مثال، هنگامی که سیستمی جهت گرم کردن تنها آب مصرفی به کار می رود و خود آب گرم شده مستقیماً مصرف می شود ( مدار باز )، در این صورت طبیعی است که باید میزان جریان سیال را محدود نمود تا دمای آب در گردآورنده به حد مطلوبی رسیده و سپس مورد مصرف قرار گیرد. اما اگر قرار باشد از گرمای سیال انتقال دهنده گرما در سیستم مدار بسته استفاده گردد، از آنجاییکه سیال گرم شده مستقیماً مورد استفاده قرار نمی گیرد و ابتدا گرمای آن به مخزن ذخیره گرما منتقل می گردد، محدودیتی در مورد میزان جریان سیال وجود نداشته و باید میزان جریان



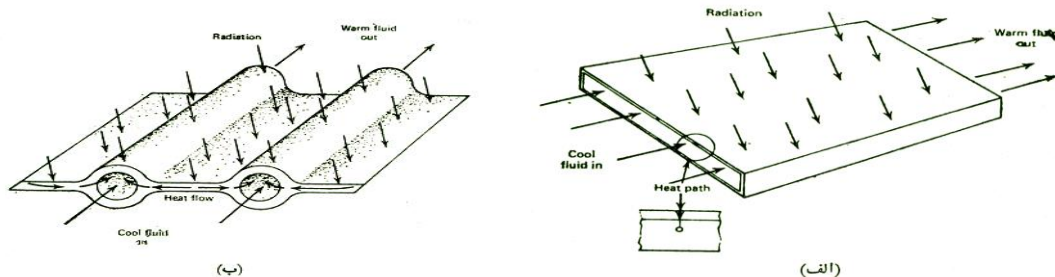
طوری طراحی شود که همیشه دمای رویه صفحه جذب کننده در پایین ترین مقدار ممکن که کمی بیشتر از دمای توده‌ای سیال در تانک ذخیره می باشد، حفظ گردد.

#### ب- انتقال گرما به سیال

میزان درست جریان سیال تنها عامل مهم در انتقال گرما نمی باشد. گرما می بایست به طور کامل به سیال انتقال یابد که این موضوع در مواقعی که سرعت حرکت سیال زیاد است به سهولت تحقق می یابد. اما در مواقعی که سرعت حرکت سیال کم باشد، از آنجائیکه سیال نمی تواند به طور موثر گرمای رویه لوله و یا کانال ها را اخذ نماید، انتقال گرما به طور کامل صورت نمی گیرد. به طور کلی، انتقال گرما بستگی به عوامل متعددی دارد که رژیم حرکتی سیال یکی از آنها می باشد. در رژیم جریان آرام ( جریان لایه ای ) لایه های سیال به طور آرام تمام طول لوله ها را طی کرده و خارج می شوند. با افزایش سرعت سیال، جریان از حالت آرام به حالت گذرا می رسد. در این حالت، گرداب های کوچکی در سیال ایجاد گردیده که تا حدودی باعث مخلوط شدن سیال شده و در نتیجه، انتقال گرما افزایش می یابد. با افزایش سرعت سیال، رژیم جریان درهم حکمفرما می گردد. این رژیم باعث مخلوط شدن بسیار کامل سیال گردیده و در نتیجه، انتقال گرما به طور قابل توجهی افزایش خواهد یافت. بنابراین رژیم جریان درهم بهترین رژیم، از نقطه نظر انتقال گرما می باشد. اما ایجاد جریان درهم همیشه مقرون به صرفه نیست. زیرا چنین جریانی مستلزم استفاده از پمپ و یا دمنده هوا می باشد. به طور کلی در هنگام استفاده از مایعات می توان جریان درهم را با صرف انرژی کمی ایجاد نمود. اما در مورد هوا و مایعات غلیظ از آنجائیکه ایجاد جریان درهم مستلزم مصرف انرژی زیادی می باشد، باید هنگام طراحی سیستم، رژیم حرکتی سیال را با توجه به پارامترهای اقتصادی به گونه ای انتخاب نمود که، در منطقه گذرا و یا در نزدیکی رژیم آرام قرار گیرد.

#### ج- انتقال گرما از طریق رسانایی

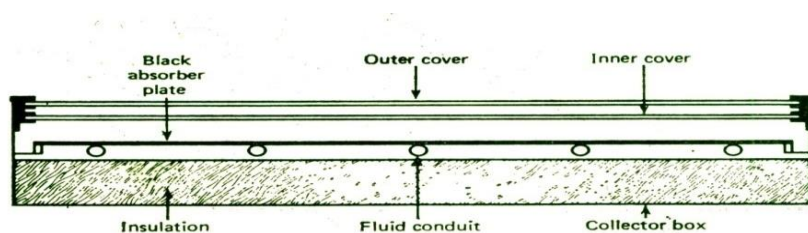
گرمای جذب شده توسط صفحه جذب کننده برای آن که به سیال جاری در لوله ها و کانالها منتقل گردد، نخست باید از طریق رسانایی از جداره لوله ها و یا کانالها بگذرد. این گرما می تواند به دو حالت به سیال انتقال یابد. در حالت اول مطابق مدل (الف)، شکل (۲-۱۰) که در آن گرمای جذب شده به وسیله صفحه جذب کننده پس از عبور از ضخامت صفحه جذب کننده به سیالی که در زیر آن جریان دارد، مستقیماً منتقل می گردد. در حالت دوم، مطابق مدل (ب)، شکل (۲-۱۰) گرمای جذب شده به وسیله صفحه جذب کننده نخست در طول (یا عرض) صفحه جذب کننده انتقال یافته و سپس به لوله ها یا کانالهایی که در فواصل معینی از یکدیگر قرار گرفته اند، منتقل می گردد.



شکل ۲-۱۰- (الف) هنگامی که سیال با تمام سطح صفحه جذب کننده در تماس است، گرما در جهت عمود بر سطح جذب کننده هدایت می شود. (ب) هنگامی که، گرما در جهت موازی با سطح جذب کننده به سیال جاری در لوله ها هدایت می شود. در حالت اول، گرما فقط باید ضخامت کم و ناچیز صفحه جذب کننده را طی کرده تا به سیال برسد و بنابراین، ضریب رسانایی گرمایی صفحه جذب کننده چندان مهم نخواهد بود. اما در حالت دوم، صفحه جذب کننده نسبت به لوله ها و یا کانالها در حقیقت به صورت پره عمل کرده و گرمای صفحه جذب کننده باید از سطح مقطع صفحه جذب کننده بگذرد تا به جداره لوله ها و یا کانالها و بالاخره به سیال برسد. در چنین حالتی ضریب رسانایی گرمایی و ضخامت صفحه جذب کننده اهمیت زیادی پیدا می کند که باید به وسیله طراح در هنگام انتخاب جنس صفحه در نظر گرفته شود. بسیاری از گردآورنده های تخت تجاری بدون در نظر گرفتن این موضوع مهم ساخته می شوند که در نهایت باعث می شود گردآورنده با بازدهی کمتری کار کند.

## ۲-۷-۴-بیلان انرژی برای یک گردآورنده تخت خورشیدی

برای ارائه مدل های ریاضی پدیده های فیزیکی در گردآورنده های تخت خورشیدی، نخست باید یک گردآورنده نمونه را در نظر گرفت. شکل (۲-۱۱) برش عرضی یک گردآورنده تخت را که برای گرم کردن مایعات مناسب می باشد، نشان می دهد. قسمت های مهم یک گردآورنده، همان طور که قبلاً نیز اشاره شد، عبارتند از: یک رویه سیاه جذب کننده به سیال جاری در گردآورنده، حداقل یک پوشش مناسب مانند یک شیشه که در روی گردآورنده قرار گرفته و از اتلاف های گرمایی جلوگیری می کند. گردآورنده های تخت در حالت کلی برای تولید آب گرم، هوای گرم و یا بخار آب در فشار پائین به کار می روند. گردآورنده های تخت را معمولاً به طور ثابت با شیب و جهت مطلوبی که بستگی به موقعیت جغرافیایی محل و نوع و زمان استفاده از گردآورنده دارد، نصب می کنند.



شکل ۲-۱۱- مقطع یک نمونه رایج از گردآورنده های تخت خورشیدی

تحت شرایط ماندگار، کارآئی یک گردآورنده تخت خورشیدی را می توان به وسیله بیلان انرژی، که در حالت کلی رابطه ای بین انرژی خورشیدی رسیده به گردآورنده و تبدیل آن به انرژی مفید قابل استفاده و اتلاف های گرمایی و تابشی می باشد، بیان نمود. تابش جذب شده به وسیله یک گردآورنده، برابر با تفاضل تابش خورشیدی رسیده به گردآورنده و اتلاف های تابشی می باشد. انرژی گرمایی تلف شده از طریق رسانایی، جابجایی و تابش مادون قرمز از گردآورنده را می توان از حاصل ضرب یک ضریب انتقال گرما،  $U_l$ ، در تفاضل دمای متوسط صفحه جذب کننده ( $T_{pm}$ ) و دمای محیط اطراف ( $T_o$ ) به دست آورد. بنابراین، انرژی مفید کسب شده از یک گردآورنده در

شرایط ماندگار از تفاضل تابش خورشیدی جذب شده و اتلاف های گرمایی به دست می آید که به صورت رابطه (۵۱,۲) نشان داده می شود.

$$Q_u = A_c \{S - U_l(T_{pm} - T_o)\} \quad (51,2)$$

مشکل اساسی در استفاده از رابطه فوق آن است که محاسبه و یا اندازه گیری دمای متوسط صفحه جذب کننده که خود تابعی از چگونگی طرح گردآورنده، تابش خورشیدی رسیده به آن و شرایط ورودی سیال می باشد، مشکل است.

رابطه (۵۱,۲) بیان کننده میزان انرژی بوده و در سیستم آحاد بین المللی (SI) چنانچه S برحسب وات بر متر مربع ( $W/m^2$ ) و  $U_l$  برحسب وات بر متر مربع بر درجه سانتیگراد ( $W/m^2 \cdot ^\circ C$ ) بیان گردد، در این صورت، انرژی مفید کسب شده برحسب وات (ژول بر ثانیه) به دست خواهد آمد. در بسیاری از مواقع، متداول ترین و مناسب ترین روش اندازه گیری انرژی تابشی خورشید در فواصل زمانی یک ساعته است و فواصل زمانی یک ثانیه ای چندان مورد نظر نیست، زیرا اغلب اندازه گیری ها، عوامل آب و هوایی را نیز در فواصل یک ساعته گزارش می کنند.

S را می توان به عنوان میزان متوسط انرژی در عرض یک ساعت بر حسب ژول بر متر مربع در نظر گرفت که در این صورت جزء اتلاف گرما یعنی  $U_l(T_{pm} - T_o)$  را باید در ساعت/ثانیه ۳۶۰۰ ضرب نمود تا مقادیر عددی انرژی کسب شده مفید بر حسب ژول در ساعت به دست آیند. اگرچه در سیستم آحاد بین المللی استفاده از فواصل ساعتی چندان صحیح نیست، ولی این نوع استفاده در بعضی از مواقع مناسبتر می باشد. البته می توان رابطه (۵۱,۲) را نیز در طول زمان یک ساعت انتگرال گیری نمود. اما با توجه به آن که در اغلب موارد ارقام اندازه گیری شده در فواصل یک ساعته می باشند، نه در فواصل کوتاه تر، بنابراین باید فرض نمود که مقادیر S،  $T_o$  و  $T_{pm}$  در طول یک ساعت ثابت مانده اند. که در نتیجه شکل رابطه مزبور بدون تغییر باقی می ماند و فقط باید طرفین

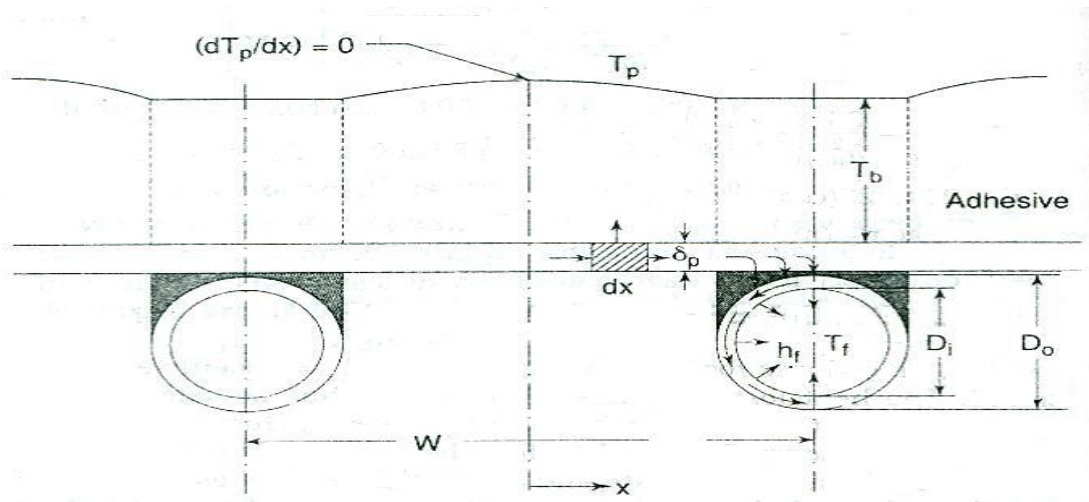
آن را در ساعت/ثانیه ۳۶۰۰ ضرب نمود. یکی از محک های کارآیی گردآورنده ها، بازدهی گردآوری است که برابر نسبت بین انرژی مفید کسب شده به میزان انرژی خورشیدی رسیده میباشد.

$$\eta = \frac{\int Q_u d\tau}{A_p \int G_T d\tau} \quad (52,2)$$

### ۲-۷-۵-ضریب بازده گردآورنده صفحه تخت مایع

به منظور ساده سازی مسئله، روند مورد تحلیل یک بعدی در نظر گرفته می شود. ابتدا جریان یک بعدی حرارت در صفحه جاذب در سمت راست شکل (۲-۱۰) محاسبه می گردد. در نظر بگیرید که گردآورنده دارای ابعاد  $l_1 \times l_2$  باشد. فرض کنید که تعداد لوله های متصل به صفحه N باشد و فاصله میان مراکز این لوله ها برابر  $W = l_2 / N$  و قطر داخلی و خارجی این لوله ها به ترتیب  $D_o, D_i$  باشد. مطابق شکل (۲-۱۰) مشاهده می کنیم که دمای صفحه جاذب ( $T_p$ ) در راستای X به شیوه ای که در شکل نمایش داده شده است، تغییر می کند. در این شکل فرض شده که مابین هر دو لوله توزیع دمایی یکسانی برقرار می باشد. در بالای لوله ها دمای صفحه دارای مقدار ثابتی می باشد. در حالی که مابین دو لوله دما از یک مقدار ماکزیمم تا یک مقدار ثابت تغییر می کند. فاصله  $dy$  را در راستای جریان سیال در نظر بگیرید. در این راستا ما از انتقال حرارت درون صفحه جاذب صرف نظر می کنیم و می توانیم توازن انرژی را در المانی به ابعاد  $dx \times dy$  به صورت زیر بنویسیم.

$$K_p \delta_p \frac{d^2 T}{dx^2} dx dy + S dx dy = U_l dx dy (T_p - T_a) \quad (53,2)$$



شکل ۲-۱۲- مقطع عرضی گردآورنده مایع

با ساده سازی به معادله زیر می رسمیم:

$$\frac{d^2 T_p}{dx^2} = \frac{U_l}{K_p \delta_p} \left\{ T_p - T_a - \frac{S}{U_l} \right\} \quad (54,2)$$

معادله فوق با شرایط مرزی زیر حل می شود:

$$X = 0, \frac{dT_p}{dx} = 0, X = \left( \frac{W - D_o}{2} \right) \quad \text{و} \quad T_p = T_{po}$$

و در نهایت حل معادله (54,2)، معادله زیر را نتیجه می دهد:

$$\frac{T_p - \left( T_a + \frac{S}{U_l} \right)}{T_{po} - \left( T_a + \frac{S}{U_l} \right)} = \frac{\text{Cosh } mx}{\text{Cosh} \left[ \frac{m(W - D_o)}{2} \right]} \quad \rightarrow \quad m = \left( \frac{U_l}{K_p \delta_p} \right)^{1/2} \quad (55,2)$$

توزیع دمایی بدست آمده مشابه پره‌های بلند مستطیلی شکل می باشد. نرخ انرژی هدایت یافته

از صفحه جاذب به یک لوله سیال،  $E_{p-t}$  نیز از رابطه زیر بدست می آید:

$$X = \left( \frac{W - D_o}{2} \right) \quad \text{و} \quad E_{p-t} = -2K_p \delta_p \left( \frac{dT_p}{dx} \right) dy \quad (56,2)$$

$$E_{p-t} = 2 \left( \frac{K_p \delta_p}{U_l} \right) [S - U_l (T_{po} - T_a)] \times \operatorname{tgh} \left( \frac{m(W - D_o)}{2} \right) dy$$

علاوه بر آن نرخ حرارتی که در بالای لوله ها جذب می شود، از رابطه زیر بدست می آید:

$$\dot{q}_{top} = D_o [S - U_l (T_{po} - T_a)] dy \quad (57,2)$$

بنابراین انرژی مفید جذب شده برای تمامی  $N$  لوله گردآورنده در طول  $dy$  توسط رابطه زیر

بدست می آید:

$$dq_x = N \left\{ S - U_l (T_{po} - T_a) \right\} \times \left[ 2 \left( \frac{K_p \delta_p}{U_l} \right)^{1/2} \times \operatorname{tgh} \left\{ \frac{m(W - D_o)}{2} + D_o \right\} dy \right] \quad (58,2)$$

معادله (58,2) با تعریف کارایی صفحه  $\varphi$ ، که به صورت نرخ حرارت هدایت شده از صفحه به

سیال عامل نسبت به حرارتی که می تواند انتقال یابد در صورتی که انتقال حرارت در صفحه بسیار

کم باشد، به شکل ساده تری نوشته می شود:

$$\varphi = \frac{\operatorname{tgh} [m(W - D_o) / 2]}{[m(W - D_o) / 2]} \quad (59,2)$$

بنابراین:

$$\frac{1}{N} \left[ \frac{dq_u}{dy} \right] = \left\{ S - U_l (T_{po} - T_a) \right\} \times \left\{ \varphi (W - D_o) \right\} + D_o \quad (60,2)$$

در گام بعد جریان حرارت از صفحه جاذب به سیال عامل را بررسی می کنیم. در این بین ۳

مقاومت حرارتی وجود دارد. چسبی که برای اتصال لوله و صفحه استفاده شده است، دیواره لوله و

ضریب انتقال حرارت در سطح داخلی لوله. فرض کنید مقاومت حرارتی دیواره لوله قابل صرف نظر

کردن می باشد.

$$\frac{1}{N} \left[ \frac{dq_u}{dy} \right] = \frac{(T_{po} - T_f)}{\left[ \frac{\delta}{K_a D_o} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right]} \quad (۶۱,۲)$$

که در این رابطه  $h_f, T_f, K_a, \delta_a$  به ترتیب، ضخامت میانگین چسب، ضریب هدایت حرارتی ماده چسب، دمای محلی سیال، ضریب انتقال حرارت در سطح داخلی لوله میباشند.

با ترکیب دو معادله اخیر و با حذف  $T_{po}$  نتیجه زیر حاصل می شود:

$$\frac{1}{N} \left[ \frac{dq_u}{dy} \right] = \frac{[S - U_l(T_f - T_a)]}{U_l \left\{ \frac{1}{U_l[(W - D_o)\varphi + D_o]} + \frac{\delta_a}{K_a D_o} + \frac{1}{\pi D_i h_f} \right\}} \quad (۶۲,۲)$$

در این مرحله ضریب بازده گردآورنده  $F'$  را به شکل زیر تعریف می کنیم:

$$F' = \frac{1}{WU_l \left[ \frac{1}{\left( \frac{1}{U_l(W - D_o)\varphi} + \frac{\delta_a}{K_a D_o} \right)^{-1} + U_l D_o} \right] + \frac{1}{\pi D_i h_f}} \quad (۶۳,۲)$$

با جایگذاری این تعریف در معادله (۶۲,۲) نتیجه زیر حاصل می شود:

$$\frac{1}{N} \left[ \frac{dq_u}{dy} \right] = WF' [S - U_l(T_f - T_a)] \quad (۶۴,۲)$$

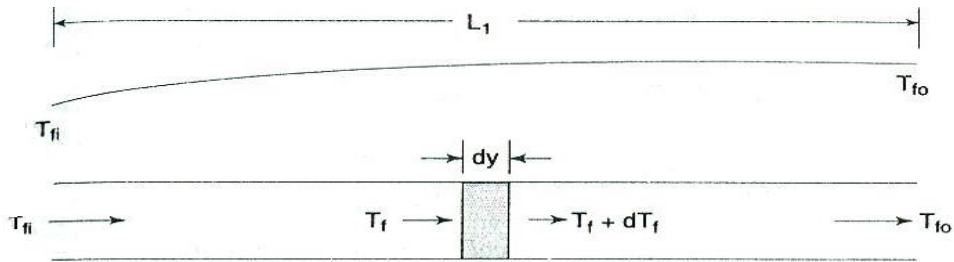
که  $F'$  بیان کننده نرخ مفید واقعی حرارت در واحد طول و واحد تعداد لوله نسبت به نرخ حرارتی که می توانست رخ دهد در صورتی که دمای صفحه جاذب  $T_f$  باشد.

## ۲-۷-۶- ضریب برداشت حرارت گردآورنده

آخرین بررسی یک بعدی در امتداد جریان سیال درون لوله ها به منظور تعیین دمای سیال انجام می گیرد. این بررسی از این بابت که مقدار حرارت متغیر بدست آمده را به وسیله دمای سیال



ورودی بدست می دهد، مفید خواهد بود. حجم کنترل شکل زیر را در نظر بگیرید. - یک المان به طول  $dy$  از یک لوله (مطابق شکل ۲-۱۳). قانون اول ترمودینامیک را به کار می بریم.



شکل ۲-۱۳ - حجم کنترل در مسیر حرکت سیال

$$\left(\frac{\dot{m}}{N}\right)C_p dT_f = \frac{1}{N} dq_u = WF' [S - U_l (T_f - T_a)] dy \quad (65,2)$$

$$\frac{dT_f}{dy} = \frac{WF' U_l}{\left(\frac{\dot{m}}{N}\right)C_p} \left[ \left(\frac{S}{U_l} + T_a\right) - T_f \right] \quad (66,2)$$

با انتگرال گیری و استفاده از شرایط مرزی (ورودی)  $y=0, T_f = T_{fi}$  توزیع دمایی زیر بدست می آید.

$$\frac{\left(\frac{S}{U_l} + T_a\right) - T_f}{\left(\frac{S}{U_l} + T_a\right) - T_{fi}} = \exp \left[ \frac{-l_2 F' U_l}{\dot{m} C_p} y \right] \quad (67,2)$$

دمای سیال خروجی  $T_f$  با جایگذاری  $y = L_1, T_f = T_{fo}$  در معادله (۶۷،۲) بدست می آید:

$$\frac{\left(\frac{S}{U_L} + T_a\right) - T_{fo}}{\left(\frac{S}{U_L} + T_a\right) - T_{fi}} = \exp \left( \frac{-F' U_L L_1 L_2}{\dot{m} C_p} \right) \quad (68,2)$$

با کم کردن هر دو سمت معادله بالا از مقدار واحد، معادله زیر حاصل می شود:

$$\frac{(T_{fo} - T_{fi})}{\left(\frac{S}{U_l} + T_a\right) - T_{fi}} = 1 - \exp\left[\frac{-F'U_lA_p}{\dot{m}C_p}\right] \quad (69,2)$$

بنابراین حرارت مفید جذب شده برای گردآورنده، این گونه بدست می آید:

$$q_u = \dot{m}C_p(T_{fo} - T_{fi}) = \dot{m}C_p\left[\left(\frac{S}{U_l} + T_a\right) - T_{fi}\right] \times \left[1 - \exp\left(\frac{-F'U_lA_p}{\dot{m}C_p}\right)\right] \quad (70,2)$$

$$q_u = \dot{m}C_p\left[S - U_l(T_{fi} - T_a)\right] \times \left[1 - \exp\left(\frac{-F'U_lA_p}{\dot{m}C_p}\right)\right] \quad (71,2)$$

$$q_u = F_R A_p [S - U_l(T_{fi} - T_a)] \quad (72,2)$$

$$F_R = \frac{\dot{m}C_p}{U_l A_p} \left[1 - \exp\left(\frac{-F'U_lA_p}{\dot{m}C_p}\right)\right] \quad (73,2)$$

از این معادله می توان مشاهده نمود که  $F_R$  بیان کننده نرخ حرارت مفید واقعی بدست آمده نسبت به مقدار حرارتی که می توانست جذب شود، در صورتی که صفحه جاذب گردآورنده در دمای  $T_{fi}$  باشد، است. این مقدار مابین ۰ و ۱ می باشد.

## ۷-۷-۲- تعیین بازده لحظه‌ای گردآورنده

روش مبنا برای اندازه گیری کارایی گردآورنده، قرار دادن گردآورنده در معرض تابش خورشید و اندازه گیری دمای سیال ورودی و خروجی و دبی جرمی سیال می باشد. بدین ترتیب انرژی مفید جذب شده در گردآورنده به صورت زیر بدست می آید:

$$Q_u = \dot{m}C_p(T_o - T_i) \quad (74,2)$$

علاوه بر موارد ذکر شده، تابش روی گردآورنده، دمای محیط و سرعت باد نیز ثبت می گردد. بنابراین دو گروه اطلاعات در اختیار است؛ داده هایی راجع به خروجی حرارتی و داده هایی راجع به

شرایطی که کارایی حرارتی را ارائه می دهند. این داده ها مشخصات گردآورنده را بوسیله پارامترهایی که چگونگی جذب انرژی و چگونگی تلفات آن به محیط اطراف را نشان می دهد، بیان می دارند. معادله زیر برای تعیین انرژی مفید جذب شده آبی ( لحظه ای ) گردآورنده به کار می آید.

$$Q_u = A_c F_R [I_T (\tau \alpha_n) - U_l (T_i - T_a)] \quad (75,2)$$

معادلات زیر نیز جهت تعیین کارایی حرارتی گردآورنده استفاده می شوند:

$$\eta_i = \frac{Q_u}{A_c I_T} = F_R \left[ \tau \alpha - \frac{F_R U_l (T_i - T_a)}{I_T} \right] \quad (75,2)$$

$$\eta = \frac{\dot{m} C_p (T_o - T_i)}{A_c I_T} \quad (77,2)$$

# فصل سوم

معرفی ایستگاههای CGS و ایستگاه تحت

مطالعه



### ۳-۱-منشاء گاز طبیعی

بقایای گیاهان و جانورانی که اجساد آنها طی میلیونها سال به قسمت های زیرین دریاچه ها و اقیانوسهای قدیمی رانده شده، بتدریج تجزیه و به صورت عناصر آلی درآمده و بر اثر فشار و گرمای درونی زمین به نفت و گاز تبدیل و در مخازن زیرزمینی و در عمق سه تا چهار هزار متری و با فشار حدود چند صد اتمسفر ذخیره گردیده است . گاز طبیعی به هنگام استخراج دارای ناخالصی هایی مانند شن و ماسه ، آب شور و گازهای اسیدی می باشد که در پالایشگاههای گاز تصفیه شده و به صورت گاز قابل مصرف در می آید . گاز پالایش شده از طریق خطوط لوله انتقال گاز فشار قوی به شهرها و مراکز مصرف منتقل می شود [۱۱-۱۲] .

#### ۳-۱-۱- مشخصات گاز طبیعی

گاز طبیعی گازی است بی رنگ ، بی بو و سبک تر از هوا . برای تشخیص نشت گاز، در ایستگاههای دروازه ورودی شهرها به آن مواد بودار کننده اضافه می کنند تا ایمنی مصرف کنندگان گاز طبیعی تامین گردد. گاز طبیعی مورد استفاده در کشور از مخازن گازی تامین می گردد و عموماً بالای ۹۰ درصد آن را گاز متان<sup>۱</sup> تشکیل می دهد. ارزش حرارتی هر متر مکعب گاز طبیعی تقریباً معادل ارزش حرارتی یک لیتر نفت سفید می باشد .

#### ۳-۱-۲- انواع گاز طبیعی

#### ✓ گاز ساختگی (SUBSTITUTE NATURAL)

گاز ساختگی را می توان مانند گاز سنتز از گازسازی زغال سنگ و یا گازسانی مواد نفتی بدست آورد ارزش گرمایی این گاز در مقایسه با گاز سنتز بسیار بالاتر است، چون مانند گاز طبیعی بخش عمده آن را گاز متان تشکیل می دهد. گاز ساختگی را می توان با روش لورگی نیز بدست آورد .

<sup>۱</sup> CH<sub>4</sub>

### ✓ گاز سنتز (SYNTHESIS GAS)

گاز سنتز گازی است بی بو، بی رنگ و سمی که در حضور هوا و دمای ۵۷۴ درجه سانتیگراد بدون شعله می سوزد. وزن مخصوص گاز سنتز بستگی به میزان درصد هیدروژن و کربن منواکسید دارد از گاز سنتز می توان به عنوان منبع هیدروژن برای تولید آمونیاک، متانول و هیدروژن دهی در عملیات پالایش و حتی به عنوان سوخت استفاده کرد گاز سنتز از گاز طبیعی، نفتا، مواد سنگین و زغال سنگ بدست می آید.

### ✓ گاز شهری (TOWN GAS)

اصطلاحاً به گازی گفته می شود که از طریق خط لوله از یک مجتمع تولید گاز به مصرف کنندگان تحویل می شود. گاز شهری یا از زغال سنگ و یا از نفتا تولید و در مناطقی مصرف می شود که یا گاز طبیعی در دسترس نباشد و یا زغال سنگ ارزان به وفور یافت شود. علاوه بر هیدروژن، متان، منواکسیدکربن، دی اکسیدکربن، نیتروژن و همچنین ناخالصی های دیگری مانند بخار آب، امونیاک، گوگرد، اسید سیانیدریک نیز در گاز شهری وجود دارد. به گاز شهری گاز زغال سنگ و یا گاز سنتز نیز می گویند. در ایران گازی که از طریق خط لوله به مشترکین در شهرها عرضه می گردد گاز طبیعی است و ترکیب آن مشابه گاز شهری نیست.

### ✓ گاز شیرین (SWEET GAS)

گاز شیرین گازی است که هیدروژن سولفید و دی اکسید کربن آن گرفته شده باشد.

### ✓ گاز طبیعی (NATURAL GAS)

گاز طبیعی عمدتاً از هیدروکربورها همراه با گازهایی مانند دی اکسید کربن، نیتروژن و در بعضی از مواقع سولفید هیدروژن تشکیل شده است. بخش عمده هیدروکربورها را گاز متان تشکیل می دهد و هیدروکربورهای دیگر به ترتیب عبارتند از اتان، پروپان، بوتان، پنتان و هیدروکربورهای سنگین تر ناخالصی های غیرهیدروکربوری نیز مانند آب، کربن دی اکسید، هیدروژن سولفید و

نیتروژن در گاز طبیعی وجود دارد. گاز چنانچه در نفت خام حل شده باشد گاز محلول (SOLUTION GAS) نام دارد و اگر در تماس مستقیم با نفت از گاز اشباع شده باشد گاز همراه (ASSOCIATED GAS) نامیده می شود.

#### ✓ گاز طبیعی فشرده (COMPRESSED NATURAL GAS)

گاز طبیعی عمدتاً از متان تشکیل شده است و در اکثر نقاط جهان یافت می شود. گاز طبیعی را می توان از طریق خط لوله و یا به صورت گاز طبیعی مایع شده (LNG) با نفتکش حمل نمود. از گاز طبیعی فشرده و یا به اختصار سی ان جی می توان در اتومبیل های احتراقی به عنوان سوخت استفاده کرد در حال حاضر چندین میلیون وسیله نقلیه در جهان با گاز فشرده حرکت می کنند. ترکیبات گاز طبیعی متفاوت است و بستگی به نوع میدان گازی دارد که از آن بدست آمده است.

#### ✓ گاز طبیعی مایع (Liquefied natural gas or LNG)

گاز طبیعی چنانچه تا منهای ۱۶۱ درجه سانتیگراد در فشار اتمسفر سرد شود به مایع تبدیل می شود و حجم آن به یک ششصدم حجم گاز اولیه کاهش می یابد در نتیجه حمل آن در کشتی های ویژه به مراکز مصرف امکان پذیر می شود. برای مایع کردن گاز متان می توان آن را تا ۵/۲ درجه سانتیگراد زیر صفر خنک نمود و تحت فشار ۴۵ اتمسفر به مایع تبدیل کرد. این روش از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه است، ولی از طرف دیگر حمل آن تحت فشار زیاد احتیاج به مخازن بسیار سنگین با جدار ضخیم دارد که امکان پذیر نیست و از نظر ایمنی توصیه نمی شود. در نتیجه در فرایند تولید گاز طبیعی مایع، فشار آن را به اندکی بیش از یک اتمسفر کاهش می دهند تا حمل آن آسان باشد. اولین محموله گاز طبیعی مایع یا به اختصار ال ان جی به صورت تجاری در سال ۱۹۶۴ از الجزایر به بریتانیا حمل شد و از آن هنگام تجارت گاز آغاز گردید.

انواع گاز طبیعی بسیار متنوع میباشند و موارد دیگری از انواع گاز طبیعی نیز وجود دارند که در اینجا از معرفی آنها خودداری میشود [۱۱].

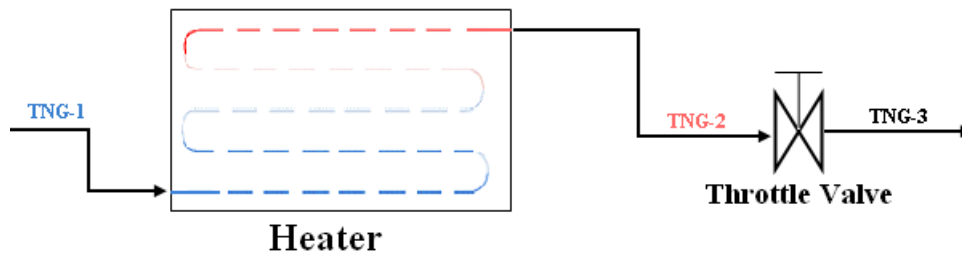
### ۳-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری

گاز خروجی از پالایشگاه توسط خطوط لوله انتقال گاز با فشار بسیار بالا (تقریباً ۱۰۰۰ psi) به سمت نقاط مورد نظر برای مصرف، انتقال میابد [۱۲، ۱۳]. دلیل بالا بودن این فشار غلبه بر اصطکاک و تلفات در طی مسیر می باشد. از آنجاییکه گاز با چنین فشاری برای مصرف مناسب نیست، در چندین مرحله این فشار توسط ایستگاههای مختلف در مسیر شکسته میشود تا اینکه به فشار مصرف برسد.

اولین مرحله از کاهش فشار در ایستگاهی با نام ایستگاه دروازه شهری یا همان ایستگاه CGS انجام میپذیرد که در این ایستگاه فشار گاز تا میزان ۲۵۰ psi شکسته میشود [۱۴].

#### ۳-۲-۱- قسمتهای مختلف ایستگاه CGS

بخشهای مختلف یک ایستگاه شامل سیستم فیلتراسیون، سیستم اندازه گیری گاز، قسمت کاهش فشار، رگلاتورها و شیرهای قطع کن، سیستم گرم کننده، سیستمهای جانبی میباشند. اما قسمتهای اساسی ایستگاه سیستم فشار شکن و سیستم پیش گرمایش آن میباشند. شکل (۳-۱) شماتیکی از یک ایستگاه ساده تقلیل فشار گاز را نمایش میدهد.



شکل ۳-۱- شماتیک ایستگاه تقلیل فشار گاز

#### ۳-۲-۲- بخش گرمکن ایستگاه CGS

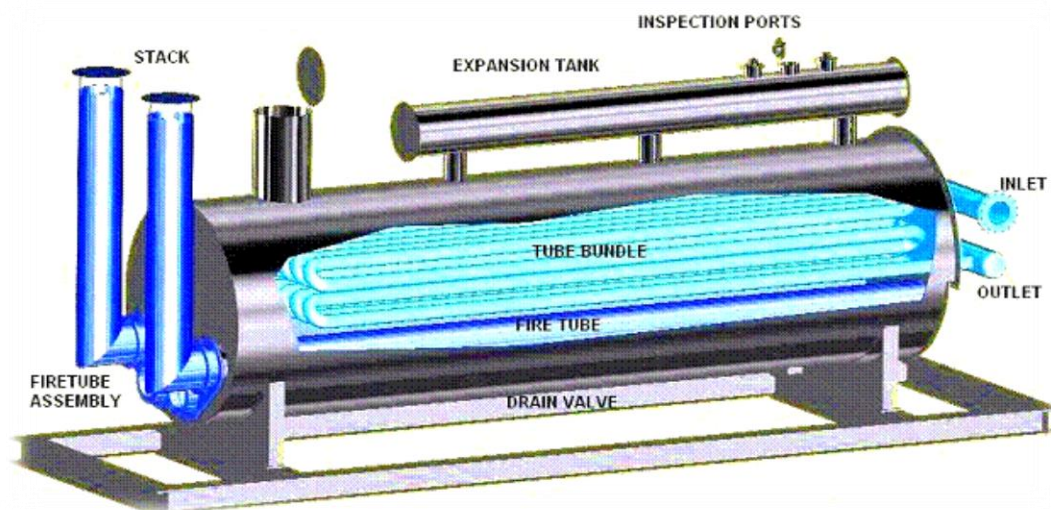
همانطور که در بالا اشاره شد یک ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری (CGS) دارای قسمتهای مختلفی میباشد که قسمت گرم کننده گاز<sup>۱</sup> یکی از بخشهای مهم و حیاتی آن بشمار می آید.

<sup>۱</sup> heater



اهمیت قسمت گرمکن در ایستگاه تقلیل فشار از آن جهت است که گاز در ایستگاه تقلیل فشار در طی فرآیند کاهش فشار دچار افت دما میگردد، حال اگر میزان کاهش دما در طی این فرآیند به حدی باشد که از دمای هیدراته شدن گاز نیز بیشتر کاهش یابد در خطوط انتقال گاز پدیده یخ زدگی و یا هیدراته شدن رخ خواهد داد. برای جلوگیری از وقوع چنین اتفاقی دمای گاز قبل از کاهش فشار در ایستگاه باید افزایش یابد. هم اکنون این افزایش دما توسط گرمکنهای حرارتی که از سوخت گاز طبیعی استفاده مینمایند صورت میپذیرد. نوع گرمکن های مورد استفاده در ایستگاه های گاز از نوع گرمکن هایی است که گاز در داخل یک سری لوله و آب داغ در اطراف این لوله ها به صورت یک بستر یکنواخت با درجه حرارت متعادل قرار می گیرد. درحقیقت حرارت به صورت غیر مستقیم ابتدا به آب داده می شود و آب این حرارت را به گاز در حال جریان انتقال می دهد. از این رو این هیترها را گرمکن های غیر مستقیم<sup>۱</sup> نیز می گویند.

شکل (۲-۳) تصویری از یک هیتر رایج در ایستگاههای CGS را نمایش می دهد.



شکل ۲-۳- نمای شماتیک یک هیتر خطی رایج در ایستگاه

### ۳-۳- ایستگاه مورد مطالعه

۱-۳-۳- شهر ساری

<sup>۱</sup> Indirect Water Bath Heater

ساری مرکز استان مازندران در شمال ایران و از بزرگترین شهرهای ناحیه شمالی ایران است. شهر ساری واقع در کوهپایه‌های رشته کوه البرز دارای دو بخش کوهستانی و دشت می‌باشد در طول جغرافیایی ۵۳ درجه و ۵ دقیقه و عرض ۳۶ درجه و ۴ دقیقه از شمال خاوری به فاصله حدود ۲۵ کیلومتر به نکا و به فاصله ۴۵ کیلومتر به بهشهر و از شمال به فاصله ۳۵ کیلومتر به دریای مازندران محدود میشود. آب و هوای شهر ساری در تابستان‌ها معتدل و نمناک و در زمستان‌ها نسبتاً سرد و خشک است [۱۵].

### ۳-۳-۲- ایستگاه تقلیل فشار گاز آکند

آکند روستایی از توابع بخش مرکزی شهرستان ساری است. ایستگاه تقلیل فشار گاز آکند، که بدلیل قرار گرفتن در مجاورت روستای آکند، به این اسم، نامگذاری شده است، دارای دو بخش متمایز میباشد و هر بخش شامل دو هیتر خطی گازی میباشد. یک بخش با دبی حجمی ۲۰۰۰۰۰ مترمکعب بر ساعت و بخش دیگر با دبی حجمی ۱۲۰۰۰۰ مترمکعب بر ساعت گاز طبیعی میباشد. همانطور که ذکر شد ظرفیت هر بخش به دو قسمت کاملاً مساوی تقسیم شده و از دو هیتر خطی با شرایط برابر میگردد. لذا دو هیتر این ایستگاه ظرفیت ۱۰۰۰۰۰ مترمکعب بر ساعت و دو هیتر دیگر ظرفیت ۶۰۰۰۰ مترمکعب را از خود عبور میدهند. مطالعات و بررسیها بر روی یکی از هیترها با ظرفیت ۱۰۰۰۰۰ مترمکعبی صورت پذیرفته است که در ادامه تصویری از دو هیتر حرارتی گاز سوز ایستگاه CGS با ظرفیت حرارتی ۶۰ BTU/hr در این ایستگاه نمایش داده میشود.



شکل ۳-۳- نمای از دو هیتر ایستگاه CGS



شکل ۳-۴- نمای نزدیک از هیتر ایستگاه CGS

# فصل چهارم

بکارگیری انرژی خورشیدی در ایستگاه

و

روش مدلسازی

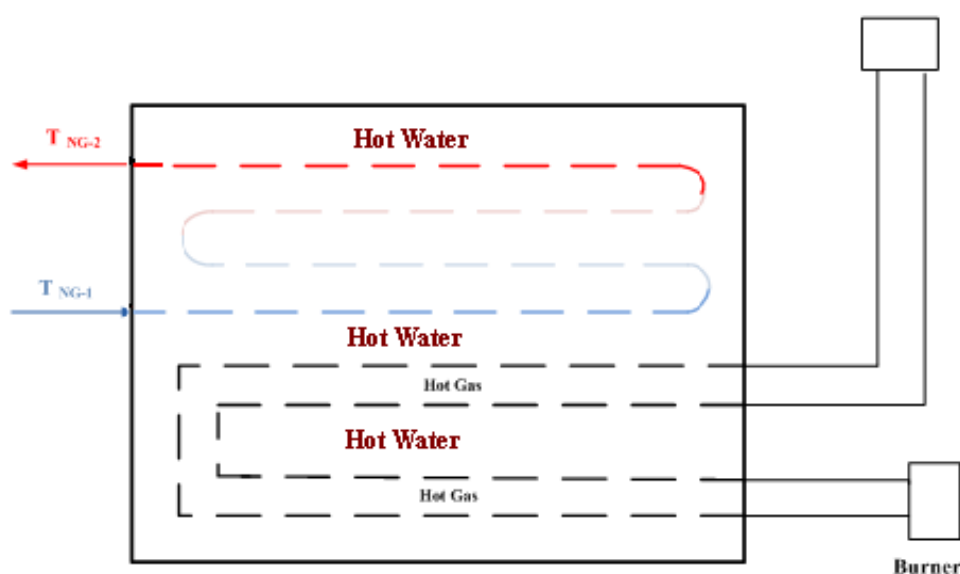
#### ۴-۱-مقدمه

تا کنون روشهای محاسبه میزان شار جذب شده، انرژی قابل اتخاذ از این میزان به ازای هر کلکتور در هر روز و ماه و حتی هر ساعت سال تشریح گردیده اند. همچنین ایستگاههای تقلیل فشار گاز نیز تشریح گشتند.

هدف اصلی طراحی یک سیستم بهینه خورشیدی به منظور کاهش مصرف سوخت و یا در صورت امکان حذف هیتزهای گازسوز از ایستگاه میباشد، لذا باید ابتدا نیاز اساسی تعریف گردد. با شناخت نیاز اصلی، این سیستم بهینه تصویر شده و آنالیز حرارتی بر روی آن صورت گیرد. با انجام مراحل تحلیل انرژی راه برای آنالیز اقتصادی باز شده و مشخص میشود که آیا مدل ارائه شده توجیه اقتصادی خواهد داشت یا خیر؟

#### ۴-۲- تعریف مساله

در فصل گذشته شماتیک هیتزهای خطی رایج در ایستگاه تقلیل فشار دروازه شهری نمایش داده شد. به منظور شفاف سازی مساله، شماتیکی دیگر با وضوح بیشتر ورودیها و خروجیهای هیتز در شکل (۴-۱) نمایش داده میشود.



شکل ۴-۱- نمای جریانهای ورودی و خروجی از هیتز خطی

گاز در دمای  $T_{NG-1}$  وارد ایستگاه و هیتر میشود. دمای ورود گاز به هیتر تابعی از دمای محیط است، چرا که لوله های گاز از عمق ۱,۵ متری زمین خارج میشوند و دمای خاک تابعی از دمای محیط میباشد [۱۶،۱۷].

رابطه اساسی برای محاسبه دمای خاک در عمق ۱,۵ متری بصورت زیر میباشد:

$$T_{NG-1} = 0.0084 T_o^2 + 0.318 T_o + 11.403 \quad (۱,۴)$$

در رابطه فوق  $T_o$  دمای محیط بر حسب درجه سلسیوس میباشد. هدف بالا بردن دمای این گاز تا میزانی است که پس از عبور از شیر اختناق (شکل ۳-۱ ملاحظه شود) دمای آن بالاتر از دمای هیدراته باشد. دمای هیدراته در واقع دمایی است که قطرات آب موجود در گاز در آن دما تولید بلور میکنند و این بلورها رفته رفته سبب یخ زدگی و انسداد خطوط لوله میشوند. این دما برای گازهای متفاوت، بسته به درصد عناصر تشکیل دهنده آنها، متفاوت میباشد. درصد عناصر تشکیل دهنده گاز مورد مطالعه به قرار زیر میباشد.

$$0.98 CH_4 + 0.0075 C_2H_6 + 0.0075 N_2 + 0.005 CO_2 \quad (۲,۴)$$

برای گاز با مشخصات فوق، دمای هیدراته  $5^\circ C$  گزارش شده است [۱۸]. اما دمای گاز بعد از هیتر چقدر باشد تا بعد از شیر اختناق تولید هیدراته نداشته باشیم؟  
رابطه زیر نشاندهنده دمایی است که گاز طبیعی باید بعد از هیتر گازی داشته باشد تا این مهم عملی گردد.

$$T_{NG-2} = T_{hyd} + \Delta T_{d-v} + \Delta T_{sec} \quad (۳,۴)$$

در رابطه فوق  $T_{NG-2}$ ،  $T_{hyd}$ ،  $\Delta T_{d-v}$  به ترتیب، دمای گاز بعد از هیتر، دمایی که هیدراته در آن اتفاق میافتد، افت دما در شیر اختناق به واسطه کاهش فشار از پیش تعیین شده که بین ۱۵ تا ۱۶ درجه سلسیوس میباشد و نهایتاً  $\Delta T_{sec}$  عددی است که برای بالا بردن ضریب ایمنی کار اتخاذ میشود که مراجع علمی معتبر بهترین انتخاب را ۵ درجه سلسیوس عنوان نموده اند [۱۸].

بنابراین دمای گاز خروجی از هیتر باید ۲۵ درجه سلسیوس باشد تا هم تولید هیدراته نداشته باشیم و هم جنبه اقتصادی و بهینه سازی مصرف مورد توجه قرار گرفته باشد.

با توجه به مطالب فوق، به سادگی میتوان نشان داد میزان انرژی ای که گاز طبیعی برای رسیدن به دمای هدف احتیاج دارد از رابطه زیر حاصل میشود:

$$\dot{Q}_{NG} = \dot{m}_{NG} (h_{NG-2} - h_{NG-1}) = \dot{m}_{NG} \cdot Cp_{NG} \cdot (T_{NG-2} - T_{NG-1}) \quad (4,4)$$

در رابطه فوق  $\dot{m}_{NG}, Cp_{NG}$  به ترتیب، ظرفیت حرارتی ویژه گاز طبیعی در فشار ثابت و دبی جرمی گاز طبیعی گذرنده از هیتر میباشدند.

همانطور که قبلاً ذکر شد هیترهای خطی مملو از آب هستند. رابطه دمای گاز طبیعی هنگام گذر از هیتر، با دمای آب درون هیتر، با فرض ثابت بودن دمای آب هیتر در شرایط یک ساعته، که این فرض معادل فرض دمای سطح ثابت در جریان داخلی میباشد، از رابطه زیر حاصل خواهد شد [۹-۸].

$$\frac{T_w - T_{NG-2}}{T_w - T_{NG-1}} = e^Y, \quad Y = \frac{-\pi D_{oc} L U_c}{\dot{m}_{NG} c_{pNG}} \quad (5,4)$$

که در رابطه فوق  $T_w, D_{oc}, L, U_c$  به ترتیب، ضریب انتقال حرارت کلی، طول لوله های انتقال دهنده گاز، قطر خارجی این لوله ها و دمای آب درون هیتر میباشدند. در این میان ضریب انتقال حرارت کلی از رابطه زیر بدست میآید.

$$\frac{1}{U_c} = \frac{D_{oc}}{D_{ic} h_{ic}} + R_{ic} + \frac{\frac{D_{oc}}{2} \ln \frac{D_{oc}}{D_{ic}}}{k_c} + R_{oc} + \frac{1}{h_{oc}} \quad (6,4)$$

در رابطه فوق نیز  $h_{ic}, h_{oc}$  به ترتیب، ضرایب انتقال حرارت جابجایی خارجی و داخلی لوله،  $R_{ic}, R_{oc}$  مقاومت رسوبات خارجی و داخلی لوله و  $k_c$  ضریب انتقال حرارت هدایتی در راستای ضخامت لوله میباشدند. این عدد برای این هیترها تقریباً  $568 \text{ W/m}^2 \cdot \text{K}$  گزارش شده است [۱۸].

با توجه به معادله (۵,۴)، رابطه مستقیم دمای سطح لوله که برابر دمای آب درون هیتر میباشد، با دمای گاز خروجی از هیتر از رابطه زیر بدست میآید.

$$T_w = \frac{T_{NG-2} - T_{NG-1} e^Y}{1 - e^Y} \quad (۷,۴)$$

همچنین رابطه بالانس انرژی برای هیتر در این حالت از رابطه زیر حاصل میشود.

$$m_w \cdot C_{p_w} \cdot \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_h - \dot{Q}_{NG} \quad (۸,۴)$$

که در این معادله  $m_w, \dot{Q}_h, \dot{Q}_{NG}$  به ترتیب، انرژی برداشتی از حجم کنترل توسط گاز طبیعی، انرژی تولیدی توسط هیتر و جرم آب درون هیتر میباشد. همانطور که در فصول گذشته نیز شرح داده شد، از آنجا که تمام اندازه گیریها اعم از اندازه گیری جوی و شار خورشیدی تابیده و جذب شده همگی بصورت ساعتی میباشد، لذا تغییرات در سیستم نیز بصورت ساعتی فرض میشوند. لذا تغییرات دمای آب تانک نیز بصورت ساعتی در نظر گرفته میشود. با فرض شرایط پایا و توجه به این نکته، معادله فوق به شکل زیر ساده میشود.

$$\dot{Q}_h = \frac{\dot{Q}_{NG} + (m_w C_{pw} (T_{w(i+1)} - T_{w(i)})) / 3600}{\eta_h} \quad (۹,۴)$$

و سوخت مصرفی برای تولید این میزان انرژی، از رابطه زیر حاصل میشود.

$$\dot{m}_f = \dot{Q}_h / \eta_h \cdot LHV \quad (۱۰,۴)$$

که در رابطه فوق  $\dot{m}_f, \eta_h, LHV$  به ترتیب، ارزش حرارتی پایین سوخت، راندمان حرارتی هیتر و دبی جرمی سوخت مصرفی هیتر میباشد.

مشخصات کلی هیتر خطی مورد مطالعه در ایستگاه آکند ساری در جدول زیر آورده شده است.

جدول ۴-۱- مشخصات هیتر خطی مورد مطالعه

Surface Area Of Fire Tube	88.1 m <sup>2</sup>
Water Capacity	38000 lit
Diameter Of Coil	.1015 m



Number Of Coil	7
NG Flow rate	15.56 kg/s
NG pressure in coil	58.5 bar
Wall THK Of Coil	8.56 mm
Max Working Temp	88°C
Heat Duty Max	1750 kW
Shell Length	10 m
Shell Diameter	2.85 m

از این مرحله در طراحی سیستم به دو سناریوی متفاوت بر میخوریم. اول آنکه هیتر مورد استفاده در طراحی همان هیتر موجود در ایستگاه باشد(این هیترها قابلیت کنترل لحظه ای دما را ندارند و میزان توان تولیدی آنها در ابتدای روز توسط اپراتور تثبیت شده و تا پایان روز ثابت باقی میماند). دوم اینکه به این هیتر قابلیت کنترل لحظه ای دما داده شود که امریست شدنی و با هزینه ای اندک میتوان این هیترها را نسبت به تغییرات لحظه ای دمای گاز ورودی حساس ساخت. به هر حال هر کدام از فرض های فوق، طراحی کاملاً مجزا و متفاوتی را میطلبد که هر کدام مفصلاً تشریح خواهند شد.

#### ۴-۳- طراحی با هیترهای غیر قابل کنترل

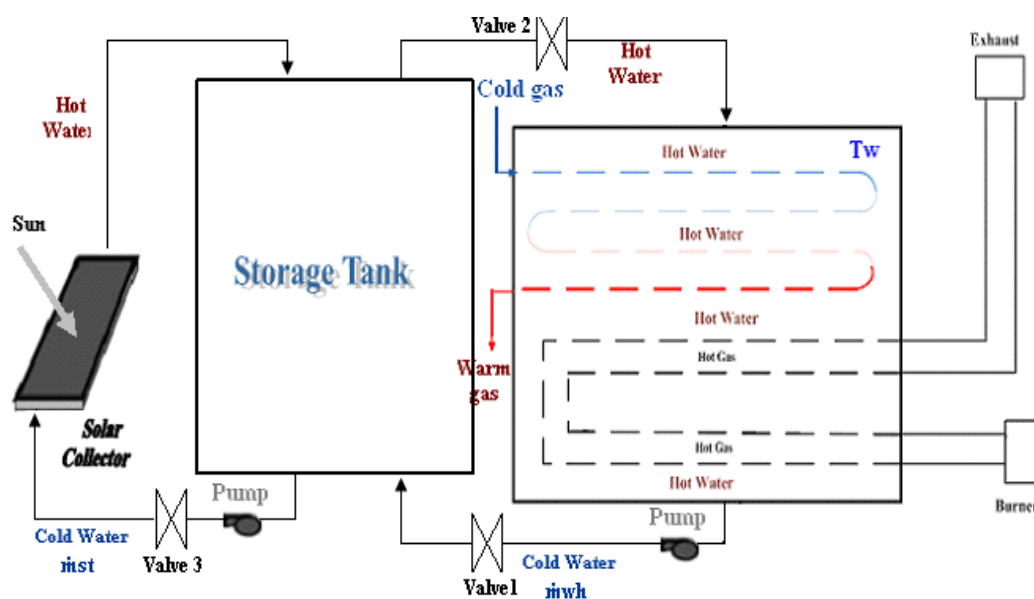
اکنون میزان سوخت مصرفی توسط هیتر مشخص شده است. دمای گاز ورودی در هر لحظه از سال و همچنین دمای هوای منطقه مورد نظر بعلاوه شاری که یک کلکتور میتواند در هر لحظه از روز و در هر روز از سال جذب کند، نیز مشخص است. برای طراحی سیستم بهینه با نوع هیترهای غیرهوشمند دو حالت وجود دارد، اول طراحی سیستم بدون تانک ذخیره و دوم طراحی سیستم به کمک یک تانک ذخیره.

طرح پیشنهاد شده اولیه این بود که یک سری کلکتور بصورت سری با هیتر غیرهوشمند موازی شده و همزمان با عملکرد هیتر آب را گرم کرده و مستقیم به داخل هیتر بازگردانند. اما با توجه به اینکه این هیترها، در شبانه روز یکبار روی یک توان خاص ثابت میشوند و توجه به این نکته که بیشترین انرژی ای که از کلکتورها میتوان گرفت در ساعات میانی روز (با توجه به تابش عمودی خورشید) است و این ساعات از روز گرمترین ساعات شبانه روز هستند، این طرح به هیچ عنوان موفقیت آمیز نبود و تاثیری در کاهش مصرف سوخت هیتر نداشت. بنابراین از آوردن نتایج و شماتیک این طرح در اینجا صرف نظر میشود. اما طراحی سیستم با یک تانک ذخیره مورد تحلیل و بررسی قرار گرفت که ذیلاً تمام مراحل به تفصیل می شود.

#### ۴-۳-۱- سیستم بهینه برای کاهش مصرف سوخت در هیترهای غیرهوشمند

وقتی توان هیتر روی میزان خاصی ثابت میشود، این میزان باید به حدی باشد تا سردترین لحظه شبانه روز را پوشش دهد، یعنی در سردترین لحظه شبانه روز دمای گاز خروجی کمتر از عدد بهینه بدست آمده در بخش گذشته (۲۵ درجه سلسیوس) نباشد، بنابراین در ساعات گرمتر شبانه روز مانند ساعاتی که خورشید به زمین می تابد، دمای گاز خروجی تا میزانی بیش از حد نیاز افزایش میابد، و در این شرایط اگر کلکتورهایی هم وارد عمل شده و آب هیتر را در همان ساعات گرمتر روز، با دمای بیشتر سیرکوله کنند، در واقع هیچ عمل مثبتی در راستای کاهش مصرف سوخت، صورت نگرفته است. شماتیک سیستم پیشنهاد شده را در شکل (۴-۲) میتوان مشاهده

نمود.



شکل ۴-۲- شماتیک طرح پیشنهادی با هیترهای غیرقابل کنترل

همگام با طلوع خورشید شیر شماره (۳) باز خواهد شد و آب بین تانک ذخیره و کلکتورها به گردش مداوم خواهد افتاد و این عمل تا لحظه غروب آفتاب صورت خواهد گرفت، در طی این بازه زمانی شیرهای (۱ و ۲) هر دو بسته خواهند بود. با غروب آفتاب شیر شماره (۳) مسدود و دو شیر دیگر به حالت باز تغییر موقعیت میدهند، انرژی موجود در آب داغ درون تانک ذخیره بصورت کنترل شده و کاملاً یکنواخت در طی شانزده ساعت (لحظه غروب خورشید تا چند ساعت ابتدایی صبحدم روز آینده) به هیتر تزریق میشود، برای این منظور از آنجا که دمای تانک ذخیره با گذشت زمان کمتر و کمتر میشود، لذا به منظور جبران انرژی باید آب داغ تزریقی با دبی جرمی بیشتر نسبت به بازه زمانی گذشته به هیتر تزریق شود و همین میزان آب پس از دست دادن انرژی خود به تانک ذخیره باز میگردد.

این نکته نیز حائز اهمیت خواهد بود که ظرفیت تانک ذخیره باید به اندازه ای باشد که دمای آب درون تانک ذخیره در طول روز در هیچکدام از روزهای سال به دمای جوش نزدیک نشود، از

این رو ظرفیت این تانک با انجام محاسبات مورد نظر و با انجام مراحل سعی و خطا، باید حداقل ۴۸ مترمکعب باشد.

#### ۴-۳-۲-آنالیز حرارتی سیستم

در فرآیند آنالیز حرارتی سیستم پیشنهادی، دو حجم کنترل باید در نظر گرفته شود. حجم کنترل اول مربوط به تانک ذخیره می باشد. بالانس انرژی برای این تانک به صورت زیر خواهد بود [۱۹]:

$$m_{st} \cdot C_{pw} \frac{dT_{st}}{dt} = \dot{Q}_s - \dot{Q}_l \quad (11,4)$$

از معادله بالا میتوان رابطه ای برای تغییر دمای آب درون مخزن پیدا کرد.

$$T_{st(i+1)} = \frac{(\dot{Q}_s - \dot{Q}_l)_{(i)} \times 3600}{m_{st} \cdot C_{pw}} + T_{st(i)} \quad (12,4)$$

حجم کنترل دوم پیرامون هیتر می باشد و بالانس انرژی برای آن به صورت زیر خواهد بود [۲۷]- [۲۰]:

$$m_w \cdot C_{pw} \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_h + \dot{Q}_l - \dot{Q}_{NG} \quad (13,4)$$

که در دو رابطه فوق،  $m_{st} C_{pw}$  ظرفیت حرارتی آب درون مخزن ذخیره و  $m_w C_{pw}$  ظرفیت حرارتی آب درون هیتر،  $T_{st}, T_w$  به ترتیب دمای آب درون هیتر و دمای آب مخزن ذخیره می باشند. همچنین  $\dot{Q}_h, \dot{Q}_s, \dot{Q}_l$  و  $\dot{Q}_{NG}$  به ترتیب، انرژی تولیدی توسط هیتر گازی، انرژی تولیدی توسط سیستم خورشیدی، انرژی تزریق شده از مخزن ذخیره به هیتر و انرژی کسب شده توسط گاز عبوری از هیتر می باشند.

با توجه به معادله (۱۳،۴)، میتوان دمای آب درون هیتر در هر ساعت را نیز محاسبه نمود.

$$T_{w(i+1)} = \frac{(\dot{Q}_h + \dot{Q}_l - \dot{Q}_{NG})_{(i)} \times 3600}{m_w \cdot C_{pw}} + T_{w(i)} \quad (14,4)$$

در روابط بالا  $\dot{Q}_l$  از رابطه زیر بدست خواهد آمد:

$$\dot{Q}_l = \dot{m}_{wh} C_{pw} (T_{st} - T_{wh}) \quad (15,4)$$

بنابراین دبی جرمی آب تزریقی از مخزن ذخیره به هیتر گازی از رابطه زیر قابل محاسبه خواهد

بود:

$$\dot{m}_{wh} = \frac{\dot{Q}_l}{C_{pw} (T_{st} - T_w)} \quad (16,4)$$

با توجه به اینکه اطلاعات اساسی مورد استفاده در تحلیل حرارتی سیستم از قبیل دمای هوا و شار خورشیدی جذب شده در قالب بازه زمانی یک ساعته موجودند، لذا مبنای تغییرات دمای آب داخل تانک، که بصورت یک سیستم متمرکز حرارتی در نظر گرفته میشود، یک ساعته فرض میشود. یعنی فرض بر آنست که دمای آب داخل تانک در طول یک بازه زمانی یک ساعته ثابت است و به یکباره در ابتدای بازه زمانی یک ساعته بعدی تغییر میکند. با توجه به این نکته و همچنین جایگذاری معادله فوق در دو معادله اول، یک دستگاه دو معادله و دو مجهول به صورت زیر ایجاد خواهد شد.

$$\left\{ \int_i^{i+1} [m_{st} \cdot C_{pw} dT_{st} + (\dot{m}_{wh} C_{pw} T_{st}) dt] = [\dot{Q}_s + \dot{m}_{wh} C_{pw} T_w]_i \Delta t \right. \quad (17,4)$$

$$\left. \int_i^{i+1} [m_w \cdot C_{pw} dT_w + (\dot{m}_{wh} C_{pw} T_w) dt] = [\dot{Q}_h + \dot{m}_{wh} C_{pw} T_{st} - \dot{Q}_{NG}]_i \Delta t \right. \quad (18,4)$$

اندیس های  $(i)$  و  $(i+1)$  نیز در تمام معادلات فوق، معرف بازه های زمانی یک ساعته میباشند.

$\dot{Q}_h$  با انتگرالگیری از معادله (۱۸،۴)، بصورت زیر بدست خواهد آمد:

$$\dot{Q}_h = \frac{\dot{m}_{wh} C_{pw} (T_{wh(i+1)} - T_{wh(i)})}{3600} + (\dot{Q}_{NG} - \dot{Q}_l)_{(i)} \quad (19,4)$$

بنابراین میزان سوخت مصرفی برای تولید این میزان انرژی با لحاظ کردن راندمان حرارتی

هیترهای خطی از رابطه زیر بدست خواهد آمد.

$$\dot{m}_f = \frac{[m_w C_{pw} (T_{w(i+1)} - T_{w(i)}) / 3600 + (\dot{Q}_{NG} - \dot{Q}_l)_{(i)}]}{LHV \cdot \eta_h} \quad (20,4)$$

اما برای تصمیم گیری در مورد این موضوع که چه کسری از تمام انرژی مورد نیاز باید توسط سیستم خورشیدی تامین شود، جنبه اقتصادی کار را شامل میشود. همیشه در طرح ها و پروژه های صنعتی و اقتصادی مبنایی برای سرمایه گذاری اولیه وجود دارد. قطع به یقین در سیستم های پیشنهادی برای بهینه سازی مصرف و صرفه جویی اقتصادی، هر قدر سرمایه گذاری اولیه افزایش یابد، میزان مصرف کاهش میابد. اما اینکه سرمایه گذاری اولیه<sup>۱</sup> چقدر باشد تا در دراز مدت بهترین سود اقتصادی حاصل از انجام طرح شود توسط مراجع علمی اقتصادی معتبر تشریح گردیده است. برای انتخاب میزان سرمایه گذاری اولیه بهینه، باید نمودار سرمایه گذاری اولیه و نمودار مصرف در یک سال با هم قطع داده شوند. بعنوان مثال در این پروژه، به ازای تعداد کلکتور متفاوت، میزان مصرف سوختی متفاوت در یک سال حاصل میشود. اگر نمودار قیمت مجموع کلکتورها و تانک ذخیره با قیمت سوخت مصرفی در یک سال به ازای هر تعداد کلکتور متفاوت در یک صفحه مختصات ترسیم شود، نقطه تلاقی بهترین انتخاب تعداد کلکتور را نشان میدهد. در سیستم پیشنهادی فوق تعداد کلکتور بهینه ۶۵۰ عدد کلکتور تخت حاصل گردیده است که نتایج و نمودارهای حاصل از ارزیابی اقتصادی مفصلاً در فصل نتایج مورد بحث قرار میگیرد.

همچنین دوره بازگشت سرمایه حاصل از پیاده سازی هر طرح اقتصادی از رابطه زیر حاصل میگردد.

$$Pay\ back\ Ratio = (Capital\ cost) / (Benefit) \quad (۲۱,۴)$$

#### ۴-۴- طراحی با هیترهای هوشمند

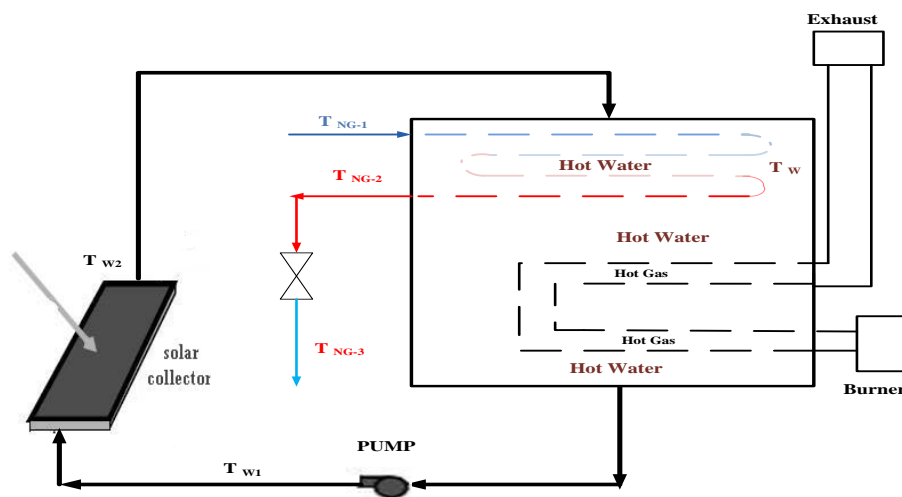
در بخش قبل معادلات حاکم بر طرح پیشنهادی، هنگامی که هیتر مورد استفاده از نوع غیرقابل کنترل باشد، استخراج گردید. در این فصل به هیتر قابلیت واکنش لحظه ای به تغییرات انرژی مورد نیاز داده میشود و سپس با توجه به تغییر نیاز، سیستمی جدید پیشنهاد میگردد و نهایتاً این

<sup>۱</sup> Capital Cost

سیستم از نظر ترموآکونومیکی نیز آنالیز میشود. نکته حائز اهمیت آنست که در سیستم پیشنهادی تانک ذخیره بکار گرفته شود یا خیر؟

#### ۴-۴-۱- سیستم بهینه برای کاهش مصرف سوخت در هیترهای هوشمند

با توجه به اینکه در این هیترها، یک سیستم کنترلی وجود دارد که میزان دبی جرمی سوخت را به اندازه نیاز تامین میکند، لذا میتوان از انرژی خورشیدی بصورت موازی و همزمان با انرژی حاصل از سوخت گاز در هیتر خطی استفاده نمود. بنا براین در همه حال میتوان از تمام انرژی خورشیدی گردآوری شده توسط کلکتورها به بهترین نحو استفاده کرد و در این حالت نیازی به تانک ذخیره برای ذخیره انرژی خورشیدی نمیشود. بنابراین شماتیک زیر بعنوان بهترین چینش اجزاء و سیستم اپتیمم معرفی میگردد.



شکل ۴-۳- شماتیک سیستم پیشنهادی با هیتر هوشمند و بدون تانک ذخیره

#### ۴-۴-۲- آنالیز انرژی برای سیستم

اگر در شکل (۴-۳) هیتر به عنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شود، رابطه بالانس انرژی برای هیتر مزبور بصورت زیر خواهد بود [۲۰-۲۷]:

$$m_w \cdot C_{p_w} \cdot \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_h - \dot{Q}_{NG} \quad (22,4)$$

که در این معادله  $m_w, T_w, \dot{Q}_s, \dot{Q}_h, \dot{Q}_{NG}$  به ترتیب، انرژی برداشتی از حجم کنترل توسط گاز طبیعی، انرژی تولیدی توسط هیتر، انرژی خورشیدی که سیال عامل از کلکتورها وارد حجم کنترل میکند، دمای آب داخل هیتر و جرم آب درون هیتر میباشد. همانطور که در فصول گذشته نیز شرح داده شد، از آنجا که تمام اندازه گیریها اعم از اندازه گیری جوی و شار خورشیدی تابیده و جذب شده همگی بصورت ساعتی میباشد، لذا تغییرات در سیستم نیز بصورت ساعتی فرض میشوند. لذا تغییرات دمای آب تانک نیز بصورت ساعتی در نظر گرفته میشود. با فرض شرایط پایا و توجه به این نکته، معادله (۲۲،۴) به شکل زیر ساده میشود.

$$\dot{Q}_h = \frac{m_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{w(i+1)} - T_{w(i)})}{3600} + \dot{Q}_{NG} - \dot{Q}_s \quad (23,4)$$

از اینرو میزان سوخت مورد نیاز برای تامین این میزان انرژی از رابطه زیر حاصل خواهد شد.

$$\dot{m}_f = \frac{\{m_w \cdot C_{p_w} \cdot (T_{w(i+1)} - T_{w(i)}) / 3600\} + \dot{Q}_{NG} - \dot{Q}_s}{\eta_{th} \cdot LHV} \quad (24,4)$$

دمای آب درون هیتر نیز در ساعات متفاوت با رجوع به معادله (۷،۴) و توجه به اینکه هیتر میزان سوخت مصرفی خود را طوری تنظیم میکند که دمای گاز خروجی از هیتر همیشه ۲۵ درجه سلسیوس میباشد، از رابطه زیر حاصل خواهد شد.

$$T_w = \frac{T_{NG-2} - T_{NG-1} e^Y}{1 - e^Y} \quad (25,4)$$

#### ۳-۴-۴- ارزیابی اقتصادی

همانگونه که در بخش (۳،۳،۴) تشریح گردید باید برای انتخاب میزان سرمایه گذاری اولیه بهینه ارزیابی اقتصادی پروژه صورت گیرد. در این سیستم، سرمایه گذاری اولیه شامل بهای کلکتورها میباشد و در این سیستم تعداد بهینه کلکتور تعداد ۴۵۰ عدد میباشد.



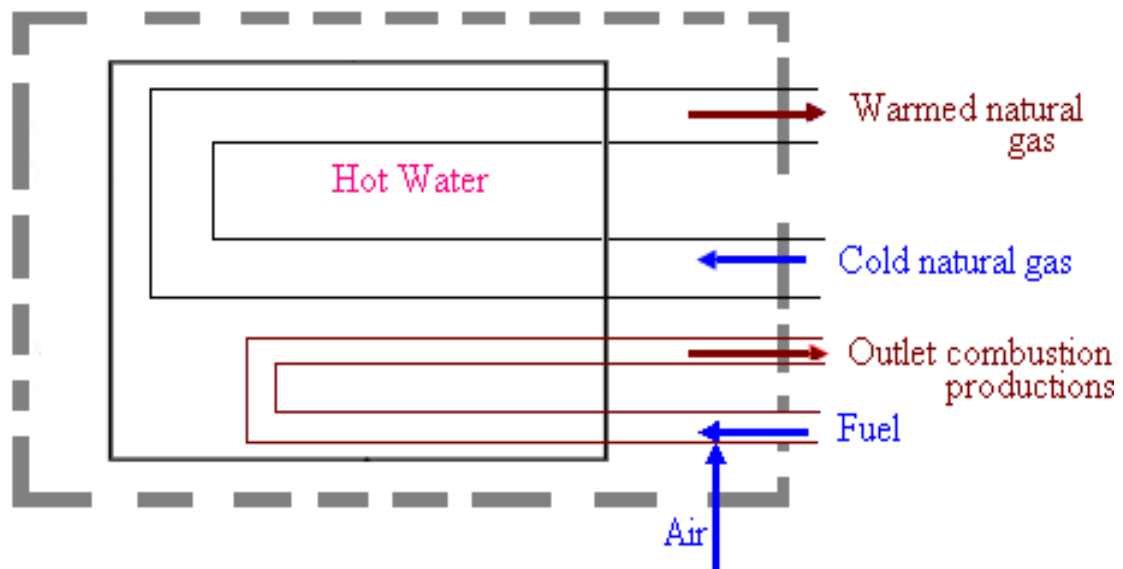
#### ۴-۵- آنالیز انرژی و انرژی برای سیستم پیشنهادی

با توجه به آنکه هوشمند نمودن هیترهای مورد استفاده از نظر تئوری به راحتی امکان پذیر میباشد و همچنین همانگونه که در فصل نتایج (فصل بعد) ملاحظه خواهد شد، سیستم اپتیمم برای کاربرد انرژی در ایستگاه تقلیل فشار گاز CGS سیستم خورشیدی همراه با هیتر هوشمند میباشد نهایتاً بهترین انتخاب، طراحی با هیتر هوشمند بدون تانک ذخیره میباشد. در این بخش سیستم فوق الذکر و ایستگاه سی جی اس سنتی هر دو مورد آنالیز انرژی و انرژی قرار میگیرند و مقایسه ای از نتایج حاصله ارائه میگردد و نهایتاً پیشنهادی برای افزایش قابلیت سیستم ارائه خواهد شد.

#### ۴-۵-۱- آنالیز انرژی برای سیستم گرمکن سنتی ایستگاه

آنالیز حرارتی بخش گرمکن ایستگاه سی جی اس در بخش (۴-۲) بطور کامل صورت پذیرفته است. آنالیز انرژی سیستم مذکور نیز ذیلاً صورت میپذیرد.

اگر هیتر گازی ایستگاه بعنوان یک حجم کنترل در نظر گرفته شود، شکل زیر شماتیکی از این حجم کنترل به همراه جریان های حامل انرژی و انرژی ورودی و خروجی از آنرا نمایش میدهد.



شکل ۴-۴- شماتیک هیتر گازی رایج در ایستگاههای فشارشکن

اگرژی به عنوان یکی از مفاهیم مهم قانون دوم ترمودینامیک عبارت از حداکثر کار مفیدی است که به لحاظ تئوری از یک جریان ماده و یا انرژی قابل حصول می‌باشد [۲۸]. رابطه کلی بالانس اگرژی برای هر حجم کنترل بصورت زیر می‌باشد [۲۹،۳۰]:

$$0 = \sum_k (1 - T_o / T_k) \dot{Q}_k - \dot{W} + \sum_i \dot{m}(e_{f-in} - e_{f-out}) - \dot{E}_d \quad (26,4)$$

که در این رابطه  $\dot{E}_d, e_f, \dot{W}, \dot{Q}_k, T_o$  به ترتیب معرف دمای محیط، نرخ انتقال حرارت صورت گرفته در دمای منبع، نرخ کار انجام شده، مجموع اگرژیهای فیزیکی، شیمیایی، پتانسیل و جنبشی که در این تحقیق از ترم های پتانسل و جنبشی به دلیل کوچک بودن مقادیر صرف نظر شده است و نهایتاً نرخ تخریب اگرژی می‌باشند. اگرژی فیزیکی از رابطه زیر قابل دستیابی می‌باشد [۳۰]:

$$e_f^{ph} = (h - h_o) - T_o (s - s_o) \quad (27,4)$$

در رابطه بالا  $s, h$  به ترتیب معرف آنتالپی و آنتروپی موجود در جریان در دمایی که جریان مورد نظر دارا می‌باشد و همچنین  $s_o, h_o$  معرف آنتالپی و آنتروپی جریان هنگامی که در دمای محیط باشد، هستند.

رابطه تعادل اگرژی در حالت پایا برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۴-۴)، به صورت

زیر نوشته می‌شود:

$$\Delta \dot{E}_{f-t} + \Delta \dot{E}_{NG} - \dot{E}_d = 0 \quad (28,4)$$

که  $\Delta \dot{E}_{f-t}, \Delta \dot{E}_{NG}$  و  $\dot{E}_d$  به ترتیب تعادل اگرژی برای گاز طبیعی گذرنده از هیتر و تعادل اگرژی لوله های فایر تیوپ و اگرژی تخریب شده می‌باشند.

تعادل اگرژی برای جریان گاز طبیعی با اقتباس از معادلات فوق از رابطه زیر قابل محاسبه

می‌باشد.

$$\Delta \dot{E}_{NG} = \dot{m}(e_{f-in} - e_{f-out}) = \dot{m}_{NG} [(h_{in} - h_{out}) - T_o (s_{in} - s_{out})] \quad (29,4)$$

بالانس اگرژی مربوط به لوله های فایر تیوپ نیز از رابطه زیر قابل دستیابی می‌باشد.

$$\Delta \dot{E}_{f-t} = \dot{E}_{fuel} + \dot{E}_{air} - \dot{E}_{exh} \quad (30,4)$$

در معادله فوق اندیس های *fuel* ، *air* و *exh* به ترتیب معرف سوخت مورد استفاده، هوای ورودی به سیستم به عنوان هوای مورد نیاز برای احتراق و گازهای داغ حاصل از احتراق خروجی از اگزوز میباشند. سه مولفه سمت راست معادله فوق اگزورژی های موجود در این عناصر را تعریف میکنند که هر کدام ذیلاً شرح داده میشود.

رابطه اساسی برای محاسبه اگزورژی سوخت بصورت زیر میباشد [30]:

$$\dot{E}_{fuel} = \dot{n} \{ (\bar{h} - \bar{h}_o) - T_o (\bar{s} - \bar{s}_o) + \bar{e}^{ch} \} \quad (31,4)$$

در این معادله  $\bar{e}^{ch}$  معرف اگزورژی شیمیایی هرکدام از عناصر تشکیل دهنده سوخت میباشند،  $(\bar{s} - \bar{s}_o)$  اختلاف آنترپی مولی نسبت به شرایط مبنا و  $(\bar{h} - \bar{h}_o)$  اختلاف آنتالپی مولی در هر کدام از ترکیبات نسبت به حالت مبنا میباشد، از آنجا که سوخت در دمای مبنا وارد هیتر میشود، بنابراین این دو مولفه برابر صفر خواهد بود. در این رابطه  $\dot{n}$  بیانگر تعداد مول ورودی سوخت طبیعی میباشد و برابر است با:

$$\dot{n} = \frac{\dot{m}_f}{M} \quad \& \quad \dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_h}{\eta_h \times LHV} \quad (32,4)$$

که  $\dot{m}_f, M, LHV, \eta_h$  به ترتیب راندمان هیتر، ارزش حرارتی پایین سوخت، جرم مولکولی سوخت و میزان دبی جرمی سوخت مصرفی میباشند. ترکیبات و درصد حجمی سوخت استفاده شده در فرآیند احتراق برای تولید حرارت در هیتر بصورت زیر میباشد:

$$0.945 CH_4 + 0.025 C_2H_6 + 0.025 N_2 + 0.005 CO_2 \quad (33,4)$$

از معادله سوخت بالا میتوان نتیجه گرفت که با درصد خطای قابل قبولی میتوان سوخت را متان خالص فرض کرد.

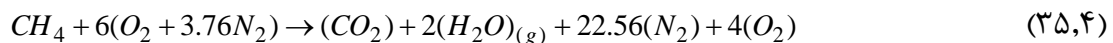
اگزورژی هوای ورودی به هیتر به عنوان هوای مورد نیاز برای احتراق از آنجا که هوا نیز در دما و فشار استاندارد وارد محفظه احتراق میشود برابر صفر خواهد بود. این نکته باید مورد توجه قرار گیرد که اندازه گیریهای انجام شده از دمای خروجی اگزوز هیتر مذکور و همچنین استفاده از روابط

ترمودینامیکی، بیانگر این مطلب است که هم اکنون، احتراق در هیتر مورد نظر در ایستگاه مذکور با هوای ۳۰٪ انجام میپذیرد. بدین ترتیب تعداد مولهای هوا به ازای تعداد مول سوخت مذکور نیز قابل محاسبه می باشد.

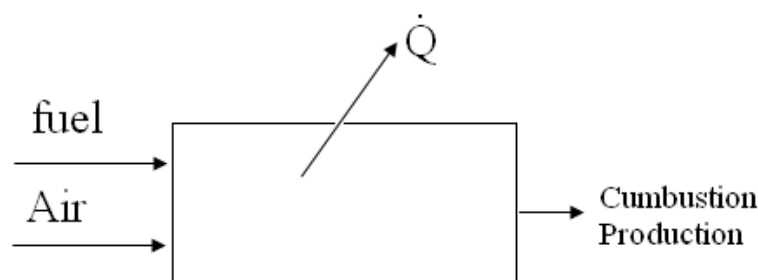
برای یافتن انرژی محصولات احتراق خروجی از آگروز با توجه به اینکه مخلوطی از چند گاز میباشد، رابطه زیر مورد استفاده قرار میگیرد [۳۲].

$$\dot{E}_{exh} = \sum_i \dot{n}_i \left\{ (y_i \bar{e}_i^{ch} + \bar{R}T_o y_i \ln y_i) - T_o(\bar{s}_i - \bar{s}_o) + (\bar{h}_i - \bar{h}_o) \right\} \quad (34,4)$$

در این معادله  $y_i, \dot{n}_i$  به ترتیب تعداد مول هر کدام از عناصر موجود در محصولات و نسبت مولی هر عنصر میباشد. اما ابتدا باید عناصر موجود در محصولات احتراق و تعداد مولهای هر کدام در خروجی یافت شود. برای این منظور لازم است که واکنش احتراق با هوای اضافه ذکر شده، کامل گردد.



همچنین در معادله (۳۴،۴)،  $\bar{s}_i, \bar{h}_i$  آنتالپی و آنتروپی مولی هر کدام از عناصر موجود در محصولات را در دمای محصولات احتراق خروجی از آگروز نشان میدهند. برای یافتن دمای محصولات احتراق باید قانون اول ترمودینامیک برای حجم کنترل شکل زیر نوشته شود.



شکل ۴-۵- شماتیک کونل های هیتر بعنوان محفظه احتراق آن

قانون اول برای این حجم کنترل بصورت زیر میباشد [۳۰].

$$\frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{n}_f} + \bar{h}^o_{CH_4} = (\bar{h}^o_{CO_2} + \Delta\bar{h}_{CO_2}) + 2(\bar{h}^o_{H_2O(g)} + \Delta\bar{h}_{H_2O(g)}) + 22.56(\Delta\bar{h}_{N_2}) + 4(\Delta\bar{h}_{O_2}) \quad (36,4)$$

نهایتاً با استفاده از جداول ترمودینامیکی و جایگذاری مقادیر آنتالپی های مولی هرکدام از محصولات و همچنین سوخت دمای محصولات احتراق خروجی از اگزوز محاسبه میشوند که بسته به شرایط میزان متفاوتی خواهد داشت. بدین ترتیب اگزوزی محصولات احتراق خروجی از اگزوز حاصل میشوند. با مشخص شدن مقادیر تغییرات اگزوزی گاز طبیعی و همچنین تغییرات اگزوزی در لوله های فایر تیوپ میتوان اگزوزی تخریب شده در حجم کنترل را محاسبه نمود.

برای بیان قابلیت و بررسی توانایی سیستم برای بهبود عملکرد آن ، راندمان اگزوزی بصورت زیر تعریف میگردد [۳۰]:

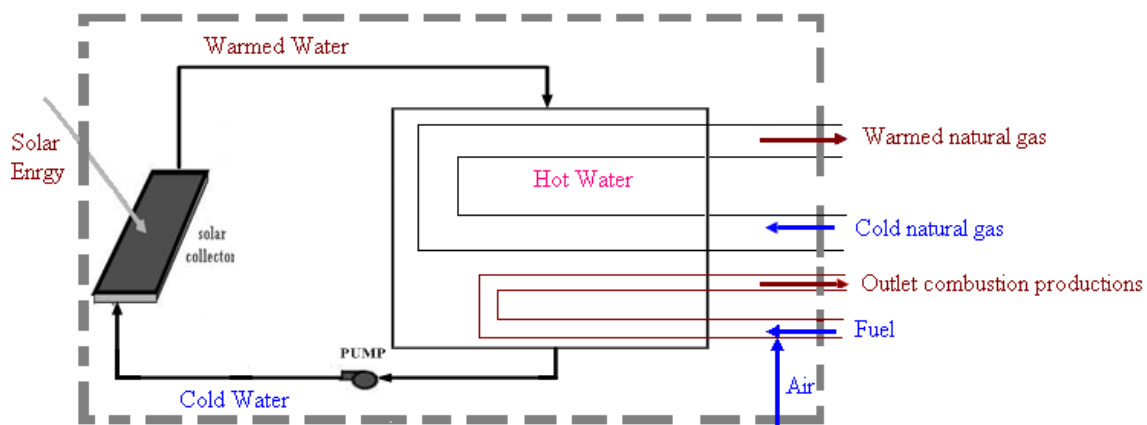
$$\eta_{II} = \frac{\text{exergy gained}}{\text{exergy supplied}}$$

$$\text{exergy supplied} = \text{fuel exergy} \quad (37,4)$$

$$\text{exergy gained} = \text{natural gas exergy}$$

#### ۴-۵-۲- آنالیز انرژی و اگزوزی برای سیستم پیشنهادی

شماتیک حجم کنترل مورد نظر به همراه جریانهای ورودی و خروجی از آن در شکل زیر نمایش داده شده است.



شکل ۴-۶- شماتیک سیستم مورد تحلیل

#### ۴-۵-۲-۱- آنالیز انرژی برای هیتر مجهز به انرژی خورشیدی

همانگونه که در بخشهای گذشته تشریح گردید، رابطه بالانس انرژی برای حجم کنترل فوق به صورت زیر میباشد.

$$m_w \cdot C_{pw} \cdot \frac{dT_w}{dt} = \dot{Q}_s + \dot{Q}_h - \dot{Q}_{NG} \quad (38,4)$$

راندمان حرارتی کلی حجم کنترل از رابطه زیر بدست خواهد آمد:

$$\eta_{th} = \frac{\dot{Q}_{NG}}{\dot{Q}_h + (\dot{Q}_s / \eta_{coll})} \quad (39,4)$$

در معادله بالا  $\eta_{coll}$  راندمان حرارتی کلکتور میباشد که برابر است با نسبت انرژی وارد شده به سیستم توسط یک کلکتور تخت به میزان انرژی ای که به آن کلکتور از خورشید میتابد.

$$\eta_{coll} = \frac{\dot{Q}_s}{S \cdot A_c} \quad (40,4)$$

#### ۴-۵-۲-۲- آنالیز انرژی هیتز مجهز به انرژی خورشیدی

رابطه تعادل انرژی در حالت پایا برای حجم کنترل نشان داده شده در شکل (۴-۶)، به صورت

زیر نوشته می شود.

$$\Delta \dot{E}_{f-t} + \Delta \dot{E}_{NG} + \dot{E}_s - \dot{E}_d = 0 \quad (41,4)$$

که  $\dot{E}_s$  میزان انرژی ورودی به حجم کنترل به واسطه وجود کلکتورهای تخت خورشیدی میباشد. برای محاسبه انرژی تابش جذب شده توسط کلکتور عموماً در تحقیقات قبلی از رابطه زیر طبق نظریه پتلا استفاده شده است [۲۹].

$$E_s = \eta_o I_T A_p \left[ 1 - \frac{4}{3} T_o / T_s + \frac{1}{3} (T_o / T_s)^4 \right] \quad (42,4)$$

به راحتی می توان نشان داد که این رابطه برای چنین سیستم‌هایی قانون دوم ترمودینامیک را نقض می کند. عبارت داخل براکت راندمان پتلا  $\eta_p$  می باشد. رابطه صحیح با فرض اینکه خورشید یک منبع حرارتی بینهایت است به صورت زیر می باشد.

$$E_s = \eta_o I_T A_p \{ 1 - (T_o / T_s) \} \quad (43,4)$$

که مقدار راندمان اپتیکی بصورت  $\eta_o = S / I_T$  است. همچنین در این رابطه  $T_s = 4350 K$  دمای مؤثر خورشید می باشد که مقدار آن  $0.75$  دمای جسم سیاه خورشید  $5800 K$  است.

اگرژیهای مربوط به فایر تیوپ و گاز طبیعی به ترتیب از معادلات مشابه در بخش (۴,۵,۱) حاصل میشوند.

با محاسبه مجموع اگرژیهای بالا میتوان بالانس اگرژی معادله (۴,۴۱) را کامل کرد و میزان اگرژی تخریب شده در حجم کنترل را بدست آورد. راندمان اگرژی برای سیستم فوق از رابطه زیر حاصل خواهد شد.

$$\eta_{II} = \frac{\text{exergy gained}}{\text{exergy supplied}} \quad (44,4)$$

$$\text{exergy supplied} = \text{fuel exergy} + \text{solar exergy}$$

$$\text{exergy gained} = \text{natural gas exergy}$$

#### ۴-۵-۳- پیشنهادی برای بالا بردن کارایی اگرژی و انرژی سیستم

در این قسمت، پیشنهاد افزایش طول لوله های فایر تیوپ بعنوان راهکاری جهت افزایش راندمان اگرژی و انرژی سیستم ارائه میشود.

با توجه به اینکه درصد زیادی از انرژی سوخت محترق شده از آگزوز به هوا تخلیه میشود، پیشنهاد افزایش طول لوله های فایر تیوپ نیز بعنوان راهکاری جهت افزایش بازدهی انرژی و اگرژی، ذیلاً مورد تحلیل و بررسی قرار میگیرد. رابطه انرژی ای که از لوله های فایر تیوپ گرفته میشود با فرض ثابت بودن دمای سطح لوله ها که همان دمای آب هیتر است، بصورت زیر میباشد:

$$Q_{f-t} = U_{f-t} \cdot \pi \cdot D_{f-t} \cdot L_{f-t} \cdot \Delta T_{LMTD} \quad (45,4)$$

در معادله فوق  $U_{f-t}, L_{f-t}, D_{f-t}, \Delta T_{LMTD}$  به ترتیب اختلاف دمای لگاریتمی، قطر لوله های فایر تیوپ، طول لوله های فایر تیوپ و ضریب کلی انتقال حرارت در لوله ها میباشد. همچنین  $Q_{f-t}$  میزان انرژی ای است که فایر تیوپ به آب درون هیتر میدهد که میتوان آن را در فرم نرخ انتقال حرارتی به شکل زیر نیز نوشت.

$$\dot{Q}_{f-t} = \dot{Q}_{NG} + m_w C_{pw} (T_{w(i+1)} - T_{w(i)}) / 3600 + \dot{Q}_s \quad (46,4)$$

با توجه به اینکه ضریب کلی انتقال حرارت و قطر لوله ها تغییری نمیکند و همچنین با توجه به آنکه  $Q_{f-t} = Cte$ ، لذا با بالا رفتن طول لوله های فایر تیوپ (افزایش سطح انتقال حرارت) اختلاف

دمای لگاریتمی کاهش می یابد.

$$\Delta T_{LMTD} = \frac{(T_w - T_{exh}) - (T_w - T_{ad})}{\ln[(T_w - T_{exh}) / (T_w - T_{ad})]} \quad (47,4)$$

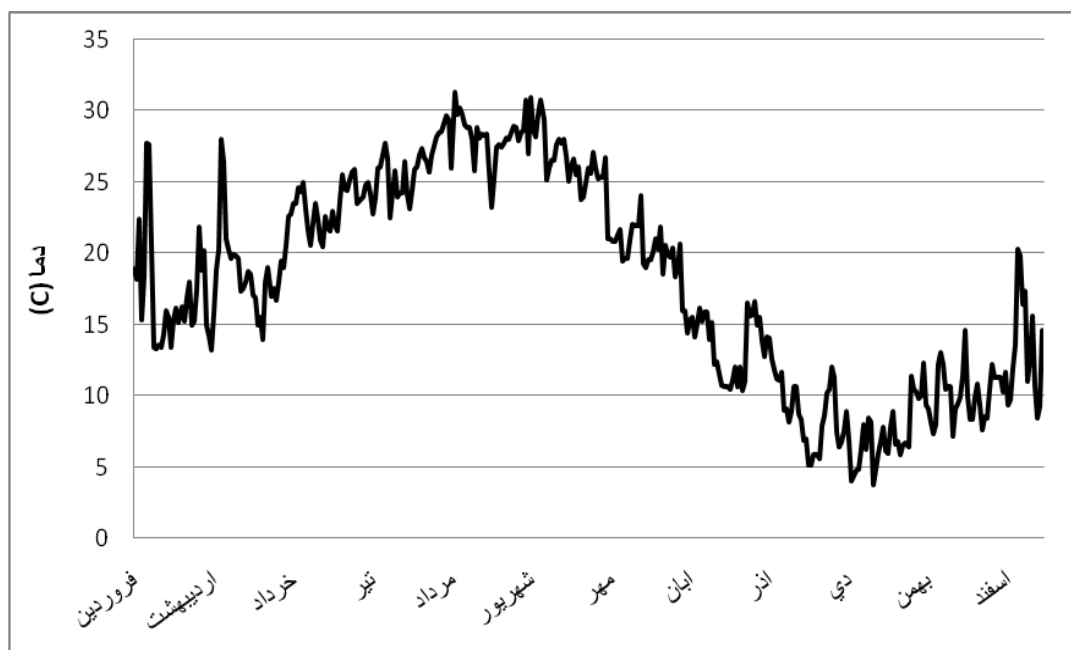
در معادله بالا،  $T_w, T_{exh}, T_{ad}$  به ترتیب دمای آدیباتیک شعله بعنوان ورودی فایر تیوپ، دمای گازهای خروجی از آگزوز و دمای آب درون هیتر میباشند. با توجه به رابطه اختلاف دمای لگاریتمی، دمای خروجی از آگزوز کاهش میابد. این کاهش دما به معنی افت آنتالپی گازهای خروجی از آگزوز میباشند. این کاهش آنتالپی به معنی بهره گیری بیشتر از توان گازهای حاصل از احتراق میباشند، لذا با توجه به معادله (36,4) دبی سوخت کاهش میابد که با بازنویسی معادله قانون اول ترمودینامیک برای لوله های فایر تیوپ میتوان آنرا بدست آورد.



# فصل پنجم

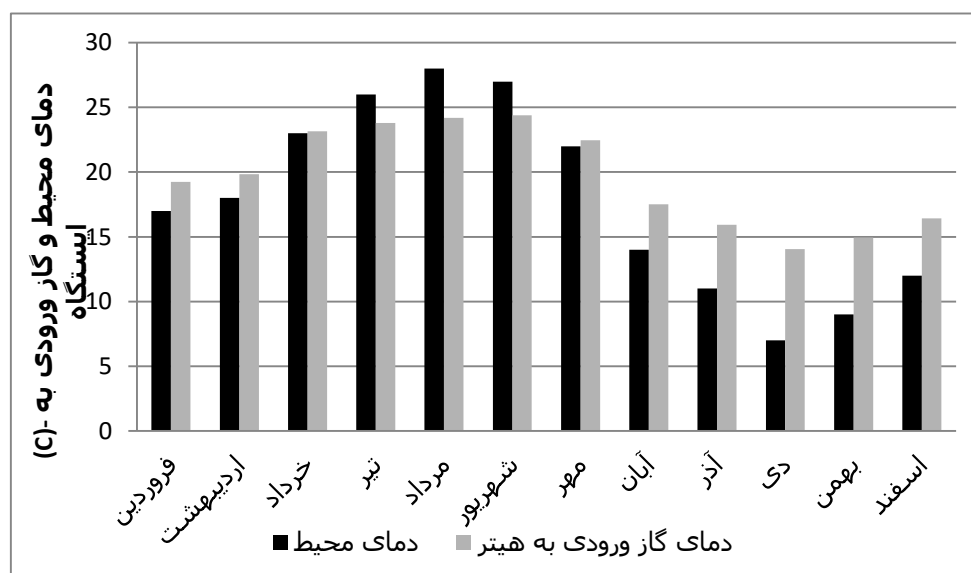
## نتایج

نمودار(۵-۱) نشاندهنده متوسط روزانه دمای هوا در تمام روزهای سال ۱۳۸۷ به عنوان جامعه آماری این پژوهش در شهر ساری میباشد.



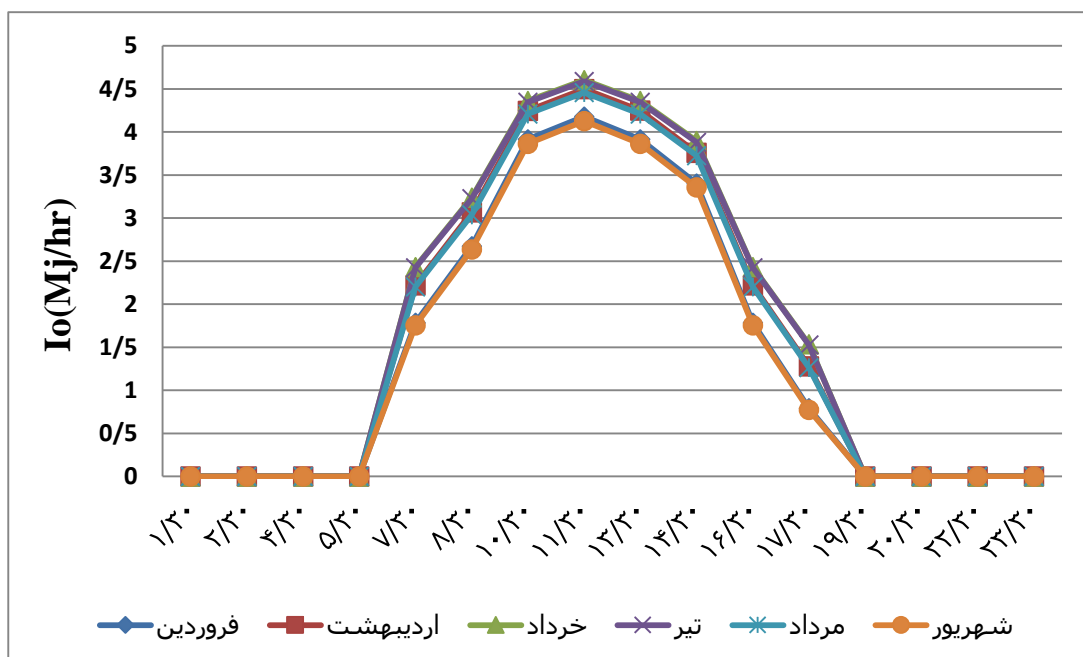
نمودار ۵-۱- متوسط دمای روزانه شهر ساری برای سال ۱۳۸۷

همچنین نمودار زیر مقایسه ای از دمای محیط و دمای گاز ورودی به ایستگاه را در ماههای متفاوت سال ارائه میکند.

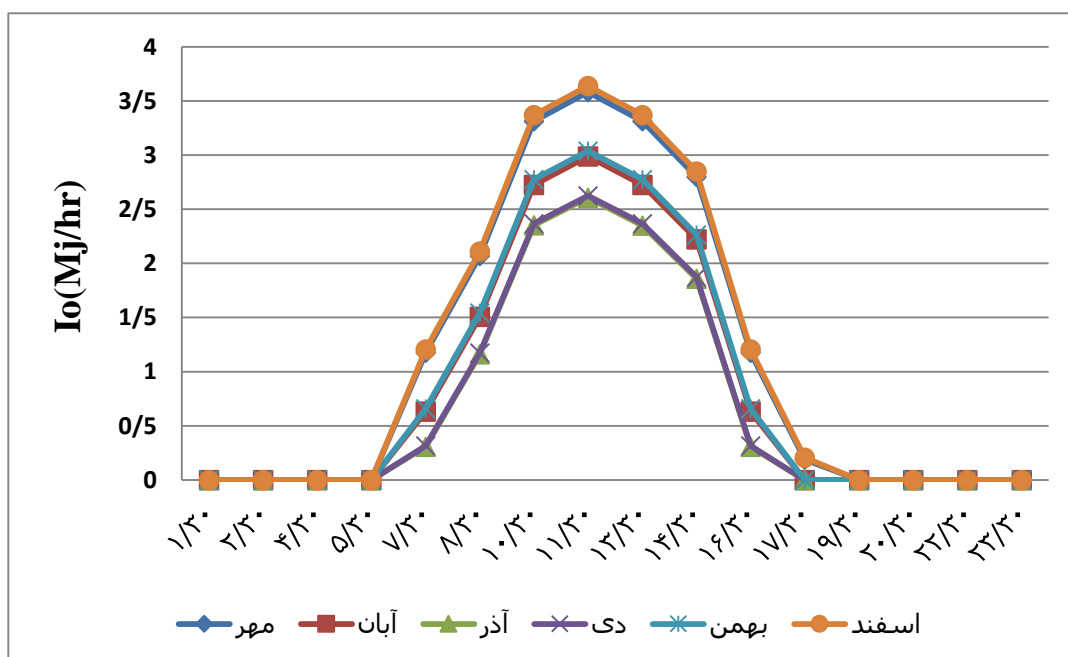


نمودار ۵-۲- متوسط ماهیانه دمای محیط و دمای گاز ورودی به ایستگاه در شهر ساری برای سال ۱۳۸۷

دو نمودار زیر میزان شار خورشیدی برون جو را بطور متوسط ماهیانه برای شهر ساری در طول سال نمایش میدهند.

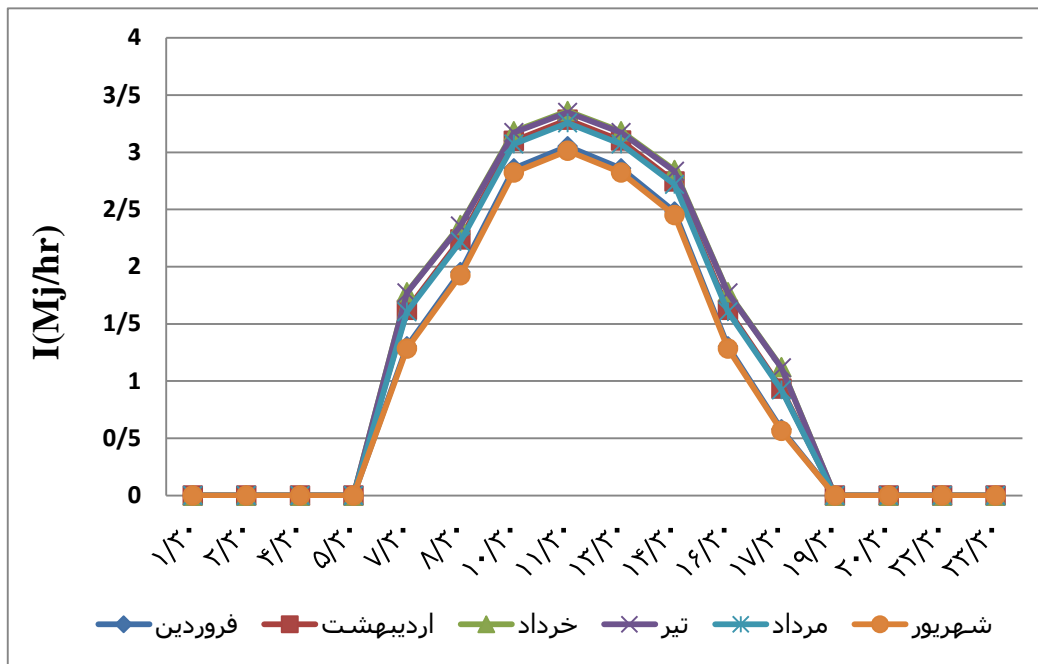


شکل ۳-۵- متوسط ماهیانه شار خارج از جو در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری

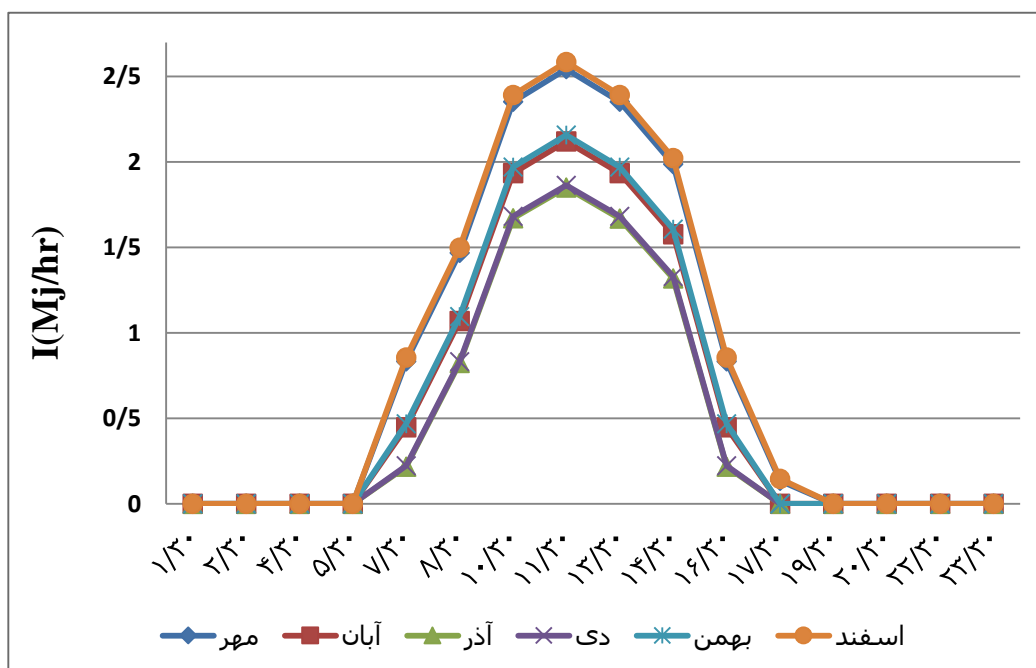


شکل ۴-۵- متوسط ماهیانه شار خارج از جو در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری

دو نمودار زیر میزان شار خورشیدی گذرنده از جو را بطور متوسط ماهیانه برای شهر ساری در طول سال نمایش میدهند.



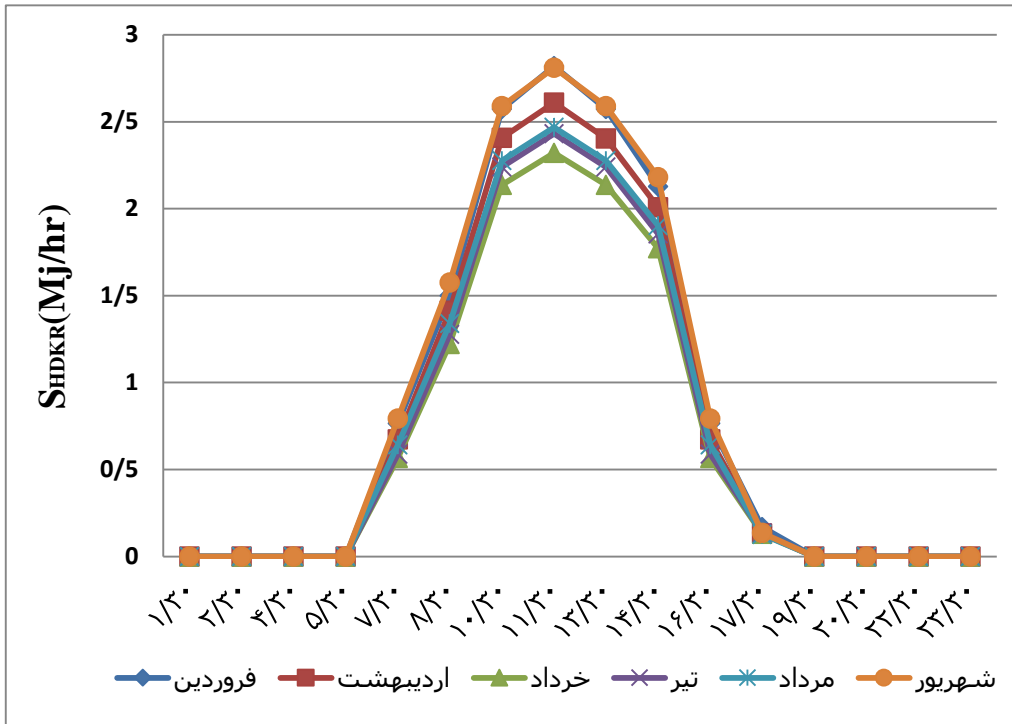
شکل ۵-۵- متوسط ماهیانه شار گذرنده از جو در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در ساری



شکل ۵-۶- متوسط ماهیانه شار گذرنده از جو در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در ساری

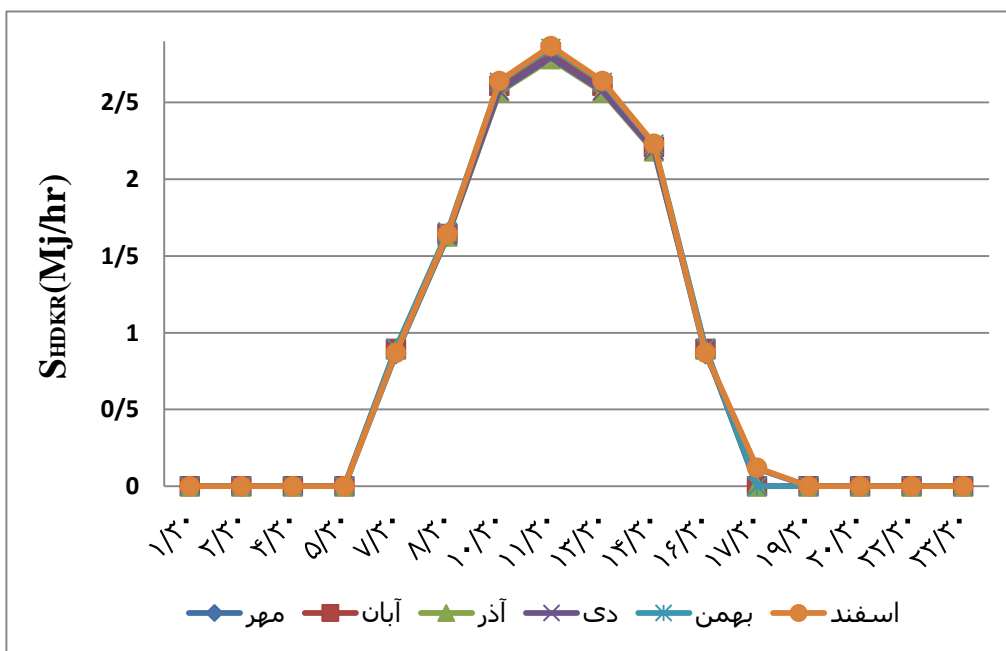
همچنین نمودارهای زیر شار جذب شده ساعتی از روش HDKR را بطور متوسط ماهیانه برای

ساری نمایش می دهد.



شکل ۵-۷- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش HDKR در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال در

ساری

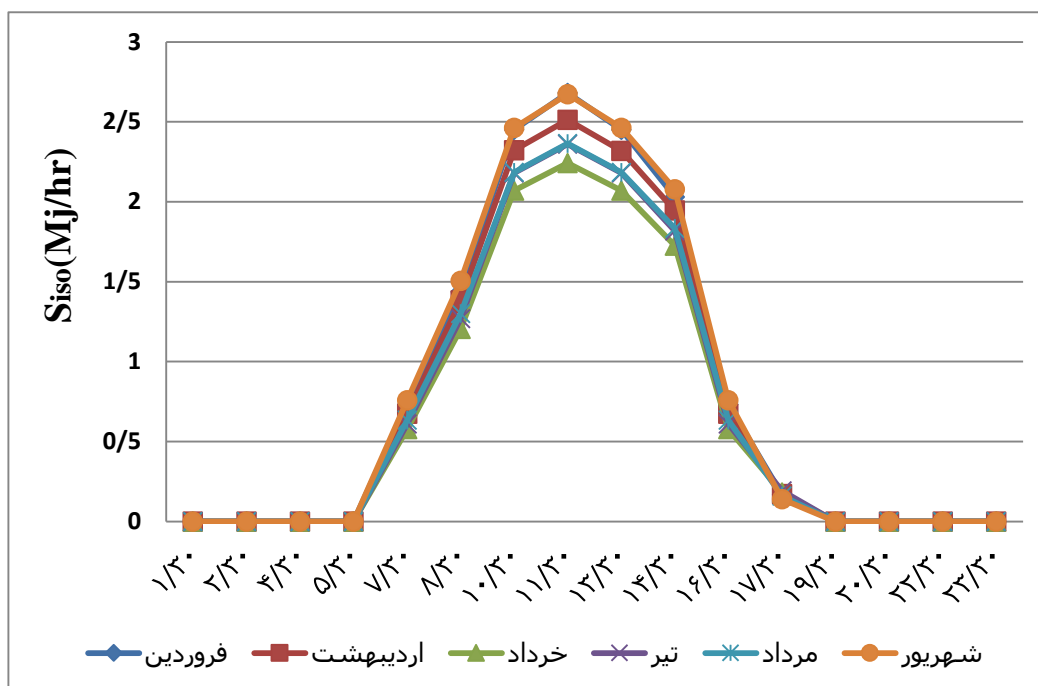


شکل ۵-۸- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش HDKR در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال در

ساری

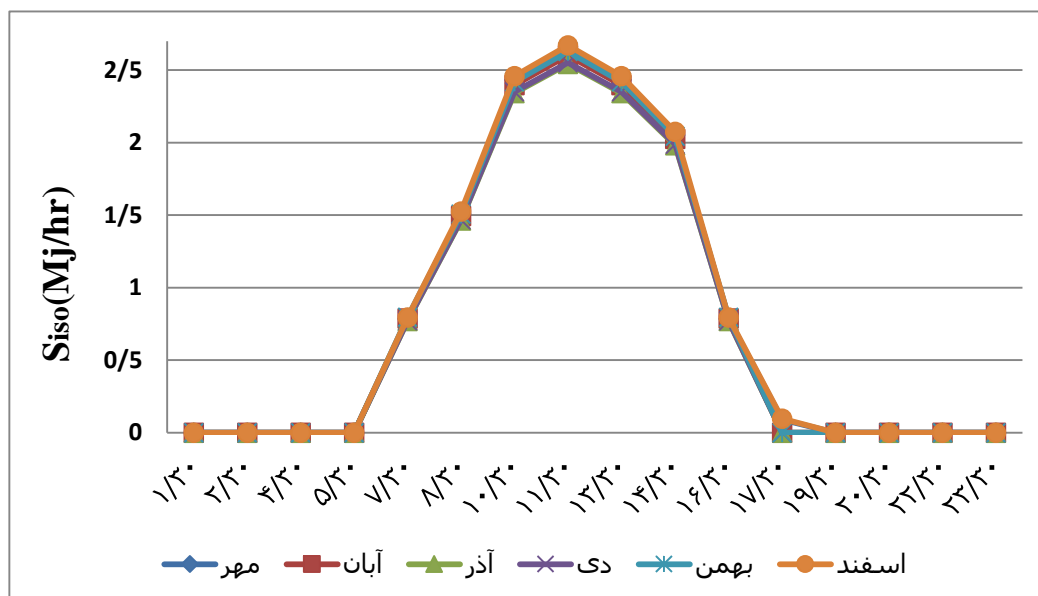
دو نمودار زیر شار جذب شده ساعتی از روش ایزوتروپیک را بطور متوسط ماهیانه برای ساری

نمایش میدهد.



شکل ۵-۹- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش ایزوتروپیک در هر ساعت برای شش ماهه نخست سال

در ساری

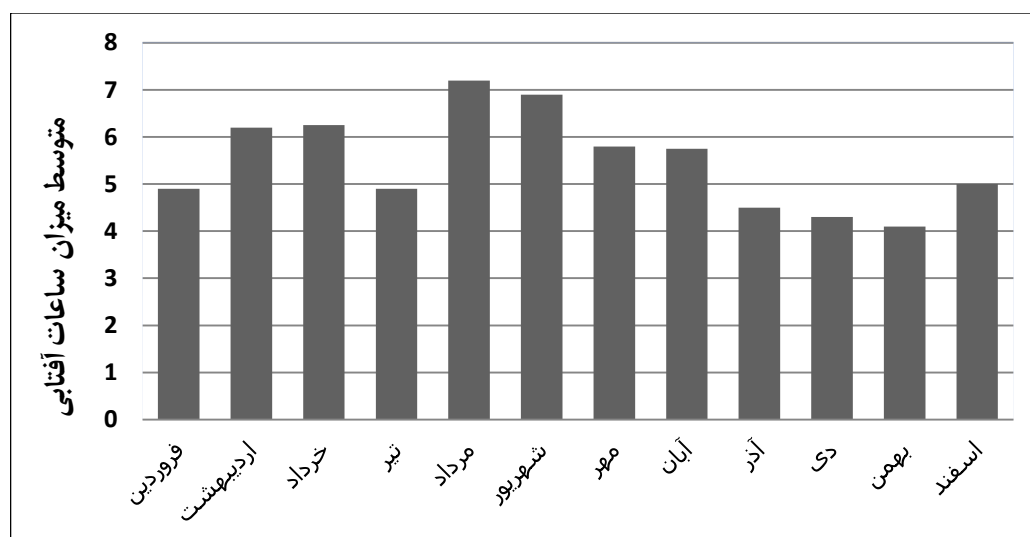


شکل ۵-۱۰- متوسط ماهیانه شار جذبی توسط کلکتور از روش ایزوتروپیک در هر ساعت برای شش ماهه دوم سال

در ساری

همانطور که در فصل مربوطه بیان شد، به دلیل بالا بردن ضریب ایمنی در طراحی انجام شده

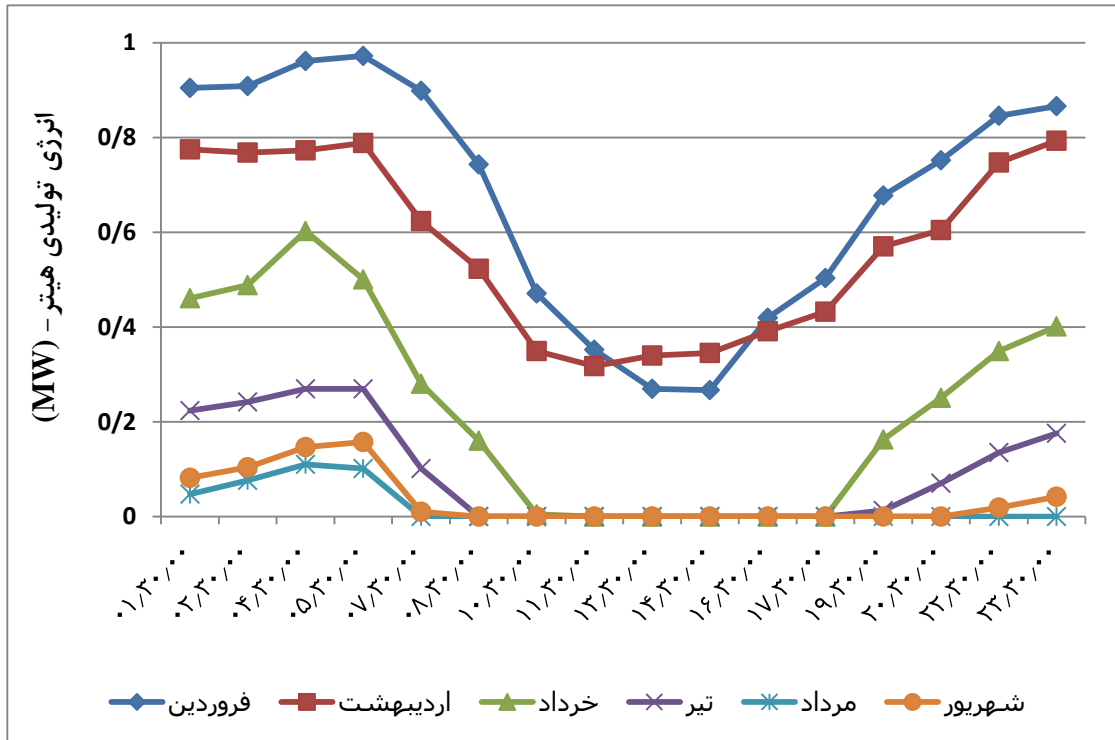
شار جذب شده توسط کلکتور از روشی وارد محاسبات و مراحل طراحی نهایی سیستم میگردد که تخمین کمتری را رقم میزند. همانگونه که از نمودارهای فوق پیداست روش ایزوتروپیک تقریبی کمتر از شار جذبی توسط کلکتورهای تخت را حاصل میکند. لذا این روش و ارقام حاصله از آن، مورد استفاده برای طراحی نهایی مورد استفاده واقع می گردد.



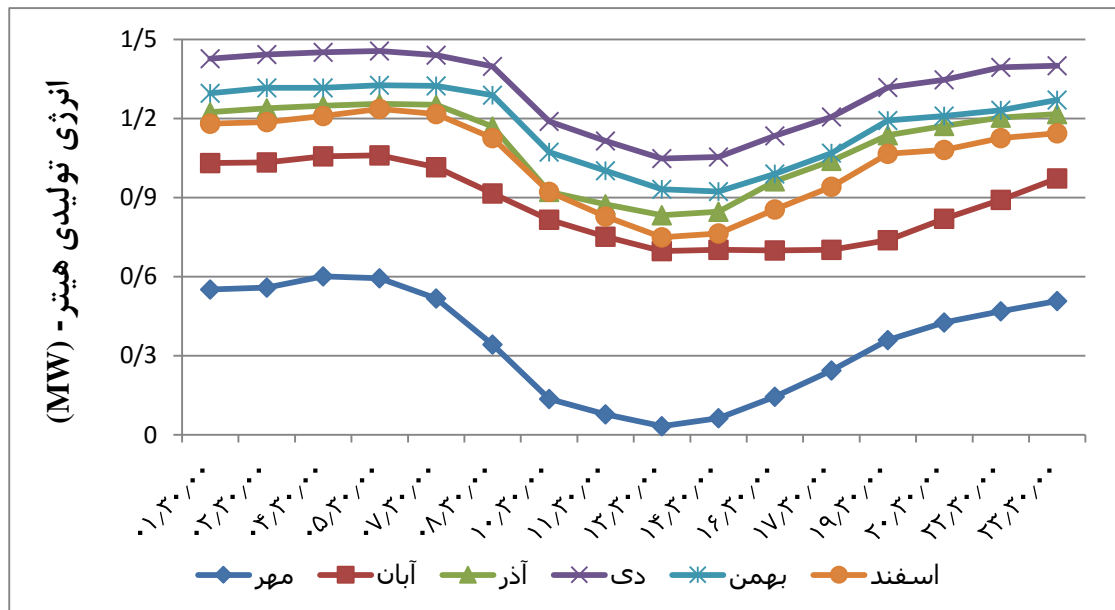
شکل ۵-۱۱- متوسط ماهیانه ساعات آفتابی در ساری در سال ۱۳۸۷

همچنین باید توجه داشت که نمودارهای مربوط به شار جذبی با فرض آسمان کاملاً صاف در تمام سال تهیه گردیده اند و برای تخمین میزان شار جذبی حقیقی باید میزان متوسط ماهیانه ابرناکی شهر ساری را نیز در نظر گرفت. نمودار (۵-۱۱) متوسط ساعات آفتابی شهر ساری برای ماههای متفاوت سال را ارائه می کند.

با توجه اینکه دمای گاز خروجی از هیترهای موجود در ایستگاه آکند به دلیل عدم نظارت و بررسی در حد بهینه محاسبه شده نمیباشد و هیتر بسیار بیش از حدی که باید، انرژی تولید می نماید، اطلاعاتی در مورد میزان انرژی تولیدی توسط هیتر گازی موجود در ایستگاه در دست نمی باشد. اما با فرض دانش از دمای بهینه گاز خروجی از هیتر، دو گراف زیر میزان انرژی ای که هیتر در سیستم های موجود کنونی با توجه به روابط ارائه شده در بخش مربوطه، باید تولید کند را نشان می دهند.



شکل ۵-۱۲- انرژی تولیدی هیتر برای شش ماهه نخست سال

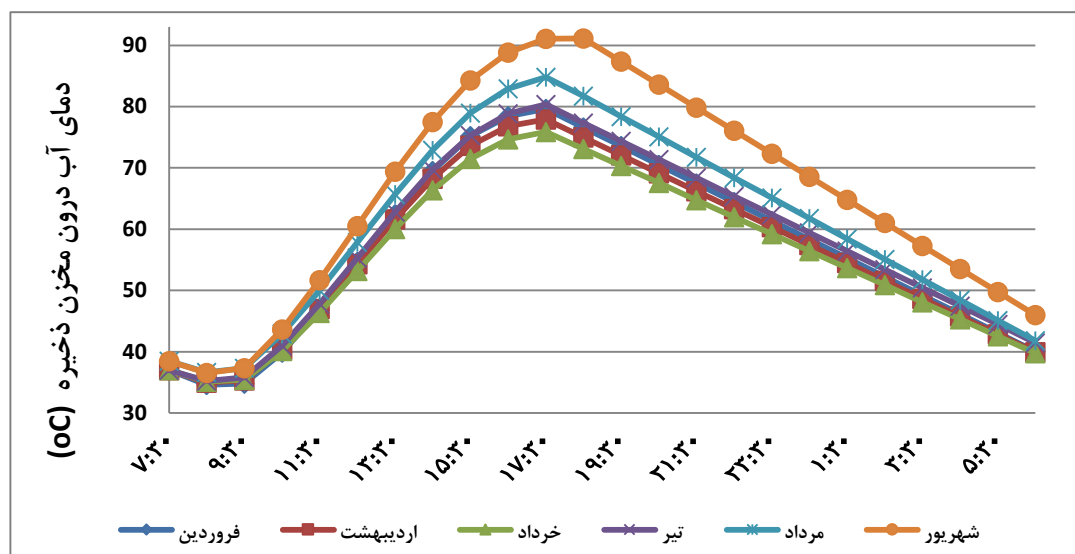


شکل ۵-۱۳- انرژی تولیدی هیتر برای شش ماهه دوم سال

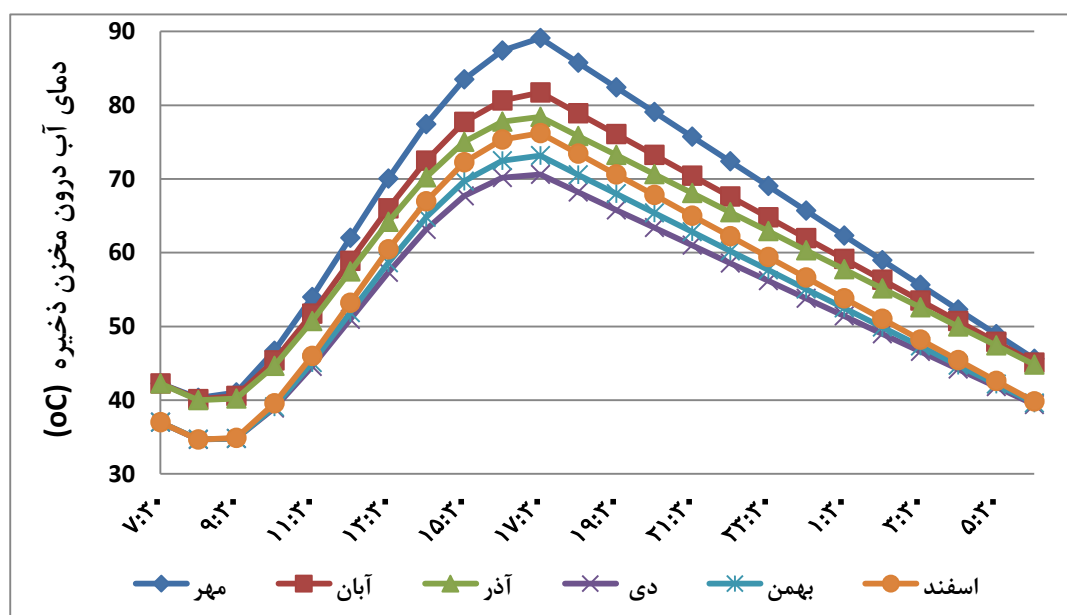
با توجه به محاسبه میزان انرژی خورشیدی در دسترس و همچنین آگاهی از حداکثر میزان انرژی مورد نیاز، ذیلاً نتایج حاصل از طراحی سیستم گرمکن مجهز به انرژی خورشیدی با هیتر غیر هوشمند ارائه می گردد.



دو نمودار بعدی به ترتیب نشان‌دهنده دمای آب درون مخزن ذخیره در هر ساعت از شبانه روز به صورت متوسط ماهیانه در شش ماهه نخست و پایانی سال می باشند.

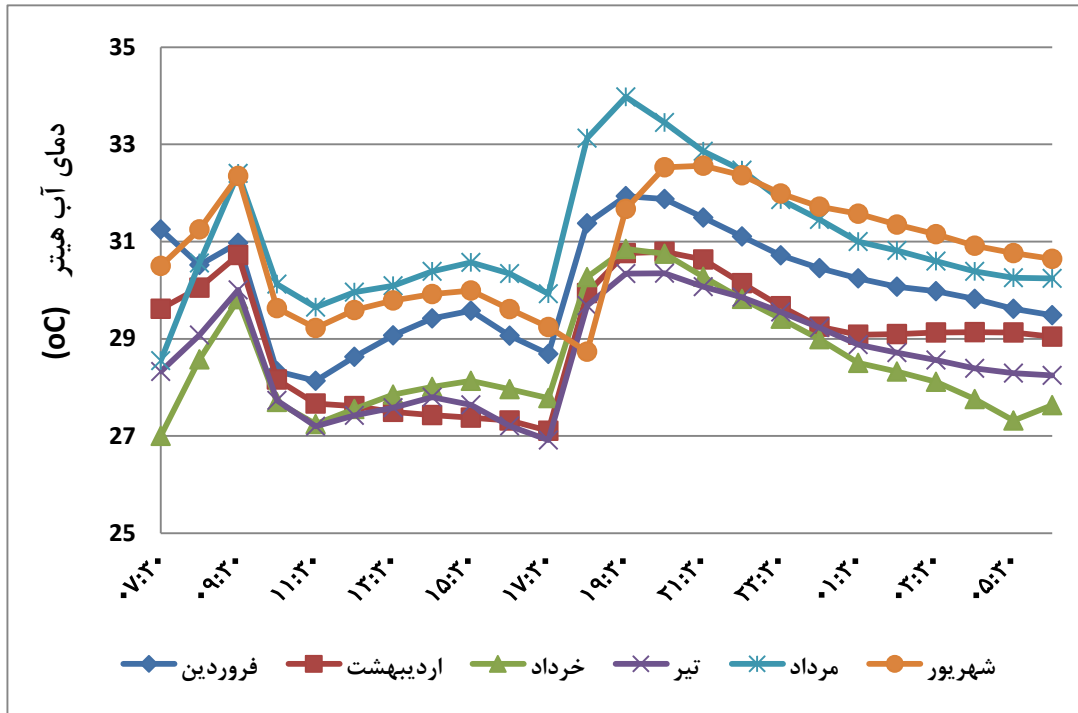


شکل ۵-۱۴- متوسط ماهیانه دمای آب درون مخزن ذخیره در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه نخست سال

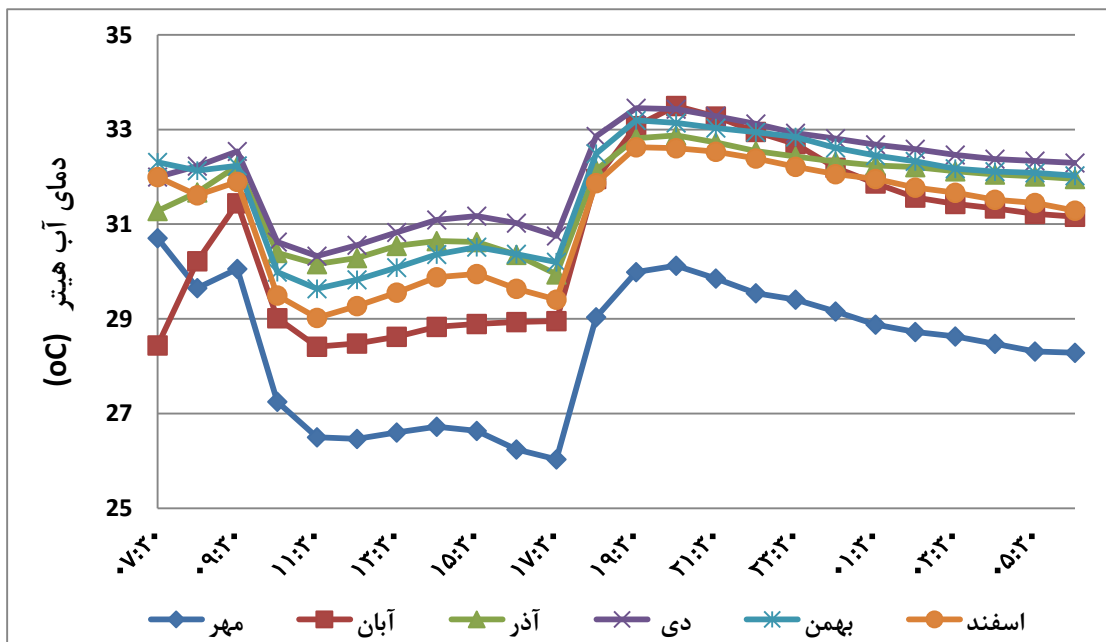


شکل ۵-۱۵- متوسط ماهیانه دمای آب درون مخزن ذخیره در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه پایانی سال

دو نمودار بعد نیز، به ترتیب نشان‌دهنده دمای آب هیتر در هر ساعت از شبانه روز به صورت متوسط ماهیانه در شش ماهه نخست و پایانی سال می باشند.



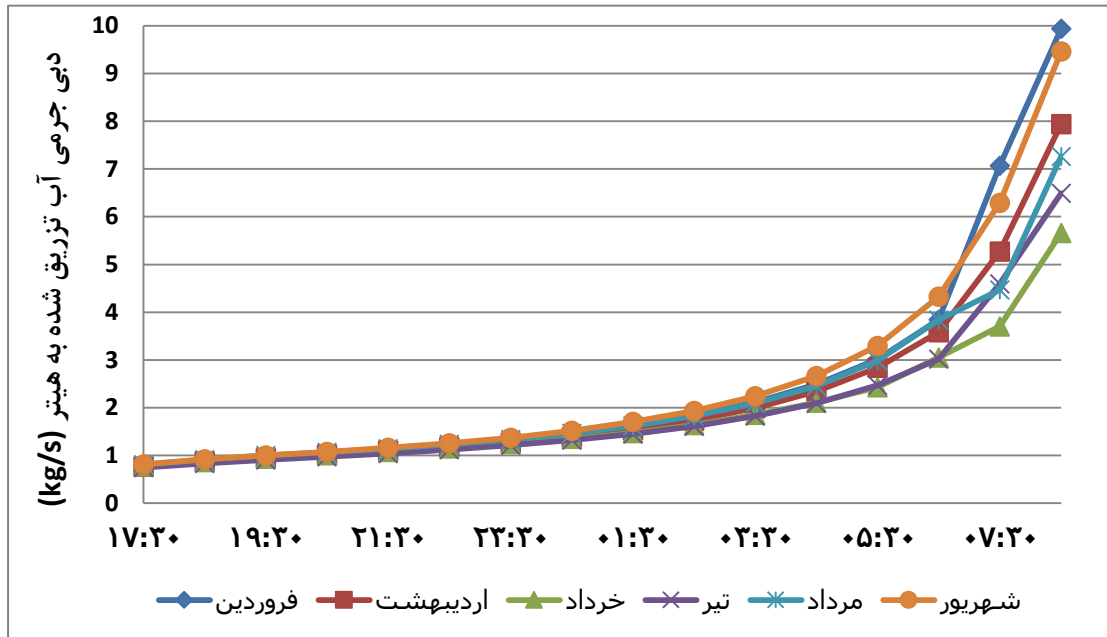
شکل ۵-۱۶- متوسط ماهیانه دمای آب هیتر در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه نخست سال



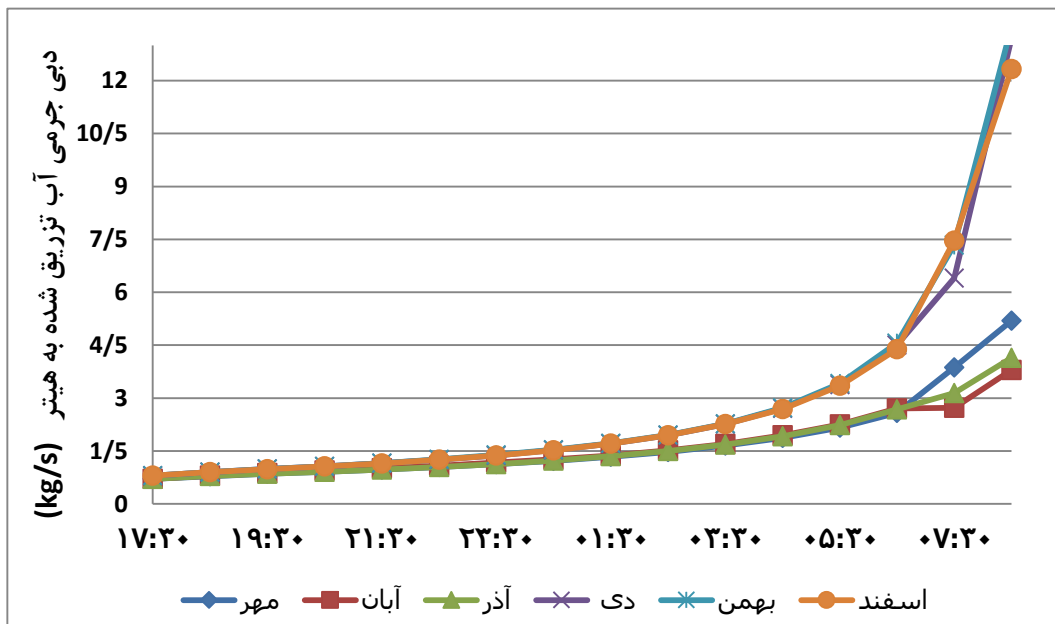
شکل ۵-۱۷- متوسط ماهیانه دمای آب هیتر در هر ساعت از شبانه روز برای شش ماهه دوم سال

همانگونه که در بخش مربوطه تشریح گردید از آنجا که رفته رفته در تانک ذخیره بدلیل مصرف انرژی ذخیره شده افت دما حاصل میگردد، برای اینکه انرژی بصورت یکنواخت از تانک ذخیره به هیتر تزریق شود، بنابراین باید دبی جرمی آب تزریقی افزایش یابد که دو نمودار زیر متوسط ماهیانه

دبی جرمی آب داغ تزریقی از تانک ذخیره به هیتر را نمایش می دهند.

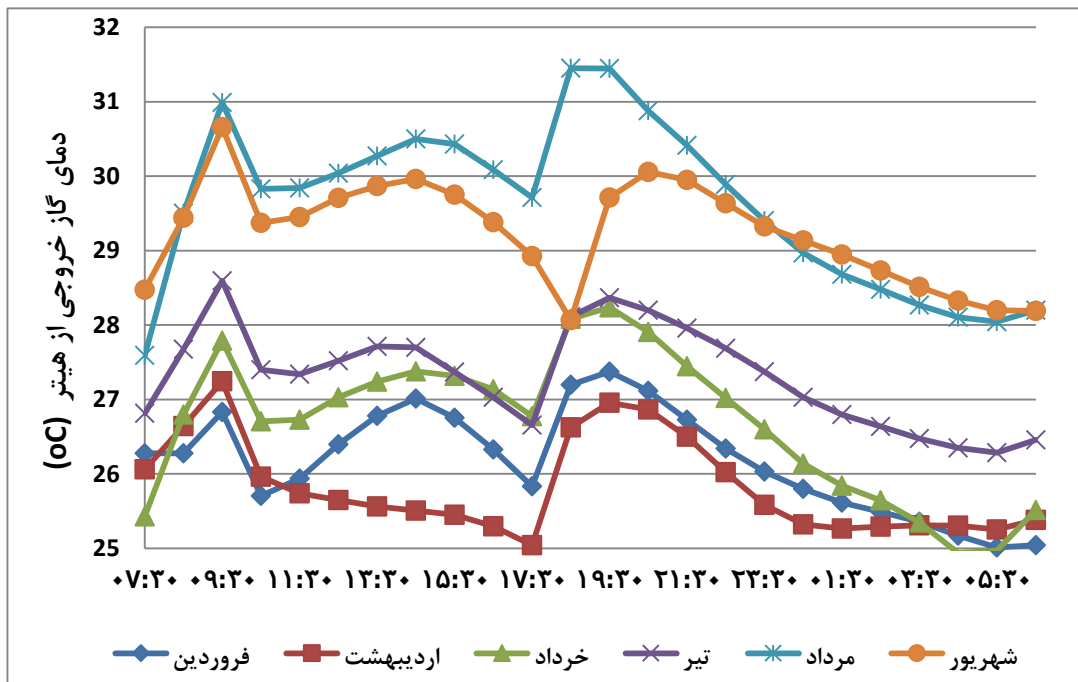


شکل ۵-۱۸- متوسط ماهیانه دبی جرمی آب تزریقی به هیتر برای شش ماهه اول سال

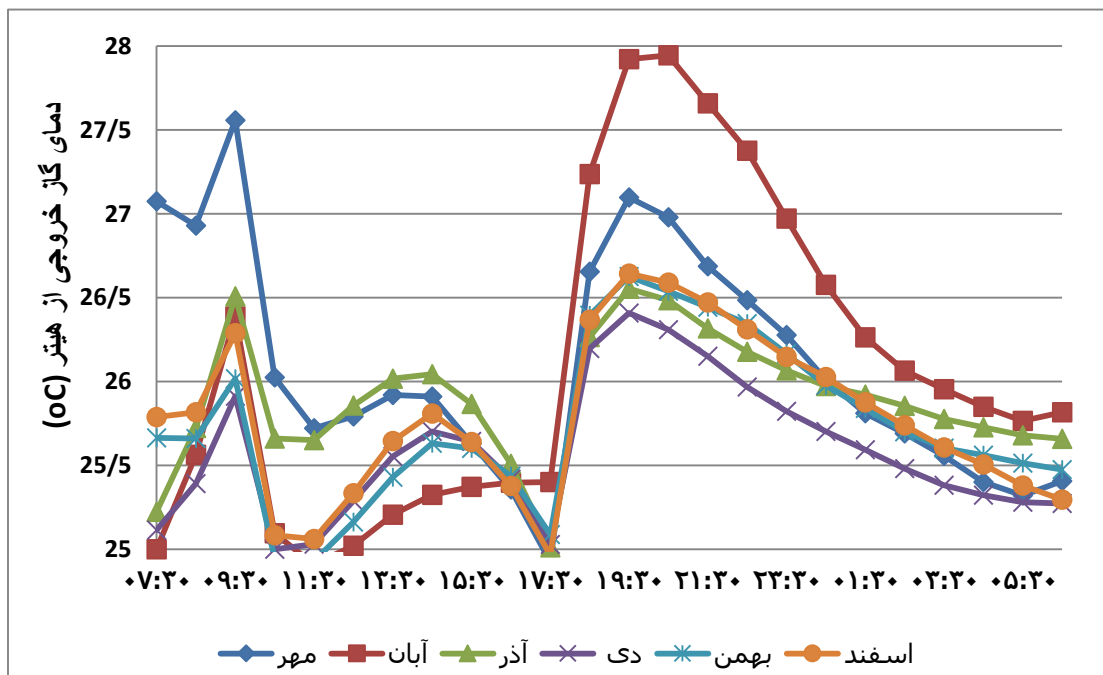


شکل ۵-۱۹- متوسط ماهیانه دبی جرمی آب تزریقی برای شش ماهه دوم سال

با سیستم پیشنهاد شده دمای گاز خروجی از هیتر، هرگز از حداقل دمای مجاز کمتر نخواهد شد. دمای گاز خروجی از هیتر بصورت متوسط ماهیانه در هر ساعت از شبانه روز در دو گراف زیر آورده شده است.

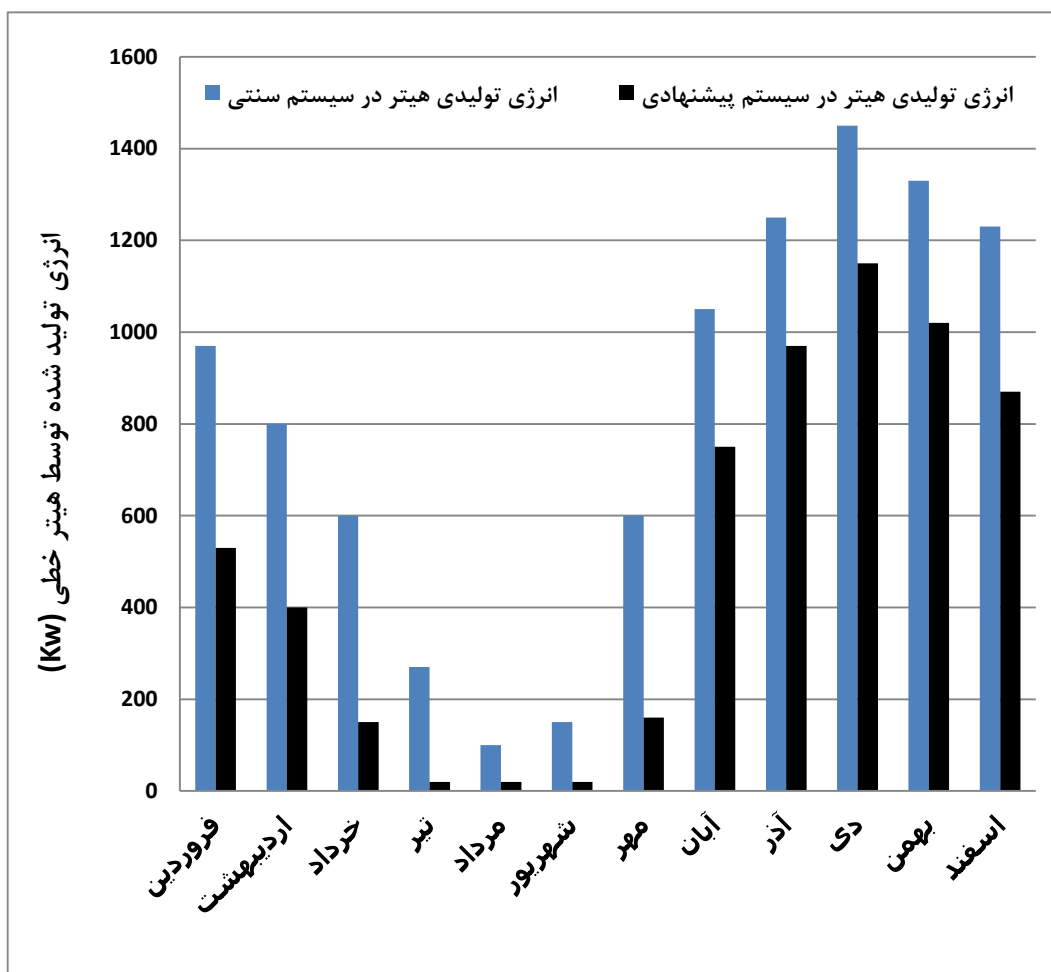


شکل ۵-۲۰- متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از هیتر برای شش ماهه نخست سال



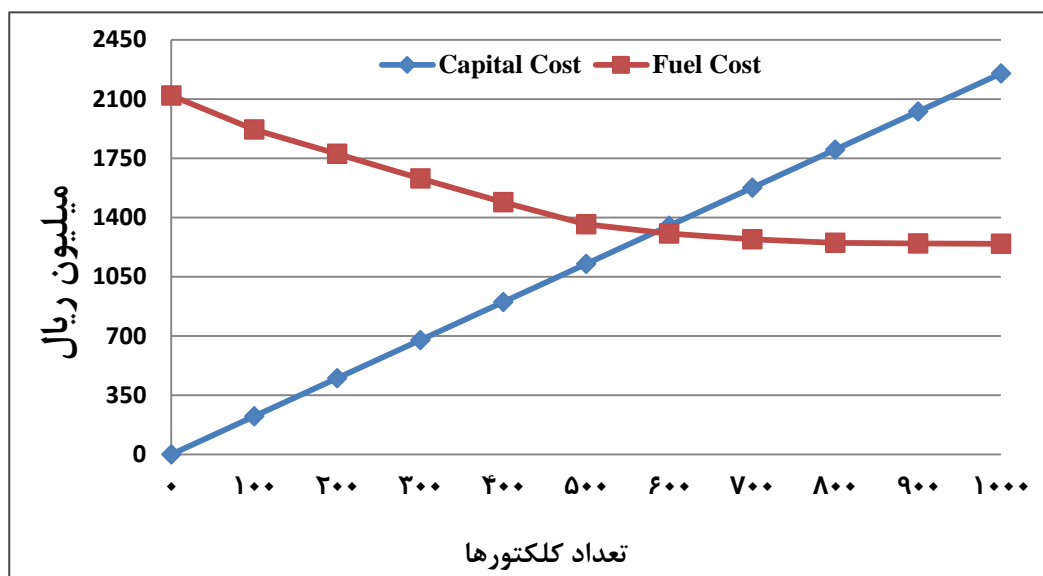
شکل ۵-۲۱- متوسط ماهیانه دمای گاز خروجی از هیتر برای شش ماهه دوم سال

همچنین نمودار ذیل یک مقایسه بین میزان انرژی تولیدی توسط هیتر در دو حالت سیستم سنتی و سیستم مجهز به انرژی خورشیدی که متشکل از ۶۰۰ عدد کلکتور تخت می باشد را نمایش می دهد.



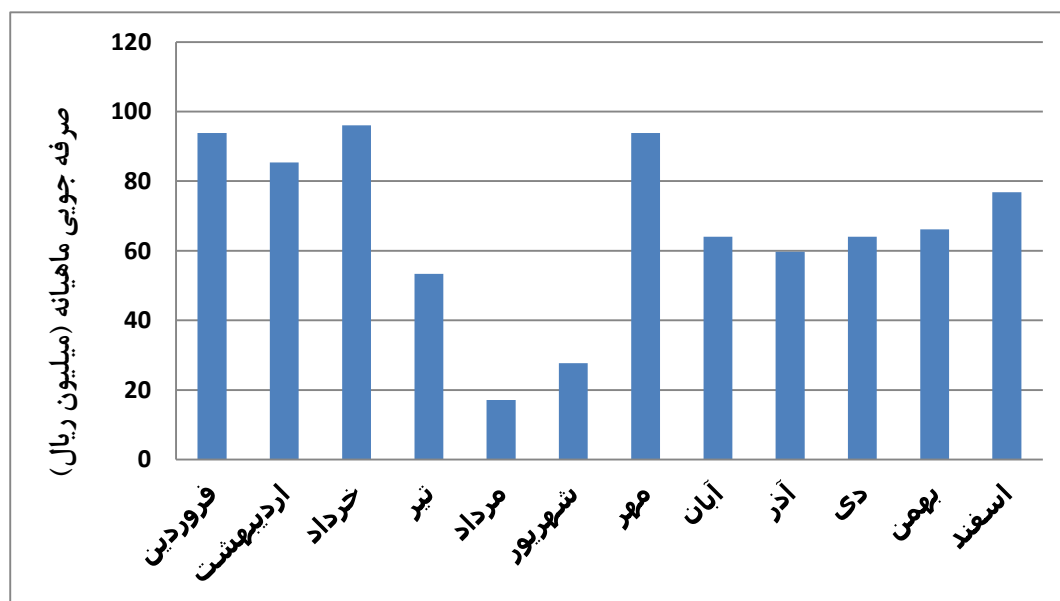
شکل ۵-۲۲- متوسط ماهیانه انرژی تولید شده توسط هیتر

همانگونه که در قسمت مربوط به آنالیز اقتصادی طرح تشریح گردید، تعداد کلکتور بهینه از تلاقی سرمایه گذاری اولیه، که مجموع بهای کلکتورها و بهای تانک ذخیره میباشد، با میزان بهای سالیانه سوخت هیتر، که با بالا رفتن تعداد کلکتورها کاهش میابد، بدست می آید. نمودار (۵-۲۳) نشان میدهد که تعداد آرایش سیستم خورشیدی متشکل از ۶۰۰ عدد کلکتور بهترین انتخاب خواهد بود. به نحوی که با آرایشی متشکل از این تعداد کلکتور، هم صرفه جویی اقتصادی مطلوبی حاصل میگردد و هم به کاهش مصرف سوخت فسیلی کمک شایانی خواهد شد.



شکل ۵-۲۳- تعداد بهینه کلکتور

همچنین نمودار زیر مجموع صرفه جویی حاصل از پیاده سازی سیستم پیشنهادی با هیترو غیرهوشمند را در هر ماه از سال ۱۳۸۷ نمایش می دهد.



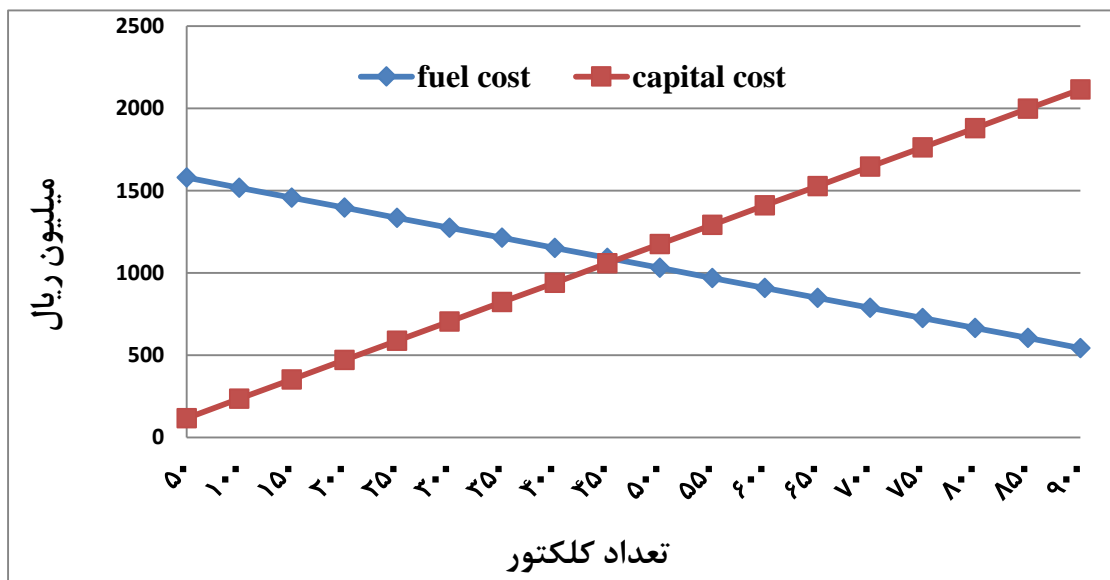
شکل ۵-۲۴- صرفه جویی ماهیانه در سال ۱۳۷۸

در ادامه به بررسی نتایج حاصله از طراحی سیستم با هیترو هوشمند پرداخته می شود.

برای محاسبه اینکه چه سهمی از کل انرژی مورد نیاز را توسط سیستم خورشیدی تولید کنیم باید جنبه اقتصادی و فنی کار را مورد توجه قرار دهیم. مجدداً برای انتخاب تعداد کلکتور بهینه

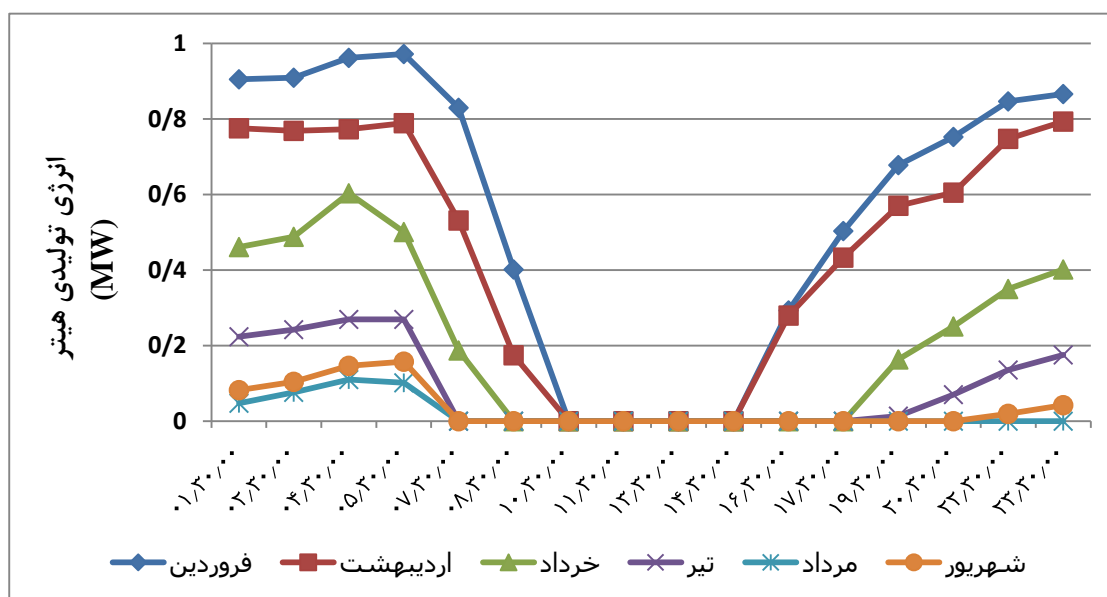
میزان صرفه جویی اقتصادی در مصرف سوخت به ازای کلکتورهای مختلف را با هزینه سرمایه گذاری اولیه باید قطع داد. نقطه تلاقی بهترین انتخاب خواهد بود.

نمودار زیر بیانگر آنست که تعداد ۴۵۰ عدد کلکتور بهترین انتخاب خواهد بود.

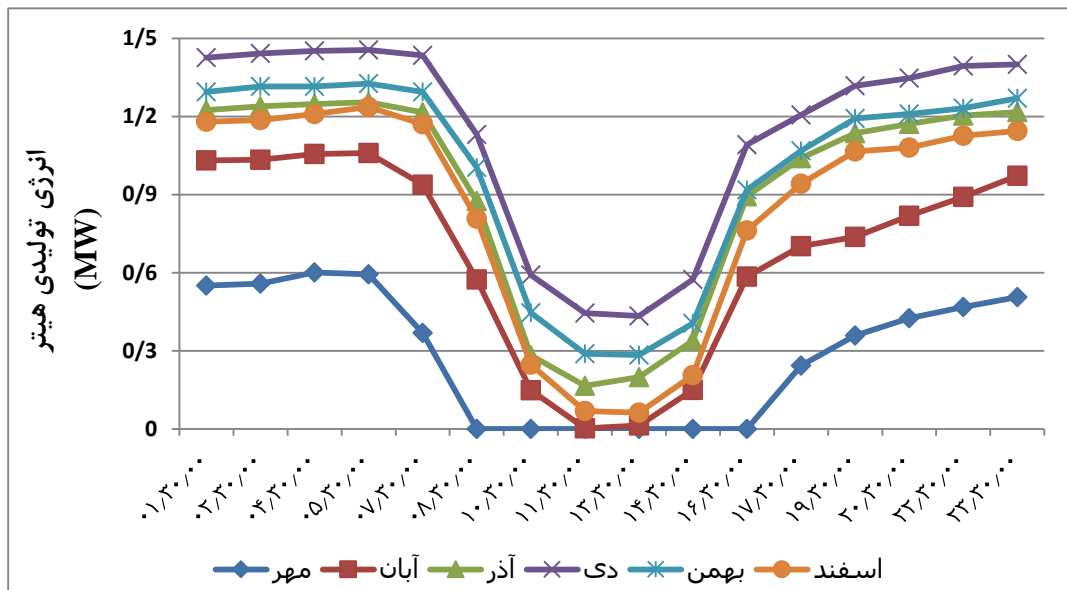


شکل ۵-۲۵- تعداد بهینه کلکتور در سیستم هوشمند

حال میتوان میزان انرژی ای که هیتر بعنوان سیستم یدکی برای سیستم خورشیدی باید تولید کند را بدست آورد.

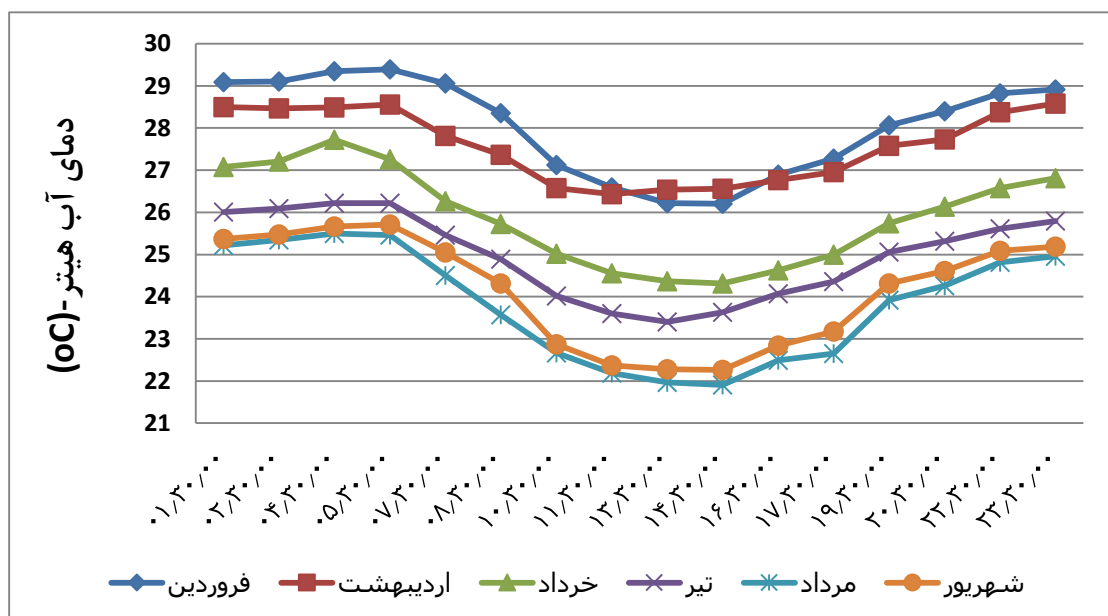


شکل ۵-۲۶- انرژی تولیدی هیتر در سیستم هوشمند



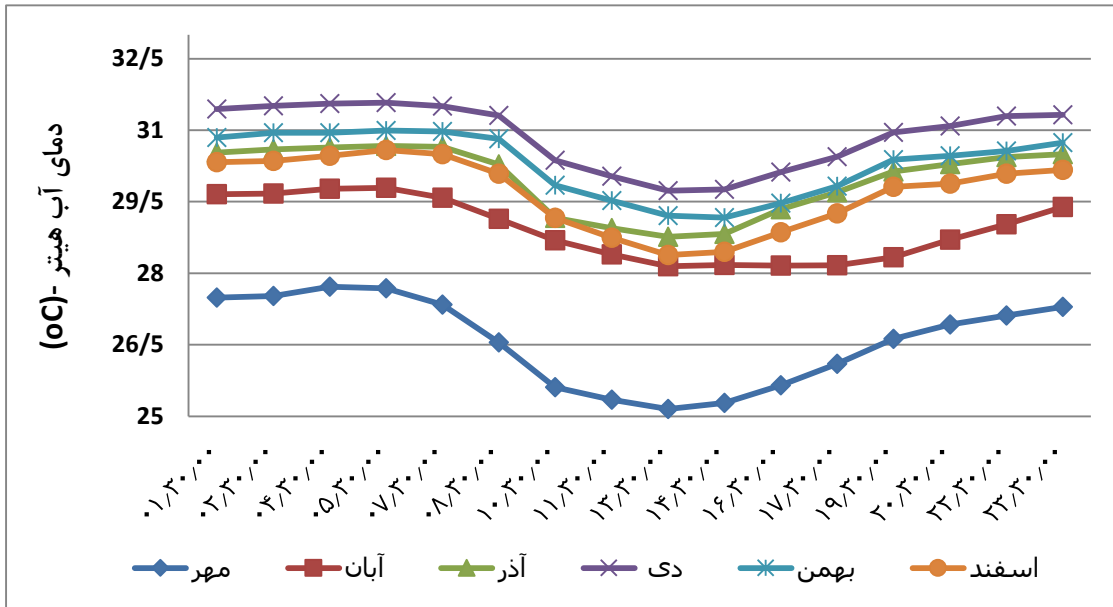
شکل ۵-۲۷- انرژی تولیدی هیتر در سیستم هوشمند

دو نمودار فوق متوسط ماهیانه انرژی تولیدی هیتر در سیستم هوشمند را بصورت ساعتی ارائه می کنند. ملاحظه می شود که در ماههای گرم سال و در ساعات میانی روز که دمای هوا بالا و خورشید با شدت بیشتری میتابد، احتیاجی به عملکرد هیتر نمی باشد. دو نمودار زیر نیز به ترتیب دمای آب درون هیتر را بطور متوسط ماهیانه در هر ساعت از شبانه روز ارائه می کنند.



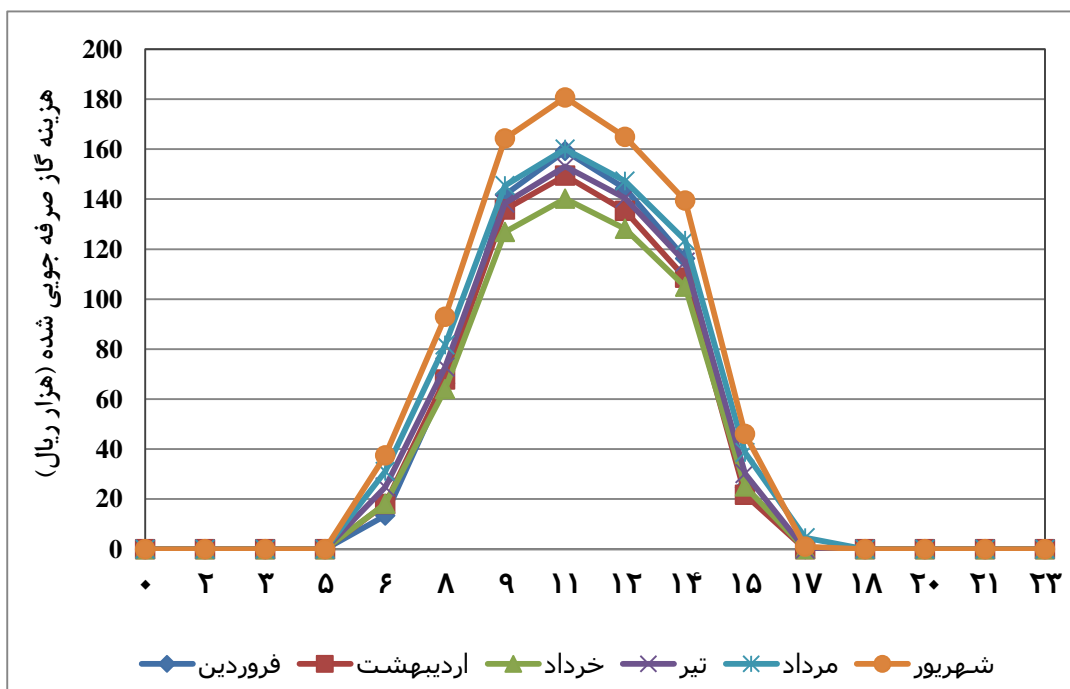
شکل ۵-۲۸- دمای آب هیتر در شش ماهه نخست سال



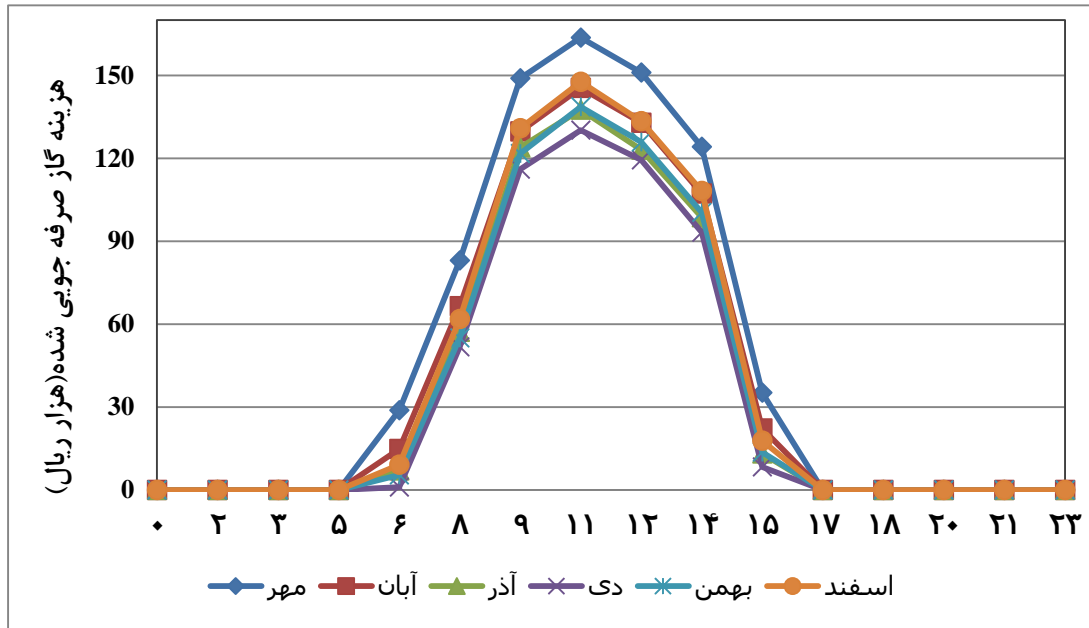


شکل ۵-۲۹- دمای آب هیتر در شش ماهه دوم سال

دو نمودار زیر نیز هزینه گاز صرفه جویی شده در صورت استفاده از این سیستم برای ماههای مختلف را بصورت متوسط ماهیانه و برای تمام ساعات شبانه روز ارائه می دهند.

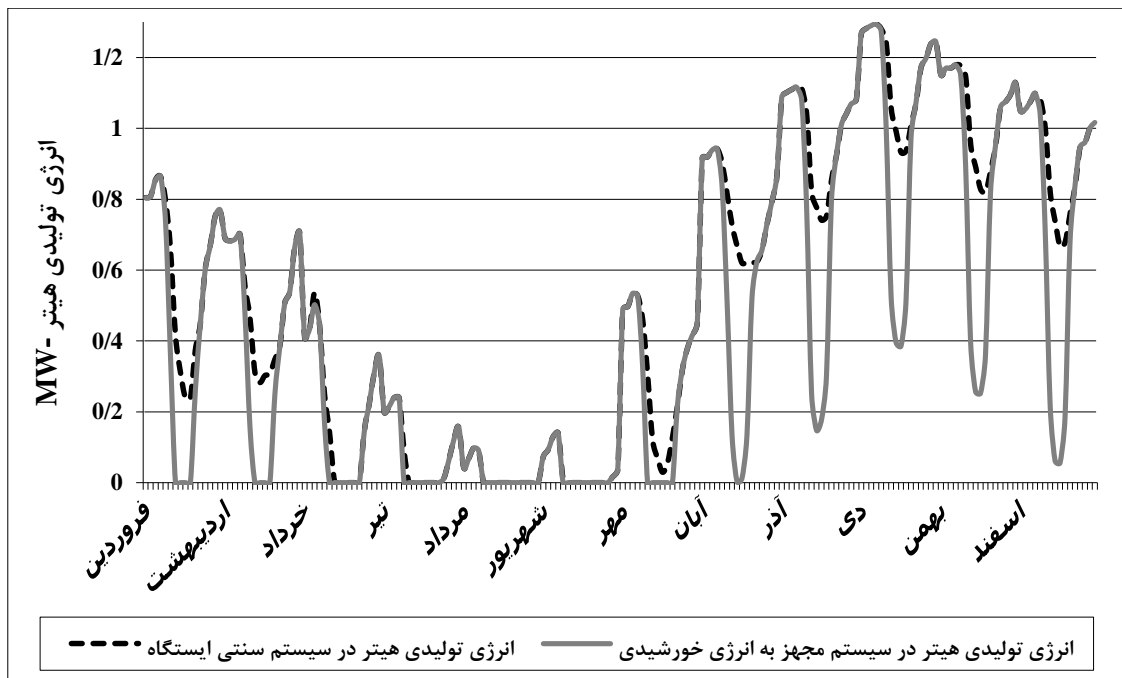


شکل ۵-۳۰- میزان گاز صرفه جویی شده در هر ساعت از شش ماه نخست سال



شکل ۵-۳۱- میزان گاز صرفه جویی شده در هر ساعت از شش ماه دوم سال

سر انجام نمودار زیر نیز مقایسه ای کلی برای طول سال بین انرژی تولیدی توسط هیتر در دو حالت را نشان می دهد.

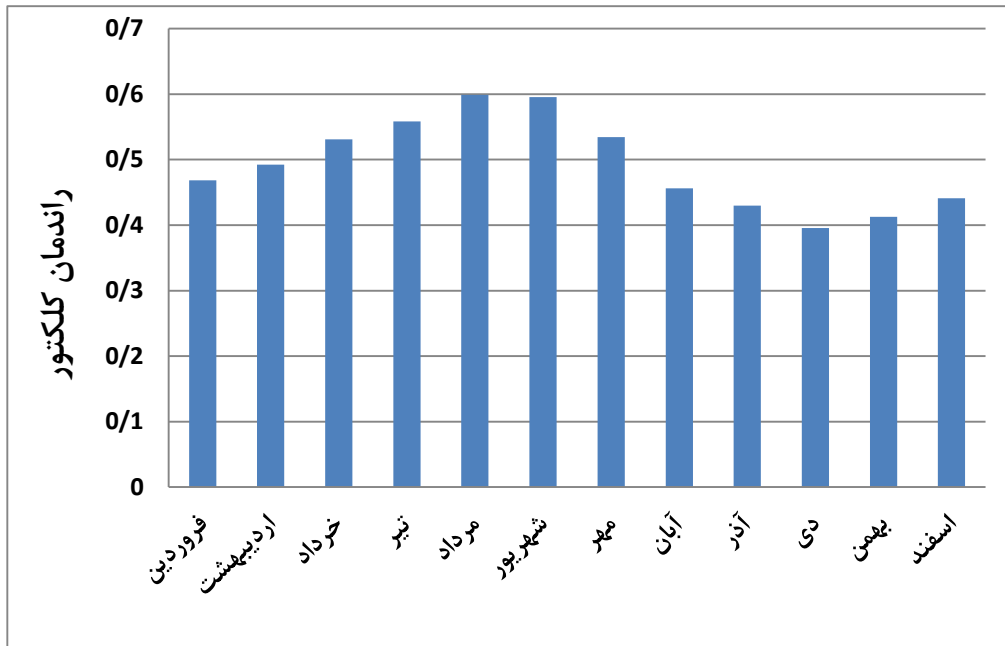


شکل ۵-۳۲- مقایسه ای از انرژی تولیدی هیتر بین سیستم های سنتی و مجهز به انرژی خورشیدی

در ادامه نتایج حاصل از آنالیز انرژی و آنالیز انرژی و آنالیز انرژی بر روی سیستم سنتی و آنالیز انرژی و آنالیز انرژی بر روی

سیستم پیشنهادی ارائه می‌گردد.

نمودار زیر، راندمان حرارتی کلکتورها را بطور متوسط ماهیانه نمایش می‌دهد.



شکل ۵-۳۳- راندمان حرارتی کلکتورها در ماههای متفاوت سال

به منظور سهولت نمایش نتایج مربوط به این بخش، عناوین سیستمهای مختلف به شرح زیر

مختصر گردیده اند.

a: سیستم سنتی ایستگاه

b: سیستم مجهز به سیستم خورشیدی هوشمند

c: سیستم مجهز به سیستم خورشیدی هوشمند با طول لوله فایر تیوپ ۱,۵ برابر

d: سیستم مجهز به سیستم خورشیدی هوشمند با طول لوله فایر تیوپ 1.75 برابر

e: سیستم مجهز به سیستم خورشیدی هوشمند با طول لوله فایر تیوپ 2 برابر

جدول شماره (۵-۱) برخی از داده های نتیجه گیری شده مهم مورد در این بخش را نمایش می

دهد.

جدول ۵-۱- برخی از داده های نتیجه گیری شده مهم

	$T_o(K)$	$T_w(K)$	$\dot{Q}_{NG}(W)$	$\dot{Q}_{solar}(W)$
فروردین	<b>290.3</b>	<b>301.4</b>	<b>277119</b>	<b>85500</b>
اردیبهشت	<b>291.3</b>	<b>300.9</b>	<b>247693</b>	<b>81450</b>
خرداد	<b>296.3</b>	<b>299.2</b>	<b>88443</b>	<b>77850</b>
تیر	<b>299.3</b>	<b>298.3</b>	<b>57699</b>	<b>86400</b>
مرداد	<b>301.3</b>	<b>297.1</b>	<b>38466</b>	<b>93150</b>
شهریور	<b>300.3</b>	<b>297.5</b>	<b>28850</b>	<b>105300</b>
مهر	<b>295.3</b>	<b>299.9</b>	<b>121909</b>	<b>93600</b>
آبان	<b>287.3</b>	<b>302.2</b>	<b>360552</b>	<b>78750</b>
آذر	<b>284.3</b>	<b>303.3</b>	<b>436715</b>	<b>72450</b>
دی	<b>280.3</b>	<b>304.2</b>	<b>526956</b>	<b>67050</b>
بهمن	<b>282.3</b>	<b>303.6</b>	<b>483451</b>	<b>72000</b>
اسفند	<b>285.3</b>	<b>303.0</b>	<b>412135</b>	<b>78300</b>

همچنین دو جدول زیر نیز برخی دیگر از نتایج مهم مربوط به آنالیز انرژی و انرژي را نمایش

می دهد.

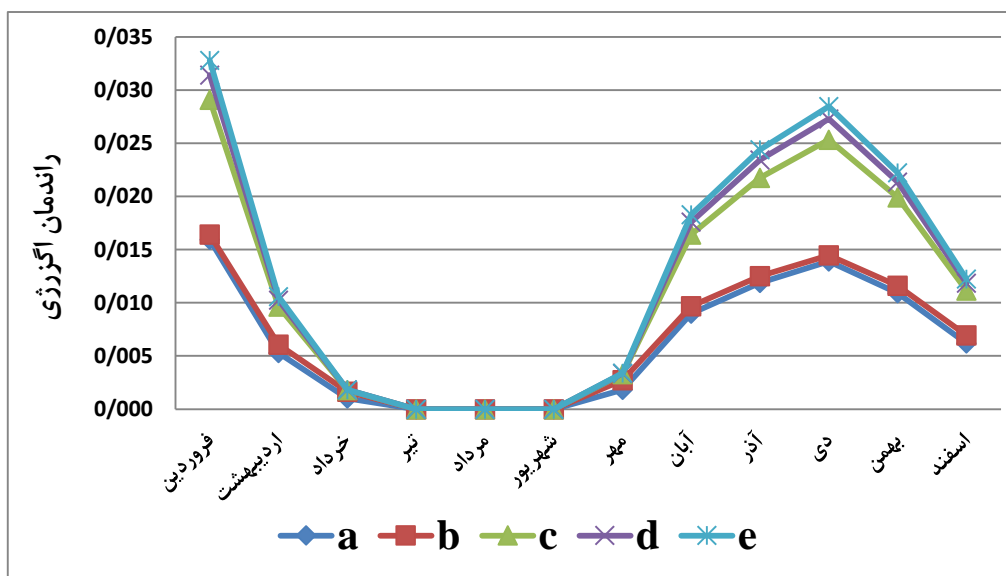
جدول ۵-۲ برخی از داده های نتیجه گیری شده مهم

	$Ex_{solar}(w)$	$Ex_{fuel-a}(w)$	$Ex_{fuel-b}(w)$	$Ex_{fuel-c}(w)$	$Ex_{fuel-d}(w)$	$Ex_{fuel-e}(w)$
فروردین	<b>132228.8</b>	<b>1355793.9</b>	<b>1183282.5</b>	<b>610888.6</b>	<b>556136.6</b>	<b>527062.7</b>
اردیبهشت	<b>136166.8</b>	<b>1243860.6</b>	<b>1058613.4</b>	<b>545714.7</b>	<b>496887.8</b>	<b>470955.1</b>
خرداد	<b>138415.6</b>	<b>1060373.0</b>	<b>858916.7</b>	<b>442771.2</b>	<b>403154.9</b>	<b>382114.2</b>
تیر	<b>142050.3</b>	<b>712993.6</b>	<b>493012.6</b>	<b>253771.0</b>	<b>230800.6</b>	<b>218795.6</b>
مرداد	<b>128701.4</b>	<b>637282.8</b>	<b>427721.9</b>	<b>219837.6</b>	<b>199972.6</b>	<b>189588.6</b>
شهریور	<b>113978.9</b>	<b>227553.3</b>	<b>27254.7</b>	<b>14008.2</b>	<b>12725.7</b>	<b>12066.0</b>
مهر	<b>120222.0</b>	<b>148452.7</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>
آبان	<b>120795.1</b>	<b>98968.5</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>
آذر	<b>137272.3</b>	<b>74226.4</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>	<b>0.0</b>
دی	<b>136175.0</b>	<b>313655.8</b>	<b>72834.5</b>	<b>37435.0</b>	<b>34007.7</b>	<b>32244.7</b>
بهمن	<b>134539.8</b>	<b>927656.3</b>	<b>725042.2</b>	<b>373204.8</b>	<b>338978.6</b>	<b>321376.5</b>
اسفند	<b>131463.7</b>	<b>1123613.9</b>	<b>937208.9</b>	<b>483130.7</b>	<b>438748.2</b>	<b>415926.9</b>

جدول ۳-۵- دمای خروجی گازهای داغ حاصل از احتراق از اگزرز در حالات متفاوت طول لوله های فایر تیوپ

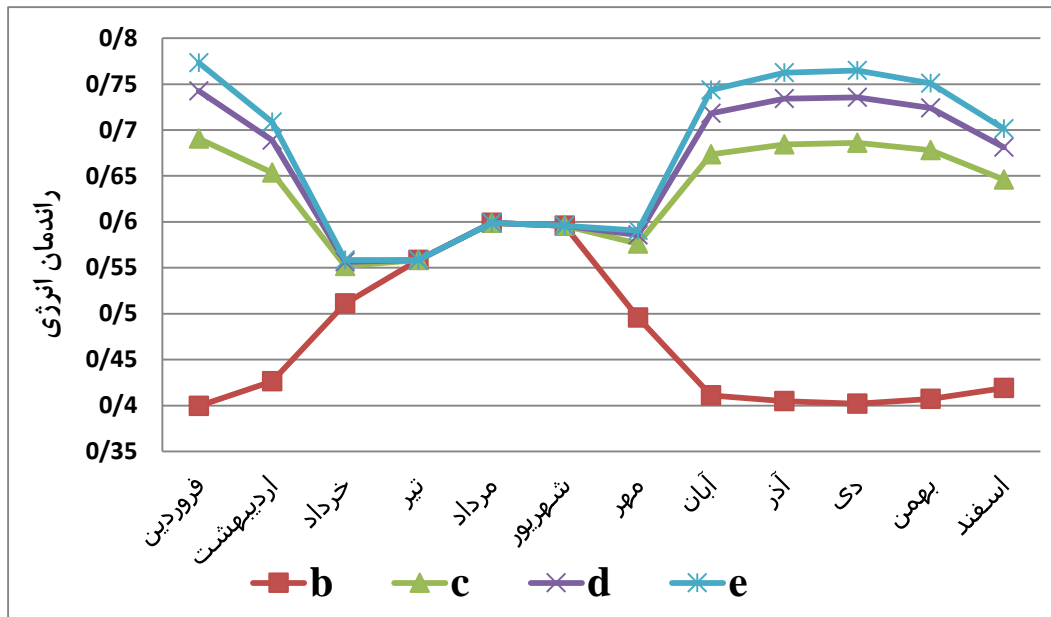
	$T_{ex-a,b}(K)$	$T_{ex-c}(K)$	$T_{ex-d}(K)$	$T_{ex-e}(K)$
فروردین	820.6	500	431	389
اردیبهشت	820.6	499	430	388
خرداد	820.6	499	429	387
تیر	820.6	498	428	386
مرداد	820.6	497	427	385
شهریور	820.6	497	427	385
مهر	820.6	499	429	387
آبان	820.6	500	430	388
آذر	820.6	501	431	389
دی	820.6	502	434	392
بهمن	820.6	501	433	391
اسفند	820.6	501	433	391

نمودار زیر مقایسه ای از راندمانهای اگزرژی را برای تمام حالات معرفی شده نمایش میدهد.



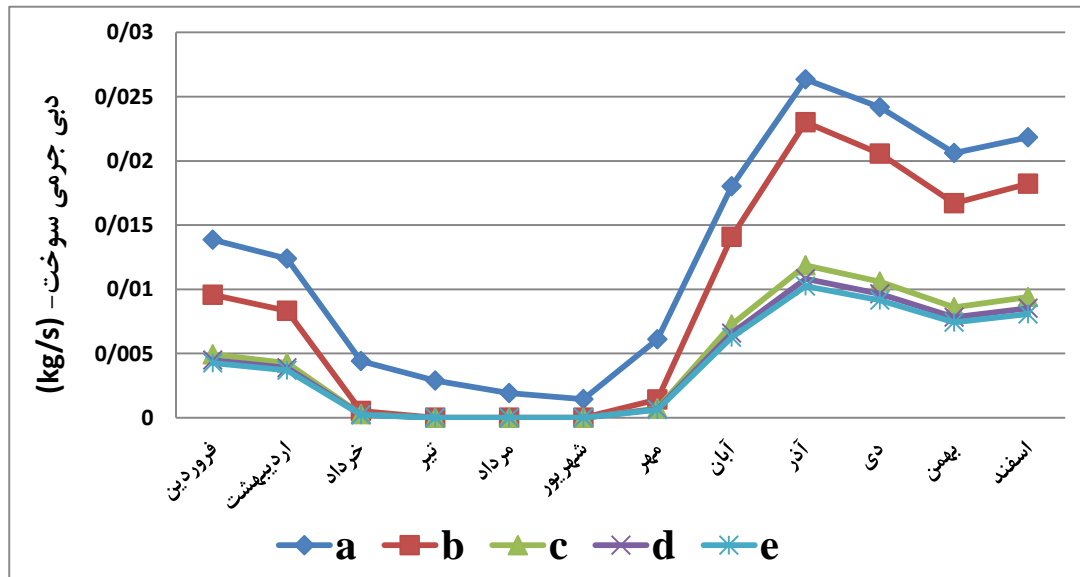
شکل ۳-۴-۵- مقایسه ای از راندمان های اگزرژی برای حالات متفاوت سیستم

نمودار (۳۵-۵) نیز این مقایسه را برای راندمانهای انرژی ارائه میدهد.



شکل ۳۵-۵- مقایسه ای از راندمان های انرژی برای حالات متفاوت سیستم

و نهایتاً میتوان دبی جرمی سوخت مورد نیاز در سیستم های فوق را با یکدیگر مقایسه نمود.



شکل ۳۶-۵- مقایسه ای از دبی جرمی سوخت مصرفی برای حالات متفاوت سیستم

# فصل ششم

## نتیجه گیری

همانگونه که از نمودار (۵-۱۱) و همچنین نمودار دمای هوای سالیانه ساری پیداست، نه تنها این شهر در زمره آفتابگیرترین شهرهای ایران زمین قرار نمیگیرد، بلکه در این زمینه در میان شهرهای کشور جزء ابرناکترین شهرها می باشد.

اما همانگونه که در بخش نتایج ملاحظه گردید، حتی در شهری با شرایط آب و هوایی ساری نیز این سیستم قابلیت کارایی خواهد داشت و بسیار سودمند خواهد بود. از جمله دلایل این امر، رایگان بودن منبع عظیم تابش خورشیدی و همچنین موقعیت جغرافیایی بسیار مناسب کشور ایران از نظر میزان شار خورشیدی رسیده، می باشد.

نکته بعدی که در جریان این پژوهش جالب به نظر میرسد، عدم رعایت دمای بهینه گاز بعد از هیتر و قبل از شیر اختناق میباشد که باعث میگردد گاز تا میزان زیادی بالاتر از نیاز گرم شود که این مطلب به معنی مصرف بیش از نیاز انرژی میباشد. در این پژوهش دمای بهینه گاز ایستگاه ساری برای ورود به شیر اختناق با رعایت اصول و همچنین اتخاذ ضریب ایمنی بالا، معادل ۲۵ درجه سلسیوس حاصل گردید.

اما همانطور که از نمودارهای مربوطه پیداست، با تعداد کلکتور کمتر دوره بازگشت سرمایه کوتاهتری خواهیم داشت. دلیل این امر عدم نیاز سیستم به انرژی خورشیدی در برخی از روزهای گرم تابستان میباشد. بعنوان مثال در برخی از روزها با تعداد تنها ۱۰۰ عدد کلکتور و بدون نیاز به عملکرد هیتر، انرژی مورد نیاز گاز تامین میگردد. در چنین روزی عملکرد مابقی کلکتورها مازاد بر نیاز میباشد. بنابراین اگر جنبه اقتصادی کار مطرح نبود، حذف کامل هیتر نیز در ایستگاه امکان پذیر بود، و همچنین اگر تنها جنبه اقتصادی کار حائز اهمیت بود تعداد کلکتور بهینه بسیار کمتر از این میزان خواهد بود. از اینرو انتخاب تعداد بهینه کلکتور امریست بسیار حساس و نیازمند دقت کافی در محاسبات.

در سیستم غیرهوشمند، نمودار مربوط به تعداد بهینه کلکتور در قسمت نتایج مربوط به آن بخش؛ تعداد کلکتور بهینه را ۶۰۰ عدد نشان می دهد. با این تعداد کلکتور هزینه سرمایه گذاری



اولیه رقمی معادل ۱,۳۵ میلیارد ریال و صرفه جویی سالیانه در مصرف سوخت معادل ۸۱۰ میلیون ریال میباشد.

اما برای ارزیابی اقتصادی و محاسبه دوره بازگشت سرمایه همانگونه که قبلاً بیان گردید، باید درصد ساعات آفتابی و روزهای بارندگی یا ابری سال نیز لحاظ شود. بنابراین با استفاده از رابطه بیان شده در بخش آنالیز اقتصادی طرح و همچنین نمودار (۵-۱۱) که بیان میکند شهر ساری ۰/۴۷ از کل تابش خورشیدی ممکن را میتوان دریافت کند، دوره بازگشت سرمایه ۴/۱۵ سال، حاصل میگردد. بدان معنا که تقریباً پس از ۴ سال سیستم به سوددهی خالص میرسد.

اما در سیستم هوشمند، گراف مربوط به تعداد کلکتور بهینه، عدد ۴۵۰ را نشان میدهد. با این تعداد کلکتور، هزینه سرمایه گذاری اولیه رقمی معادل ۸۳۰ میلیون ریال بوده و با فرض آسمان کاملاً صاف در طول سال، رقم صرفه جویی سالیانه سوخت در ایستگاه تقریباً معادل ۲۲۰ میلیون ریال میباشد. اما با احتساب درصد ابرناکی آسمان ساری، دوره بازگشت سرمایه حاصل از این طرح معادل ۸/۸۷ سال میباشد.

یقیناً سیستم بهینه تر، سیستم طراحی شده با هیتر هوشمند می باشد، هر چند دوره بازگشت سرمایه در سیستم غیر هوشمند کوتاهتر است، اما این دلیل بر بهینه بودن آن نسبت به حالت هوشمند نیست. این امر که در سیستم غیر هوشمند، صرفه جویی سالیانه به واسطه کاربرد انرژی خورشیدی بیشتر از حالت دیگر است، کاملاً صحیح است. اما آنچه سیستم هوشمند را بهتر از نوع غیر هوشمند معرفی میکند، حداقل شدن مصرف سوخت در این سیستم قبل از بکارگیری انرژی خورشیدی است، که بعد از این حداقل سازی مصرف، با انرژی خورشیدی بهینه تر از گذشته نیز می گردد. مقایسه ای بین مصرف سوخت سالیانه هنگامیکه سیستمهای پیشنهادی اعمال شوند نشان می دهد که، در سیستم هوشمند با تعداد ۴۵۰ عدد کلکتور سوخت مصرفی سالیانه معادل ۱/۰۵ میلیارد ریال، حال آنکه در سیستم غیرهوشمند با هزینه سرمایه گذاری اولیه بیشتر یعنی ۶۰۰ عدد کلکتور و یک تانک ذخیره با قیمتی گزاف، سوخت سالیانه مصرفی رقمی معادل ۱/۳۵ میلیارد ریال

را نمایش میدهد. از اینروست که بهترین حالت برای بکارگیری انرژی خورشیدی در ایستگاه بکارگیری سیستم هوشمند می باشد.

لازم به ذکر است که قیمت گاز مصرفی همان قیمت جهانی گاز و قیمت و ویژگیهای کلکتور مورد استفاده و همچنین تانک ذخیره مورد استفاده در طراحی تماماً مطابق استاندارد کلکتورهای صنعتی و تانکرهای ذخیره آب صنعتی موجود در بازار لحاظ شده است.

## مراجع

- [1] Duffie J.A, Beckman W.A. Solar Engineering of Thermal Processes. Second Ed, New York, Willy; 1991.
- [2] Zekai S. Solar Energy Fundamentals and Modeling Techniques. 3rd Ed., London: Springer 180, 2008.
- [3] Kamali G.A, Moradi E. Solar radiation fundamentals and application in farms and new energy. Tehran, 2005.
- [4] Cooper PI. The absorption of solar radiation in solar stills. Solar Energy 1969; 12:333–345.
- [5] Francis W.H. Yik, T.M. Chung, K.T. Chan. A method to estimate direct and diffuse radiation in Hong Kong and its accuracy. Transactions of the Hong Kong Institution of Engineers 1995; 2:23–29.
- [6] Dutta Gupta, K. K., Saha, S., “Energy Analysis of Solar Thermal Collectors”, Renewable energy and environment, PP. 283-287, 1990
- [۷] بهادری نژاد، مهدی، “جایگاه انرژی خورشیدی در ایران”، مجله مهندسی مکانیک، زمستان ۱۳۷۱.
- [8] Incropera FP, DeWitt DP. Fundamentals of heat and mass transfer. 5th Ed. New York: John Wiley; 2002.
- [۹] فرانک اینکروپرا، دیوید دویت - مقدمه ای بر انتقال گرما - ترجمه: بهرام پوستی - انتشارات کتاب دانشگاهی - بهار ۱۳۸۲
- [10] Soteris A. Kalogirou, Solar thermal collectors and applications, *Progress in Energy and Combustion Science* 30 (2004) 231–295
- [۱۱] مبانی طراحی ایستگاه های تقلیل فشار و اندازه گیری گاز، شرکت ملی گاز ایران، ۱۳۸۴
- [12] Farzaneh-Gord, M., Hashemi, S., Sadi, M., Energy destruction in Iran’s Natural Gas Pipe Line Network, *Energy Exploration and Exploitation*, Volume 25, Issue 6, 2009.
- [13] Farzaneh-Gord, M., Magrebi J., Exergy of Natural Gas Flow in Iran’s Natural Gas Fields, *International Journal of Exerg* , Vol 6, No. 1, pp131-142, 2009.
- [۱۴] آشنایی با ایستگاههای تقویت فشار انتقال گاز، مهندس حسین کاردری، ۱۳۸۷.
- [15] <http://en.wikipedia.org/wiki/Sari>
- [۱۶] نجفی مود محمدحسین، علیزاده امین، محمدیان آزاده، موسوی جواد، "بررسی رابطه دمای هوا و دمای اعماق مختلف خاک و برآورد عمق یخبندان(مطالعه موردی استان خراسان رضوی)", مجله آب و خاک ( علوم و صنایع کشاورزی)، ۱۳۸۷، جلد ۲۲ شماره ۲، صفحه ۴۵۶-۴۶۶
- [17] Mohsen Edalata; G. Ali Mansoori, Buried Gas Transmission Pipelines: Temperature Profile Prediction through the Corresponding States Principle, *Energy Sources*, Part A:

Recovery, Utilization, and Environmental Effects, Volume 10, Issue 4 1988 , pages 247 - 252

- [18] Arnold, Ken; Stewart, Maurice, Surface Production Operations (2nd Edition) Volume 2 - Design of Gas-Handling Systems and Facilities, 1999 Elsevier.
- [19] Baldini, G. Manfrida, D. Tempesti, Model of a Solar Collector/Storage System for Industrial Thermal Applications, Int. J. of Thermodynamics Vol. 12 (No. 2), pp. 83-88, 2009.
- [20] A. S. ELASFOUR, M. M. HAWAS, SIMPLIFIED MODEL FOR SIMULATING SOLAR THERMAL SYSTEMS, *Energy Convers. Mgmt* Vol. 27, No. 1, pp. 1-10, 1987
- [21] TIMOTHY E. JOHNSON, LIGHTWEIGHT THERMAL STORAGE FOR SOLAR HEATED BUILDING, *Solar Energy*, Vol. 19, pp. 669-675
- [22] Johannes, G. Fraisse, G. Achard, G. Rusaouen, Comparison of solar water tank storage modelling solutions, *Solar Energy* 79 (2005) 216–218
- [23] Vassilis Belessiotis, Emmanouil Mathioulakis, Elias Papanicolaou, Theoretical formulation and experimental validation of the input–output modelling approach for large solar thermal systems, *Solar Energy* 84 (2010) 245–255
- [24] M. Ortiz, H. Barsun, H. He, P. Vorobieff, A. Mammoli, Modeling of a solar-assisted HVAC system with thermal storage, *Energy and Buildings* 42 (2010) 500–509
- [25] J. Buzas, I. Farkas, A. Biro, R. Nemeth, Modelling and simulation of a solar thermal system, *Mathematics and Computers in Simulation* 48 (1998) 33-46
- [26] .I. N. KAPTAN and A. KILIC, A THEORETICAL AND EXPERIMENTAL INVESTIGATION OF A NOVEL BUILT-IN-STORAGE SOLAR WATER HEATER, *Solar Energy* Vol. 57, No. 5, pp. 393-400, 1996
- [27] D. W. MATHER, K. G. T. HOLLANDS and J. L. WRIGHT, SINGLE- AND MULTI-TANK ENERGY STORAGE FOR SOLAR HEATING SYSTEMS: FUNDAMENTALS, *Solar Energy* Vol. 73, No. 1, pp. 3–13, 2002

[۲۸] فراهت، سعید، عجم، حسین و سرحدی، فرامرز، "بهینه‌سازی گردآورنده‌های خورشیدی سهموی خطی با مفهوم اکسرژی"، نوزدهمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، آذر ۱۳۸۳.

- [29] Wing Han, K., Chiang Lee, C., "A Second Law Concept of An Equivalent Solar Collectors", *Energy*, Vol. 16, No. 5, PP. 859-865, 1991.
- [30] Bejan, A., "Advanced Engineering Thermodynamic", Second Edition, Wiley & Sons, PP. 133-137 & 462-465, 1988.