شرکت ملی نفت ایران
شرکت بهینه سازی مصرف سوخت

شرکت تحقیقاتی
صنایع لوازم خانگی

عنوان پروژه:

بررسی امکان جایگزینی بویلرهای تقطیری(چگالشی) با پکیج‌های معمولی (مستقل در مصارف خانگی و صنعتی)

گزارش نهایی

کارفرما :سازمان بهینه سازی مصرف سوخت کشور
مجری :شرکت تحقیقاتی صنایع لوازم خانگی

فروردین ۱۳۸۹

شرکت تحقیقاتی
صنایع لوازم خانگی

شرکت ملی نفت ایران
شرکت بهینه سازی مصرف سوخت

Title:
Investigation of Possibility for Retrofitting Non-Condensing Boilers with Condensing Boilers (Independent Usage in Domestic and Industrial Sections)

Final report

Employer: Iranian Fuel Conservation Company
Executer: Home Appliance Research Co.

April 2010

چکیده

با توجه به اهمیت روزافزون بازدهی انرژی در تاسیسات و سیستم‌های گرمایشی ساختمان‌ها، لـزوم اسـتفاده از دسـتگاه-های پربازده و با حداقل اتلافات حرارتی در کاربردهای مختلف، از جمله گرمایش آب و فضای سـاختمان، بیشـتر حـس می‌شود. یکی از تکنولوژی‌های شناخته شده و مطرح برای این موضوع، سیستم‌های چگالشی مـی‌باشـند کـه در آنهـا از انرژی حاصل از تقطیر بخار آب موجود در محصولات احتراق نیز بهره گرفته می‌شود.

در کشورهای توسعه یافته صنعتی از بویلرهای چگالشی به میـزان قابـل تـوجهی در سیسـتم‌هـای گرمایشـی مرکـزی، گرمایش آب و پکیج‌ها استفاده می‌شود. لیکن در کشور ما هنوز این سیستم‌ها بدرستی شناخته نشده و کاربرد پیدا نکرده است؛ لذا در این پروژه به بررسی امکان جایگزینی بویلرهای چگالشی با پکیج‌هـای معمـولی کـه در مصـارف خـانگی و صنعتی کشورمان مورد استفاده قرار می گیرد، پرداخته‌ایم.

در این پروژه پس از جمع آوری اطلاعات لازم از طریق اینترنت، کاتالوگ‌های محصولات و سایت‌های تولیدکننـدگان، کتاب‌ها و مقالات مربوط به بویلرهای چگالشی و پکیج‌های معمولی گازسوز، از نظر ویژگـی‌هـای عملکـردی و مصـرف انرژی آن‌ها و همچنین استانداردهای بـین المللـی عملکـرد مـرتبط بـا بویلرهـای چگالشـی و پکـیج‌هـای معمـولی در استانداردهای مختلف روش محاسبات طراحی برای بویلرهای تقطیری مورد بررسی قرار گرفت. همچنین فرآیند تولید در خط تولید بویلرهای تقطیری و الزامات خاص مربوط به ساخت و تولید آنها و تفاوت‌های موجود بـا پکـیج‌هـای معمـولی مورد بررسی قرار گرفته، سپس طراحی و محاسبات تأسیساتی آنها با استفاده از نـرم افزارهـای مهندسـی انجـام شـده و نهایتاً بررسی اقتصادی جهت بررسی میزان سرمایه گذاری لازم برای تبـدیل تولیـد پکـیج‌هـای معمـولی بـه تقطیـری محاسبه و تعیین شده است.

بویلرهای چگالشی بطور کلی دارای تکنولوژی بالاتری از نظر ردهٔ بازدهی انرژی می‌باشند و با جایگزینی آنها بـا پکـیج-های فعلی، بطور قابل توجهی مصرف سوخت و تولید آلاینده‌های محیطی کاهش مـی‌یابـد و در نتیجـه باعـث کـاهش هزینه‌های تحمیلی به دولت و هزینه‌های سالانه مصرف کنندگان می‌شود. البتـه اسـتفاده از بویلرهـای چگالشـی بـرای

دست یابی به حداکثر بازدهی آنها، منوط به شرایط سیستم گرمایشی محیط دارد که معمولاً باید دارای دمای آب بازگشتی پایینی باشد.

Abstract:

As regard to ever-increasing importance of energy efficiency in Building's heating systems, using efficient devices in different applications such as water and space heating of buildings is necessary. Condensing system is one of the famous technologies in this field that absorbs latent heat by condensing water vapor in flue gases.

Condensing boilers are used in huge amounts for central heating systems, water heating and space heating in developed countries. However, the systems are not known and applied correctly in our country; so, in this project, possibility for retrofitting of conventional boilers with condensing boilers, which are used in domestic and industrial sections, is studied.

In this project, required information and international standards about characteristics of performance and energy consumption of gas condensing and conventional boilers are gathered through internet, products catalogues and manufacturers' websites, books and journals. Also, computational design method for condensing boilers is studied and manufacturing process in production line of condensing boilers and special requirements and differences about manufacturing and production of them with respect to conventional boilers are investigated. Furthermore, designing and computations of installations and heating loads for three models of buildings with 5, 7, and 9 floors are carried out using professional soft wares, and finally, economical survey to determine amounts of investments for converting conventional boilers to condensing boilers is performed.

Condensing boilers generally have high technology from view point of energy efficiency level and therefore, fuel consumptions and environmental pollutions will be reduced considerably by converting conventional boilers to condensing boilers that leads to decreasing of government's budgets and annual charges of consumers. Though, using condensing boilers to achieve maximum efficiency needs a heating system that has low return water temperature.

خلاصه مدیریتی:

تأمین بار حرارتی ساختمان‌ها بخش عمده‌ای از مصرف گاز در بخش خانگی را به خود اختصاص می‌دهد. بر اساس آمار ارائه شده در ترازنامه هیدروکربوری کشور در سال ۱۳۸۶، بیش از ۷۰ درصد گاز مصرفی در بخش خانگی جهت گرمایش ساختمان‌ها مصرف می‌شود. با توجه به حجم بالای گاز مورد استفاده در این بخش، افزایش بازده در این سیستم‌ها منجر به صرفه جویی چشمگیری در گاز طبیعی مصرفی جهت تأمین گرمایش ساختمان‌ها خواهد شد.

پکیج گرمایشی یکی از سیستم‌های مورد استفاده جهت تأمین بار حرارتی ساختمان می باشد. این سیستم‌ها آب گرم مصرفی و آب گرم سیستم حرارت مرکزی را تأمین می‌کنند. بازده انواع معمولی پکیج‌ها در حدود ۷۰ تا ۸۵ در صد می-باشد. امروزه با استفاده از چگالش محصولات حاصل از احتراق، نسل دیگری از این سیستم‌ها به بازار عرضه شده است که بازده حرارتی آنها بیش از ۹۰ درصد می باشد.

در این پروژه پژوهشی استفاده از پکیج‌های چگالشی بجای پکیج‌های معمولی در ساختمان‌ها از نظر فنی و اقتصادی مورد مطالعه قرار گرفته است. در بخش فنی این پژوهش، فرآیند ساخت و خصوصیات پکیج چگالشی مورد بررسی قرار گرفته است. بر اساس نتایج بدست آمده در طی این مطالعه، تفاوت اصلی پکیج معمولی و پکیج چگالشی در نوع مبدل حرارتی مورد استفاده در آنها می‌باشد. محیط داخلی مبدل حرارتی پکیج چگالشی به دلیل وجود گازهای حاصل از احتراق و واکنش آن با آب حاصل از چگالش، محیطی اسیدی است و در نتیجه به مبدل حرارتی چگالشی مقاوم جهت افزایش عمر پکیج نیاز است. به منظور خروج میعانات اسیدی از پکیج نیز مجرای تخلیه پکیج چگالشی از مواد مقاوم در برابر خوردگی ساخته می‌شود. علاوه بر این، به دلیل کاهش دمای گازهای خروجی، سیستم تهویه اجباری نیز در این سیستم‌ها استفاده می‌شود. دودکش پکیج چگالشی نیز باید به گونه‌ای طراحی شود که گازهای حاصل از احتراق را به خوبی تخلیه کند.

به منظور بررسی اقتصادی طرح جایگزینی پکیج معمولی با پکیج چگالشی، دو دیدگاه متفاوت در نظر گرفته شده است. دیدگاه اول مربوط به اجرای طرح توسط مصرف کننده و دیدگاه دوم مربوط به اجرای طرح بصورت ملی می‌باشد. در

دیدگاه اول فرض بر این است که مصرف کننده می خواهد در مورد نوع سیستم گرمایشی که قرار است در ساختمان در حال ساخت و یا ساخته شده استفاده شود، تصمیم گیری کند و در این راستا بایستی معایب و محاسن استفاده از هر یک را بررسی کرده و در نهایت طرحی را که از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه تر است، انتخاب کند. در این دیدگاه هزینه اولیه اجرای طرح جایگزینی در ساختمان در دست احداث، مربوط به اختلاف هزینه دو نوع پکیج و در ساختمان موجود برابر هزینه اولیه پکیج چگالشی می‌باشد. نتایج بدست آمده نشان می دهد که برای سرمایه گذاری در ساختمان‌های در دست احداث، ارزش فعلی خالص طرح در استفاده از پکیج چگالشی بیش تر از ارزش فعلی خالص در طرح استفاده از پکیج معمولی است. علت این موضوع این است که صرفه جویی ناشی از مصرف گاز در صورت استفاده از پکیج تقطیری به اندازه‌ای است که در مدت چندین سال استفاده، هزینه اولیه بالای آن را جبران می کند. به منظور آن که مشخص شود این سرمایه گذاری در چه مدت به سودآوری می رسد، دوره بازگشت سرمایه نیز محاسبه گردید.

آنالیز حساسیت دوره های بازگشت سرمایه نشان می دهند که با افزایش تعرفه گاز مصرفی، دوره بازگشت سرمایه کوتاه تر می شود که دلیل آن، افزایش میزان صرفه جویی ناشی از کاهش مصرف گاز است. همچنین با افزایش بار حرارتی نیز دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر می شود که دلیل آن صرفه‌جویی بیشتر در مصرف گاز در بارهای حرارتی بالاتر است. با مطالعه روند تغییرات هزینه‌ی اولیه بر حسب بار حرارتی مشاهده می‌شود که کاهش هزینه مصرف انرژی، سهم مهم-تری در دوره بازگشت سرمایه نسبت به افزایش هزینه‌ی اولیه دارد و به همین دلیل در بارهای حرارتی بیش‌تر، دوره بازگشت سرمایه کمتر می شود.

همچنین در این بخش مشاهده شد که حساسیت دوره بازگشت سرمایه به تعرفه گاز مصرفی بسیار بیشتر از حساسیت آن به بار حرارتی می‌باشد، به گونه‌ای که به ازای تعرفه گاز در مصارف خانگی و در بار حرارتی ۲۷۰۰۰ کیلوکالری، دوره بازگشت سرمایه در حدود ۱۲ سال محاسبه شده است اما در تعرفه بدون یارانه این مقدار به کمتر از ۲ سال کاهش می-یابد.

نتایج بدست آمده در بررسی اقتصادی جایگزینی پکیج چگالشی در ساختمان‌های موجود نشان می‌دهد که با توجه به افزایش هزینه اولیه، دوره بازگشت سرمایه نسبت به این معیار در صورت سرمایه‌گذاری در ساختمان‌های در دست احداث کاهش می‌یابد.

در دیدگاه دوم که دیدگاه ملی است فرض بر این است که دولت می خواهد در ۳ طرح مختلف درصدی از اختلاف هزینه اولیه پکیج تقطیری و پکیج معمولی و یا مقداری از هزینه اولیه پکیج تقطیری را برای مصرف کننده تأمین کند. میزان صرفه جویی در مصرف گاز برای حالتی که دولت در جایگزینی تعداد ۱۰٪ از مصرف کل پکیج‌های معمولی مشارکت کند، بدست آمد و در حالتی که مصرف کل پکیج معمولی ۸۰،۰۰۰ دستگاه در سال در نظر گرفته شده است، در ۴ سال آینده به صورت تجمعی در حدود ۱۸۸ میلیون متر مکعب در مصرف گاز صرفه جویی خواهد شد. در محاسبات مربوط به مطالعه طرح از دیدگاه ملی، فرض بر این است که دولت مقدار گاز صرفه جویی شده را با قیمت منطقه ای صادر کند. دوره بازگشت سرمایه در حالتی که دولت مشارکت ۱۰۰ درصدی در تأمین اختلاف هزینه پکیج معمولی و پکیج تقطیری داشته باشد و قیمت منطقه ای گاز ۱۶ سنت باشد، در حدود ۰/۶ سال است. همچنین در حالتی که دولت کل اختلاف هزینه بین پکیج معمولی با پکیجهای تقطیری بعلاوه ۲۵ درصد از هزینه اولیه پکیج تقطیری را تامین کند، دوره بازگشت سرمایه کم تر از یک سال خواهد بود. آنالیز حساسیت نشان می دهد که در صورت تأمین بخش کم تری از این اختلاف هزینه توسط دولت (به طور مثال تا ۵۰ درصد)، دوره بازگشت سرمایه به حدود ۰/۳ سال کاهش می یابد. همچنین در صورت بالا رفتن نرخ منطقه ای گاز تا ۶۴ سنت نیز دوره بازگشت سرمایه به میزان قابل توجهی کاهش یافته و در استراتژی دوم به ۰/۱۵ سال می رسد.

نتایج تحلیل اقتصادی، چه از دیدگاه مصرف کننده و چه از دیدگاه ملی، نشان می‌دهد که استفاده از پکیج چگالشی بجای پکیج معمولی، علیرغم هزینه اولیه بالاتر از لحاظ اقتصادی به صرفه خواهد بود و این به سبب صرفه جویی در مصرف گاز در صورت استفاده از پکیج تقطیری می باشد. با این وجود باید توجه داشت که در صورت استفاده از پکیج تقطیری در مصارف خانگی و بار حرارتی پایین، دوره بازگشت سرمایه در حدود ۱۲ سال محاسبه شده است که نسبتا مدت زمان طولانی خواهد بود. اما با افزایش تعرفه گاز طبیعی در سایر مصارف و یا در بارهای حرارتی بالاتر این مقدار به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد و این طرح توجیه بیشتری پیدا خواهد کرد.

لازم به ذکر است که با توجه به کاهش آلودگی در نتیجه استفاده از پکیج‌های چگالشی، هزینه‌های اجتماعی جانبی نیز کاهش خواهد یافت و با در نظر گرفتن روند رو به رشد گرم‌شدن جهانی در اثر پدیده گلخانه‌ای، با کاهش نشر دی‌اکسید

کربن از طریق پکیج‌های چگالشی می‌توان گام موثری در حفظ محیط زیست برداشت و همچنین باعث کاهش هزینه های واحدهای تولید کننده به منظور کاستن آلاینده ها شد.

شرکت ملی نفت ایران شرکت بهینه سازی مصرف سوخت	**معرفی همکاران پروژه**	شرکت تحقیقاتی صنایع لوازم خانگی

نام و نام خانوادگی	سمت	رشته تحصیلی	مدرک تحصیلی	آدرس پست الکترونیکی
مهدی اشجعی	*مدیر پروژه*	*مهندسی مکانیک*	*دکترا*	*ashjaee@ut.ac.ir*
رامین میرزا طلوعی	*مدیر اجرایی پروژه*	*مهندسی مکانیک*	*کارشناسی ارشد*	*info@harcco.com*
مهدی حق شناس جاریانی	*کارشناس*	*مهندسی مکانیک*	*کارشناسی ارشد*	*mahdi_h_j@yahoo.com*

فهرست مطالب

عنوان	صفحه
مقدمه	الف
روش تحقیق	ث
فصل اول – جمع آوری اطلاعات	۱
۱-۱ انواع مدل های بویلر چگالشی گازسوز در جهان	۱
۱-۱-۱ شرکت Alpha	۳
۱-۱-۲ شرکت Ariston	۱۱
۱-۱-۳ شرکت Baxi	۱۷
۱-۱-۴ شرکت Buderus	۲۱
۱-۱-۵ شرکت C&M	۲۵
۱-۱-۶ شرکت Ferroli	۲۸
۱-۱-۷ شرکت Glow.worm	۳۲
۱-۱-۸ شرکت Ideal-Boiler	۳۹
۱-۱-۹ شرکت Potterton	۴۷
۱-۱-۱۰ شرکت Vaillant	۴۸
۱-۱-۱۱ شرکت Viessmann	۴۹
۱-۱-۱۲ شرکت Vokera	۵۳
۱-۱-۱۳ شرکت Worcester	۵۶
۱-۱-۱۴ شرکت Biasi	۶۰
۱-۲ بررسی تکنولوژی‌های بویلر چگالشی و پکیج معمولی گازسوز	۶۹

۱-۲-۱ پکیج‌های چگالشی ۷۱
۱-۲-۱-۱ اساس کار پکیج چگالشی ۷۲
۱-۲-۱-۲ پیش‌گرم کردن آب شهری یا آب بازگشتی از سیکل بسته ۷۴
۱-۲-۱-۲-۱ پیش گرم کردن آب شهری ۷۴
۱- ۲-۱-۲-۲ پیش گرم کردن آب بازگشتی از سیکل بسته ۷۵
۱- ۲-۱-۳ کاهش دمای گازهای خروجی ۷۹
۱-۲-۲ بررسی تاثیر دمای محیط بر عملکرد چگالشی و یا غیر چگالشی پکیج چگالشی ۸۱
۱- ۲-۲-۱ مبدل پره-لوله ۸۲
۱-۲-۲-۲ رادیاتور ۸۳
۱-۲-۲-۳ سیستم گرمایش از کف ۸۴
۱-۲-۳ عوامل موثر بر بازده کلی پکیج چگالشی ۸۵
۱-۲-۳-۱ بازده احتراق ۸۶
۱-۲-۳-۲ تلفات ناشی از حالت آماده به کار ۸۶
۱-۲-۳-۳ تلفات ناشی از راه اندازی ۸۷
۱- ۲-۳-۴ انتقال حرارت ۸۸
۱-۲-۴ افزایش بازدهی ۸۸
۱- ۲-۴-۱ اختلاف دمای موجود بین آب بازگشتی از سیستم و گازهای خروجی از دودکش ۸۸
۱-۲-۴-۲ غلظت CO2 ۸۹
۱- ۲-۴-۳ بازده احتراق ۹۰
۱-۲-۴-۴ عملکرد چگالشی ۹۱
۱-۲-۵ ذخیره آب گرم ۹۱

۱-۲-۶ تاثیر اختلاط سوخت و هوا ۹۴
۱-۲-۷ سیستم مکش گازهای سوخته شده ۹۵
۱-۲-۷-۱ بویلر با مکش طبیعی گاز ۹۵
۱-۲-۷-۲ بویلر با مکش اجباری گاز ۹۶
۱-۲-۸ چرخش گازهای سوخته شده ۹۶
۱-۲-۹ آلوده کننده ها ۹۷
۱-۲-۹-۱ اکسیدهای نیتروژن ۹۸
۱-۲-۹-۲ مونو اکسید کربن ۹۸
۱-۲-۹-۳ دوده ها و ذرات معلق ۹۸
۱-۲-۱۰ فلزات استفاده شده در ساخت بویلر ۱۰۰
۱-۲-۱۰-۱ چدن ۱۰۰
۱-۲-۱۰-۲ فولاد ۱۰۰
۱-۲-۱۰-۳ مس ۱۰۰
۱-۲-۱۰-۴ فولاد زنگ نزن ۱۰۰
۱-۲-۱۰-۵ آلومینیوم ۱۰۰
۱-۲-۱۱ قطعات مهم بکار گرفته شده در پکیجهای چگالشی ۱۰۱
۱-۲-۱۱-۱ مبدل حرارتی ۱۰۱
۱-۲-۱۱-۲ مشعل ۱۰۶
۱-۲-۱۱-۳ سیستم تامین سوخت و هوا ۱۰۸
۱-۲-۱۱-۴ سیستم کنترلی ۱۱۰
۱-۲-۱۲ پکیج غیرچگالشی ۱۱۱

۱-۲-۱۲-۱ قطعات مهم و نحوه عملکرد پکیج غیر چگالشی ۱۱۴
۱-۲-۱۲-۲ پارامترهای موثر در طراحی ۱۲۸
۱-۲-۱۳ مقایسه فناوری پکیج چگالشی و معمولی ۱۳۸
۱-۲-۱۳-۱ مبدل حرارتی ۱۳۸
۱-۲-۱۳-۲ سیستم مکش گازهای خروجی ۱۳۹
۱-۲-۱۳-۳ نحوه قرار گیری مشعل ۱۳۹
۱-۲-۱۳-۴ سیستم کنترل ۱۴۰
۱-۳ تئوری حاکم بر انتقال حرارت و ترمودینامیک ۱۴۱
۱-۳-۱ چگالش ۱۴۱
۱-۳-۱-۱ چگالش لایه آرام روی یک سطح قائم ۱۴۱
۱-۳-۱-۲ چگالش لایه‌ای مغشوش ۱۴۴
۱-۳-۱-۳ چگالش لایه‌ای در سیستم شعاعی ۱۴۵
۱-۳-۲ مبدل حرارتی ۱۴۷
۱-۳-۲-۱ تجزیه و تحلیل مبدل حرارتی: استفاده از اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ۱۴۸
۱-۳-۲-۲ مبدل حرارتی با جریان موازی ۱۴۹
۱-۳-۲-۳ مبدل حرارتی با جریان مخالف ۱۵۲
۱-۴ استانداردهای مختلف در زمینه پکیج گازسوز در جهان ۱۵۴
۱-۴-۱ خلاصه ای از مطالعات انجام شده ۱۵۴
۱-۴-۲ خلاصه استانداردهای پکیج گازسوز موجود در جهان ۱۵۸
۱-۴-۲-۱ استاندارد BS 6332-1988 ۱۵۸
۱-۴-۲-۲ استاندارد BS EN 625-1995 ۱۶۰

۱-۴-۲-۳ استاندارد BS EN 297-1994 ۱۶۵
۱-۴-۲-۴ استاندارد EN 677:1998 ۱۶۷
۱-۴-۲-۵ استاندارد ANSI/ASHRAE 124 ۱۶۹
۱-۴-۲-۶ استاندارد ANSI/ASHRAE 103 ۱۷۲
۱-۴-۲-۷ برچسب SAP 2001 ۱۷۵
1-5بازار تولید بویلرهای تقطیری در جهان 178
۱-۵-۱ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان 178
۱-۵-۲ صرفه جویی در مصرف سوخت در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور آلمان 179
۱-۵-۳ بازار مصرف بویلرهای تقطیری در کشور روسیه 181
۱-۵-۴ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور چین 181
۱-۵-۵ بازار مصرف بویلرهای تقطیری در کشورهای خاورمیانه 182
۱-۵-۶ پتانسیل سنجی استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور آمریکا 183
۱-۵-۷ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور استرالیا 186
۱-۵-۷-۱ بویلرهای تقطیری خانگی در کشور استرالیا 187
۱-۵-۷-۲ بویلرهای تقطیری صنعتی در کشور استرالیا 188
۱-۵-۷-۳ واردات بویلر به کشور استرالیا 188
۱-۵-۷-۴ برنامه‌های اقتصادی برای استفاده از بویلرهای تقطیری 189
فصل دوم – محاسبات طراحی 190
۲-۱ بررسی تکنولوژیها و شرایط طراحی بویلر چگالشی در مقایسه با پکیج معمولی گازسوز 190
۲-۱-۱ نحوه کارکرد 191
۲-۱-۲ موارد استفاده 192

۲-۱-۲-۱ مهمترین مسائل در انتخاب بویلرهای همرفتی و چگالشی 194
۲-۱-۲-۲ مزایای استفاده از بویلرهای چگالشی 195
۲-۱-۲-۲-۱ افزایش آسایش و بهبود کنترل سیستم حرارتی 196
۲-۱-۲-۲-۲ کاهش فضای مورد نیاز 197
۲-۱-۳ انواع 197
۲-۱-۴ راندمان 198
۲-۱-۴-۱ افزایش بازده سیستم بویلرهای چگالشی 200
۲-۱-۴-۲ تعویض و جایگزینی بویلر 200
۲-۱-۴-۳ استفاده از بویلر در سازه ها و ساختمان های جدید 202
۲-۱-۴-۴ دریچه های کنترل مستقل فشار صنعتی 203
۲-۱-۴-۵ کنترل on/off بر اساس دمای آب خروجی 204
۲-۱-۵ استفاده از اصل چگالش 205
۲-۱-۶ تفاوت های بویلرهای همرفتی و چگالشی در نحوهٔ عملکرد و نگهداری 206
۲-۱-۷ مبدل حرارتی 206
۲-۱-۷-۱ مبدل حرارتی چگالشی CHX 207
۲-۱-۷-۲ برطرف کردن مانع ناشی از دمای شبنم 209
۲-۱-۷-۳ مزایای اقتصادی و فنی 210
۲-۱-۸ مطالعهٔ پارامترهای بهینه طراحی یک مبدل حرارتی چگالشی برای بازیافت گرمای هدر رفته 212
۲-۱-۸-۱ شرح محصول 213
۲-۱-۸-۲ طراحی مبدل حرارتی چگالشی 214

۲-۱-۸-۲-۱ بار گرمایی 214
۲-۱-۸-۲-۲ اختلاف دمای متوسط لگاریتمی 214
۲-۱-۸-۳ ضریب کل انتقال حرارت 215
۲-۱-۸-۴ یک نمونه مورد مطالعه 218
۲-۱-۸-۴-۱ توضیحات 218
۲-۱-۹ سیستم مکش گازهای خروجی 219
۲-۱-۱۰ مواد استفاده شده 219
۲-۱-۱۱ نحوه قرار گرفتن مشعل 221
۲-۱-۱۲ سیستم کنترل 222
۲-۱-۱۲-۱ موارد مهم در نصب سیستم کنترلی یک بویلر جدید در کنار یک بویلر قدیمی 222
۲-۱-۱۲-۲ کنترل ساده دما، کنترل دمای جبرانی آب و هوا 223
۲-۱-۱۲-۲-۱ کنترل هوشمند 223
۲-۱-۱۲-۲-۲ Siemense QAA 73.11 224
۲-۱-۱۲-۳ کنترل توان بویلر 226
۲-۱-۱۲-۴ کنترل چند واحدی 227
۲-۱-۱۳ کاهش دمای بازگشتی 228
۲-۱-۱۴ خروجی دودکش 229
۲-۱-۱۵ قابلیت اطمینان 229
۲-۱-۱۶ هزینه 229
۲-۱-۱۷ کاهش تأثیر بر گرمایش زمین 230
۲-۱-۱۷-۱ مسئلهٔ گازهای گلخانه‌ای 230

۲-۱-۱۷-۲ سوزاندن سوخت کمتر 230

۲-۲ بررسی استانداردهای حاکم بر بویلر چگالشی گازسوز 231

۲-۲-۱ خلاصه ای از مطالعات انجام شده 231

۲-۲-۲ مقایسه استانداردهای جهانی در مورد راندمان و مصرف انرژی پکیج های گازسوز 234

۲-۲-۲-۱ استاندارد BS EN 625-1996 234

۲-۲-۲-۲ استاندارد BS EN 297-1994 235

۲-۲-۲-۳ استاندارد BS 6332, Part 1-1988 235

۲-۲-۲-۴ استانداردANSI/ASHRAE 124-1991 236

۲-۲-۲-۵ استاندارد ANSI/ASHRAE 103 236

۲-۲-۲-۶ استاندارد BS EN 677-1998 237

۲-۲-۲-۷ استاندارد و برچسب SAP 2001 237

۲-۲-۳ جدول مقایسه‌ای 238

۲-۲-۴ بحث و نتیجه گیری 239

۲-۲-۵ خلاصه استاندارد EN 677:1998 240

فصل سوم – بررسی روش تولید بویلرهای چگالشی 246

۳-۱ قطعات مهم بکار گرفته شده در پکیج های چگالشی 247

۳-۱-۱ مبدل حرارتی 250

۳-۱-۱-۱ مبدل حرارتی اصلی (مبدل حرارتی چگالشی) 250

۳-۱-۱-۲ مبدل حرارتی ثانویه (مبدل حرارتی آب گرم مصرفی) 254

۳-۱-۲ مشعل 255

۳-۱-۲-۱ مشعل‌های همرفتی 255

۳-۱-۲-۲ مشعل‌های احتراق جرقه‌ای	256
۳-۱-۳ سیستم تأمین مخلوط سوخت و هوا	257
۳-۱-۴ سیستم کنترل	259
۳-۲ شرکت SAUNIER DUVAL	259
۳-۲-۱ توسعه سری جدید بویلرها	260
۳-۲-۲ ایجاد خط تولید جدید	262
۳-۲-۳ بررسی خط مونتاژ	263
۳-۳ شرکت Thermona	266
۳-۴ شرکت Vaillant	268
۳-۴-۱ خط تولید پکیج‌های دیواری و زمینی	268
۳-۴-۲ بخشهای مختلف تولید و تحقیق در شرکت Vaillant	269
۳-۴-۲-۱ بخش تولید	269
۳-۴-۲-۲ بخش تحقیق وتوسعه	270
۳-۵ شرکت Riello	271
فصل چهارم: طراحی و محاسبات تاسیساتی	281
۴-۱ مقایسه بار گرمایی ساختمان	281
۴-۱-۱ مقدمه	281
۴-۱-۲ دمای طرح خارج	283
۴-۱-۳ دمای طرح داخل	287
۴-۱-۴ دمای اتاقهای زیر شیروانی	290
۴-۱-۵ دمای زمین	292

۴-۱-۶ تلفات حرارتی از جداره های اتاق 293
۴-۱-۷ انتقال حرارت از دیوارهای زیرزمین و کف متصل به زمین 297
۴-۱-۸ تلفات حرارتی از راه نفوذ هوای خارج یا تهویه هوا 299
۴-۱-۹ ضریب اضافی در محاسبات تلفات حرارتی و محاسبه بار حرارتی کل اتاق 304
۴-۱-۱۰ محاسبه میزان آبگرم مصرفی و بار حرارتی آن 305
۴-۱-۱۰-۱ دمای آبگرم مصرفی 305
۴-۱-۱۰-۲ مقدار آبگرم مصرفی و ظرفیت آبگرمکن 306
۴-۱-۱۱ محاسبه بار حرارتی آبگرم مصرفی 308
2-4نمونه محاسبات بار حرارتی ساختمان 310
۴-۲-۱ مقدمه 310
2-2-4مدل‌سازی حرارتی ساختمان 310
۴-۳ تأسیسات ساختمانی مورد نیاز جهت استفاده از پکیج چگالشی ۳۱۸
فصل پنجم: بررسی اقتصادی ۳۱۹
۵-۱- مقدمه ۳۱۹
۵-۲ انرژی و اقتصاد ۳۲۰
۵-۲-۱ مصرف سرانه ۳۲۱
۵-۲-۲ نگاهی به وضعیت مصرف انرژی در کشور ۳۲۳
۵-۲-۳ مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی ۳۲۴
۵-۲-۴ مصرف گاز طبیعی در بخش تجاری / عمومی / خدمات ۳۲۶
۵-۳ مبانی اقتصاد مهندسی ۳۲۷
۵-۳-۱مقایسه دو طرح به روش دوره و نرخ بازگشت سرمایه ۳۳۱

۵-۴ بررسی اقتصادی از دیدگاه مصرف کننده ۳۳۲
۵-۴-۱ بررسی آلایندگی در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری ۳۳۴
۵-۴-۲ جنبه اقتصادی مواد مورد استفاده در بویلرهای تقطیری ۳۳۴
۵-۴-۳ بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیر تقطیری ۳۳۶
۵-۴-۴ بویلرهای تقطیری از دیدگاه هزینه اولیه 338
۵-۵ تعرفه گاز طبیعی در کاربری‌های متفاوت 339
۵-6 انرژی و محیط زیست 343
۵-6-۱ هزینه های اجتماعی 350
۵-6-۲ بخش خانگی، تجاری و عمومی 352
۵-7 نتایج بررسی اقتصادی طرح استفاده از بویلرهای تقطیری به جای پکیج‌های معمولی 354
۵-7-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده 354
۵-۷-۱-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده در ساختمان‌های در دست احداث 355
۵-7-۱-1-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار ارزش فعلی خالص (NPV) 355
۵-7-۱-2-1 بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار دوره بازگشت سرمایه ۳۶۲
۵-7-۱-۱-۳ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه مصرف‌کننده ۳۶۴
۵-۷-۱-۲ بررسی اقتصادی طرح جایگزینی پکیج چگالشی از دیدگاه مصرف کننده در ساختمان‌های موجود ۳۶۷
۵-۷-۱-۲-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار ارزش فعلی خالص (NPV) در ساختمان‌های موجود ۳۷۰

۵-۷-۱-۲-۲ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار دوره بازگشت سرمایه در ساختمان‌های موجود ۳۷۳

۵-۷-۲ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه ملی ۳۷۷

۵-۷-۲-۱ بررسی اقتصادی بویلرهای تقطیری در ساختمان های در دست احداث ۳۷۷

۵-۷-۲-۱-۱ برآورد سود حاصل از سرمایه گذاری در هر سال ۳۷۸

۵-۷-۲-۱-۲ نتایج حاصل از بررسی اقتصادی طرح جایگزینی در ساختمان های در دست احداث ۳۷۹

۵-۷-۲-۱-۳ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی ۳۸۱

۵-۷-۲-۲ بررسی اقتصادی بویلرهای تقطیری در ساختمان های موجود ۳۸۷

۵-۷-۲-۲-۱ نتایج حاصل از بررسی اقتصادی طرح جایگزینی در ساختمان‌های موجود ۳۸۸

۵-۷-۲-۲-۲ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی ۳۸۹

۵-۸ نتیجه گیری ۳۹۳

مراجع

پیوست الف) تصحیح بازده ۳۹۶

پیوست ب) آشنایی با نرم افزار *Carrier (HAP)* ۳۹۸

پیوست پ) کاتالوگ های مورد استفاده در طراحی ۴۰۶

پیوست ت) نقشه ها ۴۱۶

فهرست جدول ها

عنوان **صفحه**

جدول (۱-۱) مشخصات گرمایش مرکزی (Central Heating) ۵
جدول (۱-۲) مشخصات آب گرم تولیدی (Domestic Hot Water) ۵
جدول (۱-۳) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating) ۷
جدول (۱-۴) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating) ۸
جدول (۱-۵) مشخصات آب گرم تولیدی (Domestic Hot Water) ۸
جدول (۱-۶) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating) ۹
جدول (۱-۷) مشخصات آب گرم تولیدی(Domestic Hot Water) ۹
جدول (۱-۸) مشخصات عملکرد پکیج های چگالشی CLAS HE و GENUS HE ۱۳
جدول (۱-۹) مشخصات عملکرد پکیج نیمه چگالشی microGENUS HE ۱۴
جدول (۱-۱۰) مشخصات عملکرد پکیج چگالشی E-COMBI ۱۵
جدول (۱-۱۱) مشخصات عملکرد پکیج نیمه چگالشی CLASS SE ۱۶
جدول (۱-۱۲) مشخصات عملکرد Baxi Platinum Combi HE A ۱۹
جدول (۱-۱۳) مشخصات عملکرد Baxi Duo - tec Combi HE A ۱۹
جدول (۱-۱۴) مشخصات بویلر های 500 Range ۲۳
جدول (۱-۱۵) مشخصات بویلر های 600 Range ۲۴
جدول (۱-۱۶) مشخصات عملکرد Minima HE system ۲۷
جدول (۱-۱۷) مشخصات عملکرد C&M Minima HE ۲۷
جدول (۱-۱۸) مشخصات عملکرد پکیج های Class A ۳۰
جدول (۱-۱۹) مشخصات عملکرد پکیج های Class B ۳۰

جدول (۱-۲۰) مشخصات عملکرد پکیج های Class D ۳۱
جدول (۱-۲۱) مشخصات عملکرد Ultracom cxi/cx ۳۴
جدول (۱-۲۲) مشخصات عملکرد Flexicom cx ۳۵
جدول (۱-۲۳) مشخصات عملکرد Betacom c ۳۶
جدول (۱-۲۴) مشخصات عملکرد Xtramax HE ۳۸
جدول (۱-۲۴) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Esprit HE ۴۱
جدول (۱-۲۵) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Esprit HE ۴۱
جدول (۱-۲۶) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Excel HE ۴۲
جدول (۱-۲۷) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Excel HE ۴۲
جدول (۱-۲۸) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Isar HE ۴۳
جدول (۱-۲۹) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Isar HE ۴۴
جدول (۱-۳۰) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Mini C ۴۴
جدول (۱-۳۱) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Mini C ۴۵
جدول (۱-۳۲) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Mini HE ۴۵
جدول (۱-۳۳) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Mini HE ۴۶
جدول (۱-۳۴) مشخصات فنی عملکرد بویلر های چگالشی Vitodens ۵۱
جدول (۱-۳۵) مشخصات فنی عملکرد بویلر های غیر چگالشی Vitopend ۵۲
جدول (۱-۳۶) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Linea HE ۵۵
جدول (۱-۳۷) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Unica HE ۵۵
جدول (۱-۳۸) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Compact HE ۵۵
جدول (۱-۳۹) مشخصات فنی عملکرد Greenstar i Junior ۵۸

جدول (۱-۴۰) مشخصات فنی عملکرد Greenstar Si ۵۸
جدول (۱-۴۱) مشخصات فنی عملکرد Highflow 440 ۵۸
جدول (۱-۴۲) مشخصات فنی عملکرد Greenstar CDi ۵۹
جدول (۱-۴۳) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva OV ۶۲
جدول (۱-۴۴) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE plus ۶۲
جدول (۱-۴۵) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE plus ۶۲
جدول (۱-۴۶) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE ۶۳
جدول (۱-۴۷) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Garda HE ۶۳
جدول (۱-۴۸) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda ۶۳
جدول (۱-۴۹) مشخصات فنی عملکردتأمین آب گرم خانگی Garda ۶۴
جدول (۱-۵۰) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva advance HE ۶۴
جدول (۱-۵۱) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva advance HE ۶۴
جدول (۱-۵۲) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva HE ۶۵
جدول (۱-۵۳) مشخصات فنی عملکردتأمین آب گرم خانگی Riva HE ۶۵
جدول (۱-۵۴) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva plus ۶۵
جدول (۱-۵۵) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva plus ۶۶
جدول (۱-۵۶) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva 32kW ۶۶
جدول (۱-۵۷) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva 32kW ۶۶
جدول (۱-۵۸) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva plus ۶۷
جدول (۱-۵۹) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva plus ۶۷
جدول (۱-۶۰) راهنمای اجزای نمایش داده شده در شکل۱-۳۶ ۷۸

جدول (۱-۶۱) در صد اتلاف حرارتی از سطوح خارجی بویلر ها ۸۷

جدول (۱-۶۲) معرفی اجزای نمایش داده شده در شکل ۱-۴۳ ۹۳

جدول (۱-۶۳) میزان آلوده کنندگی NOx تولیدات شرکت Ideal Boilers ۹۹

جدول (۱-۶۴) معرفی نمادهای استفاده شده در رابطه ۱-۳-۱ ۱۴۳

جدول (۱-۶۵) استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز ۱۵۵

جدول (۱-۶۶) استانداردهای منتخب برای پکیج گازسوز ۱۵۷

جدول (۱-۶۷) دقت اندازه‌گیریها ۱۵۹

جدول (۱-۶۸) حداقل بازده خالص در شرایط هوای ساکن : مقدار ادعا شده ۱۵۹

جدول (۱-۶۹) شرایط و خطاهای دستگاه های اندازه گیری ۱۷۰

جدول (۱-۷۰) شرایط و خطاهای دستگاههای اندازه گیری ۱۷۳

جدول (۱-۷۱) حداکثر راندمان خالص ۱۷۵

جدول (۱-۷۲) ضریب تبدیل راندمان ۱۷۶

جدول (۱-۷۳) طبقه بویلر ۱۷۶

جدول (۱-۷۴) راندمان فصلی برای بویلرها گاز طبیعی و گاز مایع ۱۷۷

جدول (۱-۷۵) طبقه بندی بویلر ۱۷۷

جدول (۱-۷۶) میزان صرفه جویی حرارتی سالانه ۱۸۳

جدول (۱-۷۷) میزان صرفه جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مدارس ۱۸۴

جدول (۱-۷۸) میزان صرفه جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مراکز و ادارات دولتی ۱۸۵

جدول (۱-۷۹) میزان واردات بویلر در استرالیا ۱۸۹

جدول (۲-۱) مقادیر اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در دماهای مختلف ۲۱۴

جدول (۲-۲) تحلیل حساسیت ضریب کل انتقال حرارت ۲۱۶
جدول (۲-۳) استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز ۲۳۲
جدول (۲-۴) استانداردهای منتخب برای پکیج گازسوز ۲۳۳
جدول (۲-۵) مقایسه استانداردهای مختلف ۲۳۸
جدول (۳-۱) راهنمای اجزای نمایش داده شده در شکل ۳-۱ ۲۴۹
جدول (۳-۲) تعداد انواع بویلرهای تولیدی شرکت Thermona به تفکیک سال ۲۶۶
جدول (۳-۳) دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی ۲۷۲
جدول (۳-۴) دستورالعمل مونتاژ پنل ابزاری بویلرهای چگالشی ۲۷۸
جدول (۳-۵) تست بویلرهای چگالشی ۲۸۰
جدول (۴-۱) شرایط طرح خارج تابستانی و زمستانی برای چند شهر ایران ۲۸۴
جدول (۴-۲) شرایط طرح داخل تابستانی و زمستانی بر اساس شرایط آسایش انسان ۲۸۸
جدول (۴-۳) دماهای طرح داخل زمستانی برای ساختمانهای مختلف ۲۸۹
جدول (۴- ۴) دمای زمین برحسب دمای طرح خارج ۲۹۲
جدول (۴-۵) مقاومت حرارتی مصالح ساختمانی ۲۹۵
جدول (۴-۶) ضریب عددی محاسبه اتلاف حرارتی ۲۹۹
جدول (۴-۷) مقدار هوای نفوذی از هر فوت طول درز ها و پنجره ها بر حسب فوت مکعب برساعت ۳۰۱
جدول (۴-۸) تعداد دفعات تعویض کل هوای اتاق در یک ساعت ۳۰۳
جدول (۴-۹) دمای آب گرم مورد نیاز برای مصارف مختلف ۳۰۶
جدول (۴-۱۰) میزان مصرف آبگرم برحسب نوع وسایل بهداشتی ۳۰۷
جدول (۴-۱۱) بار حرارتی هر واحد آپارتمانی به تفکیک واحد آپارتمانی و نوع بار ۳۱۱
جدول (۴-۱۲) بار بر واحد سطح به تفکیک واحد و نوع مصرف ۳۱۲

جدول (۴-۱۳) در صد انرژی اضافی در دسترس نسبت به انرژی قابل تولید سیستم مستقل ۳۱۴

جدول (۴-۱۴) بار حرارتی هر واحد آپارتمانی به تفکیک واحد آپارتمانی و نوع بار ۳۱۵

جدول (۴-۱۵) بار بر واحد سطح به تفکیک واحد و نوع مصرف ۳۱۶

جدول ۵-۱ – مصرف سرانه و شدت انرژی در کشورها و مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۰۴ ۳۲۲

جدول ۵-۲ آمار وضعیت مصرف انرژی در بخشهای مصرف کننده طی سال ۱۳۸۶ ۳۲۳

جدول ۵-۳- پارامترهای تحلیل اقتصادی ۳۲۸

جدول۵-۴- فاکتورهای تبدیل ۳۲۹

جدول۵-۵ قیمت داخلی گاز طبیعی(ریال بر متر مکعب) در سال ۱۳۸۶ ۳۴۱

جدول۵-۶ – تعرفه فروش گاز دربخش خانگی در سالهای ۱۳۸۶-۱۳۸۷ ۳۴۲

جدول ۵-۷- مقدار انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کلیه بخش های مصرف کننده انرژی در سال ۱۳۸۴ ۳۴۵

جدول ۵-۸- سهم هر یک از بخش های مصرف کننده انرژی کشور در انتشار گازهای آلاینده و گلخانه در سال ۱۳۸۴ ۳۴۶

جدول ۵-۹- مقدار انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از انواع سوخت های مصرفی در سال ۱۳۸۴ ۳۴۶

جدول ۵-۱۰- سهم هر یک از انواع سوخت های فسیلی در انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای در سال ۱۳۸۴ ۳۴۷

جدول ۵-۱۱- میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخش انرژی کشور طی سالهای ۱۳۴۶-۱۳۸۴ ۳۴۸

جدول ۵-۱۲- سرانه انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخش انرژی کشور طی سالهای ۸۴-۱۳۴۶ ۳۴۹

جدول ۵-۱۳- هزینه های اجتماعی گازهای انتشار یافته از بخش های مصرف کننده انرژی در سال ۱۳۸۴ ۳۵۱

جدول ۵-۱۴- سهم هریک از بخشهای مصرف کننده انرژی کشور در هزینه های اجتماعی در سال ۱۳۸۴ ۳۵۱

جدول ۵-۱۵- انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از بخش خانگی، تجاری و عمومی در سال ۱۳۸۴ به تفکیک نوع سوخت مصرفی ۳۵۲

جدول ۵-۱۶- اطلاعات مورد استفاده در محاسبه دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی ۳۸۰

فهرست شکل ها

عنوان **صفحه**

شکل ۱-۱ نمودار بویلرهای چگالشی تولید شده توسط شرکت آلفا ۴
شکل ۱-۲ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD25C Boiler ۶
شکل ۱-۳ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD13R Boiler ۷
شکل ۱-۴ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD12S Boiler ۸
شکل ۱-۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD25X Boiler ۹
شکل ۱-۶ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD50C Boiler ۱۰
شکل ۱-۷ نمودار بویلرهای چگالشی تولید شده توسط شرکت آریستون ۱۲
شکل ۱-۸ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون ۱۳
شکل ۱-۹ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون ۱۴
شکل ۱-۱۰ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون ۱۵
شکل ۱-۱۱ نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون CLASS SE ۱۶
شکل ۱-۱۲ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت باکسی ۱۸
شکل ۱-۱۳ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت بودروس ۲۱
شکل ۱-۱۴ نمونه بویلر تولیدی شرکت بودروس Buderus 500 Range Boiler ۲۲
شکل ۱-۱۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت بودروس Buderus 600 28kW combi boiler ۲۳
شکل ۱-۱۶ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت C&M ۲۵
شکل ۱-۱۷ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت فرولی Maxima 35c ۳۰
شکل ۱-۱۸ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت گلو وورم ۳۲

شکل ۱-۱۹ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود ۳۴
شکل ۱-۲۰ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود ۳۵
شکل ۱-۲۱ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت گلو وورم Betacom c 24 ۳۶
شکل ۱-۲۲ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود ۳۶
شکل ۱-۲۳ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود ۳۷
شکل ۱-۲۴ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت Ideal-boiler ۳۹
شکل ۱-۲۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت Isar HE ۴۲
شکل ۱-۲۶ نمودار پکیج های تولید شده توسط شرکت Potterton ۴۶
شکل ۱-۲۷ نمودار پکیج های تولید شده توسط شرکت Vaillant ۴۷
شکل ۱-۲۸ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت ویزمن ۴۹
شکل ۱-۲۹ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت ویزمن Vitodens 200 ۵۱
شکل ۱-۳۰ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت ووکرا ۵۳
شکل ۱-۳۱ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت وورکستر ۵۶
شکل ۱-۳۲ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت بیازی ۶۰
شکل ۱-۳۳ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت بیازی Grada 4pp ۶۷
شکل ۱-۳۴ نحوه تقسیم انرژی در یک پکیج چگالشی ۷۲
شکل۱-۳۵ نقطه شبنم گاز های خروجی از محفظه احتراق ۷۵
شکل ۱-۳۶ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی ۷۶
شکل۱-۳۷ مقایسه بازده پکیج‌های چگالشی و معمولی ۷۸
شکل۱-۳۸ مقایسه‌ی بازده بین حالت چگالشی و غیر چگالشی بویلرهای چگالشی ۷۹
شکل۱-۳۹ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایشی با مبدل پره- لوله ۸۰

شکل ۱-۴۰ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایشی با رادیاتور ۸۱
شکل ۱-۴۱ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایشی با رادیاتور ۸۲
شکل ۱-۴۲ تغییرات نقطه شبنم بخار آب بر حسب مقدار CO2 موجود در آن ۸۷
شکل ۱-۴۳ طرح شماتیک پکیج چگالشی مخزن دار ۹۰
شکل ۱-۴۴ نمونه ای از تعبیه مخزن در بویلر ها ۹۲
شکل ۱-۴۵ نحوه عملکرد سیستم FGR ۹۵
شکل ۱-۴۶ مبدل حرارتی با پوشش تفلون ۱۰۰
شکل ۱-۴۷ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی حلقوی ۱۰۱
شکل ۱-۴۸ نحوه قرار گرفتن مبدل حلقوی در پکیج چگالشی ۱۰۲
شکل ۱-۴۹ یک نمونه مبدل حرارتی ثانویه ۱۰۴
شکل ۱-۵۰ نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای ۱۰۶
شکل ۱-۵۱ نحوه استفاده از لوله ونتوری ۱۰۷
شکل ۱-۵۲ لوله ونتوری پاشش سوخت ۱۰۷
شکل۱-۵۳ نحوه بکارگیری یک سیستم پکیج خانگی ۱۰۹
شکل ۱-۵۴ درصد انواع مختلف سیستم های گرمایشی ۱۱۰
شکل ۱-۵۵ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با سیستم تامین آبگرم مصرفی فوری ۱۱۲
شکل ۱-۵۶ توزیع مصرف روزانه آب گرم ۱۱۳
شکل ۱-۵۷ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری مجهز به مخزن ذخیره آبگرم مصرفی ۱۱۴
شکل ۱-۵۸ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری ۱۱۶
شکل ۱-۵۹ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری ۱۱۶
شکل ۱-۶۰ نمایی از پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری ۱۱۸

شکل ۱-۶۱ نمایی از پکیج دیواری با تامین آبگرم فوری ۱۲۱
شکل ۱-۶۲ نمونه ای از پکیج دیواری ۱۲۳
شکل ۱-۶۳ مدار عملکرد پکیج شکل۲-۲۹ با منبع انبساط باز ۱۲۳
شکل ۱-۶۴ مدار عملکرد پکیج شکل ۲-۲۹ با منبع انبساط بسته ۱۲۴
شکل ۱-۶۵ نمونه ای از مبدلهای پوسته لوله ۱۲۵
شکل ۱-۶۶ نمونه ای از مبدلهای صفحه ای ۱۲۵
شکل ۱-۶۷ نمونه ای از سیستم بدون شمعک ۱۲۶
شکل ۱-۶۸ فن بکار رفته برای تخلیه محصولات احتراق و به تبع آن مکش هوای احتراق از محیط آزاد ۱۲۷
شکل ۱-۶۹ مونتاژ محفظه احتراق برای نصب فن بکار رفته جهت ایجاد ترکیب سوخت و هوا و به تبع آن تخلیه محصولات احتراق ۱۲۸
شکل ۱-۷۰ نقشه مونتاژ قطعات مختلف فن برای ایجاد ترکیب سوخت و هوا ۱۲۹
شکل ۱-۷۱ مبدل حرارتی و محفظه احتراق اتمسفریک ۱۳۰
شکل ۱-۷۲ مبدل حرارتی محفظه احتراق اتمسفریک ۱۳۰
شکل ۱-۷۳ نمونه ای از محفظه احتراق و مبدل حرارتی ۱۳۱
شکل ۱-۷۴ نمونه ای از پمپ های سیرکوله آبگرم گرمایشی ۱۳۲
شکل ۱-۷۵ نمونه ای از سیستم های کنترلی قابل برنامه ریزی ۱۳۲
شکل ۱-۷۶ دمپر دودکش برای جلوگیری از تلفات پکیج در زمان خاموشی ۱۳۳
شکل ۱-۷۷ مقایسه نحوه قرار گرفتن مشعل و مبدل در پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی ۱۳۵
شکل ۱-۷۸ شرایط لایه مرزی برای تجزیه و تحلیل نوسلت برای سطح قائم ۱۳۸
شکل۱-۷۹ نمایش معادلات چگالش لایه‌ای مغشوش ۱۴۱
شکل ۱-۸۰ میعان لایه ای روی (الف) یک کره،(ب) یک لولهٔ افقی، (پ) ستونی از لوله های افقی زیر هم با لایهٔ مایع پیوسته و (ت) با ریزش قطره ای بین لوله ها ۱۴۲

شکل ۱-۸۱ موازنهٔ انرژی کلی بین سیال های گرم وسرد یک مبدل حرارتی دو سیالی ۱۴۴

شکل ۱-۸۲ توزیع دماها برای یک مبدل حرارتی جریان موازی ۱۴۶

شکل ۱-۸۳ توزیع دما برای مبدل حرارتی با جریان مخالف ۱۴۸

شکل ۱-۸۴ مدار تست تانک ۱۵۷

شکل ۲-۱ پوشش تفلون در مبدل CHX ۱۹۲

شکل ۲-۲ تحلیل حساسیت اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ۱۹۶

شکل ۲-۳ تحلیل حساسیت ضریب کل انتقال حرارت ۱۹۷

شکل ۲-۴ مقایسه نحوه قرار گرفتن مشعل و مبدل در پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی ۲۰۲

شکل ۲-۵ مدار کنترلی بویلر چگالشی گازسوز ۲۰۵

شکل ۳-۱ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی ۲۲۹

شکل ۳-۲ مبدل حرارتی با پوشش تفلون ۲۳۲

شکل ۳-۳ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی حلقوی ۲۳۳

شکل ۳-۴ نحوه قرار گرفتن مبدل حلقوی در پکیج چگالشی ۲۳۴

شکل ۳-۵ یک نمونه مبدل حرارتی ثانویه ۲۳۶

شکل ۳-۶ نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای ۲۳۸

شکل ۳-۷ نحوه استفاده از لوله ونتوری ۲۳۹

شکل ۳-۸ لوله ونتوری پاشش سوخت ۲۳۹

شکل ۳-۹ نمایی از خط اسمبلی U شکل، خط ریل بالایی برای اسمبل کردن بویلرها و خط ریل پایینی برای بازگشت محفظه های خالی ۲۴۱

شکل ۳-۱۰ خط تولید بویلر چگالشی ۲۴۲

شکل ۳-۱۱ بویلر اسمبل شده SAUNIER DUVAL که آماده بسته بندی میباشد ۲۴۲

شکل ۳-۱۲ خط تولید بویلر چگالشی ۲۴۳

شکل ۳-۱۳ تسمه نقاله دوگانه در مرکز خط اسمبلی جدید که دارای سیستم محرک با سرعتهای مختلف ۲۴۴

شکل ۳-۱۴ سیستم و ابزار تست بویلرها ۲۴۵

شکل ۳-۱۵ سیستم بسته بندی بویلرها ۲۴۵

شکل ۳-۱۶ حجم معاملاتی شرکت Thermona در سالهای ۱۹۹۱ تا ۲۰۰۷ ۲۴۶

شکل ۳-۱۷ خط تولید بویلر چگالشی ۲۴۷

شکل ۳-۱۸ سیستم تست بویلرهای چگالشی ۲۴۷

شکل ۳-۱۹ خط تولید محصول جدید شرکت Vailant ۲۴۹

شکل ۳-۲۰ خط تولید پکیجهای چگالشی در مناطق مختلف اروپا ۲۵۰

شکل ۳-۲۱ بخش تحقیق وتوسعه در شرکت Vaillant ۲۵۰

شکل ۴-۱ ضریب تصحیح چگالی در دماهای مختلف ۲۸۲

شکل ۵-۱ - نمودار رشد مصرف سرانه انرژی در بخش خانگی تا سال ۱۳۸۵ ۳۲۶

شکل ۵-۲- شکل کلی یک فرآیند مالی 330

شکل ۵-۳ - خروجی از نوع فولاد ضد زنگ AL29-4C در یک بویلر تقطیری 335

شکل ۵-۴- میزان حجم تولید بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیر تقطیری 336

شکل ۵-۵- درصد نفوذپذیری بویلرهای تقطیری در بازارهای بین المللی 337

شکل ۵-۶- میزان مصرف ۳ ساله بویلرهای تقطیری، نیمه تقطیری و غیر تقطیری 338

شکل ۵-۷ نمودار میله‌ای تعرفه گاز طبیعی در بخش‌های مختلف 340

شکل ۵-۸- روند تغییر انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخشهای مصرف کننده انرژی کشور 348

شکل ۵-۹- روند تغییر انتشار CO2 از کل بخشهای مصرف کننده 349

شکل ۵-۱۰- روند تغییرات انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از بخش خانگی، تجاری و عمومی 353

شکل۵-۱۱- مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز خانگی (۱۱۲/۵ ریال) 356

شکل ۵-۱۲- مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز تجاری (۲۵۰ ریال) 357

شکل ۵-۱۳- مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز بدون یارانه (۶۹۰ ریال) 357

شکل ۵-۱۴- مقایسه تفاوت ارزش فعلی خالص هزینه های پکیج‌های معمولی و بویلر چگالشی در کاربری‌های متفاوت بر مبنای بار حرارتی ۲۶۳۰۰ کیلوکالری بر ساعت 359

شکل ۵-۱۵- مقایسه تفاوت ارزش فعلی خالص هزینه های پکیج‌های معمولی و بویلر چگالشی در کاربری‌های متفاوت بر مبنای بار حرارتی ۳۶۸۰۰ کیلوکالری بر ساعت 360

شکل ۵-۱۶ ارزش فعلی خالص در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 361

شکل ۵-۱۷ ارزش فعلی خالص در بار حرارتی ۳۷۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 361

شکل ۵-۱۸ دوره بازگشت سرمایه برای استفاده از بویلر تقطیری به جای پکیج معمولی 363

شکل ۵-۱۹ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز خانگی (۱۱۲/۵ ریال) 364

شکل۵-۲۰ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز تجاری (۲۵۰ ریال) 365

شکل۵-۲۱- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز بدون یارانه (۶۹۰ ریال) 365

شکل۵-۲۲- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۶۳۰۰ کیلوکالری بر ساعت 366

شکل۵-۲۳- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۹۶۰۰ کیلوکالری بر ساعت 367

شکل۵-۲۴- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۴۲۰۰ کیلوکالری بر ساعت 367

شکل ۵-۲۵- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۶۸۰۰ کیلوکالری بر ساعت 368

شکل ۵-۲۶- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 370

شکل ۵-۲۷- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 371

شکل ۵-۲۸- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۴۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 371

شکل ۵-۲۹ - ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۷۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 372

شکل۵-۳۰ - دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۱۱۲/۵ ریال 373

شکل ۵-۳۱ – دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۲۵۰ ریال 374

شکل ۵-۳۲- دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۶۹۰ ریال 374

شکل ۵-۳۳- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 375

شکل۵-۳۴- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 376

شکل ۵-۳۵ – آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۴۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت 376

شکل ۵-۳۶ – مقایسه دوره بازگشت سرمایه در استراتژی‌های مختلف با قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه سرمایه‌گذاری ملی 381

شکل۵-۳۷ – آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت اختلاف هزینه اولیه بویلر تقطیری با پکیج معمولی در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت در دیدگاه ملی 382

شکل ۵-۳۸ – آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه ملی 383

شکل ۵-۳۹- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی اول از دیدگاه ملی 384

شکل ۵-۴۰- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی دوم از دیدگاه ملی 384

شکل۵-۴۱-آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی سوم از دیدگاه ملی 385

شکل ۵-۴۲ - میزان تجمعی گاز صرفه جویی شده به ازای سالانه ۱۰ ٪ جایگزینی پکیج معمولی با بویلر تقطیری 386

شکل ۵-۴۳ - مقایسه دوره بازگشت سرمایه در استراتژی‌های مختلف با قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه سرمایه‌گذاری ملی 389

شکل۵-۴۴ - آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت در دیدگاه ملی 390

شکل ۵-۴۵- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی اول از دیدگاه ملی 391

شکل ۵-۴۶- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی دوم از دیدگاه ملی 392

مقدمه

یکی از تجهیزات پر استفاده در سیستم‌های گرمایشی ساختمان‌ها، بویلرها یا پکیج‌های زمینی و دیواری می‌باشند. با توجه به میزان مصرف بالای انرژی در بخش گرمایشی، لزوم استفاده از سیستم‌های گرمایشی و تاسیساتی پربازده و با حداقل اتلافات حرارتی در کاربردهای مختلف از جمله گرمایش آب و فضای ساختمان، بیشتر حس می‌شود. یکی از تکنولوژی‌های شناخته شده و مطرح در این زمینه، سیستم‌های چگالشی می‌باشند که در آنها از انرژی حاصل از تقطیر بخار آب موجود در محصولات احتراق نیز بهره گرفته می‌شود. بویلرهای چگالشی بطور کلی دارای تکنولوژی بالاتری از نظر ردهٔ بازدهی انرژی می‌باشند و با جایگزینی آنها به جای پکیج‌های فعلی، بطور قابل توجهی مصرف سوخت کاهش می‌یابد.

در کشورهای توسعه یافته صنعتی، از بویلرهای چگالشی به میزان قابل توجهی در سیستم‌های گرمایشی مرکزی، گرمایش آب و پکیج‌ها استفاده می‌شود. لیکن در کشور ما هنوز این سیستم‌ها بدرستی شناخته نشده و کاربرد پیدا نکرده است. لذا بررسی امکان جایگزینی بویلرهای چگالشی با بویلرهای معمولی برای کاهش مصرف انرژی و آلودگی هوا امری ضروری به نظر می‌رسد.

برای انجام این پروژه سعی بر آن بوده است که با توجه به دستاوردهای موجود در کشورهای توسعه یافته در این زمینه که مربوط به دو دهه گذشته می‌شوند، اطلاعات آماری و علمی وسیعی جمع آوری شود که منبع اصلی آن اینترنت می‌باشد. در ضمن برای تعیین مشخصات فنی محصولات تولید شده، کاتالوگ‌ها و سایتهای تولید کنندگان معتبر که عموماً در اروپا می‌باشند تهیه شده است. اطلاعات جمع آوری شده برای استفاده در هر فاز پروژه مذکور دسته بندی شده و پس از طبقه‌بندی اطلاعات از لحاظ اهمیت و نزدیکی به موضوع مورد بررسی قرار گرفته است. گاهاً به علت عدم دسترسی به اطلاعات کافی در اینترنت، نیاز به مشاوره با تولیدکنندگان داخلی بوده که از تجربیات آنها در این زمینه استفاده شده است. محدوده تحقیق شامل بویلرهای چگالشی است که به صورت مستقل در مصارف خانگی و صنعتی کاربرد دارد و با توجه به اینکه این محصولات در کشورهای اروپایی رایج تر می‌باشند، لذا بیشتر تمرکز بر روی تولیدکنندگان اروپایی

است. در ضمن با توجه به تغییراتی که در طول دو دوه گذشته از لحاظ تکنولوژی در بویلرهای چگالشی صورت گرفته، لذا از مطالبی که مربوط به چند سال اخیر می‌باشد، استفاده شده است.

در فاز اول این پروژه، کلیه اطلاعات لازم مربوط به ویژگی‌های عملکردی و مصرف انرژی بویلرهای چگالشی و پکیج-های معمولی گازسوز از طریق کاتالوگ‌های مربوط به این نوع محصولات، سایت‌های مربوط به تولیدکنندگان محصول، تولیدکنندگان داخل و منابع علمی موجود در مجلات و کتابها جمع آوری گردید. در ضمن اطلاعات مربوط به تئوری حاکم بر انتقال حرارت و ترمودینامیک مربوط به این محصولات و طراحی‌های معمولی در آنها از منابع فوق تهیه شد. همچنین استانداردهای عملکرد مرتبط با بویلرهای چگالشی و پکیج‌های معمولی در استانداردهای بین المللی موجود در کشورهای آمریکا، اروپا، استرالیا، ژاپن و ایران بررسی شد که روش‌ها و شرایط آزمون مناسبترین استاندارد و الزامات مربوطه تعیین گردید تا مبنای مناسبی برای بررسی‌های کیفی و مقایسه‌ای برای این‌گونه بویلرها باشد.

در فاز دوم به روش محاسبات طراحی برای بویلرهای تقطیری پرداخته شد. در حقیقت تفاوت‌های بین تکنولوژی بویلر چگالشی با بویلر معمولی، مانند استفاده از مبدل حرارتی ثانویه و اختلافات مربوط به تقطیر بخار آب، چگونگی جذب انرژی، مقاوم سازی جهت جلوگیری از خوردگی قطعات، استفاده از فن برای مکش گازهای خروجی، استفاده از سیستمهای پیشرفته کنترلی جهت دستیابی به بازدهی بالا و سیستم لوله کشی برای تخلیه مایع چگالیده شده مورد بررسی قرار گرفت. استانداردهای حاکم بر هر یک از محصولات به طور دقیق بررسی شده و تفاوت‌ها و شباهت‌های موجود در آنها تعیین گردیده تا بتوان از آنها در طراحی محصول استفاده کرد.

فرآیند تولید در خط تولید بویلرهای تقطیری و الزامات خاص مربوط به ساخت و تولید آنها و تفاوت‌های موجود با پکیج-های معمولی، در فاز سوم این پروژه مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به اینکه خط تولید این محصول در ایران وجود ندارد، لذا ویژگی‌های خط تولید چند شرکت تولید کننده خارجی مورد مطالعه قرار گرفت و بر اساس این مطالعات کلیه امکانات لازم، قطعات، مواد، تجهیزات و نیروی انسانی اضافی ماهر مورد نیاز تعیین شد.

سپس در فاز چهارم به طراحی و محاسبات تأسیساتی این محصول پرداخته شد و برای این منظور دو مدل از ساختمان-های ۵ طبقه و ۷ طبقه مورد بررسی قرار گرفت و نمونه‌ای از محاسبات انجام شده ذکر شده است. تاسیسات ساختمانی مورد نیاز جهت استفاده از پکیج‌های چکالشی نیز در این فاز بررسی شده است.

نهایتاً در فاز پنجم با توجه به اطلاعات حاصل از بررسی‌های قبلی، به بررسی اقتصادی این محصول پرداخته‌ایم. ابتدا اطلاعات آماری موجود در کشورهای مختلف جهان در زمینه میزان تولید، حجم معاملاتی و سرمایه‌گذاری‌ها جمع آوری شده و ضمن محاسبه هزینه‌های جاری، ثابت و هزینه‌های عملیاتی صرفه اقتصادی اجرای طرح جایگزینی پکیج معمولی با پکیج چگالشی مورد مطالعه قرار گرفته است.

روش تحقیق

امروزه با توجه به دسترسی آسان به منابع اطلاعاتی اینترنتی، جمع آوری اطلاعات جهت تحقیقات علمی امری ساده به نظر می‌رسد، در حالیکه حجم و تنوع بالای این اطلاعات گاهاً دستیابی به اطلاعات و آمارهای صحیح و مفید را دشوار می‌سازد. بنابراین در این پروژه سعی شده است، با توجه به دستاوردهای موجود در کشورهای توسعه یافته در زمینه بویلرهای چگالشی که عموماً مربوط به دو دهه گذشته می‌شوند، اطلاعات آماری و علمی وسیعی در مسیر درست تحقیقاتی جمع آوری شود. در ضمن برای تعیین مشخصات فنی محصولات تولید شده، پس از بررسی سایت‌های تولید کنندگان معتبر که عموماً در اروپا می‌باشند، کاتالوگ‌های این محصولات تهیه شده و مورد استفاده قرار گرفت. اطلاعات جمع آوری شده برای استفاده در هر فاز پروژه دسته بندی شده و پس از بررسی اطلاعات از لحاظ اهمیت و نزدیکی به موضوع طبقه بندی شدند. گاهاً به علت عدم دسترسی به اطلاعات کافی در اینترنت نیاز به مشاوره با افراد مطلع، نظیر تولیدکنندگان داخلی و کارشناس‌های مربوطه وجود داشته که از تجربیات آن‌ها در این زمینه استفاده شده است. در برخی از فازها نیاز به استفاده از نرم افزارهای پیشرفته محاسباتی و طراحی بوده تا با استفاده از آنها بتوان مساله طراحی مورد نظر را حل کرد. در اکثر فازها، اطلاعات آماری جامعی وجود داشته که با مقایسه و بررسی این آمار تحلیل‌های مناسبی جهت رسیدن به اهداف پروژه صورت گرفته است.

محدوده تحقیق شامل بویلرهای چگالشی است که به صورت مستقل در مصارف خانگی و صنعتی کاربرد دارد و با توجه به اینکه این محصولات در کشورهای اروپایی رایج تر می‌باشند، لذا بیشتر تمرکز بر روی تولیدکنندگان اروپایی بوده است. در ضمن با توجه به تغییراتی که در طول دو دهه گذشته از لحاظ تکنولوژی در پکیج‌های چگالشی صورت گرفته است، لذا از مطالبی که از لحاظ زمانی مربوط به چند سال اخیر می‌باشند، استفاده شده است.

فصل اول:

جمع آوری اطلاعات

۱-۱ انواع مدل‌های بویلر چگالشی گازسوز در جهان

امروزه با توجه به اهمیت انرژی و صرفه‌جویی در مصرف آن، تکنولوژی‌های نوینی در جهت بهینه‌سازی محصولات گرمایشی ابداع شده است که بوسیله آنها میزان صرفه‌جویی در مصرف انرژی و راندمان این محصولات در حد قابل توجهی افزایش خواهد یافت. یکی از این محصولات گرمایشی که امروزه جایگزین آبگرمکن‌ها و موتورخانه‌های مرکزی شده است، بویلر تقطیری(چگالشی) می‌باشد که بعضاً با نام پکیج چگالشی شناخته شده و محصولی است که گرمایش و آب گرم بهداشتی اماکن مختلف را تأمین می‌کند. این دستگاه به گونه‌ای طراحی شده است که اجزای تشکیل‌دهنده مدارهای گاز، گرمایش، آب گرم مصرفی و سیستم کنترلی این مدارها در مجموعه‌ای کوچک قرار دارد. به این ترتیب با استفاده از آن نیاز به استفاده از موتورخانه در ساختمانها منتفی خواهد شد.

با توجه به اینکه در حال حاضر پکیج چگالشی در داخل کشور تولید نمی‌شود، تنها به بررسی محصولات تولید شده در خارج کشور می‌پردازیم. هدف این فصل در واقع ارائه انواع مدل‌های تولید شده توسط شرکتهای خارجی می‌باشد. در این فصل به ترتیب شرکتهای تولیدکننده پکیج چگالشی معرفی شده و سپس محصولات به همراه مشخصات فنی آن‌ها ارائه شده است.

عمده ترین فن آوریهای بکار رفته در پکیج های تولیدداخل عبارتند از:

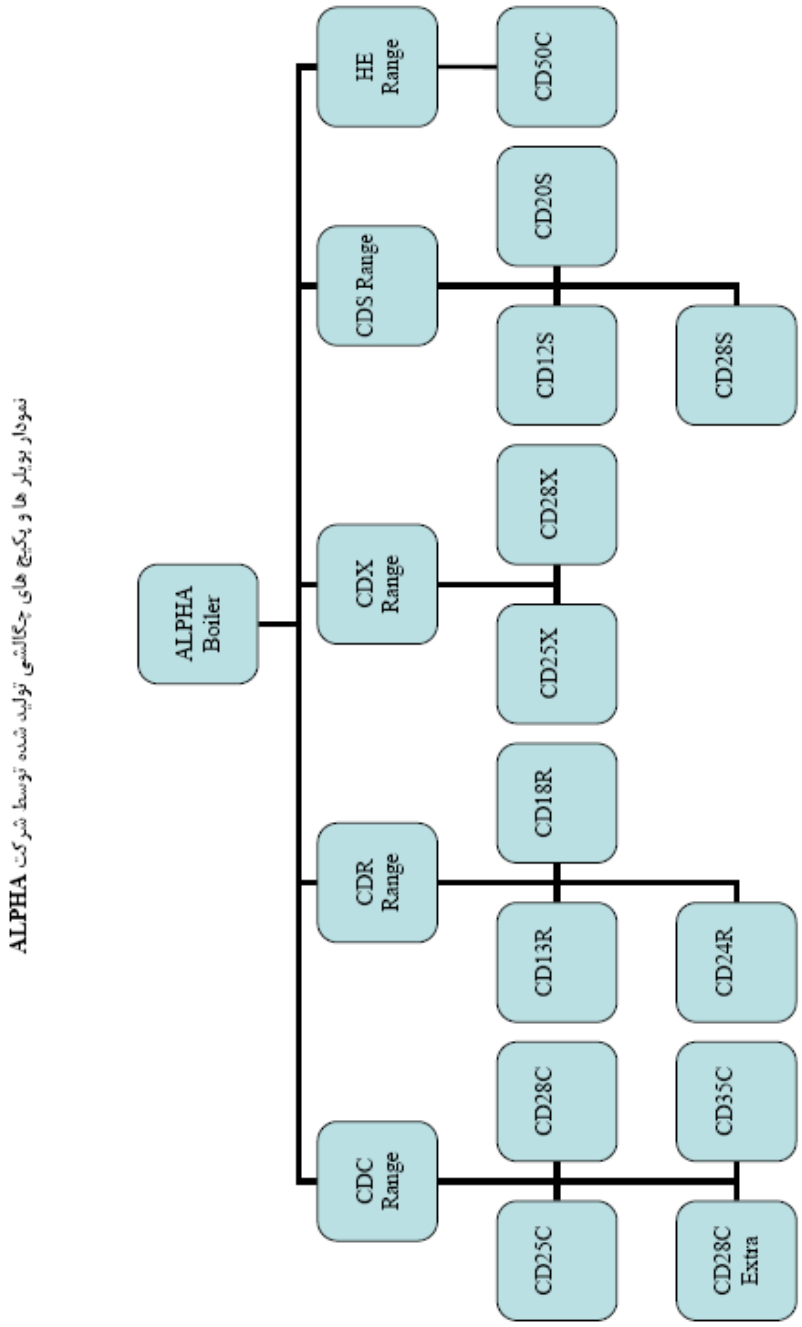
۱- شیر کنترل گاز
۲- شمعک
۳- مشعل
۴- کلاهک تعدیل
۵- شیر سه طرفه برقی
۶- صافی آب و جداکنندهٔ هوا
۷- هوا گیر اتوماتیک
۸- منبع انبساط
۹- پمپ مدار گرمایشی
۱۰- مبدل حرارتی
۱۱- شیر اطمینان
۱۲- شیر پرکن مدار گرمایش
۱۳- سنسور فشار
۱۴- صفحه درجات
۱۵- برد کنترل الکترونیک
۱۶- رگلاتور آب
۱۷- گاورنر
۱۸- آند حفاظت
۱۹- کلید ایمنی حرارتی
۲۰- پتانسیومتر و آکوستات
۲۱- مخزن کویل

۱-۱-۱ شرکت Alpha

یکی از شرکت‌های تولید کننده پکیج در انگلستان شرکت ALPHA BOILER می باشد. خصوصیت بارز محصـولات این شرکت، تنوع موجود در آنها می باشد.

در این بخش مشخصات مربوط به برخی از سیستم‌های چگالشی تولید شده توسط شرکت ALPHA ارائه شـده اسـت. این سیستم‌ها شامل انواع پکیج‌ها و بویلرهای چگالشی می شوند.

اطلاعات ارائه شده برای پکیج‌های چگالشی شامل مشخصات سیستم گرمایش مرکزی و مشخصات سیستم تـأمین آب گرم خانگی می باشد.



شکل ۱-۱ نمودار بویلرهای چگالشی تولید شده توسط شرکت آلفا

جدول (۱-۱) مشخصات گرمایش مرکزی (Central Heating)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Heat Output (NonCondensing Mode)(kW)		Gas Supply Pressure (mbar)	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
CD25C	20.4	6.4	18.4	5.8	19.5	6.1	18	5.5	37.0	0.78	0.24
CD28C	27.1	7.3	24.4	6.6	25.9	6.9	24	6.3	37.0	1.04	0.28
CD28C Extra	27.0	7.2	-	-	26	7.1	-	-	37.0	0.99	0.26
CD23C	31.6	8.9	28.5	8.1	30.3	8.5	28.0	7.8	37.0	1.21	0.34

جدول (۱-۲) مشخصات آب گرم تولیدی(Domestic Hot Water)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Gas supply pressure (mbar)	Specific Flow Rate(L/Min) @ 30 C	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min			Max	Min
CD25C	26.7	6.4	24.1	5.8	24.3	5.5	37.0	11.2	1.02	0.24
CD28C	31.6	7.3	28.5	6.6	28.7	6.3	37.0	13.3	1.21	0.28
CD28C Extra	-	-	-	-	24.3	-	-	9.6	-	-
CD23C	38.0	8.9	34.3	8.1	34.6	8.0	37.0	15.6	1.46	0.34

شکل ۱-۲ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD25C Boiler

ادامه جدول (۱-۲) مشخصات گرمایش مرکزی (Central Heating)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Heat Output (NonCondensing Mode)(kW)		Gas Supply Pressure (mbar)	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
CD13R	13.8	6.2	12.4	5.6	13.1	5.9	12.1	5.4	37.0	1.31	0.6
CD18R	20.4	6.2	18.4	5.6	19.6	5.9	18	5.4	37.0	1.94	0.6
CD24R	26.6	7.5	24	6.8	25.6	7.2	23.5	6.5	37.0	2.54	0.72

شکل ۱-۳ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD13R Boiler

جدول (۱-۳) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Heat Output (NonCondensing Mode)(kW)		Gas Supply Pressure (mbar)	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
CD12S	13.6	2.9	12.3	2.6	12.8	2.5	12.0	2.4	37.0	0.52	0.11
CD20S	20.4	3.8	18.4	3.5	19.5	3.5	18.0	3.3	37.0	0.78	0.15
CD28S	31.8	6.3	28.7	5.7	30.1	5.7	28.0	5.4	37.0	1.21	1.24

شکل ۱-٤ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD12S Boiler

جدول (۱-٤) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Heat Output (NonCondensing Mode)(kW)		Gas Supply Pressure (mbar)	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
CD25X	20.4	5.2	18.4	4.7	19.5	4.8	18.0	4.5	37.0	0.78	0.24
CD28X	27.3	5.5	24.6	5.0	25.8	5.1	24.0	4.9	37.0	1.04	0.21

جدول (۱-۵) مشخصات آب گرم تولیدی (Domestic Hot Water)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Gas supply pressure (mbar)	Specific Flow Rate(L/Min) @ 30 C	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min			Max	Min
CD25X	26.7	5.2	24.0	4.7	24.0	4.5	37.0	9.6	1.0	0.24
CD28X	31.8	5.5	28.7	5.0	28.7	4.9	37.0	13.3	1.21	0.21

شکل ۱-۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD25X Boiler

جدول (۱-٦) مشخصات گرمایش مرکزی(Central Heating)

Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Heat Output (NonCondensing Mode)(kW)		Gas Supply Pressure (mbar)	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min		Max	Min
CD25X	31.	7.4	28.0	6.6	29.7	7.0	27.6	6.5	37.0	2.95	0.71

جدول (۱-۷) مشخصات آب گرم تولیدی(Domestic Hot Water)

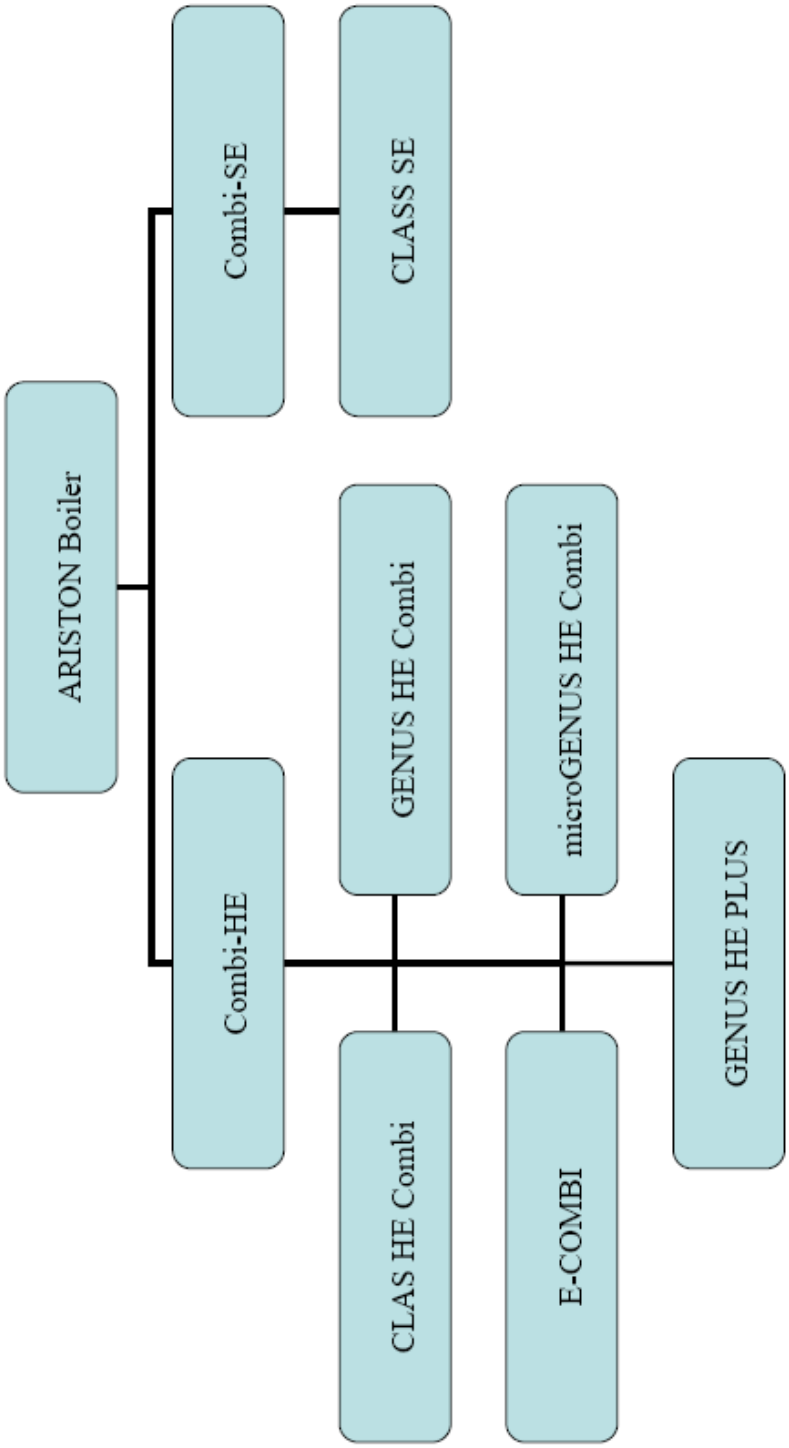
Boiler Type	Gross Heat Input(kW)		Net Heat Input(kW)		Heat Output (Condensing Mode)(kW)		Gas supply pressure (mbar)	Specific Flow Rate(L/Min) @ 30 C	Gas Rate (m^3/h)	
	Max	Min	Max	Min	Max	Min			Max	Min
CD25X	36.1	7.4	32.6	6.6	32.0	6.3	37.0	18.0	3.44	0.71

شکل ۱-٦ نمونه بویلر تولیدی شرکت آلفا CD50C Boiler

۱-۱-۲ شرکت Ariston

شرکت ARISTON یکی از شرکت‌های ایتالیایی تولید کننده سیستم‌های گرمایشی می‌باشد. این شرکت کـه در سـال 1960 تأسیس شده است، یکی از زیر شاخه های گروه صنعتی MTS می‌باشد.

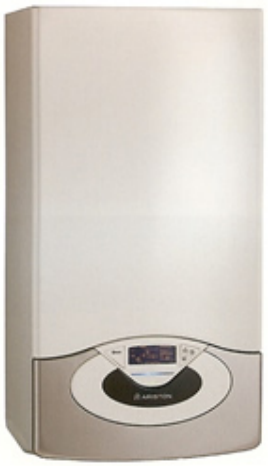
در این بخش مشخصات مربوط به پکیج‌های تولید شده توسط شرکت ARISTON ارائه شده است. این پکیج‌ها شامل انواع پکیج‌های معمولی و چگالشی می‌شوند. نوع پکیج در بالای جدول ذکر شده است. اطلاعات ارائه شده بـرای پکـیج های چگالشی شامل مشخصات سیستم گرمایش مرکزی و مشخصات سیستم تأمین آب گرم خانگی می‌باشد.



شکل ۱-۷ نمودار بویلرهای چگالشی تولید شده توسط شرکت آریستون

جدول (۱-۸) مشخصات عملکرد پکیج‌های چگالشی CLAS HE و GENUS HE

Boiler Type	DHW output(kW)		DHW temperature		Efficiency		Specific rate of DHW (l/min)	CO_2 content (%)	Flue gas temperature
	Max	Min	Max	Min	Combustion	total			
24FF(24kW)	25	5	60	36	97.9	97.3	12	9.0	63
30FF(30kW)	30	6	60	36	97.9	97.3	15	9.0	63
38FF(38kW)	38.9	7.1	60	36	98	98	18.2	9.6	63



CLAS HE

GENUS HE

شکل ۱-۸ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون

CLAS HE GENUS HE

شکل ۱-۹ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون

جدول (۱-۹) مشخصات عملکرد پکیج نیمه چگالشی microGENUS HE

Boiler Type	DHW output(kW) Max	Min	DHW Temperature Max	Min	Combustion efficiency	Efficiency (two modes) Con.	Noncond.	Specific rate of DHW (l/min)	CO_2 content (%)	Flue gas temperature
24FF	23.3	10.4	56	36	-	94.6	85.3	11.1	7.62	72
30FF	27	11.4	56	36	-	93.6	85.2	12.9	6.79	65

جدول (۱-۱۰) مشخصات عملکرد پکیج چگالشی E-COMBI

Boiler Type	DHW output(kW) Max	Min	DHW Temperature Max	Min	Combu-stion efficiency	Efficiency	Specific rate of DHW (l/min)	CO_2 content (%)	Flue gas temperature
24FF(24kW)	25	5	60	36	97.9	97.3	12	9.0	63
30FF(30kW)	30	6	60	36	97.9	97.3	15	9.0	63
38FF(38kW)	38.9	7.1	60	36	98	98	18.2	9.6	63

microGENUS HE E-COMBI

شکل ۱-۱۰ دو نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون

جدول (۱-۱۱) مشخصات عملکرد پکیج نیمه چگالشی CLASS SE

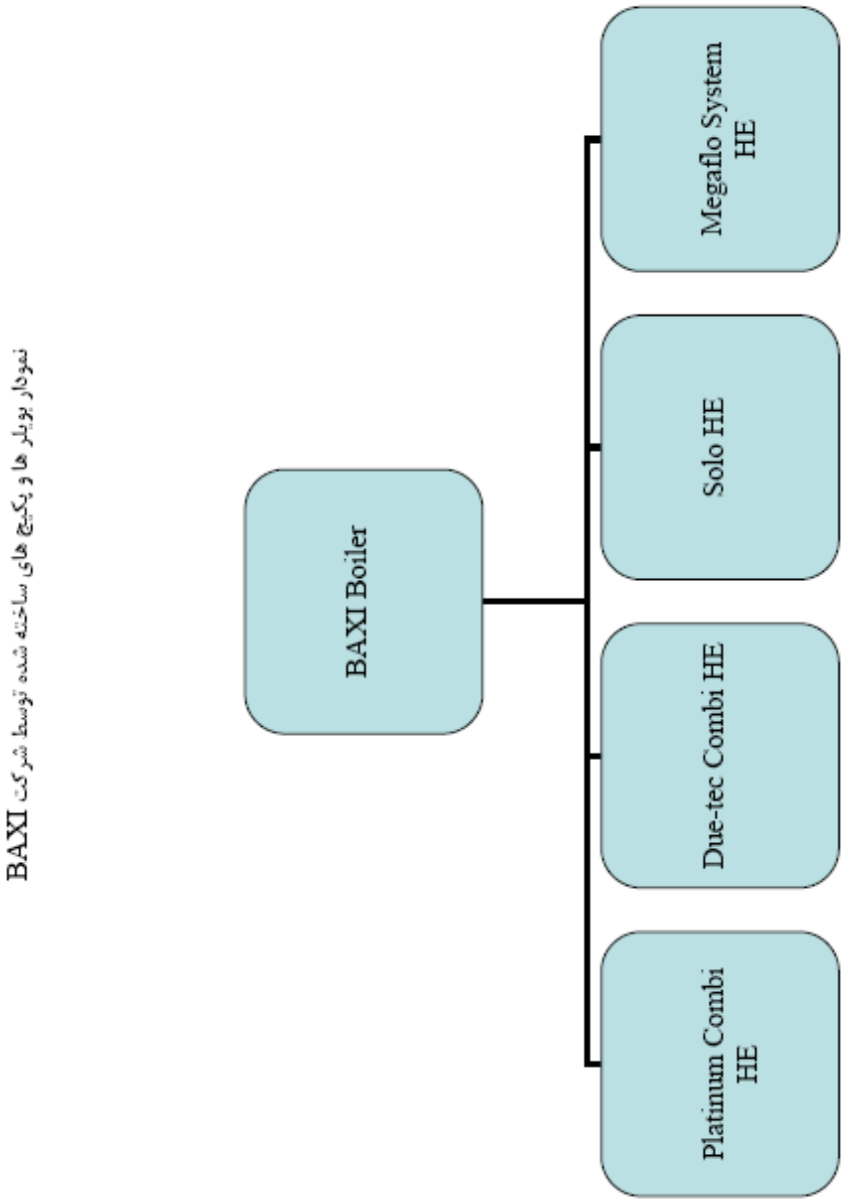
Boiler Type	DHW output(kW) Max	Min	DHW Temperature Max	Min	Combu-stion efficiency	Efficiency (two modes) Con.	Noncond.	Specific rate of DHW (l/min)	CO_2 content (%)	Flue gas temperature
24FF	24.2	9.8	60	36	95	93.6	84.3	12.5	6.6	98
30FF	28.1	11.6	60	36	93.9	93.2	83.9	14.1	6.4	114

شکل ۱-۱۱ نمونه بویلر تولیدی شرکت آریستون CLASS SE

BAXI

۱-۱-۳ شرکت Baxi

این شرکت یکی از معروف‌ترین و در عین حال قدیمی‌ترین تولیدکنندگان سیستم‌های گرمایشی می‌باشد. Baxi در سال 1866 تأسیس شده و تا امروز در زمینه انرژی یکی از فعال‌ترین گروه‌های صنعتی بوده است. در این قسمت پکیج‌های چگالشی تولیدی این شرکت مورد بررسی قرار گرفته اند.



شکل ۱-۱۲ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت باکسی

جدول (۱-۱۲) مشخصات عملکرد Baxi Platinum Combi HE A

Boiler Type	Net Heat Input(kW)		Gross Heat Input(kW)		Non condensing Heat Output(kW)		Condensing Heat Output(kW)		DHW Heat Input(kW)		DHW Heat Output (kW)	DHW Flow Rate (l/min)	Efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Net	Gross			
24HE	20.5	7	22.7	7.8	20	6.8	21	7.4	24.7	27.4	24	11.43	91.1
28HE	24.7	9	27.4	10	24	8.7	25.9	9.5	28.9	32.1	28	13.3	91.1
33HE	28.9	9.7	32.1	10.8	28	9.4	30.3	10.2	34	37.7	33	15.7	91.1
40HE	32.8	9.9	36.4	11	32	9.6	34.4	12.1	41.2	45.7	40	19.1	91.1

جدول (۱-۱۳) مشخصات عملکرد Baxi Duo - tec Combi HE A

Boiler Type	Net Heat Input (kW)		Gross Heat Input (kW)		Non condensing Heat Output (kW)		Condensing Heat Output (kW)		DHW Heat Input(kW)		DHW Heat Output (kW)	DHW Flow Rate (l/min)	Efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Net	Gross			
24HE	20.5	7	22.7	7.8	20	6.8	21	7.4	24.7	27.4	24	11.43	91.1
28HE	24.7	9	27.4	10	24	8.7	25.9	9.5	28.9	32.1	28	13.3	91.1
33HE	28.9	9.7	32.1	10.8	28	9.4	30.3	10.2	34	37.7	33	15.7	91.1
40HE	32.8	9.9	36.4	11	32	9.6	34.4	12.1	41.2	45.7	40	19.1	91.1

همانگونه که از ارقام موجود در جدول مشخصات بر می‌آید، دو نوع مدل ارائه شده یعنی Platinum Combi HE A و Baxi Duo-tec Combi HE A از نظر مشخصات طراحی کاملا به یکدیگر شبیه می‌باشند.

تنها تفاوت این دو محصول مدت زمان گارانتی آنها می باشد. این زمان برای نوع Platinum Combi HE A، چهار سال و برای نوع Baxi Duo-tec Combi HE A، دو سال می باشد.

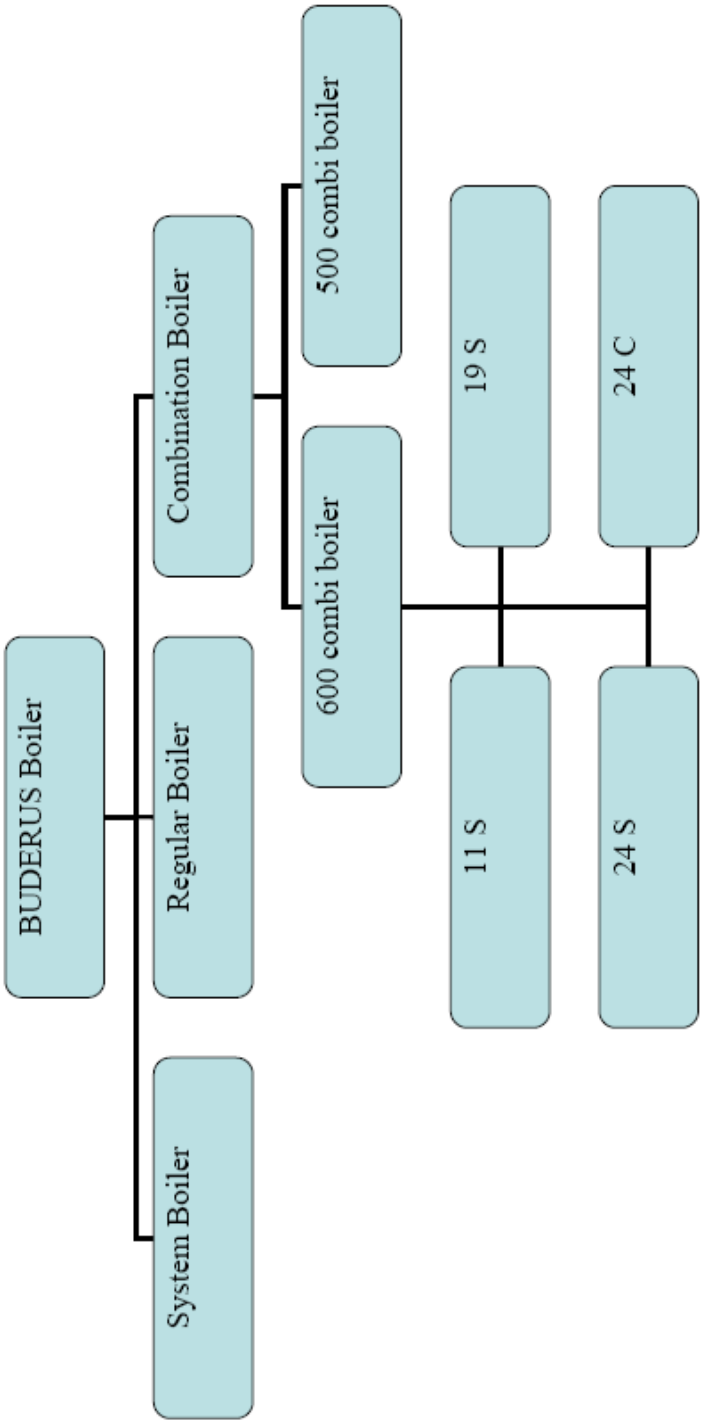
Buderus

۱-۱-٤ شرکت Buderus

شرکت BUDERUS یکی از بزرگترین شرکت‌های تولید کننده بویلرهای تقطیری در جهان می‌باشد. خصوصیت بارز این شرکت تجهیزات آزمایشگاهی منحصر به فرد آن می باشد. شرکت BUDERUS قابلیت انجام انواع آزمایش‌ها را بر روی بویلرها و قطعات تولیدی خود دارد.

در انگلستان این شرکت زیر نظر شاخه گرمایش گروه صنعتی BOSCH فعالیت می‌کند. سابقه فعالیت این گروه در تولید بویلرهای چگالشی به بیش از یک دهه می‌رسد.

در این بخش به بررسی بویلرهای چگالشی تولید شده توسط این شرکت پرداخته شده است. اطلاعات تخصصی این بویلرها در جداولی ارائه شده است.



شکل ۱-۱۳ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت بودروس

جدول (۱-۱٤) مشخصات بویلر های 500 Range

Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		CH flow temperature(C)		SEDBURG Rating	DHW flow rate(l/min)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		
24 kW(system)	23	5.7	28.5*	5.7	80	30	A	-
24 kW(combi)	23	5.7	23	5.7	80	30	A	9.4
28 kW(combi)	23	5.7	28.5	5.7	80	30	A	11.7

- در صورت نصب مخزن ذخیره آب گرم
-

شکل ۱-۱٤ نمونه بویلر تولیدی شرکت بودروس Buderus 500 Range Boiler

جدول (۱-۱۵) مشخصات بویلر های 600 Range

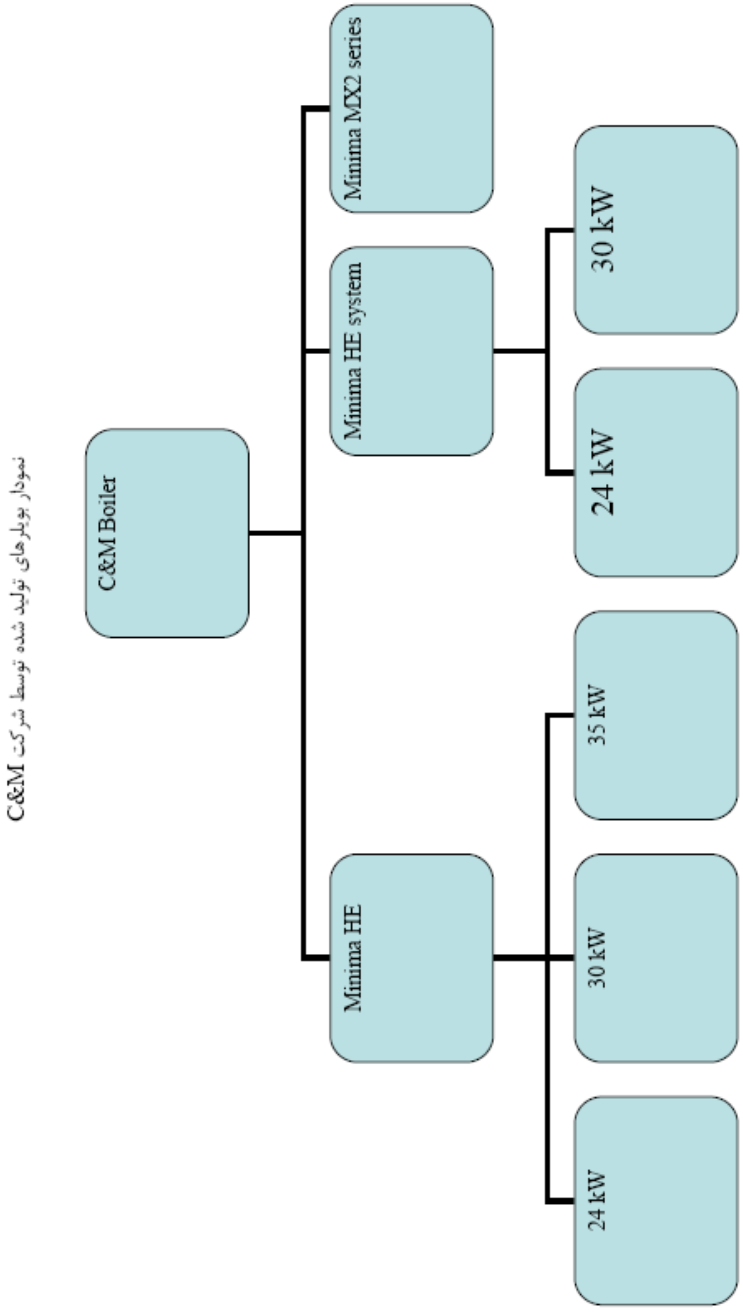
Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		CH flow temperature(C)		Efficiency	DHW flow rate(l/min)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		
11S	10	4.3	-	-	60	40	90.3	-
19S	17.4	8.6	-	-	60	40	90.3	-
24S	22	8.6	-	-	60	40	90.2	-
24C	22	8.6	-	-	60	40	90.1	6.5

شکل ۱-۱۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت بودروس Buderus 600 28kW combi boiler

۱-۱-۵ شرکت C&M

شرکت CHAFFOTEUX & MAURY یکی از پیشگامان صنعت پکیج‌های خانگی می‌باشد که بیش از هفتاد سال تجربه تولید دارد. تولیدات این شرکت موفق به اخذ استاندارد ISO 9001 شده اند.

این شرکت در سال 2001 به گروه صنعتی MTS ملحق شد و به همراه این شرکت به تولید محصولات گرمایشی از جمله پکیج‌های چگالشی پرداخت. در این قسمت به بررسی محصولات این شرکت پرداخته شده است.



نمودار بویلرهای تولید شده توسط شرکت C&M

شکل ۱-۱۶ نمودار بویلرهای تولیدی شرکت C&M

جدول (۱-۱۶) مشخصات عملکرد Minima HE system

Boiler Type	Heating output(kW) @80/60 Max	Min	Heating output(kW)@ 50/30 Max	Min	CH flow rate(l/hr)	CO_2 content (%)	Efficiency (%)	Flue temperature (°C)
Minima HE system 24	24	7	7	26	300	9.5	90.1	79
Minima HE system 30	9	29	9	32	300	9.2	90.3	74

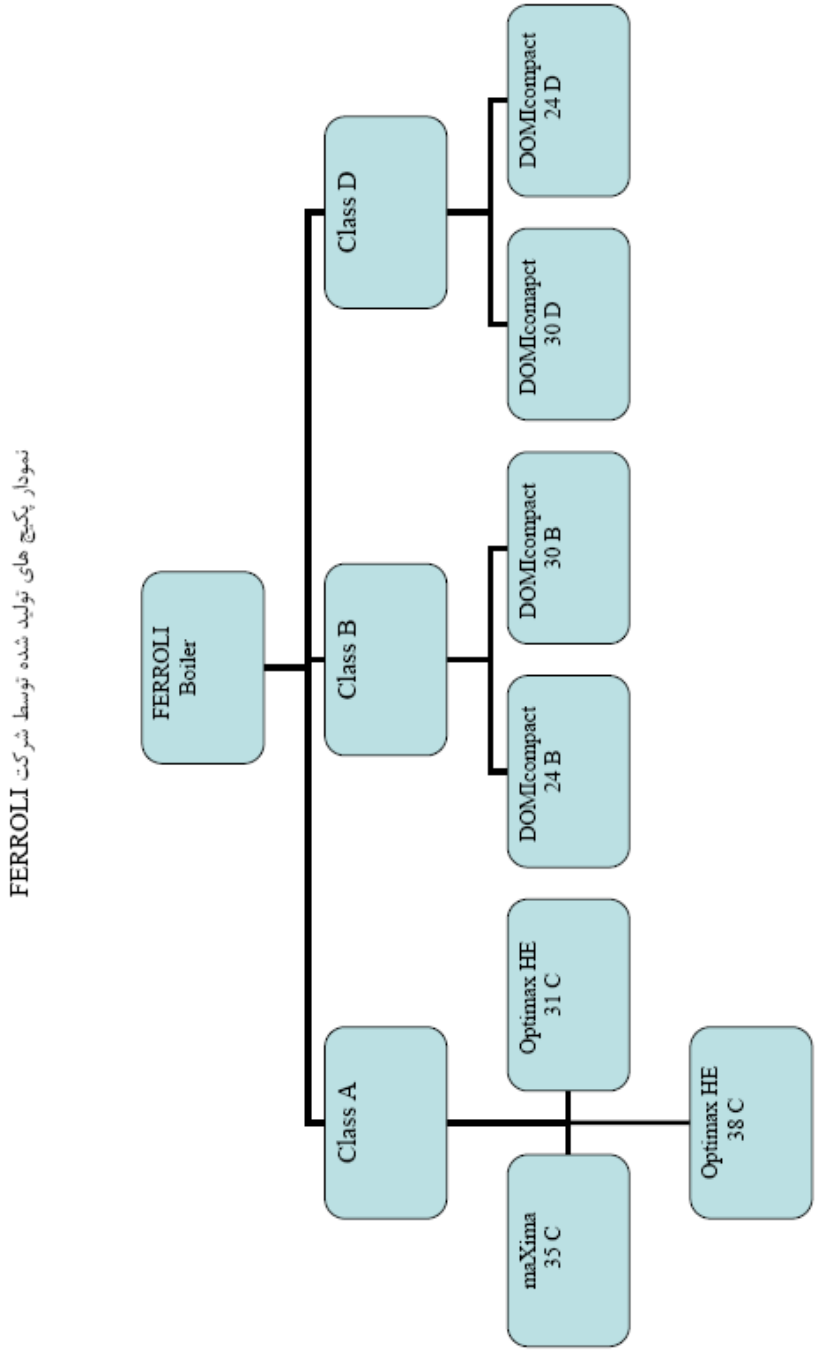
جدول (۱-۱۷) مشخصات عملکرد C&M Minima HE

Boiler Type	Heating output(kW)@80/60 Max	Min	Heating output(kW) @50/30 Max	Min	CH flow rate(l/hr)	CO2 content (%)	Efficiency (%)	Flue temperature (°C)	DHW flow rate (l/min)
Minima HE 24	7	24	7	26	300	9.5	90	79	12

۱-۱-٦ شرکت Ferroli

شرکت FERROLI یکی از تولیدکنندگان اصلی پکیج‌ها در جهان می باشد. این شرکت در اروپا به شدت گسترش یافته به طوری که در کشورهای آلمان، فرانسه، اسپانیا، ترکیه، انگلستان، بلژیک، هلند، رومانی، چین، اکراین، روسیه و بلاروس شعبه دارد. این شرکت علاوه بر تولید بویلر، در زمینه سیستم های خورشیدی نیز بسیار فعال می باشد.

در این بخش پکیج‌های تولید شده توسط این شرکت مورد بررسی قرار می گیرند. این پکیج‌ها شامل انواع چگالشی و غیر چگالشی می باشند. در ضمن نمودار تولیدات این شرکت نیز ارائه شده است.



شکل ۱-۱۶ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت فرولی

جدول (۱-۱۸) مشخصات عملکرد پکیج های Class A

Boiler Type	Net heat input(kW) Max	Min	Heat output (kW)@80/60 Max	Min	Heat output (kW)@50/30 Max	Min	CH operating temperature (°C)	MAX DHW hot water rate(l/min) 25°C	30°C	35°C
maXima 35 C	34.8	10.4	34.6	10.2	36.4	11.1	85	19.8	16.5	14.2
Optimax HE 31 C	25.2	5.2	24.6	5.2	26.6	5.7	95	17.6	14.7	12.6
Optimax HE 38 C	30.8	6.5	30.2	6.3	32.5	6.9	95	21.6	18	15.4

جدول (۱-۱۹) مشخصات عملکرد پکیج های Class B

Boiler Type	Net heat input(kW) Max	Min	Heat output (kW)@80/60 Max	Min	Heat output (kW)@50/30 Max	Min	CH operating temperature (°C)	MAX DHW hot water rate(l/min) 25°C	30°C	35°C
DOMIcompact 24 B	25	10.8	24.1	9.9	25.5	10.3	90	13.8	11.5	9.5
DOMIcompact 30 B	31.7	14.1	30	10.3	31.1	13.4	90	17.2	14.3	12.3

جدول (۱-۲۰) مشخصات عملکرد پکیج های Class D

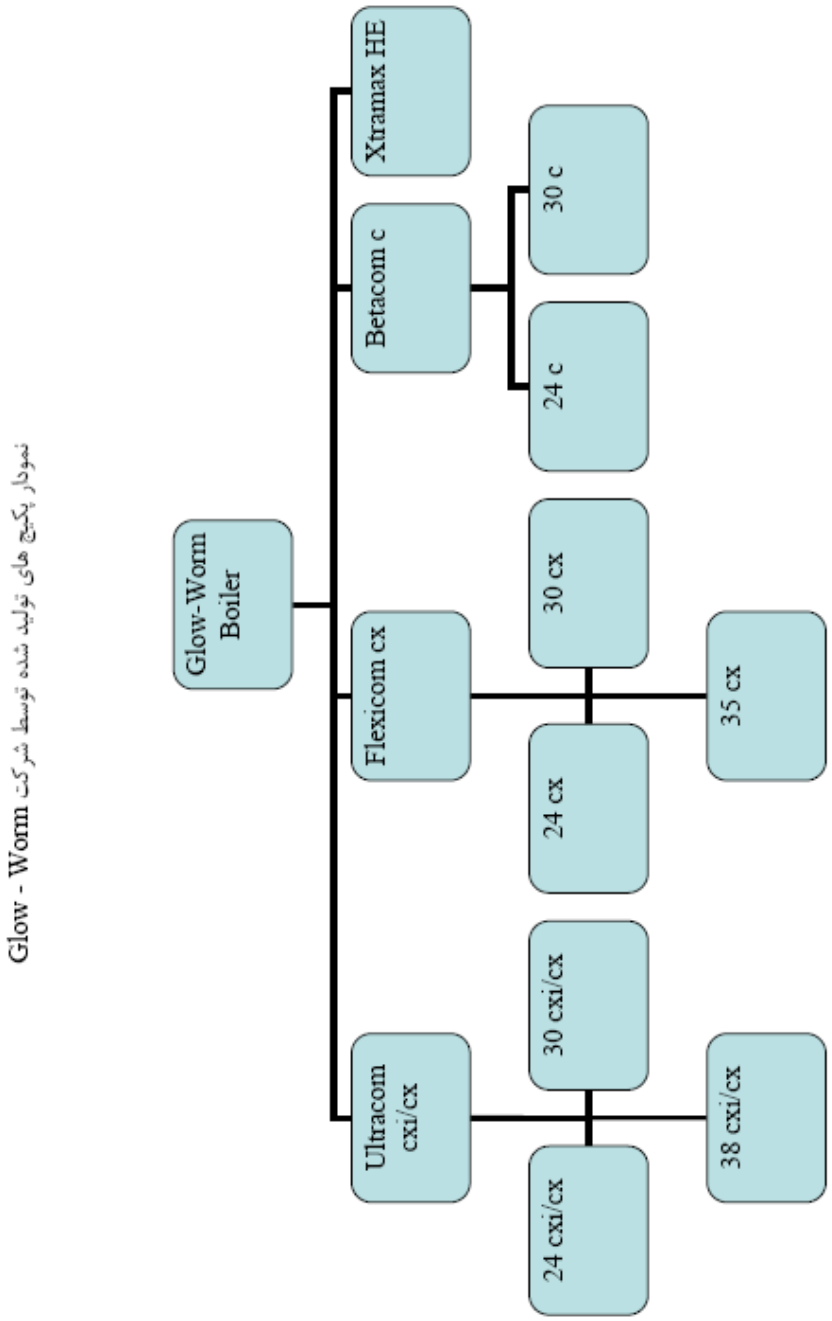
Boiler Type	Net heat input(kW)		Heat output (kW)@80/60		Heat output (kW)@50/30		CH operating temperature (°C)	MAX DHW hot water rate(l/min)		
	Max	Min	Max	Min	Max	Min		25°C	30°C	35°C
DOMIcomapct 30 D	25.8	8.3	24	7.2	24	7.2	90	13.7	11.4	-
DOMIcompact 24 D	32.3	13.6	31.7	12.9	-	-	90	12.3	10.6	-

شکل ۱-۱۷ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت فرولی Maxima 35c

۱-۱-۷ شرکت Glow.worm

این شرکت در سال 1943 در کشور انگلستان تأسیس شده و از همان زمان یکی از تولیدکنندگان اصلی سیستم‌های گرمایشی خانگی و صنعتی در انگلستان بوده است. هدف اصلی این شرکت فراهم کردن جدیدترین سیستم‌های گرمایشی در قالب ساده‌ترین طراحی ممکن می باشد.

در این بخش پکیج‌های چگالشی تولید شده توسط این شرکت مورد مطالعه قرار گرفته اند.



شکل ۱-۱۸ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت گلو وورم

جدول (۱-۲۱) مشخصات عملکرد Ultracom cxi/cx

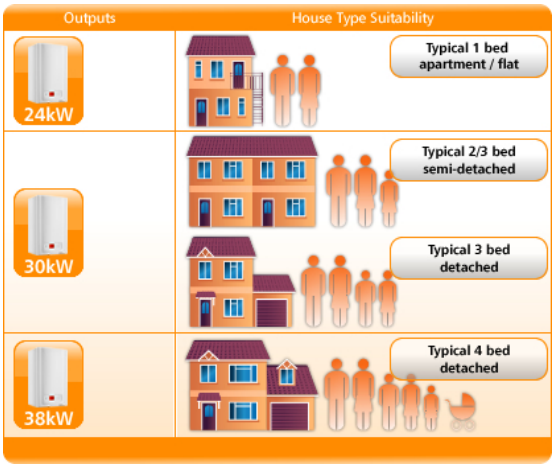
Boiler Type	CH output(kW) Max	CH output(kW) Min	DHW output(kW) Max	DHW output(kW) Min	Max CH condensing output(kW)	DHW flow rate(l/min) @35 C	Efficiency (%)
24 cxi/cx	18	5	24	5	20	9.8	90.3
30 cxi/cx	22.9	5	30	5	24.7	12.3	90.3
38 cxi/cx	30	6.6	30	6.6	32.2	15.5	90.4

در طراحی این پکیج دو مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. مبدل اول که مبدل اصلی سیستم می باشد از نـوع لولـه مارپیچ (Coiled Tube) است. این مبدل وظیفه انتقال گرما از محفظه احتراق به آب موجود در چرخه سیستم گرمایش مرکزی را به عهده دارد.

مبدل حرارتی دیگری که در این نوع پکیج استفاده شده است، وظیفه انتقال گرما از آب گرم سیستم گرمایش مرکزی به آب شهری را جهت تأمین آب گرم مصرفی به عهده دارد. جنس هر دو مبدل حرارتی فـولاد زنـگ نـزن مـی باشـد. در طراحی مبدل حرارتی ثانویه از مبدل نوع صفحه ای(Plate) استفاده شده است.

در این پکیج از مشعل Pre-mixed به منظور سوزاندن سوخت در محفظه احتراق استفاده شده است.

هر یک از مدل های فوق به منظور تأمین بار گرمایشی مشخصی طراحی شده است. شکل زیر تخمین خوبی به منظـور انتخاب مدل مورد نظر ارائه می دهد.



شکل ۱-۱۹رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود

جدول (۱-۲۲) مشخصات عملکرد Flexicom cx

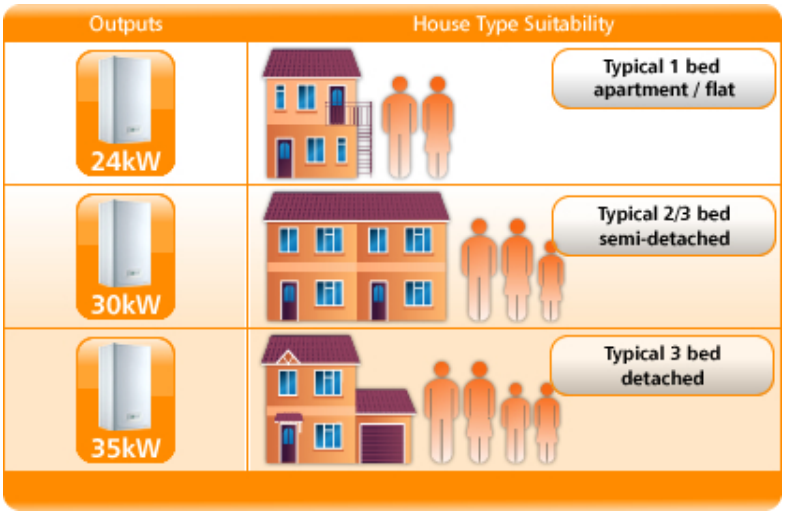
Boiler Type	CH output(kW)		DHW output(kW)		Max CH condensing output(kW)	DHW flow rate(l/min) @35 C	Efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min			
24 cx	18	9.3	25.1	9.3	18.8	9.85	90.3
30 cx	24	9.3	30	9.3	24.9	12.3	90
35 cx	30	9.3	35	9.3	31.0	14.4	90.2

در طراحی این پکیج نیز دو مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. مبدل اول که مبدل اصلی سیستم می‌باشد از نوع Cast است. این مبدل وظیفه انتقال گرما از محفظه احتراق به آب موجود در چرخه سیستم گرمایش مرکزی را به عهده دارد. سوخت ورودی به محفظه احتراق نیز توسط یک مشعل Pre- mixed سوزانده می شود.

در طراح این پکیج نیز به منظور تأمین آب گرم مصرفی از یک مبدل حرارتی ثانویه استفاده می شود. این مبدل، یک مبدل صفحه‌ای(Plate) می‌باشد.

تفاوت اساسی نوع Flexicom با نوع Ultracom در این نکته می‌باشد که نوع پکیج (Flexicom) قابلیت استفاده از LPG را به عنوان سوخت ندارد.

شکل ۱-۲۰ تخمین خوبی به منظور انتخاب مدل بر اساس بار گرمایی مورد نیاز ارائه می دهد.



شکل ۱-۲۰ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود

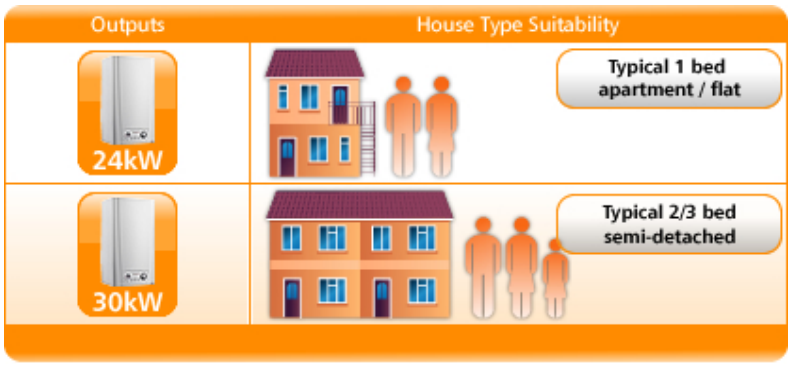
جدول (۱-۲۳) مشخصات عملکرد Betacom c

Boiler Type	CH output(kW) Max	CH output(kW) Min	DHW output(kW) Max	DHW output(kW) Min	Max CH condensing output(kW)	DHW flow rate(l/min) @35 C	Efficiency (%)
24 c	24.7	10.2	24.7	10.2	24.9	9.4	86
30 c	27.6	10.2	27.6	14.26	28.8	10.5	86.4

شکل ۱-۲۱ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت گلو وورم Betacom c 24

در طراحی این پکیج نیز مانند دو نوع پکیج قبلی، مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. مبدل اول که مبدل اصلی سیستم می‌باشد از نوع پره لوله (Tube & Fin) است. این مبدل وظیفه انتقال گرما از محفظه احتراق به آب موجود در چرخه سیستم گرمایش مرکزی را به عهده دارد. جنس این مبدل حرارتی بر خلاف دو نوع قبل، مس می‌باشد. سوخت ورودی به محفظه احتراق نیز توسط یک مشعل Multi-Bladed سوزانده می‌شود.

همچنین به منظور تأمین آب گرم مصرفی از یک مبدل حرارتی ثانویه استفاده می‌شود. این مبدل، یک مبدل صفحه-ای(Plate) می باشد. شکل (۱-۲۲) تخمین خوبی به منظور انتخاب مدل بر اساس بار گرمایی مورد نیاز ارائه می دهد.



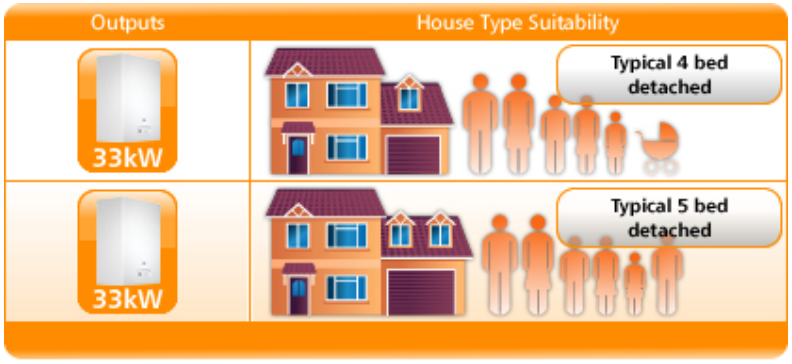
شکل ۱-۲۲ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود

جدول (۱-۲٤) مشخصات عملکرد Xtramax HE

Boiler Type	CH output(kW) Max	CH output(kW) Min	DHW output(kW) Max	DHW output(kW) Min	Max CH condensing output(kW)	DHW flow rate(l/min) @35 C	Efficiency (%)
Xtramax HE	28	7.6	33.2	7.6	30.6	14	90.6

در طراحی این پکیج دو مبدل حرارتی در نظر گرفته شده است. مبدل اول که مبدل اصلی سیستم می باشد از نوع لوله مارپیچ (Coiled Tube) است. این مبدل وظیفه انتقال گرما از محفظه احتراق به آب موجود در چرخه سیستم گرمایش مرکزی را به عهده دارد. جنس این مبدل حرارتی فولاد زنگ نزن (Stainless Steel) می باشد.

مبدل حرارتی دیگری که در این نوع پکیج استفاده شده است وظیفه انتقال گرما از آب گرم سیستم گرمایش مرکزی به آب شهری را جهت تأمین آب گرم مصرفی به عهده دارد. در طراحی مبدل حرارتی ثانویه از مبدل نوع صفحه-ای(Plate) استفاده شده است. شکل ۱-۲۳ تخمین خوبی به منظور انتخاب مدل بر اساس بار گرمایی مورد نیاز ارائه می دهد.

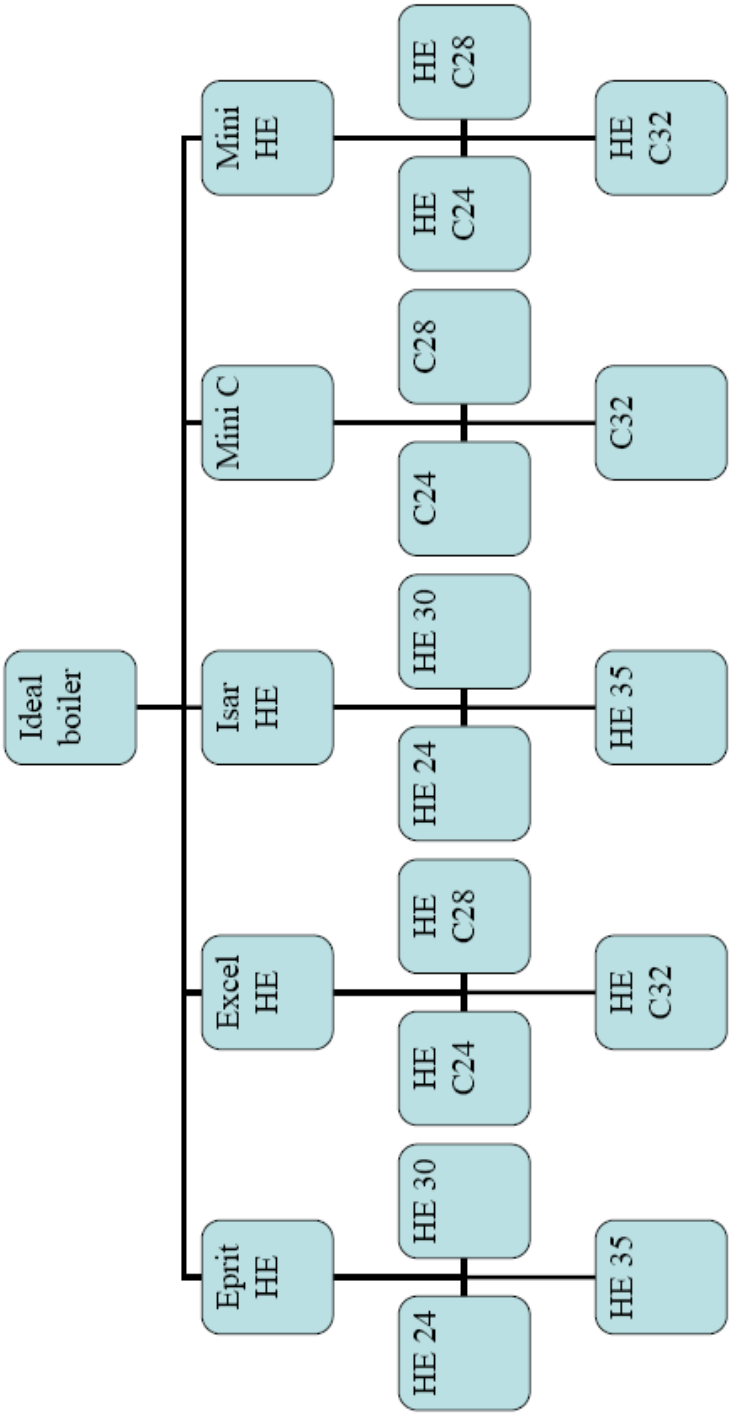


شکل ۱-۲۳ رابطه تعداد خانوار با مدل های موجود

۱-۱-۸ شرکت Ideal-Boilers

شرکت Ideal–Boiler در سال ۱۹۰۵ با عنوان National Radiation Company در انگلستان شکل گرفت. این شرکت یکی از پایه‌گذاران تولید پکیج در انگستان می‌باشد. علاوه بر فعالیت‌های این گروه صنعتی در زمینه بویلر، محصولات منحصر به انرژی خورشیدی نیز رنگ تازه‌ای به فعالیت‌های آن‌ها داده است.

در این بخش به بررسی پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی تولید شده توسط شرکت Ideal – Boiler پرداخته شده و خصوصیات هر یک از آنها بررسی می شود.



شکل ۱-۲٤ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت Ideal-boiler

جدول (۱-۲٤) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Esprit HE

Boiler Type	Gross input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		Gas consumption(l/s)		Seasonal efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	
HE 24	27.1	10.1	23.8	8.8	25.4	9.6	0.70	0.26	90
HE 30	27.1	10.1	23.8	8.8	25.4	9.6	0.70	0.26	90
HE 35	27.1	10.1	23.8	8.8	25.4	9.6	0.70	0.26	90

همانگونه که از جدول فوق مشخص است، خصوصیات گرمایش مرکزی تمام مدل ها سری Esprit دارای خصوصیات گرمایش مرکزی یکسانی می‌باشند.

جدول (۱-۲۵) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Esprit HE

Boiler Type	Gross input(kW)	Gas consumption(l/s)	DHW output(kW)	DHW flow rate(l/min) @ 35 °C	DHW specific flow rate(l/min)
HE 24	27	0.7	23.4	9.6	11.2
HE 30	33.5	0.87	29.3	12.0	14.0
HE 35	39.9	1.03	35.2	14.4	16.8

جدول (۱-۲۶) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Excel HE

Boiler Type	Gross input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		Gas consumption(l/s)		Seasonal efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	
HE C24	27.1	16.9	23.4	14.2	25.1	15.3	0.7	0.4	86.4
HE C28	32.2	20.4	28	17.6	29.8	18.3	0.83	0.53	86.4
HE C32	37.1	21.1	32	17.9	34.3	18.9	0.96	0.54	86.3

جدول (۱-۲۷) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Excel HE

Boiler Type	Gross input(kW)	Gas consumption(l/s)	DHW output(kW)	DHW flow rate(l/min) @ 35 °C	DHW specific flow rate(l/min)
HE C24	27.1	0.7	23.4	9.6	11.2
HE C24	32.2	0.83	28.0	11.5	13.4
HE C32	37.1	0.96	32.0	13.1	15.3

شکل ۱-۲۵ نمونه بویلر تولیدی شرکت Isar HE

جدول (۱-۲۸) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Isar HE

Boiler Type	Gross input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		Gas consumption(l/s)		Seasonal efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	
HE 24	27.1	10.1	23.4	8.8	25.1	9.6	0.70	0.26	90.1
HE 30	27.1	10.1	23.4	8.8	25.1	9.6	0.70	0.26	90.1
HE 35	27.1	10.1	23.4	8.8	25.1	9.6	0.70	0.26	90.1

همانگونه که از جدول فوق مشخص است، خصوصیات گرمایش مرکزی تمام مدل ها سری Isar دارای خصوصیات گرمایش مرکزی یکسانی می باشند.

جدول (۱-۲۹) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Isar HE

Boiler Type	Gross input(kW)	Gas consumption(l/s)	DHW output(kW)	DHW flow rate(l/min) @ 35 C	DHW specific flow rate(l/min)
HE 24	27	0.7	23.4	9.6	11.2
HE 30	33.5	0.87	29.3	12.0	14.0
HE 35	39.9	1.03	35.2	14.4	16.8

جدول (۱-۳۰) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Mini C

Boiler Type	Gross input(kW)		Output (kW)		NOx classification	Gas consumption(l/s)		Seasonal efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min		Max	Min	
C24	29.52	12.21	24.3	9.1	Class 3	0.763	0.315	78.2
C28	34.52	14.43	28.36	11.0	Class 2	0.892	0.373	78.3
C32	39.07	17.02	32.0	12.73	Class 3	1.035	0.456	79.4

کاهش بازده سیستم حرارتی در صورت عدم استفاده از یک سیستم چگالشی در این محصول کاملا مشخص می باشـد.

باید توجه داشت که NOx classification در مورد پکیج‌های چگالشی Class 5 می‌باشد. نحوه کلاس بندی آلودگی NOx در قسمت آلوده کننده ها توضیح داده شده است.

جدول (۱-۳۱) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Mini C

Boiler Type	Gross input(kW)	Gas consumption(l/s)	DHW output(kW)	DHW flow rate(l/min) @ 35 C	DHW specific flow rate(l/min)
C24	29.52	0.763	24.3	10.0	11.6
C28	34.52	0.892	28.36	11.6	13.6
C32	39.7	1.035	32.0	13.1	15.3

جدول (۱-۳۲) مشخصات عملکرد گرمایش مرکزی Mini HE

Boiler Type	Gross input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		Gas consumption(l/s)		Seasonal efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	
HE C24	27.7	12.2	24.6	10.2	26.6	11.1	0.72	0.31	87.7
HE C28	32.2	14.4	28.3	12.1	30.7	13.2	0.83	0.37	87.6
HE C32	37.0	17.4	32.2	15	34.4	15.6	0.95	0.45	86.8

همانگونه که از جدول فوق مشخص است، خصوصیات گرمایش مرکزی تمام مدل ها سری Mini HE دارای خصوصیات گرمایش مرکزی یکسانی می باشند.

این پکیج چگالشی یکی از معدود سیستم های چگالشی می باشد کـه رده آلـوده‌کننـدگی NOx در آن Class 2 مـی باشد.

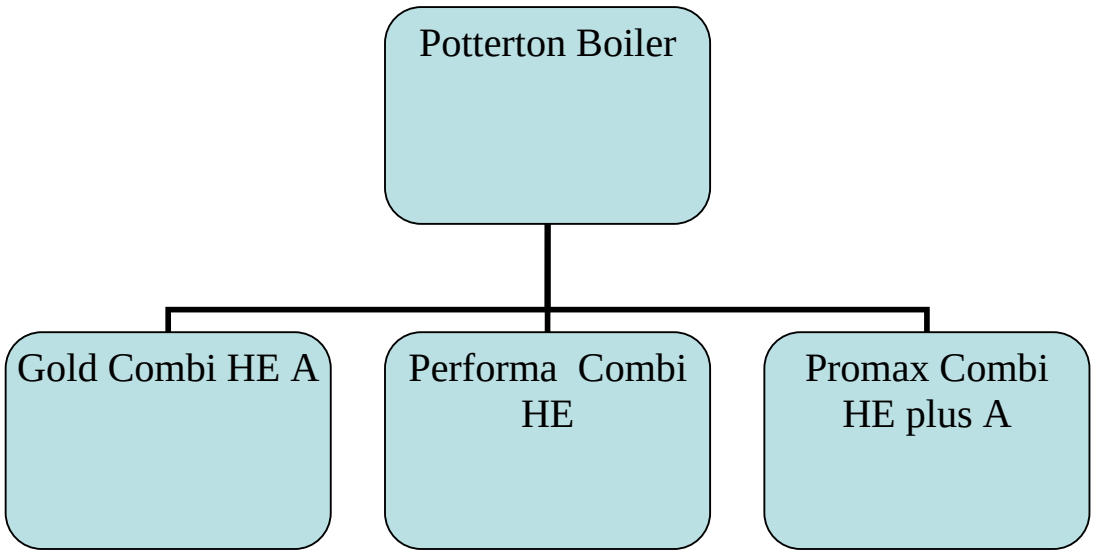
جدول (۱-۳۳) مشخصات عملکرد سیستم تأمین آب گرم مصرفی Mini HE

Boiler Type	Gross input (kW)	Gas consumption (l/s)	DHW output(kW)		DHW flow rate(l/min) @ 35 C	DHW specific flow rate(l/min)
			Cond.	Noncond.		
HE C24	27.7	0.72	26.6	24.6	10.0	11.9
HE C28	32.2	0.83	30.7	28.3	11.7	13.9
HE C32	37.0	0.95	34.4	32.2	13.1	14.6

POTTERTON

۱-۱-۹ شرکت Potterton

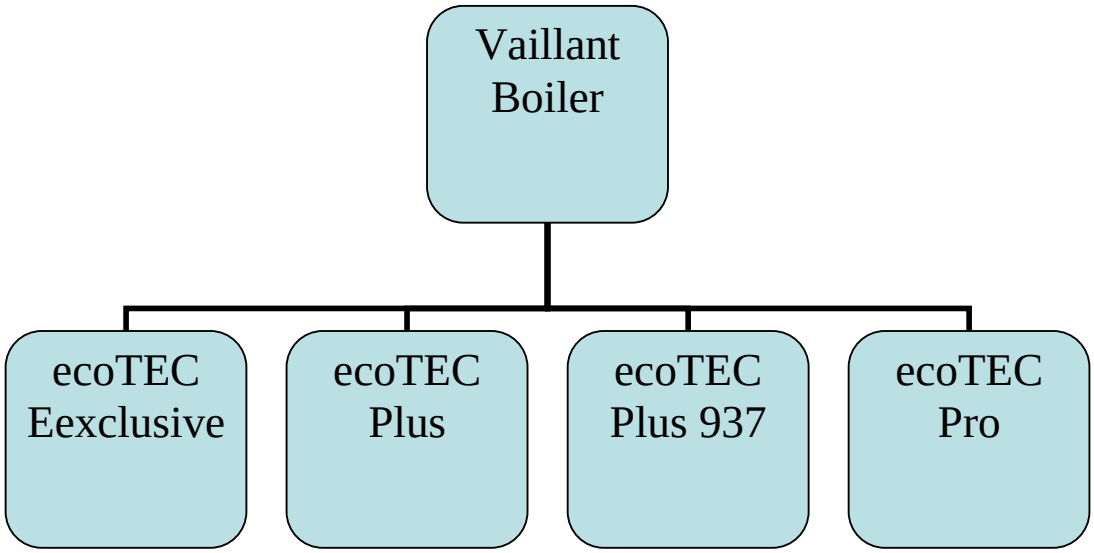
این شرکت یکی از زیر شاخه های گروه صنعتی Baxi می‌باشد که مشخصات تولیدات آن در بخش های قبلی ارائه شده است. جدول زیر تولیدات این شرکت را معرفی می کند.



شکل ۱-۲۶ نمودار پکیج های تولید شده توسط شرکت Potterton

۱-۱-۱۰ شرکت Vaillant

شرکت Vaillant یکی از شرکت های انگلیسی فعال در زمینه سیستم های گرمایش و سرمایش می باشد. این شرکت در سال 1987 تأسیس و تا امروز در زمینه سیستم‌های مربوط به تهویه مطبوع و گرمایش در حال فعالیت می‌باشد. متأسفانه این شرکت مشخصات فنی پکیج‌های تولیدی خود را ارائه نداده و تنها به ارائه دستورالعمل کار آن اکتفا کرده است. پکیج های تولید شده توسط این شرکت در نمودار زیر معرفی شده‌اند.

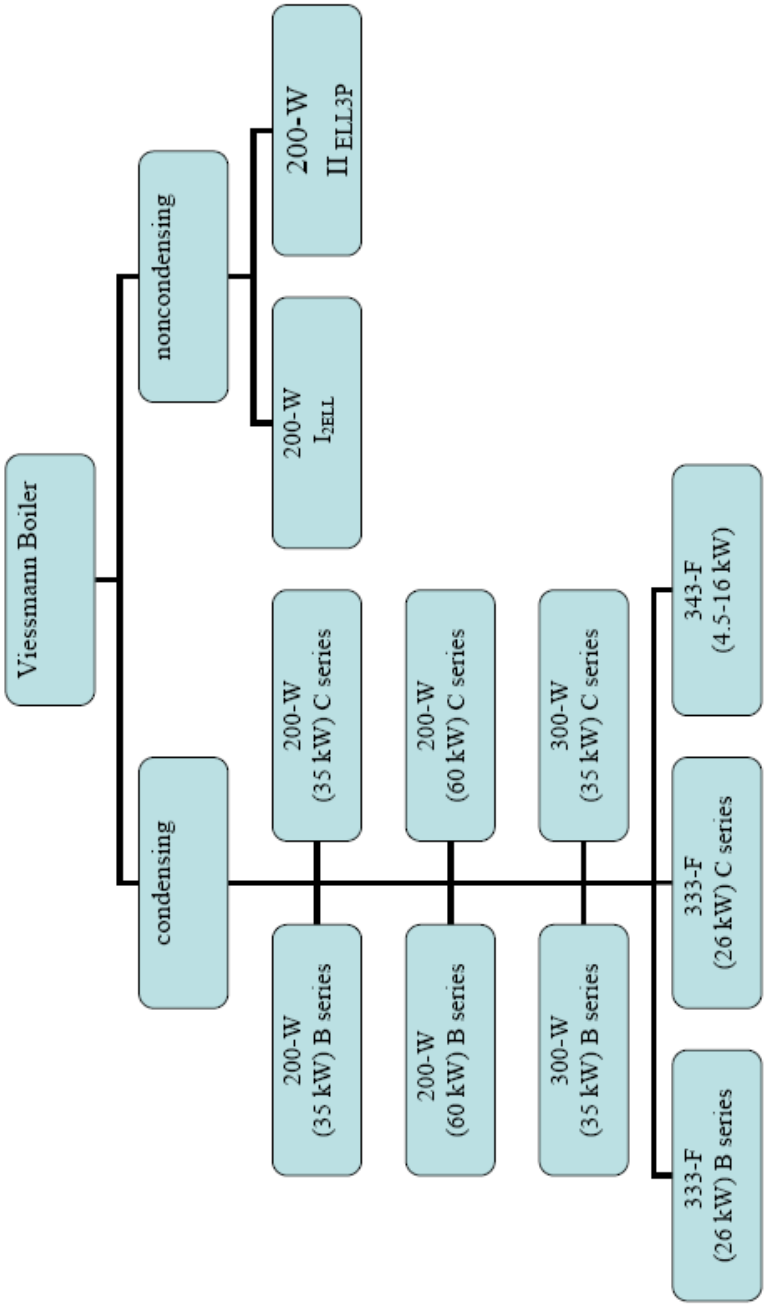


شکل ۱-۲۷ نمودار پکیج های تولید شده توسط شرکت Vaillant

۱-۱-۱۱ شرکت Viessmann

Viessmann یکی از اولین شرکت های بین المللی تولید کننده بویلرهای گرمایشی می باشد. این شرکت که در سال 1917 تأسیس شده است توسط اعضای خانواده Viessmann اداره می‌شود. سرمایه در گردش این شرکت حدود 1400 میلیون یورو می‌باشد. در این شرکت حدود 8200 نفر مشغول به کار می‌باشند.

در این قسمت بویلرها و پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی تولید شده توسط این شرکت مورد بررسی قرار گرفته‌اند.



شکل ۱-۲۸ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت ویزمن

جدول (۱-۳٤) مشخصات فنی عملکرد بویلر های چگالشی Vitodens

Boiler Type	Output(kW) @ 80/60	Output(kW) @ 50/30	DHW output(kW)	Max flow rate(l/min)	Efficiency (%)
200-W (35 kW) B series	23.7-5.9	26.0-6.5	29.3-5.9	23.33	98-106
200-W (35 kW) C series	31.7-8.0	35.0-8.8	35.0-8.0	26.66	98-109
200-W (60 kW) B series	40.7-15.4	45.0-17.0	-	58.33	98-109
200-W (60 kW) C series	54.4-15.4	60.0-17.0	-	58.33	98-109
300-W (35 kW) B series	23.7-4.7	32.0-6.4	-	23.33	98-109
300-W (35 kW) C series	26.0-5.2	35.0-7.0	-	26.66	98-109
333-F (26 kW) B series	17.2-3.5	19.0-3.8	17.2-3.5	20	98-109
333-F (26 kW) C series	23.7-4.7	26.0-5.2	23.7-4.5	23.33	98-109
343-F (4.5-16 kW)	11.8-3.8	13.0-4.2	-	16.66	98-109

جدول (۱-۳۵) مشخصات فنی عملکرد بویلر های غیر چگالشی Vitopend

Boiler Type	Output(kW)	DHW output(kW)	Max flow rate(l/min)	Efficiency (%)
200-W I_{2ELL}	18.0-10.5	18.0-10.5	7.33	85-94
200-W II_{ELL3P}	24.0-10.5	24.0-10.5	9.83	85-94

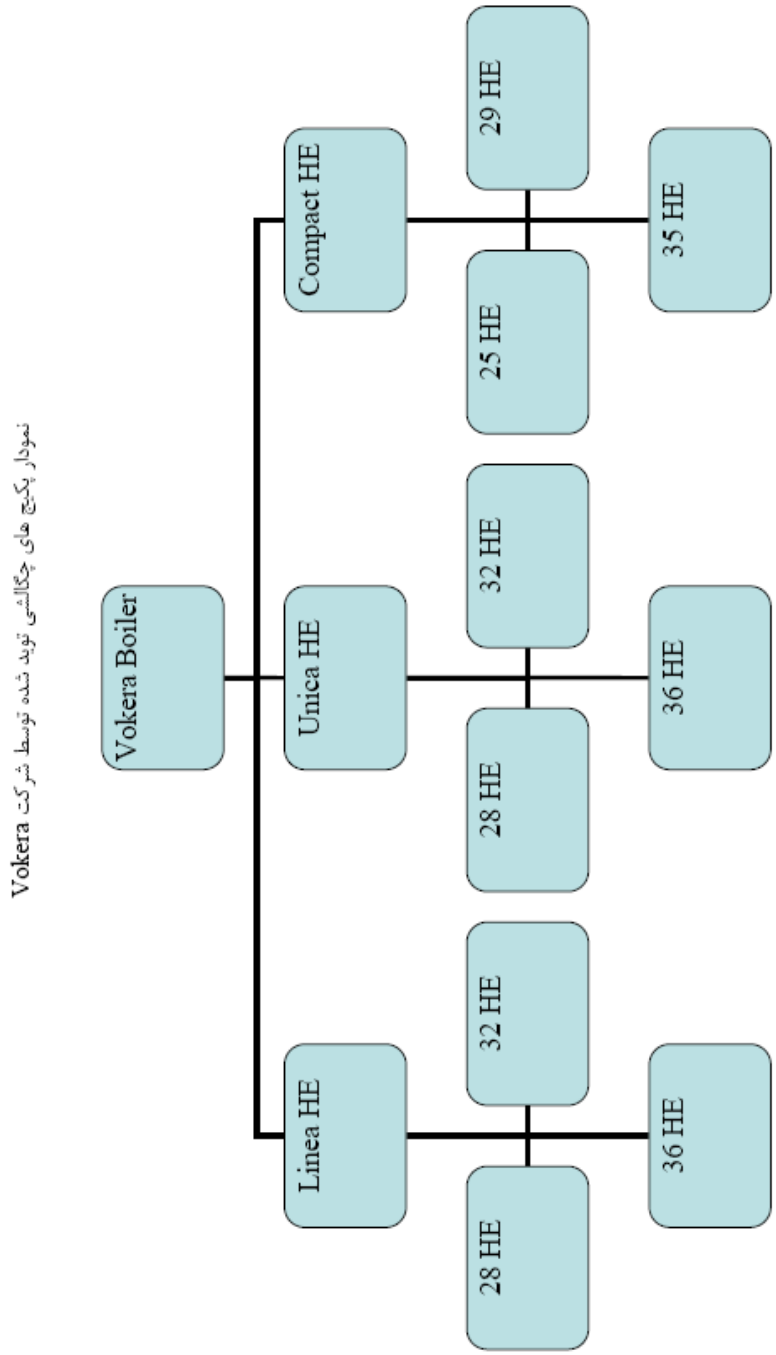
شکل ۱-۲۹ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت ویزمن Vitodens 200

Vokèra
energizing home heating

۱-۱-۱۲ شرکت Vokera

شرکت Vokera یکی از تولید کنندگان سیستم های گرمایشی در انگلستان می‌باشد. این شرکت که زیر مجموعه گروه صنعتی Riello می‌باشد، بیشتر فعالیت خود را در انگلستان و ایرلند محدود کرده است. تولیدات این شرکت دارای گواهی ISO 9001 می‌باشند. این شرکت در سال‌های اخیر در زمینه انرژی‌های تجدید پذیر، بویژه انرژی خورشیدی نیز فعالیت‌هایی انجام داده است.

در این بخش برخی از تولیدات این شرکت مورد بررسی قرار گرفته اند.



شکل ۱-۳۰ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت ووکرا

جدول (۱-۳۶) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Linea HE

Boiler Type	Input(kW)	Output(kW) @ 80/60	Output(kW) @ 50/30	DHW input(kW)	DHW flow rate(l/min)	efficiency
28 HE	25	24.4	26.1	30	12.3	90.1
32 HE	30	29.4	31.9	34.6	14.2	90.3
36 HE	34.6	33.7	36.7	34.6	14.2	90.0

جدول (۱-۳۷) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Unica HE

Boiler Type	Input(kW)	Output(kW) @ 80/60	Output(kW) @ 50/30	DHW input(kW)	DHW flow rate(l/min)	efficiency
28 HE	20	19.7	21.0	28	11.5	90.5
32 HE	25	24.45	26.3	32	13.1	90.2
36 HE	30	29.31	31.83	36	14.7	90.1

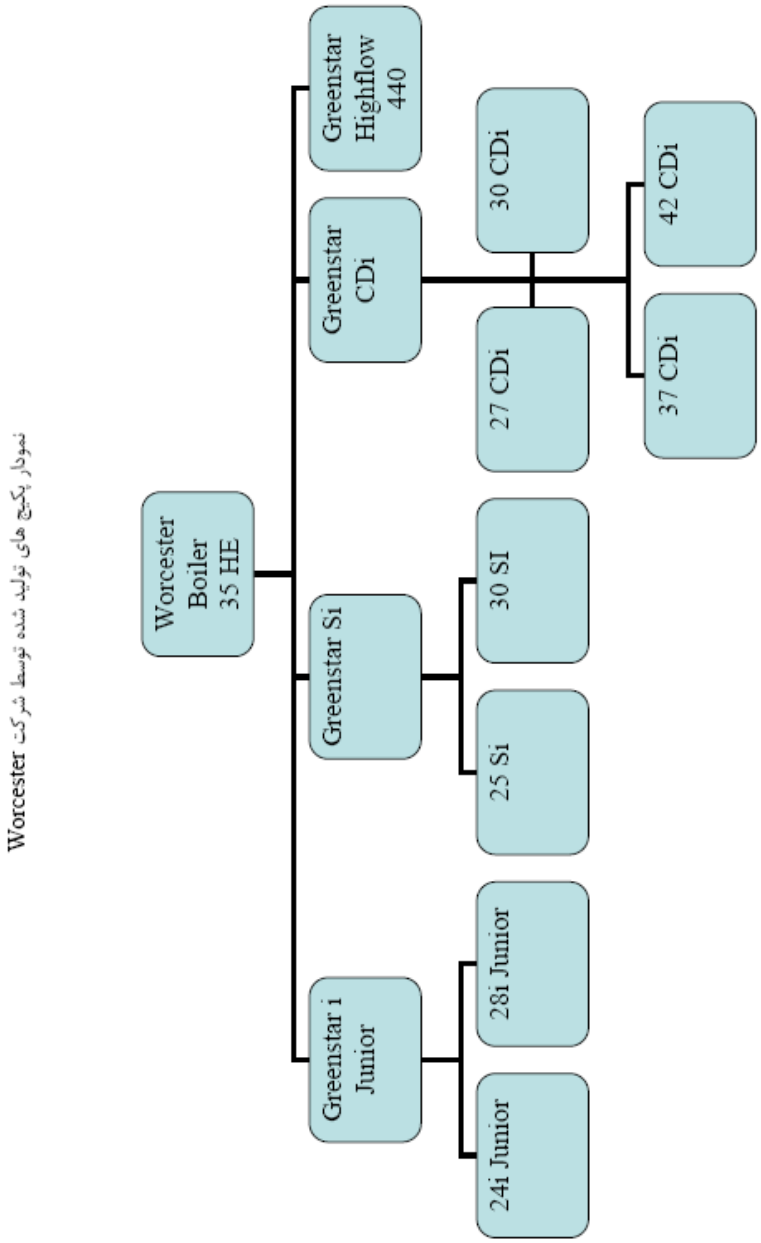
جدول (۱-۳۸) مشخصات فنی عملکرد پکیج های Compact HE

Boiler Type	Input(kW)	Output(kW) @ 80/60	Output(kW) @ 50/30	DHW output(kW)	DHW flow rate(l/min)	efficiency
25 HE	25	24.3	25.9	25	10.2	86.9
29 HE	29	28.1	30.2	29	11.9	87.1
35 HE	34.8	33.8	36.1	34.8	14.3	86.7

۱-۱-۱۳ شرکت Worcester

شرکت Worcester یکی از زیر مجموعه‌های گروه صنعتی Bosch می‌باشد. فعالیت عمده این شرکت در انگلستان و ایرلند می‌باشد. این شرکت به صورت تخصصی در زمینه سیستم های گرمایشی فعالیت می کند. به تازگی سیستم‌های گرمایشی خورشیدی نیز در این شرکت تولید می‌شود.

در این بخش به بررسی اجمالی خصوصیات فنی پکیج‌های چگالشی تولید شده توسط شرکت Worcester پرداخته شده است.



شکل ۱-۳۱ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت وورکستر

جدول (۱-۳۹) مشخصات فنی عملکرد Greenstar i Junior

Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		DHW flow rate(l/min) @ 35 °C	Efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min		
24i Junior	24	7.2	24	7.2	9.8	90.1
28i Junior	24	7.2	24	7.2	11.4	90.1

جدول (۱-٤۰) مشخصات فنی عملکرد Greenstar Si

Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		DHW flow rate(l/min) @ 35 °C	Efficiency (%)
	Max	Min	Max	Min		
25 Si	24	7.2	24	7.2	10.2	90.1
30 Si	24	7.2	24	7.2	12.3	90.1

جدول (۱-٤۱) مشخصات فنی عملکرد Highflow 440

Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		DHW flow rate(l/min) @ 35 °C	Efficiency (%)	
	Max	Min	Max	Min		Natural gas	LPG
Highflow 440	29.2	7.5	29.2	7.5	10.2	91	92.2

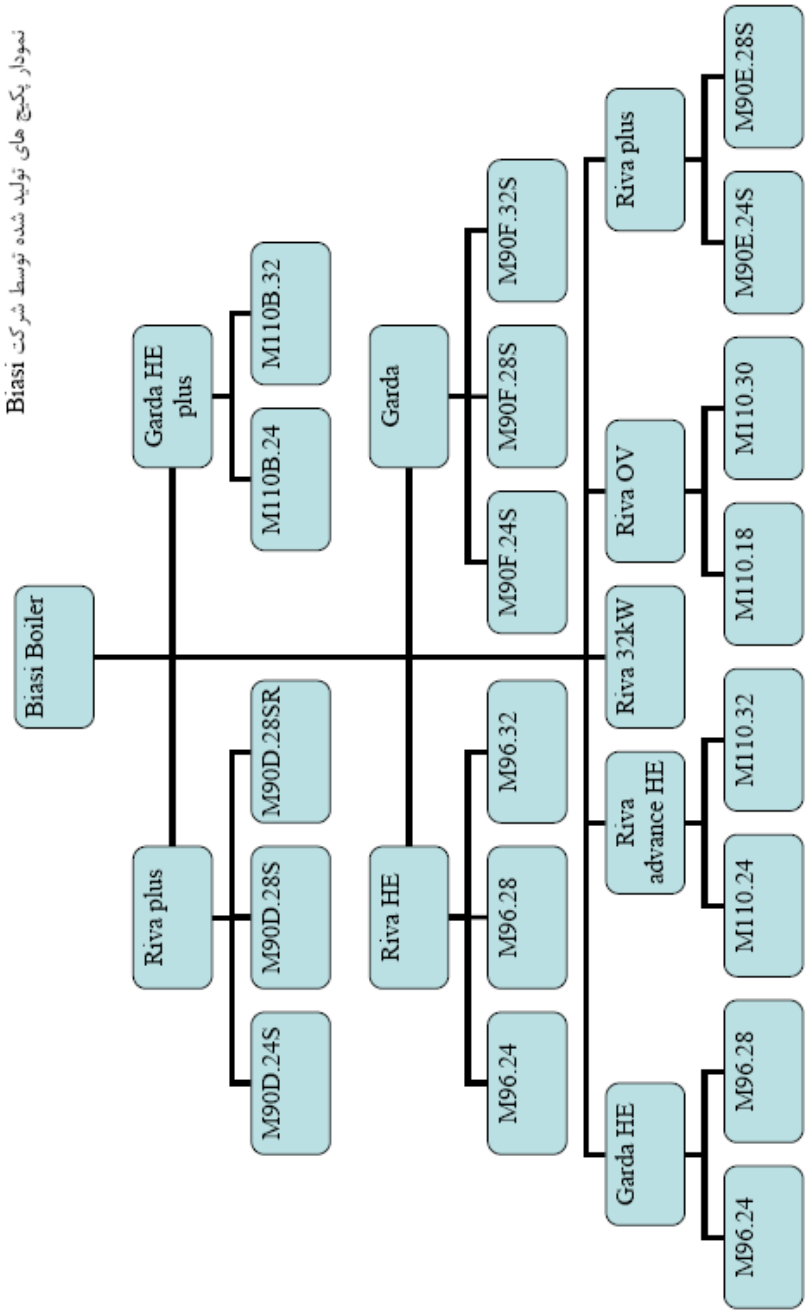
جدول (۱-۴۲) مشخصات فنی عملکرد Greenstar CDi

Boiler Type	CH output (kW)		DHW output (kW)		DHW flow rate(l/min)		Efficiency (%)	
	Max	Min	Max	Min	@35°C,@40 °C		Natural gas	LPG
27 CDi	26.2	8	26.2	8	11.1	9.7	90.2	90.2
30 CDi	30	8	30	8	13.1	11.5	90.1	90.1
37 CDi	30	9.8	30	9.8	15.2	13.3	90.1	90.1
42 CDi	30	9.8	30	9.8	17.2	15.1	90.1	90.1

۱-۱-۱٤ شرکت Biasi

پکیج گرمایشی یکی از تولیدات گروه صنعتی Biasi می باشد. این گروه صنعتی در کشور ایتالیا تأسیس شده است ولی امروزه در اروپا، بویژه در کشور انگلستان نیز فعالیت‌های گسترده‌ای انجام می‌دهد.

در این قسمت پکیج‌های تولید شده توسط این گروه صنعتی مورد بررسی قرار می‌گیرد. این پکیج‌ها انواع چگالشی و غیر چگالشی می‌باشند.



شکل ۱-۳۲ نمودار بویلرهای چگالشی تولیدی شرکت بیازی

جدول (۱-۴۳) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva OV

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M110.18	20.4	6.1	18	5.9	19.3	-	80	30	90.3
M110.30	33.8	8.4	30	8.2	32.1	-	80	30	90.4

** اطلاعات مربوط به تأمین آب گرم خانگی در کاتالوگ این پکیج ارائه نشده است.

جدول (۱-۴۴) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE plus

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M110B.24	25.0	6.0	24.4	5.8	26.3	6.3	85	38	90.0
M110B.32	33.5	11.0	32.7	10.6	35.1	11.6	85	38	90.0

جدول (۱-۴۵) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE plus

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M110B.24	12.4	10.4	9.1	2.5	60	35
M110B.32	16.5	14.0	12.1	2.5	60	35

جدول (۱-٤٦) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda HE

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M96.24	25.0	11.0	24.6	10.2	26.6	11.1	85	38	87.7
M96.28	29	13.0	28.3	12.1	30.7	13.2	85	38	87.6

جدول (۱-٤٧) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Garda HE

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M96.24	12.1	10.1	8.7	2.5	55	35
M96.28	14.0	11.7	10.1	2.5	55	35

جدول (۱-٤٨) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Garda

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M90F.24S	26.6	-	24.3	9.1	-	-	85	38	SEDBUK D
M90F.28S	31.1	-	28.4	10.8	-	-	85	38	SEDBUK D
M90F.32S	35.2	-	32.0	12.7	-	-	85	38	SEDBUK D

جدول (۱-۴۹) مشخصات فنی عملکردتأمین آب گرم خانگی Garda

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M90F.24S	11.6	10.0	-	2.5	55	35
M90F.28S	13.6	11.6	-	2.5	55	35
M90F.32S	15.3	13.1	-	2.5	55	35

جدول (۱-۵۰) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva advance HE

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M110.24	25.0	6.0	24.4	5.8	26.3	6.3	85	38	90
M110.32	33.5	11.0	32.7	10.6	35.1	11.6	85	38	90

جدول (۱-۵۱) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva advance HE

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M110.24	12.4	10.4	9.1	2.5	60	35
M110.32	16.5	14	12.1	2.5	60	35

جدول (۱-۵۲) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva HE

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M96.24	25	11	24.6	10.2	26.6	11.1	85	38	87.7
M96.28	29	13	28.3	12.1	30.7	13.2	85	38	87.6
M96.32	33.3	15.7	32.2	15	34.4	15.6	85	38	86.8

جدول (۱-۵۳) مشخصات فنی عملکردتأمین آب گرم خانگی Riva HE

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M96.24	12.1	10.1	8.7	2.5	55	35
M96.28	14	11.7	10.1	2.5	55	35
M96.32	15.3	13.1	11.5	2.5	55	35

جدول (۱-۵۴) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva plus

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M90D.24S	24.3	-	24.3	9.1	-	-	85	38	SEDBUK D
M90D.28S	28.4	-	28.4	10.8	-	-	85	38	SEDBUK D
M90D.28SR	28.4	-	28.4	10.8	-	-	85	38	SEDBUK D

جدول (۱-۵۵) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva plus

Boiler Type	Flow rate(l/min) @30°C	@35°C	@40°C	Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C) Max	Min
M90D.24S	11.6	10.0	-	2.5	55	35
M90D.28S	13.6	11.6	-	2.5	55	35
M90D.28SR	13.6	11.6	-	2.5	55	35

جدول (۱-۵۶) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva 32kW

Boiler Type	Heat input(kW) Nom.	Min.	Output(kW) Noncondensing Max.	Min.	Output(kW) Condensing Max	Min	flow temperature(°C) Max	Min	efficiency
Riva 32kW	35	-	32	12.7	-	-	85	38	SEDBUK D

جدول (۱-۵۷) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva 32kW

Boiler Type	Flow rate(l/min) @30°C	@35°C	@40°C	Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C) Max	Min
Riva 32kW	15.3	13.1	-	2.5	55	35

جدول (۱-۵۸) مشخصات فنی عملکرد گرمایش مرکزی Riva plus

Boiler Type	Heat input(kW)		Output(kW) Noncondensing		Output(kW) Condensing		flow temperature(°C)		efficiency
	Nom.	Min.	Max.	Min.	Max	Min	Max	Min	
M90E.24S	26.6	-	24.3	9.1	-	-	85	38	SEDBUK D
M90E.28S	31.1	-	28.4	10.8	-	-	85	38	SEDBUK D

جدول (۱-۵۹) مشخصات فنی عملکرد تأمین آب گرم خانگی Riva plus

Boiler Type	Flow rate(l/min)			Min flow rate(l/min)	flow temperature(°C)	
	@30°C	@35°C	@40°C		Max	Min
M90E.24S	11.1	9.5	-	2.5	55	35
M90E.28S	13.3	11.5	-	2.5	55	35

شکل ۱-۳۳ نمونه بویلر چگالشی تولیدی شرکت بیازی Grada 4pp

۱-۲ بررسی تکنولوژی‌های بویلر چگالشی و پکیج معمولی گازسوز

از گذشته تا به حال سیستم‌های حرارت مرکزی وظیفه تامین انرژی حرارتی گرمایشی و آب‌گرم مصرفی مکان‌های مسکونی را بعهده داشته‌اند و تجربه نشان داده است که این سیستم‌ها در این زمینه بسیار موفق عمل کرده‌اند. این سیستم ها در شکل‌ها و طرح‌های متفاوتی به بازار عرضه شده‌اند و با پیشرفت تکنولوژی به سمت سیستم‌هایی با مصرف کمتر و بازده بیشتر حرکت کرده‌اند. این سیستم‌ها در طی طول عمر خود همواره تکامل یافته و امروزه با توجه به افزایش جمعیت در شهرها و کمبود فضا در آپارتمان‌های مسکونی و تجاری به سمت فشرده شدن و کاهش حجم جهت‌گیری کرده‌اند. از نظر انرژی مصرفی نیز سیستم‌های مذکور از کارایی بالاتری نسبت به بویلرهای قدیمی برخوردار شده‌اند. در حال حاضر سیستم‌های حرارت مرکزی فشرده (پکیج) به دو صورت عمده چگالشی و غیر چگالشی وجود دارند.

به منظور بررسی نحوه کار بویلر چگالشی، در این فصل طرز کار سیستم پکیج غیر چگالشی نیز مورد مطالعه قرار گرفته و اجزا مختلف و عملکرد آنها به همراه جزئیات و نکات اصلی در ساخت و طراحی آنها تشریح می‌گردد. همچنین تکنولوژی‌های مورد استفاده و در حال پیشرفت مورد مطالعه قرار گرفته و عوامل موثر در طراحی محصول و پارامترهای کیفی محصول که در انرژی مصرفی تاثیر دارند و موجب افزایش بازده بویلرهای چگالشی در برابر بویلرهای غیرچگالشی می شوند، مورد بحث و بررسی قرار خواهند گرفت. در ادامه طرز کار سیستم پکیج غیرچگالشی مورد بررسی قرار گرفته و در نهایت به منظور جمع بندی، مقایسه‌ای بین تفاوتهای دو نوع سیستم چگالشی و غیر چگالشی صورت گرفته است.

در یک تقسیم بندی کلی، بویلرهای آب گرم را می‌توان به سه دسته تقسیم کرد:

۱- بویلرهای غیر چگالشی (معمولی)- Non-condensing Boilers.

این نوع بویلرها به طور معمول دارای مشعل اتمسفریک، مبدل حرارتی از جنس چدن و سیستم تخلیه دود فلزی می-باشند. در این نوع بویلرها، محصولات حاصل از احتراق سوخت در مشعل در طول فرایند خروج در دمای نسبتا بالایی باقی می‌مانند، که منجر به کاهش بازده حرارتی می‌شود. علت این امر این است که گازهای خروجی بتوانند از طریق نیروی شناوری و جابجایی آزاد از لوله‌ها خارج شوند. اگر دمای این گازها تا جایی کاهش یابد که دیگر خروج طبیعی آنها ممکن نباشد، محصولات احتراق به داخل ساختمان نفوذ می‌کنند و خطرات جانی فراوانی را برای مصرف کننده ناشی می‌شوند. علاوه بر این، اگر دمای سطح لوله‌های خروج دود از دمای شبنم محصولات احتراق کمتر شود، رطوبت موجود در محصولات احتراق در داخل لوله‌ها تقطیر می‌شود؛ این رطوبت تقطیر شده با NO_2، CO_2 و SO_2 موجود در محصولات احتراق واکنش داده و محیطی اسیدی ایجاد می‌کند که منجر به خوردگی در مبدل حرارتی و دیواره‌های لوله خروج دود خواهد شد. با توجه به این که این نوع مبدل‌ها بازده حرارتی پایینی دارند، اما به دلیل هزینه تولید پایین بخش اعظمی از بازار را به خود اختصاص داده‌اند.

۲- بویلرهای نیمه چگالشی-Near-condensing Boilers.

در این نوع بویلرها به منظور هدایت جریان هوا به سمت مشعل و مبدل‌های حرارتی از سیستم جابجایی اجباری و فن‌ها به جای جابجایی آزاد استفاده می‌شود. این نوع بویلرها با استفاده از فولاد زنگ نزن و یا سایر فلزات مقاوم در برابر خوردگی ساخته می‌شوند. گازهای حاصل از احتراق در طول زمان شروع به کار و گرم شدن بویلر که دمای گازها زیاد نیست و گازها به سادگی چگالیده می‌شوند مقاومت بیشتری از خود نشان می‌دهند. این نوع بویلرها با توجه به دمای خروجی کمتر گازها، از بازده حرارتی بالاتری برخوردار می‌باشند ولی در عین حال نیاز به سیستم خاص لوله‌کشی جهت خروج دود نیز دارند. تفاوت اساسی بویلرها و پکیج‌های نیمه چگالشی در دمای گازها هنگام خروج از مبدل حرارتی

ثانویه می‌باشد. این سیستم‌ها به گونه‌ای طراحی شده‌اند که هیچ گونه چگالشی در مبدل حرارتی ثانویه انجام نگیرد و تمام اعمال چگالش در مسیر خروج گازها از لوله‌ی دودکش انجام می‌شود.

۳- بویلرهای چگالشی- Condensing Boilers .

بویلرهای چگالشی به طور معمول در حالت فشار مثبت عمل می‌کنند. مشعل مورد استفاده در این نوع بویلرها می‌تواند مشعل‌های معمولی یا جرقه‌ای باشد. تمام قسمت‌های مبدل حرارتی و لوله‌های خروج دود از فولاد زنگ نزن ساخته می‌شوند؛ یا اگر از جنس دیگری استفاده شود، با پوششی از مواد مقاوم در برابر خوردگی پوشانده می‌شوند. دلیل این امر این است که تمام قسمت‌ها در این بویلرها با مواد خورنده تماس دارند. این نوع بویلرها به دلیل گرفتن گرمای موجود در گازهای خروجی می‌توانند بازده بالاتری نسبت به دسته قبلی داشته باشند.

۱-۲-۱ پکیج های چگالشی

طی سالیان اخیر استفاده از پکیج های خانگی منجر به کاهش هدر رفتن آب گرم مصرفی در منازل شده است. از طرفی بازده پکیج های معمولی بیشتر از سیستم های حرارت مرکزی می باشد. میل به بازده بالاتر سبب به کارگیری نسل جدیدی از پکیج ها با عنوان پکیج های چگالشی شده است. این نسل جدید علاوه بر جلوگیری از هدر رفتن آب، دارای راندمان بسیار بالایی می باشد. تکنولوژی مورد استفاده در این نوع پکیج ها دارای سابقه ای ۱۰ ساله می باشد. این تکنولوژی که ابتدا در بویلر ها بکار گرفته شد به مرور زمان کارایی خود را در عرصه مهندسی به اثبات رساند و هم‌اکنون به صورت صنعتی در عرصه تولید لوازم خانگی به خدمت گرفته شده است.

پکیج‌های چگالشی علاوه بر کاهش مصرف انرژی و جلوگیری از هدر رفتن آب، منجر به کاهش تولید انواع آلاینده‌های محیط زیست بخصوص کاهش چشمگیر آلاینده NO_x می شوند به گونه‌ای که کلاس آلوده کنندگی NO_x را از کلاس ۵ در پکیج های معمولی به کلاس ۱ در پکیج های چگالشی تغییر داده اند.

جدول ۱-۵۹ کلاس بندی آلایندگی NO_x بر اساس استاندارد BS EN 483

کلاس	کلاس۱	کلاس۲	کلاس۳	کلاس۴	کلاس۵
میزان آلایندگی NO_x	260 mg/kWh	200 mg/kWh	150 mg/kWh	100 mg/kWh	70 mg/kWh

متأسفانه تکنولوژی تولید پکیج های چگالشی تا امروز توسط صنعت گران ایرانی در عرصه لوازم گرمایشی مورد استفاده قرار نگرفته است. این موضوع در حالی است که در کشور های اروپایی این صنعت آن چنان رونقی داشته است که حتی دولتمردان در این کشور ها به فکر وضع قوانینی جهت تشویق مردم به استفاده از این نوع بویلر ها افتاده اند. انگلستان و ایتالیا دو نمونه از کشور هایی هستند که صنعت تولید پکیج های چگالشی در آنها به خوبی رونق یافته است. این دو کشور سهم عمده ای از تولید کنندگان پکیج های چگالشی در جهان را به خود اختصاص داده‌اند.

در این بخش به بررسی نحوه عملکرد پکیج های چگالشی و بررسی اجزای مختلف آن پرداخته می شود و در قسمت بعد نیز تفاوت های این نوع پکیج با نوع معمولی آن ذکر شده است.

۱-۲-۱-۱ اساس کار پکیج‌های چگالشی

در بویلرها برای گرم کردن آب از مشعل‌هایی استفاده می‌شود که معمولا از گاز متان به عنوان سوخت استفاده می‌کنند. واکنش انجام شده در فرآیند احتراق متان به صورت زیر است:

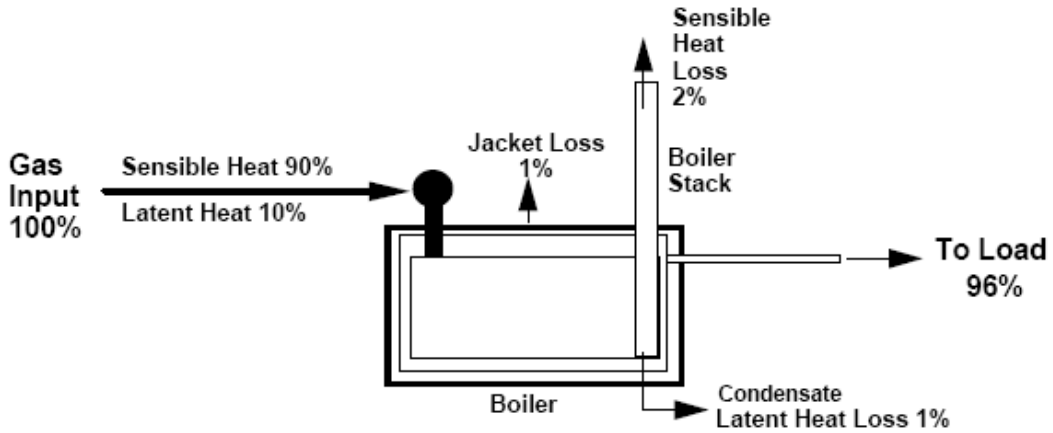
$$CH_4 + 2O_2 \rightarrow 2H_2O + CO_2 + \text{energy}$$

همانگونه که از این فرآیند مشخص است، گازهای خروجی دارای رطوبت بوده و علاوه بر این دمای بالایی نیز دارند. بویلرها و پکیج‌های چگالشی با بازیابی گرمای گازهای خروجی، که در سیستم‌های همرفتی[1] به طور مستقیم به محیط اطراف تخلیه می‌شوند، بازده سیستم گرمایشی را افزایش می‌دهند. دمای گازهای خروجی در یک بویلر همرفتی در حدود ۱۵۰ درجه سانتیگراد و یا بیشتر است، در حالی که با استفاده از سیستم‌های چگالشی و جذب گرمای این گازها،

[1] Conventional Boilers

دمای خروج آن‌ها به حدود ۵۰ درجه سانتیگراد کاهش می‌یابد. گرمای حاصل شده از این کاهش دما با استفاده از یک مبدل حرارتی به آب موجود در سیستم منتقل شده و آن را پیش گرم می کند. این عمل منجر به کاهش انرژی مورد نیاز برای گرم کردن آب می شود. علاوه بر این، در این دما بخار آب چگالیده شده و از گرمای آن استفاده می‌شود. از آنجا که گرمای نهان تبخیر آب بسیار زیاد است مقدار انرژی آزاد شده از چگالش آب بسیار زیاد است. به همین دلیل پکیج های چگاشی به گونه‌ای طراحی می شوند که بیشترین میزان چگالش را نتیجه دهند.

شکل۱-۳۴ نمایی از نحوه عملکرد و تقسیم انرژی را در یک پکیج چگالشی نشان می دهد. همان‌گونه که در این شکل نمایش داده شده است، گرمای ورودی به سیستم به دو نوع محسوس[1] و نهان[2] دسته بندی می‌شود. توانایی اصلی پکیج‌های چگالشی در استفاده از انرژی نهانی می‌باشد که در گازهای خروجی از محفظه احتراق وجود دارد. با استفاده از این مقدار گرمای نهان با استفاده از سیستم چگالشی بیش از ۹۶ درصد از گرمای ورودی به سیستم به آب منتقل می-شود.



شکل۱-۳٤ نحوه تقسیم انرژی در یک پکیج چگالشی

استفاده از سیستم‌های چگالشی علاوه بر صرفه‌جویی در مصرف انرژی منجر به کاهش آلودگی هوا نیز خواهد شد. به عنوان مثال، حدود ۲۰٪ از آلودگی CO_2 در انگلستان به دلیل مصارف ناشی از گرمایش خانگی می‌باشد. با توجه به

[1] Sensible Heat
[2] Latent Heat

بازده بویلرها و پکیج‌های معمولی، جایگزینی آنها با سیستم‌های چگالشی منجر به کاهش آلودگی CO_2 به میزان ۱۵ تا ۳۰٪ خواهد شد. علاوه بر این قوانینی در این کشور وضع شده است که از آوریل ۲۰۰۵ تمام سیستم‌های گرمایشی مورد استفاده در مصارف خانگی باید دارای رده انرژی A و B باشند که در آن زمان تنها سیستم‌های چگالشی قادر به ارضای چنین شرطی بودند.

کاهش آلودگی هوا نیز مانند کاهش مصرف انرژی باعث کاهش هزینه‌های مصرفی می‌شود. به عنوان مثال، اگر در انگلستان به جای پکیج‌های معمولی از نوع چگالشی استفاده شود، سالانه ۱۷/۵ میلیون تن کاهش در مقدار تولید CO_2 خواهیم داشت و منجر به کاهش ۱/۵ میلیون یورو در هزینه سوخت می‌شود[1].

۱-۲-۱-۲ پیش گرم کردن آب شهری یا آب بازگشتی از سیکل بسته

به منظور استفاده از گرمای حاصل از چگالش گازهای خروجی می‌توان از پیش گرم کردن آب ورودی از سیستم آبرسانی شهری و یا پیش گرم کردن آب بازگشتی از سیکل بسته استفاده کرد. استفاده از هریک از این دو سیستم مزایا و معایبی دارد. که در ادامه به آنها پرداخته می‌شود:

۱-۲-۱-۲-۱ پیش گرم کردن آب شهری

مزیت اصلی استفاده از این روش به منظور استفاده از انرژی حاصل از چگالش، دمای پایین آب ورودی به سیستم چگالشی می‌باشد. با کاهش دمای آب ورودی به مبدل حرارتی مقدار بیشتری از رطوبت چگالیده می‌شود و در نتیجه انرژی بیشتری بازپروری می‌گردد. در ضمن انتقال حرارت به آب ورودی با دمای کمتر آسان تر خواهد بود. به این معنی که به مبدلی با اندازه و سطح مؤثر کمتری نیاز خواهد بود.

ولی استفاده از این سیستم معایبی نیز دارد. مشکل اصلی این سیستم این است که اولا آب گرم مصرفی در خانه در سیکل باز بسیار کمتر از آب گرم مصرفی در سیکل بسته است که به منظور گرمایش استفاده می‌شود و ثانیا آب گرم

[1] Information Service, Center for Alternative Technology, Machynlleth, Powys.

مصرفی در سیکل باز پیوسته نیست و تنها در مقاطعی از زمان مورد نیاز است. پس همواره نمی‌توان از آن برای چگالش رطوبت گازهای خروجی استفاده کرد.

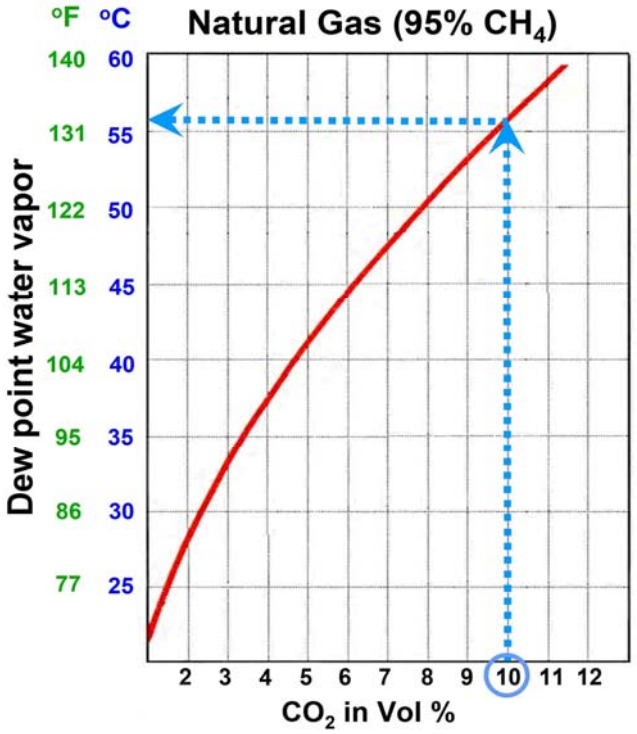
۱-۲-۱-۲-۲ پیش گرم کردن آب بازگشتی از سیکل بسته

مزیت استفاده از این سیستم این خواهد بود که همواره یک جریان ثابت آب وجود دارد و می‌توان از آن به عنوان سیال خنک کننده در مبدل حرارتی چگالشی استفاده کرد. در نتیجه در تمام مدت می‌توان از گرمای خروجی از دودکش به همراه گازهای خروجی استفاده کرد.

یکی از مشکلات اصلی این سیستم، اختلاف دمای کم آب و گازهای خروجی می‌باشد. این اختلاف دمای کم سبب تغییراتی در مبدل حرارتی می‌شود، به این معنی که به منظور رسیدن به یک انتقال گرمای مناسب باید از یک مبدل حرارتی بزرگتر استفاده شود. مشکل دیگری که در صورت استفاده از آب موجود در سیکل بسته به عنوان سیال کار مبدل حرارتی پیش روست، اینست که در اکثر مواقع دمای آب بازگشتی از رادیاتور ها بیش از $^{\circ}C$ ۵۷ می باشد. همان گونه که در نمودار ۱-۳۵ نمایش داده شده است دمای شبنم گاز های خروجی از یک پکیج (دمایی که در آن چگالش آغاز می شود) که از متان به عنوان سوخت استفاده می کند، $^{\circ}C$ ۵۷ می باشد. پس در صورتی که دمای آب بازگشتی در سیستم گرمایشی بیش از دمای شبنم گاز های خروجی باشد، دیگر چگالشی رخ نمی‌دهد و تنها دمای گازهای خروجی کاهش می‌یابد.

نکته قابل توجه در این نمودار وابستگی نقطه شبنم به مقدار CO_2 موجود در گازهای خروجی از پکیج می‌باشد. همان گونه که از داده‌های موجود در نمودار ۱-۳۵ مشخص است با افزایش مقدار CO_2 موجود در گاز های خروجی، دمای شبنم گازها نیز افزایش می یابد. این افزایش سبب می‌شود که گاز های خروجی در دمای بالاتر از $^{\circ}C$ ۵۷ نیز چگالیده شوند.

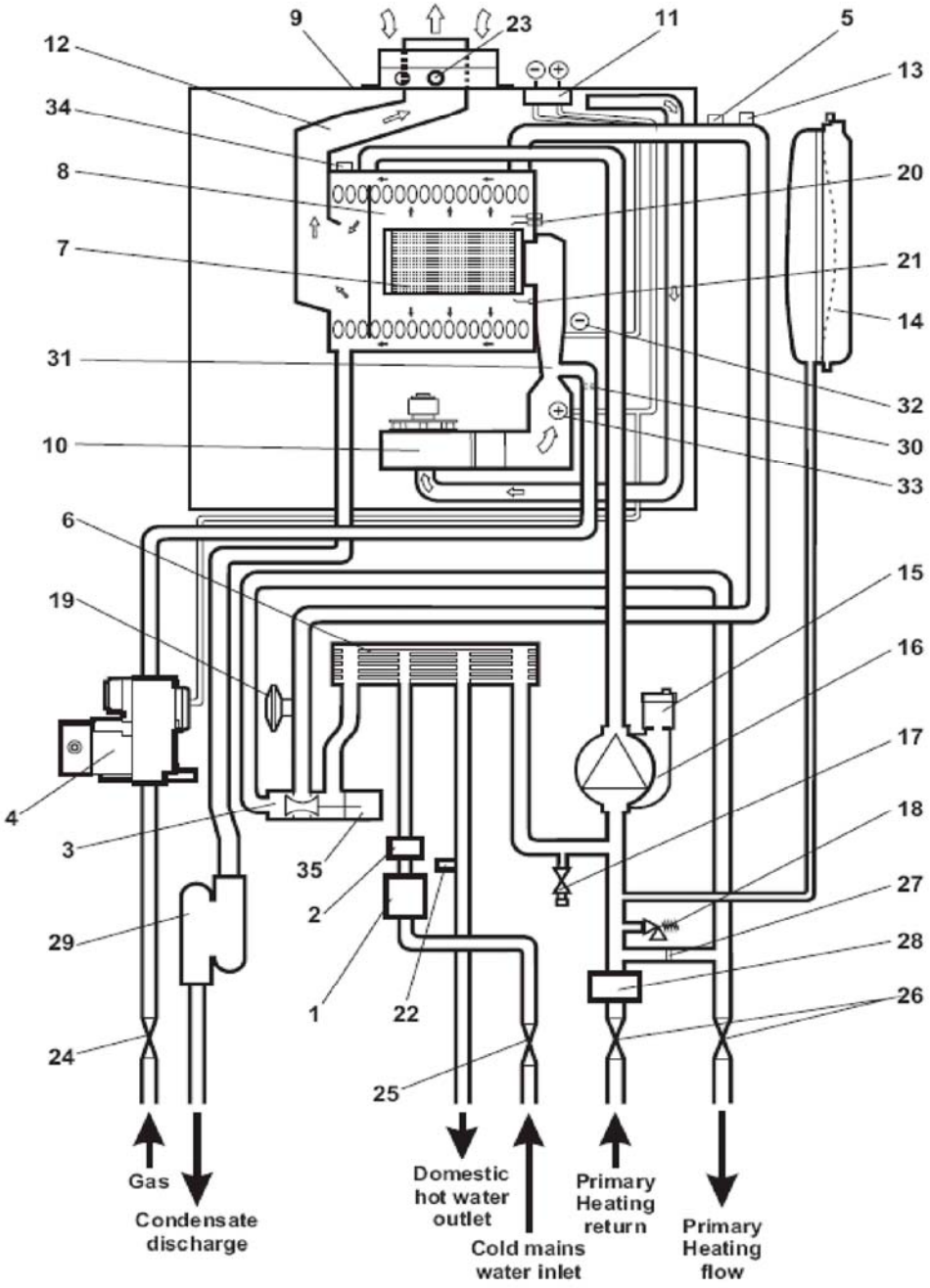
با توجه به توضیحات ارائه شده، افزایش مقدار CO_2 موجود در گازهای خروجی منجر به افزایش بازده پکیج می شود. به منظور افزایش مقدار CO_2 موجود در گاز های خروجی، احتراق باید کامل صورت گیرد. در این صورت کمترین مقدار CO ممکن تشکیل می شود و تمام کربن موجود در سوخت صرف تولید CO_2 می شود.



شکل۱-۳۵ نقطه شبنم گاز های خروجی از محفظه احتراق

با توجه به مزایا و مشکلاتی که به آنها اشاره شد، در سیستم‌های پکیج چگالشی خانگی از پیش گرم کردن آب ورودی از سیکل بسته به منظور استفاده از گرمای حاصل از چگالش استفاده می‌شود. دلیل این امر پیوسته بودن جریان موجود در سیکل بسته می باشد. متأسفانه با استفاده از این سیستم اندازه مبدل حرارتی مورد نیاز بزرگتر خواهد شد.

شایان ذکر است که در بویلرهای چگالشی آب گرم مصرفی (مصارف خانگی نظیر شستشو، حمام و ...) با استفاده از یک مبدل حرارتی صفحه‌ای تأمین می‌شود. این مبدل حرارتی آب شهری را با استفاده از آب گرم موجود در سیکل بسته گرم می کند. در شکل ۱-۳۶ طرح شماتیک عملکرد نمونه ای از پکیج های چگالشی نمایش داده شده است.



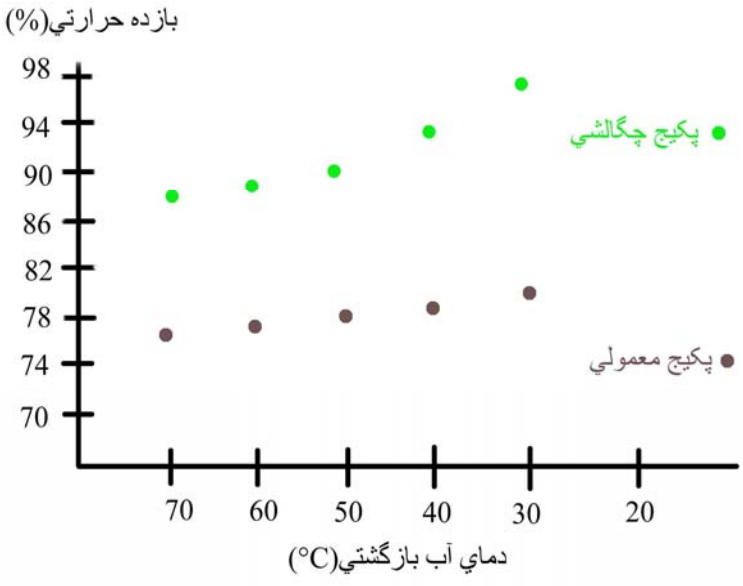
شکل ۱-۳۶ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی

جدول ۱-۶۰ راهنمای اجزای نمایش داده شده در شکل۱-۳۶

1	دریچه فصلی	19	سوئیچ فشار
2	سوئیچ جریان آب گرم مصرفی	20	الکترود جرقه
3	دریچه انحراف	21	حسگر شعله
4	دریچه گاز	22	سنسور دمای آب گرم مصرفی
5	سنسور دمای اصلی	23	نقطه نمونه گیری شعله
6	مبدل حرارتی آب گرم مصرفی	24	هشدار گاز
7	مشعل اصلی	25	کلید روشن خاموش دریچه اصلی
8	مبدل حرارتی چگالشی(اصلی)	26	دریچه on/off
9	محفظه عایق	27	By-Pass
10	فن	28	جداکننده گردبادی
11	تست تغییرات فشار	29	جمع کننده مایعات چگالیده
12	سرپوش خروجی گاز	30	انژکتور
13	ترموستات	31	ونتوری
14	مخزن انبساط	32	نقطه منفی ونتوری
15	خروجی هوا	33	نقطه مثبت ونتوری
16	پمپ	34	ترموستات گاز های خروجی
17	خروجی مایع چگالیده شده	35	موتور دریچه انحراف
18	دریچه فشار		

۱-۲-۱-۳ کاهش دمای گازهای خروجی

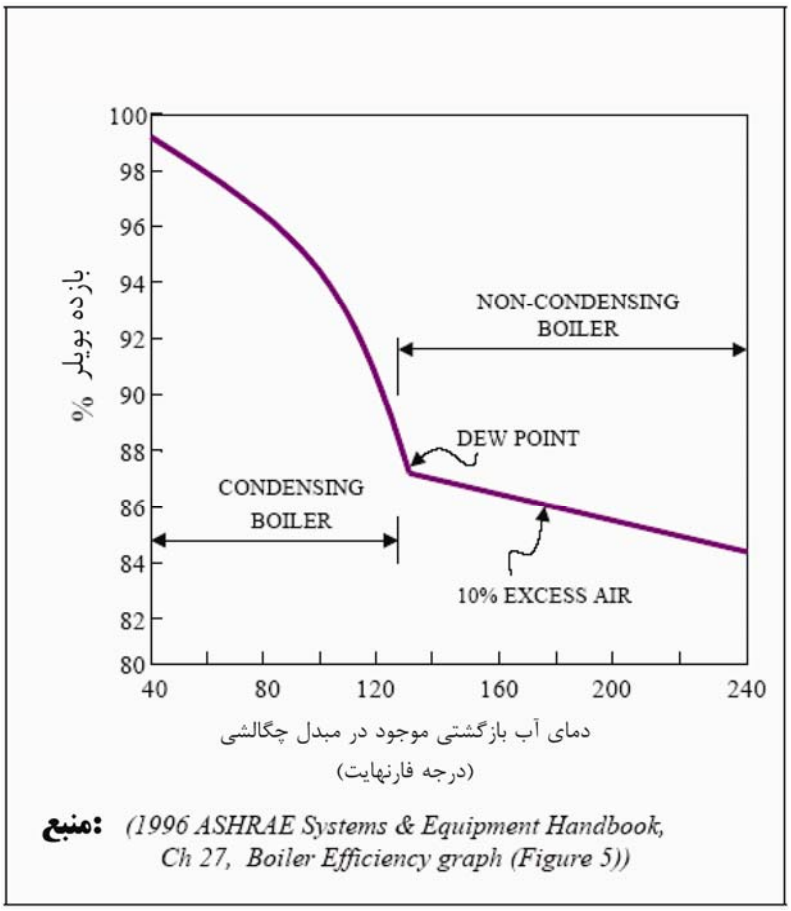
پکیج‌های چگالشی آب گرم مصرفی و آب گرم مورد نیاز برای گرمایش را تولید می‌کنند. روش تولید آب گرم مورد نیاز برای سیستم گرمایش بسیار شبیه به روش مورد استفاده در بویلرهای معمولی است، به این صورت که آب با عبور از یک مبدل حرارتی با حرارت شعله گرم می‌شود. تنها تفاوت سیستم چگالشی این است که میدل حرارتی به گونه‌ای طراحی می‌شود که گازهای خروجی نیز این فرصت را می‌یابند که تا زیر دمای شبنم سرد شوند. زمانی که دمای این گازها به کمتر از ۵۷ ^{o}C برسد، رطوبت موجود در آن چگالیده می‌شود. این رطوبت به صورت قطرات شبنم روی دیواره مبدل حرارتی ظاهر می شود. با استفاده از این سیستم دو نتیجه مهم حاصل می‌شود. یکی اینکه دمای گازهای خروجی از حدود ۱۵۰ ^{o}C به ۵۰ ^{o}C کاهش یافته و دیگر اینکه در این دما چگالش رخ می‌دهد و گرمای حاصل از این چگالش جذب می‌شود. این در حالی است که بویلرهای معمولی به گونه‌ای طراحی می‌شوند که در مسیر خروج گازها هیچ گونه چگالشی رخ ندهد. زیرا رطوبت حاصل از چگالش خاصیت اسیدی داشته و باعث خوردگی سطوح می‌شود. به همین دلیل مبدل حرارتی در پکیج‌های چگالشی از جنس آلومینیوم و یا فولاد زنگ نزن و یا سایر مواد مقاوم در برابر خوردگی ساخته می‌شوند.



شکل۱-۳۷ مقایسه بازده پکیج‌های چگالشی و معمولی

پکیج‌های چگالشی حتی در مواقعی که در حالت چگالش نیستند از پکیج‌های معمولی بازده بیشتری دارند. یکی از دلایل این امر استفاده از مبدل حرارتی بزرگتر در این پکیج می‌باشد. دلیل دیگر این موضوع این است که دمای گازهای گرم خروجی با گذراندن آنها از مبدل حرارتی بشدت کاهش می‌یابد. این موضوع را می‌توان در نمودار شکل ۱-۳۷ مشاهده کرد. همانگونه که در این نمودار مشخص است، در بویلرهای چگالشی هنگام عبور از مرز چگالش (۵۰ °C) بین بازده حالت چگالشی[1] با بازده حالت غیر چگالشی[2] ۶٪ تفاوت وجود دارد، در حالی که بین یک پکیج معمولی و پکیج چگالشی که در حالت غیر چگالشی است در حدود ۱۲٪ تفاوت وجود دارد. تفاوت در شکل ۱-۳۸ مقایسه شده لست.

[1] Condensing Mode
[2] Non-condensing Mode



شکل۱-۳۸ مقایسه‌ی بازده بین حالت چگالشی و غیر چگالشی بویلرهای چگالشی

۱-۲-۲ بررسی تأثیر دمای محیط بر عملکرد چگالشی و یا غیر چگالشی پکیج چگالشی

با کاهش دمای محیط، دمای آب خروجی از سیستم گرمایشی به میزان قابل توجهی افزایش خواهد یافت. افزایش دمای آب خروجی از پکیج منجر به افزایش دمای بازگشتی به آن می‌شود. همانگونه که ذکر شد، افزایش دمای آب بازگشتی به پکیج منجر به کاهش میزان چگالش و در نتیجه کاهش بازده پگیج خواهد شد.

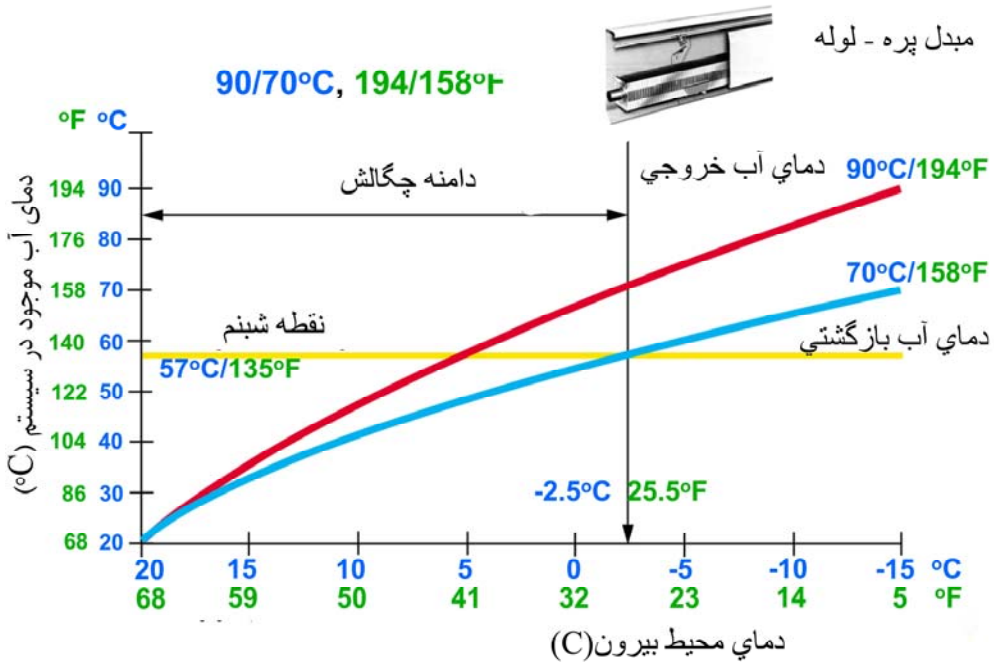
تغییرات دمای آب گرم خروجی از پکیج (یا دمای آب بازگشتی به آن) علاوه بر دمای محیط به نوع مبدل حرارتی استفاده شده در محیط ساختمان نیز وابسته است. به منظور بررسی تأثیر دمای محیط سه نوع سیستم گرمایشی متفاوت در داخل ساختمان مورد مطالعه قرار گرفته‌اند. در هر یک از این سه نوع سیستم گرمایشی به ترتیب از مبدل پره– لوله،

رادیاتور و سیستم گرمایش از کف استفاده شده است. تأثیر دمای محیط بر هر یک از این سیستم‌ها در ادامه بررسی شده است.

۱-۲-۲-۱ مبدل پره – لوله[1]

تأثیر دمای محیط بر عملکرد پکیج چگالشی در صورت استفاده از مبدل پره– لوله در ساختمان در شکل ۱-۳۹ نمایش داده شده است. همانگونه که از این شکل مشخص است دمای آب بازگشتی به سیستم تا زمانی که دمای محیط بیشتر از $-2.5\ ^{\circ}C$ است، از دمای شبنم گازهای خروجی بیشتر می‌باشد. با توجه به این موضوع می‌توان گفت پکیج چگالشی تا زمانی که دمای محیط بیشتر از $-2.5\ ^{\circ}C$ است، در حالت چگالشی عمل می‌کند و زمانی که دمای محیط از این مقدار کاهش یافت، پکیج از حالت چگالشی خارج شده و به حالت غیر چگالشی وارد می‌شود. در این شرایط دیگر گاز-های خروجی چگالیده نمی‌شوند و بازده پکیج به شدت کاهش می‌یابد.

[1] Fin Tube Heat Exchanger

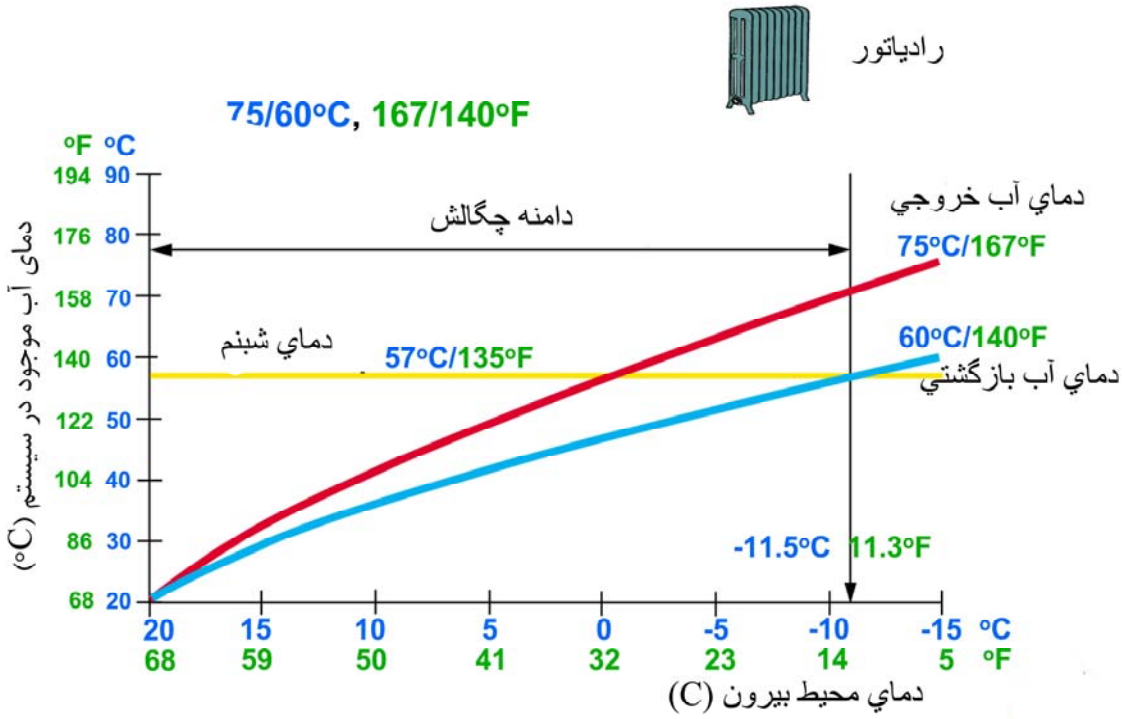


شکل۱-۳۹ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایشی با مبدل پره- لوله

۱-۲-۲-۲ رادیاتور[1](مبدل صفحه‌ای)

تأثیر دمای محیط بر عملکرد پکیج چگالشی در صورت استفاده رادیاتور در ساختمان در شکل۱-۴۰ نشان داده شده است. با توجه به این شکل می‌توان نتیجه گرفت که اگر دمای محیط بیش از $-11.5\ ^{\circ}C$ باشد، پکیج در حالت چگالشی عمل خواهد کرد.

[1] Radiator

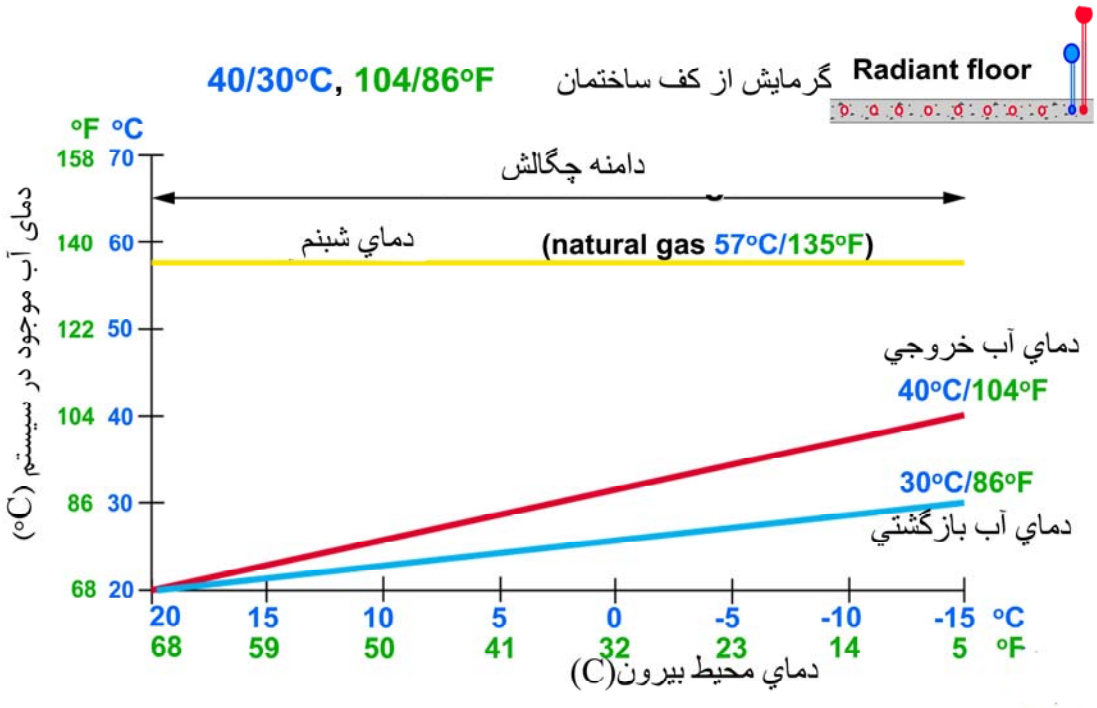


شکل ۱-۴۰ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایشی با رادیاتور

۱-۲-۲-۳ سیستم گرمایش از کف[1]

در این سیستم لوله‌های حاوی آب گرم در کف ساختمان تعبیه شده‌اند. این سیستم در ساختمان‌های مدرن استفاده فراوانی دارد ولی متأسفانه در ساختمان‌های ایران به ندرت استفاده می‌شوند. تأثیر تغییرات دمای محیط بر عملکرد پکیج در این سیستم گرمایشی در شکل ۱-۴۱ ارائه شده است. با توجه به این شکل مشخص است که در صورت استفاده از سیستم گرمایش از کف در ساختمان، پکیج چگالشی همواره در حالت چگالشی عمل خواهد کرد. در ضمن همانگونه که در شکل مشخص شده است، اختلاف دمای بین آب بازگشتی به پکیج و دمای شبنم گازهای خروجی بسیار زیاد است و این موضوع منجر به افزایش میزان چگالش در پکیج و بالا رفتن بازده آن می شود.

[1] Radiant Floor



شکل ۱-۴۱ تأثیر دمای محیط بر سیستم گرمایش از کف

۱-۲-۳ عوامل موثر بر بازده کلی یک پکیج چگالشی

بازده کلی یک پکیج چگالشی عبارتست از خروجی ناخالص آن بخش بر کل انرژی ورودی به سیستم. مقدار این بازده از چهار فاکتور اساسی زیر تاثیر می‌پذیرد:

۱. بازده احتراق

۲. تلفات ناشی از حالت آماده به کار[1]

۳. تلفات ناشی از راه‌اندازی[2]

۴. انتقال حرارت

[1] Stand By Losses
[2] Cycling Losses

۱-۲-۳-۱ بازده احتراق

بازده احتراق که بسیار به بازده گرمایی سیستم نزدیک است، در واقع مقدار انرژی خروجی مفید سیستم بخش بر کل انرژی ورودی به سیستم می‌باشد. مقدار این بازده برای پکیج‌های معمولی۸۰-۸۶ درصد و برای پکیج‌های چگالشی ۸۸-۹۷ درصد می‌باشد.

بازده احتراق در واقع نمایانگر توانایی بویلر در سوزاندن سوخت و چگونگی انتقال حرارت از سوخت به آب (یا هوا) می-باشد. بر اساس آزمایش‌های انجام شده، این بازده با تغییر نوع سوخت، اندازه و جنس بدنه و ساختمان پکیج تغییر می-کند.

۱-۲-۳-۲ تلفات ناشی از حالت آماده به کار

این تلفات شامل سه دسته از تلفات جزئی‌تر می‌شوند:

الف) شمعک

ب) سطوح داخلی

ج) سطوح خارجی

۱-۲-۳-۲-۱ تلفات ناشی از شمعک

به منظور راه‌اندازی شعله در مشعل همواره یک شمعک کوچک وظیفه نگهداری شعله کوچک را دارد. این شعله در تمام طول کارکرد، حتی مواقعی که هیچ نیازی به گرما نمی‌باشد، فعال است. این نوع اتلاف گرما، با استفاده از مشعل-های جرقه‌ای در سیستم‌های جدید برطرف شده‌است.

۱-۲-۳-۲-۲ تلفات سطوح خارجی

انتقال گرما از سطوح خارجی بویلر در مواقعی که هیچ نوع گرمایی نیاز نمی‌باشد، نیز ادامه دارد. به همین دلیل در این شرایط باید مشعل در راستای ثابت نگه‌داشتن دمای آب گرم تولیدی روشن باشد. مقدار گرمای تلف شده از این طریق کم‌تر از ۲ درصد انرژی ورودی می‌باشد. جدول زیر درصد اتلاف حرارتی از جداره‌های برخی بویلرها را نشان می‌دهد.

جدول ۱-۶۱ در صد اتلاف حرارتی از سطوح خارجی بویلر ها

Boiler jacket	Boiler type	Jacket loss
Copper finned tube	atmospheric	1.0 - 1.5%
Copper finned tube	power burner	0.5 - 1.5%
Copper finned tube	A D B	0.5 - 0.6%
Cast iron	all types	2.2 - 3.0%

۱-۲-۳-۲-۳ تلفات سطوح داخلی:

در زمانی که پکیج خاموش است، انتقال حرارت همرفتی همچنان فعال است و منجر به حرکت هوا روی سطوح داخلی انتقال حرارت می‌شود. هوا در اثر این حرکات گرم شده و سپس از طریق سیستم گازهای سوخته شده از پکیج خارج می‌شود. این اثر قوی‌ترین مکانیزم انتقال گرما در حالت آماده به کار می‌باشد.

در صورت استفاده از فن در یک پکیج، اتلاف گرما از این طریق در مواقعی انجام می‌شود که مشعل برای شروع به کار مجدد، هواگیری می‌کند. در فرآیند هواگیری، گازهای باقی‌مانده از احتراق قبلی در محفظه‌ی احتراق به هوای اطراف تخلیه می‌شوند.

۱-۲-۳-۳ تلفات ناشی از راه‌اندازی

این نوع تلفات زمانی رخ می‌دهد که پکیج راه‌اندازی شده و شرایط کاری ناپایدار است. زمانی که پکیج روشن می‌شود، سطوح داخلی و محفظه احتراق اندکی خنک شده‌اند و در نتیجه امکان دست یافتن به یک احتراق با شرایط پایا وجود ندارد. در این شرایط احتراق ناقص انجام می‌شود و حتی مقداری از سوخت به صورت نسوخته از سیستم خارج می‌شود. در مدت راه‌اندازی بازده احتراق بسیار کم است. در مدت زمان راه‌اندازی پکیج، آلودگی HC نیز به شدت افزایش می-یابد. به منظور کاهش این آلودگی، سطوح داخلی باید به گونه‌ای طراحی شوند، که مدت زمان راه‌اندازی به حداقل مقدار خود برسد.

۱-۲-۳-٤ انتقال حرارت

چگونگی فرآیند انتقال حرارت آزاد شده از سوخت در محفظه‌ی احتراق به سیال عامل[1] در طراحی پکیج‌ها یکی از فاکتورهای تعیین کننده مقدار بازده کلی پکیج می‌باشد. در این انتقال حرارت دو مکانیزم تشعشع[2] و جابجایی[3] بسیار تاثیر گذارند.

مقدار انتقال حرارت ناشی از تشعشع به دلیل اختلاف دمای موجود بین محیط محفظه‌ی احتراق و دمای سطح مبدل حرارتی زیاد است.

شکل هندسی مبدل حرارتی و چگونگی عبور گازهای گرم از آن در انتقال حرارت جابجایی بسیار موثر است. در صورتی که جریان هوای عبوری از روی مبدل حرارتی آشفته شود، مقدار انتقال حرارت جابجایی به شدت افزایش خواهد یافت. مقدار انتقال حرارت جابجایی با افزایش سطح انتقال حرارت با استفاده از پره‌ها در طرف مرتبط با گاز گرم افزایش می-یابد.

۱-۲-٤ افزایش بازدهی

در ضمن طراحی یک سیستم پکیج خانگی، افزایش بازده سیستم همواره یکی از اهداف اصلی بوده است. به منظور دستیابی به این هدف در این سیستم‌ها نکاتی وجود دارد که در طی طراحی باید به آنها توجه داشت. چند مورد از این شرایط طراحی در ادامه ذکر شده‌اند:

۱-۲-٤-۱ اختلاف دمای موجود بین آب بازگشتی از سیستم و گازهای خروجی از دودکش

در ساختار بویلرهای چگالشی دو مبدل حرارتی مجزا وجود دارد. مبدل اول که به مبدل حرارتی چگالشی معروف است، وظیفه انتقال گرما از مشعل به آب را بر عهده دارد؛ این مبدل علاوه بر استفاده از گرمای آزاد شده از سوختن سوخت در

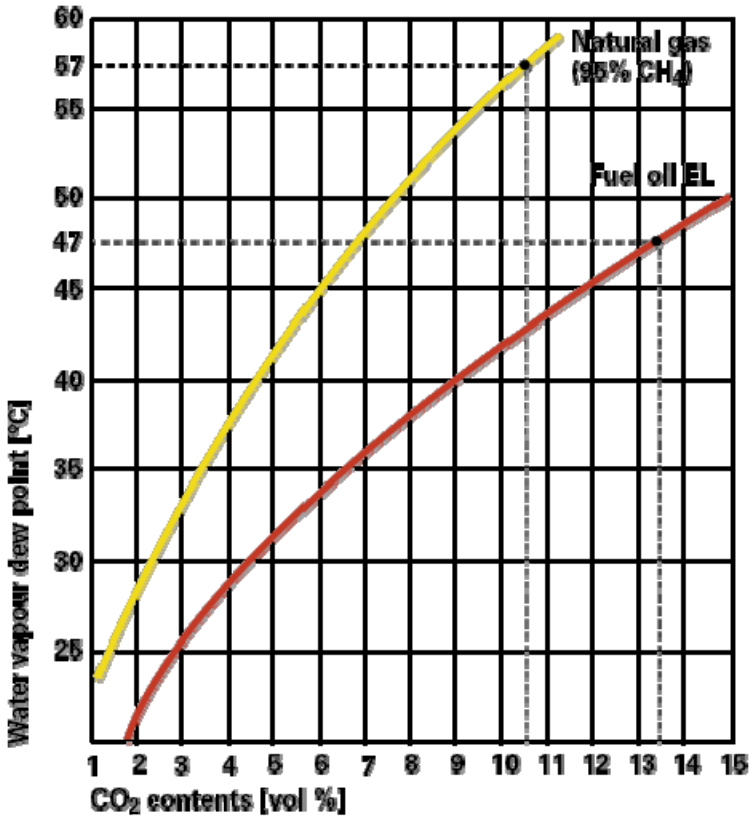
[1] Working Fluid
[2] Radiation
[3] Convection

محفظه احتراق باید با استفاده از گرمای حاصل از چگالش رطوبت موجود در گاز خروجی آب بازگشتی به سیستم را پیش گرم کند. سیال خنک کننده در این مبدل حرارتی همان آب بازگشتی می‌باشد. پس هرچه دمای آب بازگشتی کمتر باشد، اختلاف دمای آب بازگشتی و گازهای خروجی بیشتر باشد، انتقال حرارت به آب بازگشتی بیشتر خواهد شد. افزایش دمای آب ورودی به سیستم به معنای افزایش بازده پکیج می‌باشد. مبدل دوم که از نوع صفحه‌ای می باشد، موظف است در مواقع نیاز، با استفاده از آب گرم موجود در سیستم کرمایش مرکزی، آب گرم مصرفی را تأمین کند.

در روش دیگر، از گرمای حاصل از چگالش گازهای خروجی استفاده دیگری نیز می‌شود. در این روش هوای ورودی به محفظه احتراق با استفاده از هوای گرم حاصل از احتراق که در دمایی حدود ۱۵۰°C قرار دارد، پیش‌گرم می‌شود. با پیش‌گرم کردن این هوا احتراق کامل‌تر انجام شده و بازده احتراق که یکی از پارامترهای بازده کلی سیستم است افزایش می‌یابد. علاوه بر این مقدار CO_2 تولیدی در نتیجه احتراق افزایش می یابد و در نتیجه دمای شبنم گازهای خروجی نیز افزایش خواهد یافت. نتیجه افزایش دمای شبنم گازهای خروجی، افزایش مقدار چگالش آن و در نتیجه افزایش بازپروری گرمای نهان موجود در سیستم پکیج می باشد.

۱-۲-٤-۲ غلظت CO_2:

به منظور طراحی بویلرها و پکیج‌های چگالشی فارغ از مقدار انرژی خروجی باید به این نکته توجه داشت که حداقل غلظت حجمی CO_2 باید ۹/۵٪ باشد. به منظور دستیابی به این شرط طراحی باید مشعل را به گونه‌ای طراحی کرد که احتراق تا حد امکان کامل انجام شود و از تشکیل CO به جای CO_2 جلوگیری شود. پیش گرم کردن هوای ورودی به محفظه احتراق با استفاده از گرمای حاصل از چگالش که در قسمت قبلی توضیح داده شد، یکی از راهکارهای افزایش بازده احتراق است. در برخی از مدل‌های پکیج‌های چگالشی از مشعل‌های جرقه‌ای برای حل این مشکل استفاده شده است که مشکل اصلی استفاده از آن‌ها، شوک‌های حرارتی به بدنه بویلر می‌باشد.



شکل ۱-۴۲ تغییرات نقطه شبنم بخار آب بر حسب مقدار CO_2 موجود در آن

شکل ۱-۴۲ تغییرات دمای شبنم را بر حسب تغییرات غلظت CO_2 در صورت استفاده از سوخت گاز و سوخت مایع نشان می‌دهد.

۱-۲-٤-۳ بازده احتراق

یکی از کمترین بازده‌های موجود در سیستم‌های گرمایی بازده احتراق می‌باشد. به منظور افزایش این بازده راهکار پیش گرم کردن هوای ورودی توضیح داده شد. در ضمن در طول طراحی مشعل باید به گونه‌ای عمل کرد که جریان‌های اغتشاشی لازم برای سوختن کامل وجود داشته باشند.

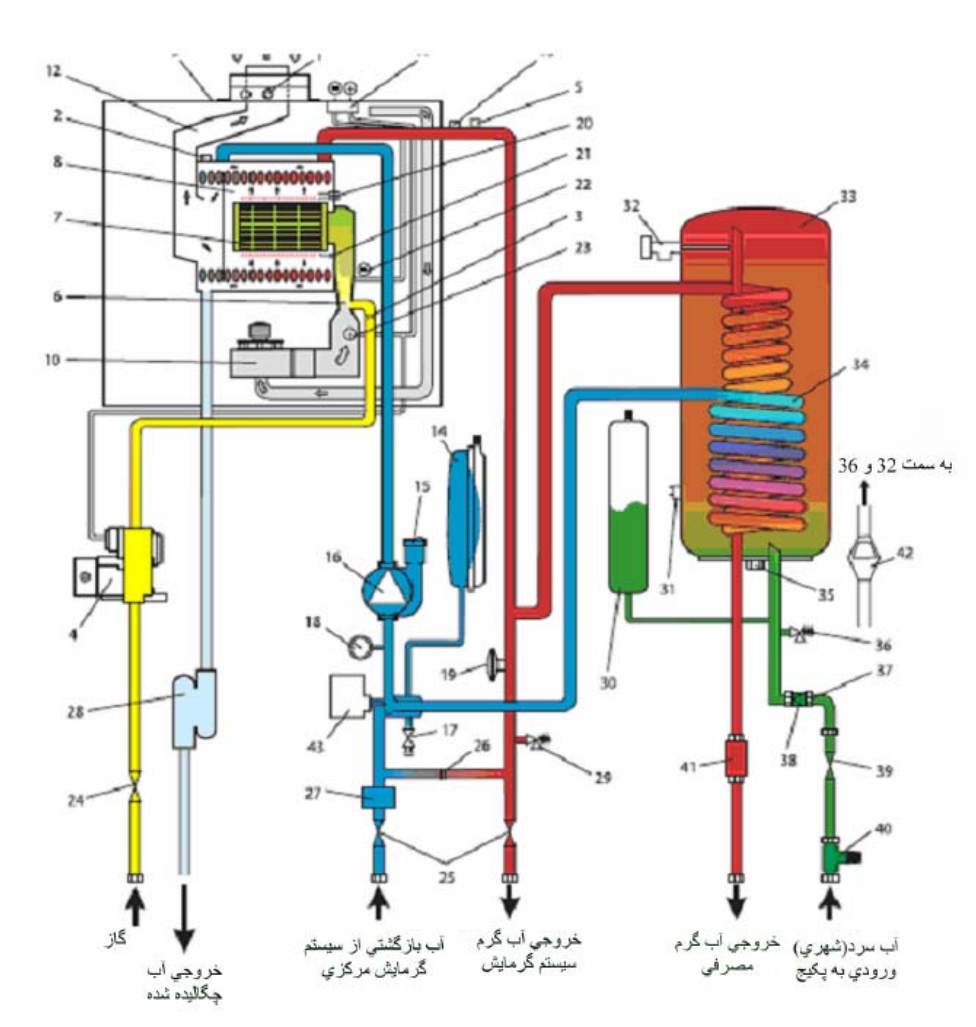
۱-۲-٤-٤ عملکرد چگالشی

سیستم پکیج و یا بویلر چگالشی باید این قابلیت را داشته باشد که به اندازه‌ی کافی رطوبت خروجی را جذب کرده و از گرمای حاصل از چگالش آن استفاده کند. در ضمن مسیر خروجی گاز های سوخته شده نیز باید با توجه به خورندگی زیاد آب چگالش شده طراحی شود. بهره وری چگالش باید با پروتکل ANSI/ASHRAE 103 مطابقت کند. این پروتکل در فصل مربوط به استاندارد های تولید ارائه شده است.

۱-۲-٥ ذخیره‌ی آب گرم

یکی از مشکلات استفاده از پکیج‌های خانگی این است که مدت زمان زیادی به طول خواهد انجامید تا آب گرم در داخل لوله‌های آب گرم مصرفی جریان یابد. زمانی که شیر آب گرم باز می‌شود، حسگر فشار تعبیه شده در مسیر آب گرم، افت فشار را حس می‌کند و فرمان روشن شدن را به مشعل می‌دهد. در این هنگام فرآیند هواگیری و روشن شدن مشعل انجام می‌شود. آب در سیستم گرمایش با استفاده از حرارت شعله گرم می‌شود و سپس در یک مبدل حرارتی دیگر آب سرد ورودی از سیستم آبرسانی شهری را گرم می‌کند. انجام چنین فرآیندی چند دقیقه‌ای به طول خواهد انجامید. علاوه بر اینکه این فرآیند زمان زیادی می‌خواهد، در طی آن مقدار زیادی انرژی و آب نیز هدر می‌رود. مقدار آبی که در این فرآیند هدر می‌رود تقریبا روزی ۵۰ لیتر یا بیشتر خواهد بود. با یک محاسبه ساده می‌بینیم که حدود ۱۸۰۰۰ لیتر آب در طول یک سال به هدر می‌رود که شاید هزینه زیادی برای مصرف کننده ایرانی نداشته باشد (که این موضوع متاسفانه به دلیل قیمت ارزان انرژی و آب در کشور است) ولی هزینه‌ی زیادی را به دولت تحمیل خواهد کرد.
تولید کنندگان برای حل این مشکل ابتدا استفاده از یک فن را پیشنهاد کردند تا زمان هواگیری و خروج دود را کاهش دهند ولی این راه حل فقط باعث چند ثانیه کاهش در زمان رسیدن آب گرم به خروجی شیر آب گرم می‌شد. سپس این ایده به ذهن تولیدکنندگان خطور کرد که شاید بهتر است همواره مقداری آب گرم در سیستم به صورت ذخیره وجود داشته باشد. ابتدا طراحی ها به این سمت پیش رفت که آب موجود در خود مبدل حرارتی ثانویه را گرم نگه دارند. ولی مقدار این آب در حدود ۲-۱ لیتر می‌باشد و باز هم مقداری آب در حدود ۵-۳ لیتر هدر خواهد رفت. راه حل دیگر تعبیه

یک مخزن آب گرم در پکیج‌های خانگی بود. ساختار این مخزن به گونه‌ای است که اطراف آن با یک مبدل صفحه لوله پوشانده شده است و آب گرم لازم برای گرمایش قبل از خروج از سیستم حول این مخزن جریان یافته و آن را گرم نگه می‌دارد. استفاده از یک مخزن آب گرم در پکیج‌های خانگی باعث کاهش بازده آن‌ها در حدود ۱۰-۵ ٪ خواهد شد. در شکل ۱-۴۳ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی مخزن دار ارائه شده است. ساختار های بسیاری به منظور تعبیه مخزن در پکیج ها و بویلرها ارائه شده است. به عنوان مثال ساختار Tank in Tank یکی از ساختارهای پر استفاده در ساخت بویلرها می باشد. شکل ۱-۴۴ نمونه ای از این استفاده را نمایش می دهد.



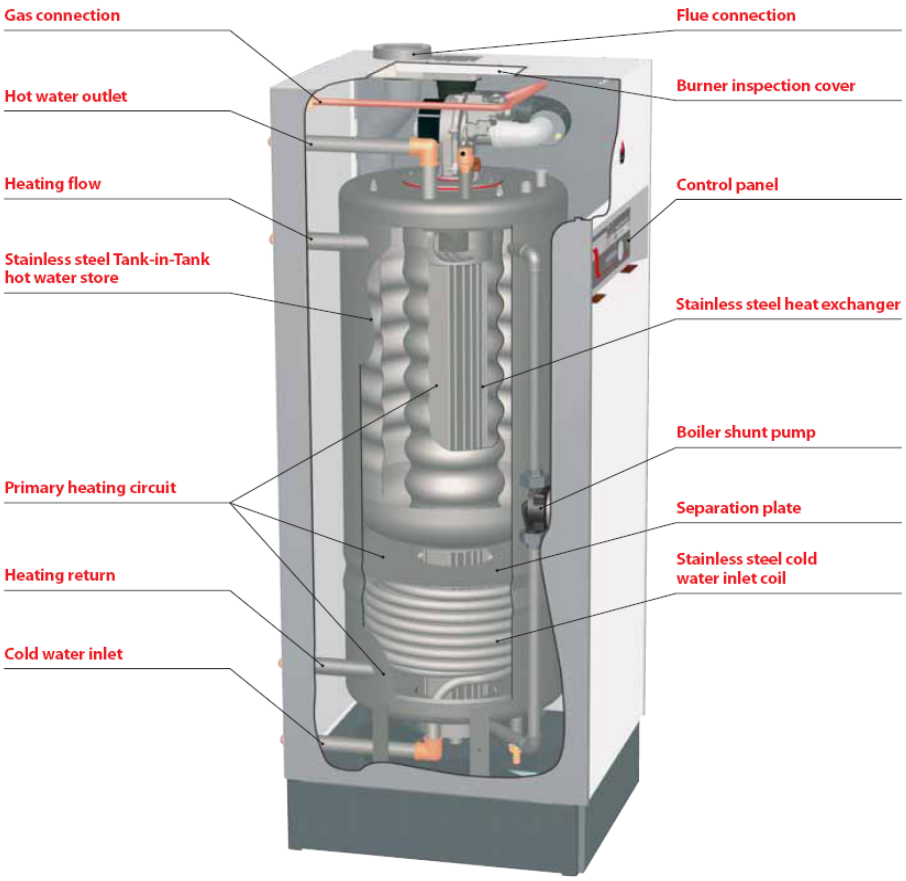
شکل ۱-۴۳ طرح شماتیک پکیج چگالشی مخزن دار

به دلیل کاهش چشمگیر بازده در صورت استفاده از مخزن آب گرم، در پکیج‌هایی که استفاده مستمر از آب گرم وجود دارد (مثل آشپزخانه‌های بزرگ، سیستم‌های بهداشتی...) از مخزن آب گرم استفاده نمی‌شود.

روش دیگری که به تازگی در پکیج‌های خانگی استفاده می‌شود، برنامه دهی به پکیج است. به این معنی که اگر برنامه و زمان مشخصی برای استفاده از آب گرم در محل وجود دارد، پکیج با توجه به آن اقدام به گرم کردن آب گرم مصرفی خانگی می‌کند.

جدول۱-۶۲ معرفی اجزای نمایش داده شده در شکل ۱-۴۳

1	نمونه گیری گاز های خروجی	23	نقطه مثبت ونتوری
2	ترموستات گاز های خروجی	24	سرویس گاز
3	انژکتور	25	دریچه on/off
4	دریچه گاز	26	By-pass
5	سنسور اصلی دما	27	جداکنده گردبادی
6	ونتوری	28	جداککنده مایعات چگالیده شده
7	مشعل اصلی	29	دریچه اطمینان فشار
8	مبدل حرارتی چگالشی(اصلی)	30	مخزن انبساط آب گرم مصرفی
9	جداره پکیج	31	سنسور دمای مخزن آب گرم
10	فن	32	دریچه اطمینان فشار و دمای آب گرم مصرفی
11	نقطه تست تغییرات فشار	33	مخزن ذخیره
12	کلاهک خروج گاز های سوخته شده	34	مبدل حرارتی ثانویه
13	ترموستات فوق گرم	35	نقطه تخلیه آب گرم مصرفی
14	مخزن انبساط	36	دریچه اطمینان انبساط آب گرم مصرفی
15	خروجی خودکار هوا	37	فیلترهای ورودی اصلی
16	پمپ	38	دریچه چک
17	خروج مایعات چگالیده شده	39	فیلترهای ورودی اصلی
18	گیج فشار	40	دریچه کاهش فشار
19	سوئیچ اصلی فشار	41	تنظیم کننده جریان خودکار
20	الکترود جرقه	42	-
21	الکترود حسگر شعله	43	دریچه منحرف کننده(با ۳ خروجی)
22	نقطه منفی ونتوری		



شکل ۱-٤٤ نمونه ای از تعبیه مخزن در بویلر ها

۱-۲-٦ تاثیر اختلاط سوخت و هوا

اختلاط کامل مخلوط سوخت و هوا موجب افزایش بازده احتراق در بویلرها و پکیج‌ها می‌شود. در شرایط ایده‌آل و یا استوکیومتری نسبت حجمی هوا به سوخت لازم برای سوزاندن کامل گاز طبیعی ۹/۶ می‌باشد.

اگر در زمان احتراق، هوا به مقدار کافی وجود نداشته باشد، احتراق به صورت کامل انجام نمی‌شود که نتیجه‌ی آن کاهش گرمای آزاد شده، افزایش دوده‌ی تولید شده و افزایش مونواکسیدکربن موجود در گازهای خروجی می‌باشد.

هوای اضافی در محفظه‌ی احتراق نیز موجب مشکلات زیادی می‌گردد. در صورت وجود هوای بیش از اندازه، مقداری از گرما صرف بالا بردن دمای آن می‌شود و در نتیجه دمای احتراق کاهش می‌یابد. در ضمن وجود هوای بیش از حد

موجب افزایش دبی حجمی گازهای خروجی می‌شود. این افزایش دبی زمان عبور هوای داغ از روی مبدل حرارتی را کاهش می‌دهد که این کاهش زمان به همراه کاهش دمای احتراق موجب کاهش نرخ انتقال حرارت به سیال عامل می‌شود.

۱-۲-۷ سیستم مکش گازهای سوخته شده

به منظور مکش گازهای ناشی از احتراق از دو مکانیزم متفاوت استفاده می‌شود. انتخاب هر یک از مکانیزم‌ها برای طراحی یک سیستم به شرایط کاری آن سیستم بستگی دارد. هر یک از مکانیزیم‌های مکش گاز نیاز به یک سری شرایط دارند که باید در پکیج وجود داشته باشد.

۱-۲-۷-۱ بویلر با مکش طبیعی گاز[1]

این سیستم مکش گازها بر پایه نیروی شناوری طراحی شده‌است. با افزایش دمای گازهای خروجی مقدار نیروی شناوری افزایش یافته و سرعت خروج گازهای سوخته شده نیز افزایش می‌یابد. این سیستم مکش گاز برای پکیج‌های معمولی استفاده می‌شود. زیرا دمای گازهای خروجی در آن‌ها بسیار بالا می‌باشد.

یکی از مشکلات اساسی این سیستم مکش گاز، احتمال بازگشت گاز به داخل پکیج و ورود آلاینده‌ها به ساختمان می-باشد. برای حل این مشکل در برخی از سیستم‌ها با منفی شدن فشار پکیج نسبت به محیط، لوله‌های خروج گاز بسته شده و مشعل خاموش می‌شود.

بازده سیستم‌هایی که با استفاده از مکش طبیعی گاز عمل می‌کنند، در صورت استفاده از مشعل‌های جرقه‌ای افزایش می‌یابد.

در این نوع پکیج‌ها، دیگر مشعلی وجود ندارد به همین دلیل می‌توان در مواقعی که احتراق وجود ندارد، لوله‌های خروج گاز را به طور کامل مسدود کرد.

[1] Standard Natural Draft Boilers

۱-۲-۷-۲ بویلر با مکش اجباری گاز[1]

در این سیستم مکش گاز، هوا به کمک یک فن به داخل محفظه‌ی احتراق هدایت می‌شود و دیگر بر دمای محیط اطراف و یا باد تکیه نمی‌شود. بازده پکیج‌هایی که با این نوع سیستم مکش گاز عمل می‌کنند، با افزایش تعداد مسیرهای عبور هوای داغ از روی مبدل حرارتی افزایش می‌یابد.

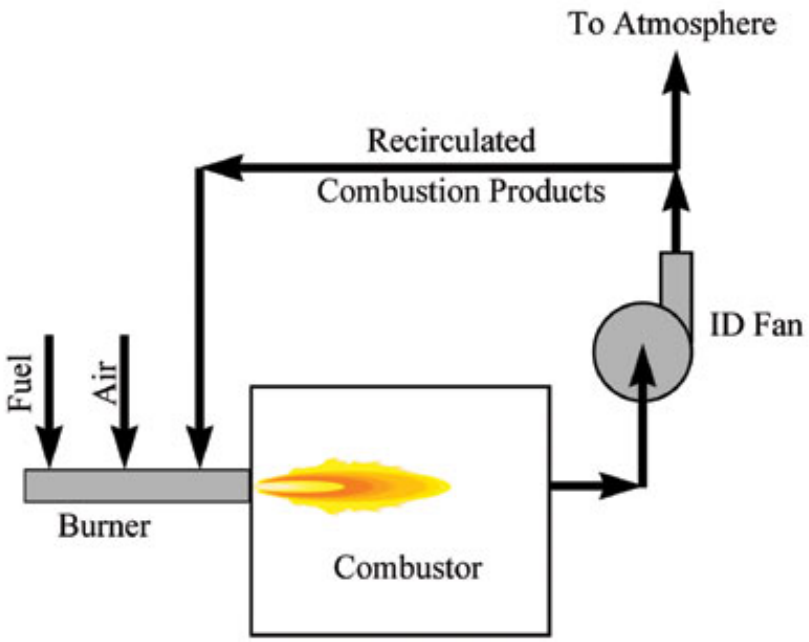
این روش تخلیه گازهای سوخته شده بیشتر در پکیج‌های چگالشی استفاده می‌شود، زیرا دمای گازهای خروجی از این نوع پکیج‌ها در حدود ^{o}C ۵۰ می‌باشد و در نتیجه نیروی کافی برای خروج طبیعی وجود ندارد.

در صورت استفاده از این سیستم مکش گاز های حاصل از احتراق توجه به این نکته نیز لازم است که تعداد مسیرهای روی مبدل حرارتی باید به گونه‌ای افزایش یابد که در این مبدل حرارتی چگالشی صورت نگیرد. در پکیج‌های چگالشی، عمل چگالش در یک مبدل حرارتی که در برابر چگالش و محیط‌های اسیدی مقاوم است، انجام می‌شود.

۱-۲-۸ چرخه گازهای سوخته شده[2] FGR

یکی از آلاینده‌های خطرناکی که در فرآیند احتراق تولید می‌شود NOx می‌باشد. میزان تولید این آلاینده با افزایش دمای احتراق افزایش می‌یابد. به منظور کاهش تولید این آلاینده از چرخه گازهای سوخته شده جهت کاهش بیشینه دما در طول احتراق استفاده می‌شود. در این سیستم که در پکیج‌ها و بویلرهای جدید استفاده می‌شود، مقداری از گازهای خروجی (که دمای آن‌ها کاهش یافته است) به همراه هوای ورودی، به محفظه‌ی احتراق وارد می‌شود. مقداری از گرمای آزاد شده در اثر سوختن صرف افزایش دمای این گازها می‌شود و در نتیجه بیشینه دمای احتراق کاهش می‌یابد. در اثر کاهش بیشینه دمای احتراق مقدار NO_x تولید شده نیز به شدت کاهش می‌یابد. در این فرآیند حداکثر ۲۰ درصد گاز خروجی دوباره به داخل محفظه‌ی احتراق باز می‌گردد. در شکل ۱-۴۵ نحوه عملکرد سیستم FGR نمایش داده شده است.

[1] Forced Draft Boilers
[2] Flue Gas Recirculation



شکل ۱-۴۵ نحوه عملکرد سیستم FGR

۱-۲-۹ آلوده کننده‌ها

احتراق پروسه آزاد شدن گرما از سوخت طی یک فرآیند گرمازا بین کربن و هیدروژن با اکسیژن موجود در هوا می‌باشد که منجر به تولید دی اکسید کربن و بخار آب می‌شود. ولی در سیستم‌های احتراقی واقعی، محصولات دیگری نیز مانند NO_x و CO و یا حتی هیدروکربن‌های نسوخته به دلیل عدم تکمیل احتراق وارد هوا می‌شوند. از آنجا که این محصولات احتراق به عنوان آلوده‌کننده‌های هوا و محیط زیست شناخته شده‌اند و از طرفی یا خود این مواد سمی‌اند یا می‌توانند با سایر محصولات موجود در هوا واکنش داده و مواد سمی و مضر برای سلامتی تولید کنند، سازمان‌های مسئول مانند USEPA[1] و SCAQMP[2] محدودیت‌هایی را بر میزان این ذرات در محیط اطراف و میزان خروجی آنها از وسایل احتراقی اعمال کرده‌اند. در ادامه هر یک از این آلوده کننده‌ها و محدودیت‌های آنها مورد بحث قرار گرفته‌اند.

[1] U. S. Environmental Protection Agency
[2] South Coast Air Quality Management District

۱-۲-۹-۱ اکسیدهای نیتروژن- NO_x

NO و NO_2 دو اکسیدی هستند که در یک احتراق ناقص تولید می‌شوند و آنها را با NO_x نمایش می‌دهند. این اکسیدها به رنگ قهوه‌ای مایل به زرد هستند. اگر غلظت NO_x در محیط بیش از ۱۰۰ppm باشد احتمال مرگ در آن محیط وجود دارد. غلظت‌های کمتر این آلوده کننده باعث مشکلات ریوی می‌شود.

آمریکا امروزه سخت ترین مقررات را برای جلوگیری از گسترش NO_x در فضا اعمال می‌کند. در این کشور بویلرهایی با million Btu ۵-۲/۵می‌توانند حداکثر ppm ۳۰ و بویلرهایی با خروجی million Btu ۴۰-۵ حداکثر ppm ۴۰ NO_x در خروجی خود داشته باشند.

راه‌های کاهش NO_x در بویلرها و پکیج‌های حرارتی متنوع می‌باشد. برای مثال می‌توان به کاهش ورود هوای اضافی به محفظه بویلر، کاهش دمای ماکزیمم احتراق و استفاده از کاتالیست در خروجی اشاره کرد. برای مثال، مقدار NO_x در پکیج‌های چگالشی تولید شده در شرکت Ideal Boilers در جدول ۱-۶۳ آورده شده است.

۱-۲-۹-۲ مونو اکسید کربن- CO

یکی دیگر از محصولات احتراق ناقص CO است که می‌تواند به دلیل عدم وجود هوای کافی برای احتراق سوخت به وجود آید. این گاز بی‌بو و بدون رنگ بوده و می‌تواند موجب مسمومیت یا حتی مرگ شود. کنترل هوای ورودی به محفظه احتراق یکی از راه‌های کاهش تولید CO می‌باشد.

۱-۲-۹-۳ دوده‌ها و ذرات معلق

کربن، هیدروکربن‌های نسوخته و ذرات همراه هوای ورودی نیز در گازهای خروجی وجود دارد. این مواد اغلب در مسیر خروج روی دیواره لوله‌ها رسوب می‌کنند.

جدول ۱-۶۳ میزان آلوده کنندگی NO_x تولیدات شرکت Ideal Boilers

Model	NOx (mg / kWh)*	NOx (ppm)*
icos HE12	15.5	8.8
icos HE15 icos System HE15 elise H15	16	9.1
icos HE18	13.3	7.5
icos HE24 icos System HE24 elise H24 esprit HE24 esprit HE30 isar HE24 isar HE30 istor HE260 istor HE325	19.2	10.9
esprit HE35 isar HE35	17	9.6
icos HE30	19.7	11.2
icos HE36	24.5	13.9

۱-۲-۱۰ فلزات استفاده شده در ساخت بویلرها

۱-۲-۱۰-۱ چدن

از این ماده به منظور ساخت بویلرهایی با خروجی ۱۰ kW- ۴/۱ MW استفاده می‌شود. به منظور اتصال قطعات در بویلرهایی که از جنس چدن ساخته شده‌اند، از پیچ و مهره و ادوات آب بندی استفاده می‌شود. امروزه به ندرت از این آلیاژ در ساخت بدنه‌ی بویلرها استفاده می‌شود.

۱-۲-۱۰-۲ فولاد

بویلرهایی با خروجی بیش از ۱۵ kW از این فلز ساخته می‌شوند. در ساخت بویلرهایی که در آن‌ها از فولاد استفاده شده است، قطعات را به کمک جوش دادن به یکدیگر متصل می‌کنند. از این فلز در ساخت بویلرها و پکیج‌های چگالشی استفاده نمی‌شود، زیرا به سرعت دچار خوردگی می‌شوند.

۱-۲-۱۰-۳ مس

از این فلز در ساخت مبدل‌های به کار رفته در بویلرها به طور گسترده استفاده می‌شود. قیمت بالای این فلز منجر به کاهش استفاده از در صنعت بویلرها شده است. در بویلرهای چگالشی در مبدل حرارتی اصلی (مبدلی که آب چرخه‌ی بسته را گرم می‌کند) از مس استفاده می‌شود.

۱-۲-۱۰-٤ فولاد زنگ نزن

این آلیاژ یکی از بهترین گزینه‌های استفاده در بویلرها و پکیج‌های چگالشی می‌باشد. مقاومت این آلیاژ در برابر خوردگی نسبتا زیاد است ولی با وجود مقاومت بالا، بویلرهای چگالشی ساخته شده از این فولاد حدوداً نصف بویلرهای معمولی عمر می‌کنند. دمای عملکرد نیز در صورت استفاده از این نوع فولاد محدود می‌شود. در صورت استفاده از فولاد زنگ نزن بهتر است دما بیش از حدود ۹۵^{o}C افزایش نیابد تا از بروز ترک‌ها در بدنه‌ی بویلر جلوگیری شود.

۱-۲-۱۰-۵ آلومینیوم

این فلز نیز یک فلز ایده‌آل به منظور ساخت بویلرها و پکیج‌های چگالشی می‌باشد. وزن کم و مقاومت بالا در مقابل خوردگی از خصوصیات این فلز می‌باشد.

۱-۲-۱۱ قطعات مهم بکار گرفته شده در پکیج‌های چگالشی

تعداد زیادی از قطعات بکار گرفته شده در پکیج‌های چگالشی تفاوت چندانی با قطعات موجود در پکیج‌های معمولی که در بخش قبل ذکر شد ندارند. به منظور تشخیص نیازها جهت طراحی و ساخت پکیج‌های چگالشی، هر یک از قطعات مهم بکار گرفته شده در آن ها به صورت مجزا بررسی شده‌اند.

۱-۲-۱۱-۱ مبدل حرارتی

در پکیج‌های معمولی تنها یک مبدل حرارتی جهت انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی استفاده شده است. در پکیج‌های چگالشی، بر خلاف پکیج‌های معمولی، از دو مبدل حرارتی استفاده می شود. یکی از مبدل‌ها که مبدل حرارتی اصلی می باشد، وظیفه انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی را بر عهده دارد. مبدل حرارتی دیگر جهت تأمین آب گرم مصرفی استفاده می‌شود.

۱-۲-۱۱-۱-۱ مبدل حرارتی اصلی(مبدل حرارتی چگالشی[1])

همانگونه که ذکر شد این مبدل حرارتی وظیفه انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی را بر عهده دارد. گازهای گرم حاصل از احتراق در این مبدل حرارتی در مجاورت آب موجود در چرخه قرار می-گیرند. در اثر چگالش بخار آب و تشکیل قطرات آب روی دیواره این مبدل حرارتی در حضور گازهایی مثل CO_2، NO_x و ... فضای اطراف مبدل حرارتی به یک محیط اسیدی تبدیل می‌شود. به همین دلیل این مبدل حرارتی باید به گونه‌ای طراحی شود که در برابر خوردگی و محیطهای اسیدی به اندازه کافی مقاوم باشند.

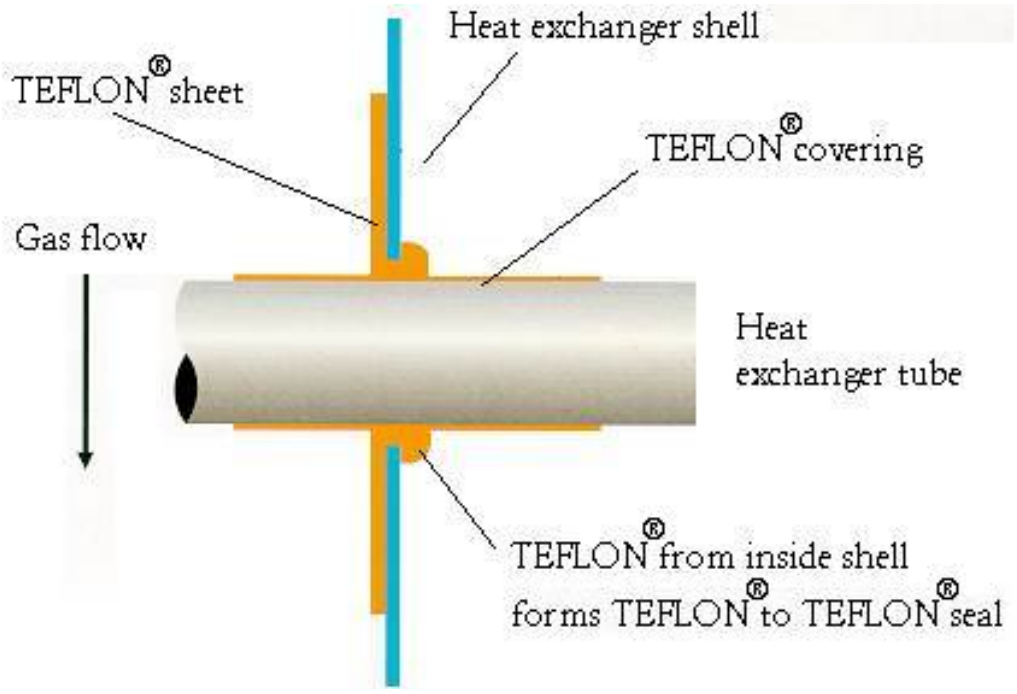
تولیدکنندگان ابتدا به منظور حل این مشکل به سوی استفاده از فلزات مقاوم در برابر خوردگی مانند فولاد زنگ نزن[1] و آلومینیم[2] گام برداشتند، ولی حتی با استفاده از این فلزات در تولید مبدل حرارتی، عمر آن ها در حدود نصف عمر مبدل

[1] Condensing Heat Exchanger

حرارتی پکیج‌های معمولی می‌باشد. در ضمن مبدل‌های حرارتی ساخته شده توسط این فلزات بسیار گران قیمت‌تر از مبدل حرارتی پکیج‌های معمولی تمام می شود.

امروزه به منظور ساخت مبدل‌های حرارتی چگالشی با طول عمر بالا از یک تکنولوژی جدید استفاده می‌شود. این فناوری برای اولین بار در سال ۲۰۰۳ جهت ساخت مبدل‌های حرارتی مقاوم در برابر خوردگی بکار گرفته شد. در این فناوری علاوه بر بکارگیری فلزات مقاوم، سطح خارجی مبدل که با محیط خورنده در تماس است با استفاده از لایه‌ی نازکی از تفلون[۳] پوشانده شده است.

همانگونه که در شکل ۱-۴۶ نمایش داده شده است، در این روش سطح داخلی پوسته مبدل حرارتی به همراه سطح خارجی لوله‌های مبدل (حاوی سیال عامل) با استفاده از لایه‌ی نازکی از تفلون پوشانده شده‌اند. در ضمن در این فناوری از تفلون استفاده شده به منظور آب بندی مبدل نیز استفاده می‌شود.



شکل ۱-٤٦ مبدل حرارتی با پوشش تفلون

[1] Stainless Steel
[2] Aluminum
[3] Teflon Covering HX

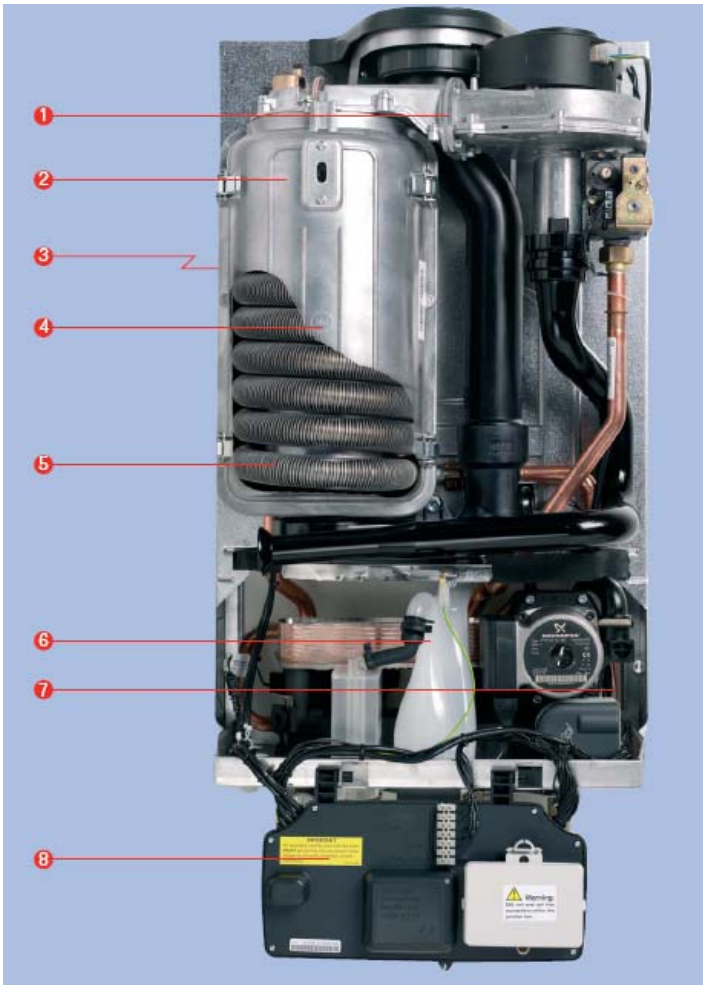
با استفاده از این روش گازهای خروجی در تمام طول مسیر با یک سطح مقاوم شده در برابر خوردگی مواجه هستند. در ضمن عمل چگالش بر روی لایه‌ی تفلون انجام می‌شود و در نتیجه حرکت قطرات آب را بسیار راحت می‌کند. این موضوع منجر به افزایش سرعت خروج آب‌های اسیدی از محیط داخلی مبدل حرارتی می‌شود.

شکل ۱-٤٧ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی حلقوی

انواع مختلفی از مبدل‌های حرارتی در پکیج‌های چگالشی استفاده می شوند ولی در میان آن ها مبدل حرارتی حلقوی[1] پرکاربردترین نوع مبدل حرارتی می‌باشد. این مبدل حرارتی به گونه‌ای طراحی شده است که اطراف محفظه احتراق را در بر می‌گیرد. در این صورت با استفاده از مبدل حرارتی حلقوی میزان اتلاف گرما از طریق دیواره پکیج کاهش می‌یابد. در شکل ۱-۴۷ نمونه‌ای ازیک مبدل حرارتی حلقوی استفاده شده در تولیدات شرکت Buderus ارائه شده است.

[1] Spiral(Coiled) Heat Exchanger

شکل۱-۴۸ نحوه قرار گرفتن مبدل حرارتی حلقوی را در یک پکیج چگالشی نشان می دهد.



شکل ۱-٤٨ نحوه قرار گرفتن مبدل حلقوی در پکیج چگالشی

۱. سیستم تأمین مخلوط سوخت و هوا
۲. شمع(به منظور تولید جرقه)
۳. محفظه انبساط
۴. مشعل
۵. مبدل حرارتی حلقوی
۶. سیفون
۷. سیستم هیدرولیکی
۸. سیستم کنترلی

به منظور افزایش انتقال حرارت در مبدل حرارتی اصلی، محل قرار گرفتن مشعل به گونه‌ای تعبیه می‌شود که جهت حرکت گازهای خروجی خلاف جهت حرکت آب باشد. در نتیجه این طراحی سیستم به یک مبدل جریان مخالف[1] مجهز می‌شود. مبدل‌های حرارتی جریان مخالف برای دمای ورودی و خروجی دارای مقدار اختلاف دمای متوسط لگاریتمی[2] بیشتری می‌باشند. مقدار انتقال حرارت با استفاده از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$q = U \cdot A \cdot \Delta T_{LMTD}$$

با توجه به این رابطه مشخص است که مقدار انتقال حرارت در مبدل جریان مخالف بیشتر از این مقدار در یک مبدل جریان موازی[3] خواهد بود.

۱-۲-۱۱-۱-۲ مبدل حرارتی ثانویه(مبدل حرارتی آب گرم مصرفی[4])

مبدل حرارتی دیگری در پکیج‌های چگالشی استفاده می شود که به مبدل حرارتی ثانویه[5] معروف است. این مبدل حرارتی وظیفه تأمین آب گرم مصرفی در منزل را بر عهده دارد. سیال های عامل در این مبدل حرارتی آب ورودی از سیستم آب رسانی شهری و آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی می‌باشند. در واقع این مبدل حرارتی در مواقع نیاز، با استفاده از آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی که توسط مبدل حرارتی اصلی گرم شده است، آب گرم مصرفی در خانه را تأمین می‌کند. شکل ۱-۳۶ نحوه قرار گرفتن این مبدل حرارتی در سیستم را نمایش می دهد.

مبدل حرارتی استفاده شده در اکثر پکیج‌های تولید شده توسط شرکت‌های مختلف از نوع مبدل حرارتی صفحه‌ای می-باشد. این نوع مبدل حرارتی در یک حجم ثابت سطح بیشتری جهت انتقال حرارت را در اختیار سیال قرار می‌دهند و

[1] Counter Flow Heat Exchanger
[2] Log Mean Temperature Difference(LMTD)
[3] Parallel Flow Heat Exchanger
[4] DHW(Domestic Hot Water) Heat Exchanger
[5] Secondary Heat Exchanger

دارای عملکرد حرارتی[1] بالایی می‌باشند. یک نمونه از مبدل حرارتی ثانویه استفاده شده در یک پکیج چگالشی در شکل ۱-۴۹ ارائه شده است.

شکل ۱-۴۹ یک نمونه مبدل حرارتی ثانویه

اندازه مبدل حرارتی ثانویه در مقایسه با مبدل حرارتی اصلی بسیار کوچک‌تر است. در ضمن در طی طراحی این مبدل باید به این نکته توجه داشت که سیال موجود در مبدل حرارتی ثانویه تنها در مواقعی که شیر آب گرم باز می‌شود جریان دارد. این نکته منجر به افزایش اهمیت محاسبات طراحی مربوط به رسوب‌گذاری در مبدل حرارتی می شود.

۱-۲-۱۱-۲ مشعل

امروزه در پکیج‌های چگالشی (حتی نوع معمولی آن) از دو نوع مشعل استفاده می‌شود. هر یک از این مشعل‌ها دارای خصوصیاتی می‌باشندکه در ادامه به آن‌ها اشاره شده‌است.

۱-۲-۱۱-۲-۱ مشعل‌های همرفتی

در این نوع مشعل که در سیستم‌های قدیمی بیشتر از آن استفاده می‌شود، مخلوط گاز و هوا به طور پیوسته وارد محفظه‌ی احتراق شده و می‌سوزد. به منظور روشن نگه‌داشتن این مشعل در زمانی که به گرما نیازی نیست، شمعکی کوچک در کنار مشعل روشن می‌ماند. در صورت استفاده از این نوع مشعل در پکیج‌های چگالشی، سیستم مکش گاز-

[1] Thermal Performance

های سوخته شده بایستی از نوع مکش اجباری باشد. شمعک مورد استفاده در این نوع مشعل منجر به افزایش تلفات گرمایی پکیج می‌شود.

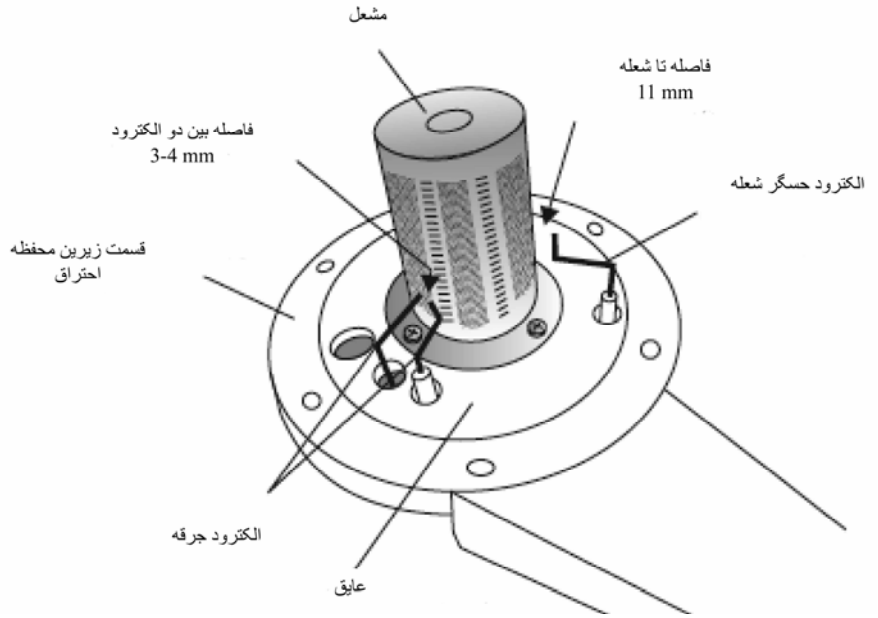
۱-۲-۱۱-۲-۲ مشعل‌های احتراق جرقه‌ای

این مشعل‌ها دارای مزایایی می‌باشند، که عبارتند از:

۱. کاهش هزینه‌ی مصرف انرژی با کاهش تلفات آماده به کار بودن و افزایش بازده احتراق
۲. کاهش تولید آلوده‌کننده NO_x
۳. برطرف کردن نیاز به فن جهت خروج گازهای باقیمانده از احتراق

نحوه‌ی عملکرد مشعل‌های احتراق جرقه‌ای به طور کامل با سایر انواع مشعل‌ها متفاوت است. در طول احتراق، یک شرایط پیوسته و تعادلی در احتراق برقرار نمی‌باشد، بلکه عمل احتراق به صورت یک سری پالس مجزا انجام می‌شود. در هر مرحله هوا و سوخت به داخل محفظه‌ی احتراق مکیده شده و جرقه زده می‌شود. این فرآیند بسیار شبیه عملی است که در یک اتومبیل انجام می‌شود. سرعت مکش، احتراق و تخلیه‌ی گازها در این نوع مشعل‌ها بسیار بالا می‌باشد. این نوع مشعل‌ها حدود ۱۰۰-۳۰ احتراق در ثانیه انجام می‌دهند. در صورت استفاده از مشعل احتراق جرقه‌ای در پکیج، فن تنها وظیفه‌ی تامین هوا و سوخت را در زمان راه‌اندازی بر عهده دارد. پس از انجام اولین احتراق یک موج فشار با سرعت صوت ایجاد می‌شود. این موج گازهای حاصل از احتراق را به خارج از محفظه‌ی احتراق هدایت می‌کند. این موج تا انتهای لوله‌ی خروج گازها ادامه می‌یابد.

اثرات ممنتوم ناشی از خروج گازها و ایجاد یک خلا نسبی در محفظه‌ی احتراق منجر به مکش هوا و سوخت تازه به داخل محفظه‌ی احتراق می‌شود. لوله‌های خروج گاز به گونه‌ای طراحی می‌شوند که موج فشار ایجاد شده در داخل آن دچار تشدید شود. این موضوع سبب بازگشت موج فشار پس از رسیدن به انتهای لوله می‌گردد. با بازگشت این موج، فشار در داخل محفظه‌ی احتراق و در زمان جرقه‌زدن افزایش یافته و مانع خروج گازها در زمان احتراق می‌شود. نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای در شکل ۱-۵۰ نمایش داده شده است.



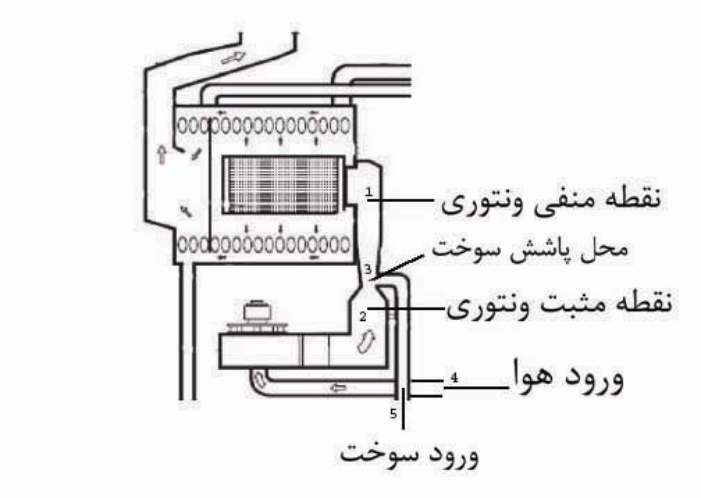
شکل ۱-۵۰ نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای

در ضمن بازگشت موج فشار در طول لوله موجب مغشوش شدن جریان هوا در داخل لوله‌های خروج گاز می‌شود. اغتشاش ایجاد شده، لایه‌ی مرزی هوایی چسبیده به دیواره‌ها را نازک کرده و موجب افزایش شدید انتقال حرارت می-شود.

۱-۲-۱۱-۳ سیستم تأمین مخلوط سوخت و هوا

به منظور ایجاد احتراق، ابتدا باید مخلوطی از سوخت و هوا به داخل محفظه احتراق وارد شود که این مخلوط باید دارای شرایط خاصی باشد. یکی از این شرایط، رعایت نسبت استوکیومتری سوخت و هوا در این مخلوط است. نکته دوم در تهیه این مخلوط این است که سوخت باید به طور کامل به صورت ذرات بسیار ریزی وارد هوا شود تا به خوبی در هوا پخش شده و مخلوط همگنی را بوجود آورد.

به منظور تهیه مخلوطی از سوخت و هوا با خصوصیات ذکر شده از یک لوله ونتوری استفاده می‌شود. همانگونه که در شکل ۱-۵۱ نمایش داده شده است لوله ونتوری لوله‌ای است که سطح مقطع آن در وسط لوله کاهش می‌یابد. این کاهش سطح منجر به افزایش سرعت عبور هوا در کمترین سطح مقطع لوله می‌شود.



شکل ۱-۵۱ نحوه استفاده از لوله ونتوری

به منظور پودر شدن سوخت موجود در هوا، آن را در وسط لوله ونتوری، یعنی جایی که هوا بیشترین سرعت را دارا می‌باشد، بر روی جریان هوا می‌پاشند. با این عمل مخلوط همگنی از سوخت و هوا به صورت گازی شکل حاصل می‌شود. همگن بودن مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق منجر به کامل انجام شدن فرایند احتراق شده و میزان آلاینده CO را کاهش داده و CO_2 موجود در گازهای خروجی را افزایش می‌دهد. همانگونه که گفته شد افزایش CO_2، دمای شبنم گازهای خروجی را کاهش می‌دهد و منجر به افزای میزان چگالش می‌شود. یک نمونه لوله ونتوری پاشش سوخت در شکل۱-۵۲ نمایش داده شده است.

شکل ۱-۵۲ لوله ونتوری پاشش سوخت

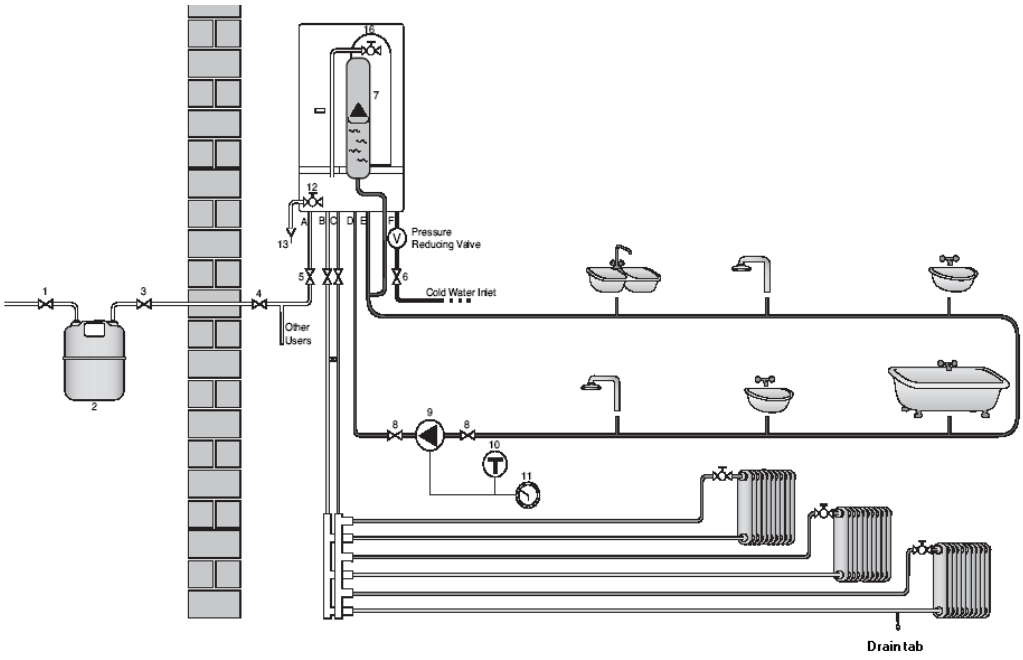
۱-۲-۱۱-٤ سیستم کنترل

در پکیج‌های چگالشی یک عامل بسیار مهم وجود دارد که باید به دقت کنترل شود. این عامل نسبت سوخت به هوا در مخلوط ورودی به محفظه احتراق می‌باشد. اگر این نسبت با نسبت مورد نیاز برای احتراق کامل (نسبت استوکیومتری) متفاوت باشد، مقدار CO_2 موجود در گازهای خروجی کاهش می‌یابد. همانگونه که گفته شد کاهش مقدار CO_2 منجر به کاهش میزان چگالش خواهد شد.

علاوه بر موردی که ذکر شد، سیستم کنترلی پکیج چگالشی نیز مانند پکیج معمولی باید توانایی داشته باشد که خود را با شرایط حرارتی و بار گرمایی مورد نیاز محیط تطبیق دهد.

۱-۲-۱۲ پکیج غیر چگالشی

در سیستم‌های گرمایشی مورد استفاده در گذشته، عمل تأمین آب گرم مصرفی به صورت مجزا از تأمین آب گرم لازم جهت گرمایش انجام می شد. ولی امروزه سیستم‌های حرارت مرکزی وظیفه تامین انرژی حرارتی گرمایشی و آبگرم مصرفی مکانهای مسکونی را بعهده دارند. این سیستم‌ها در طی طول عمر خود همواره تکامل یافته و امروزه با توجه به افزایش جمعیت در شهرها و کمبود فضا به سمت فشرده شدن و کاهش حجم حرکت می کنند. شکل ۱-۵۳ نحوه بکارگیری یک پکیج را نمایش می‌دهد.



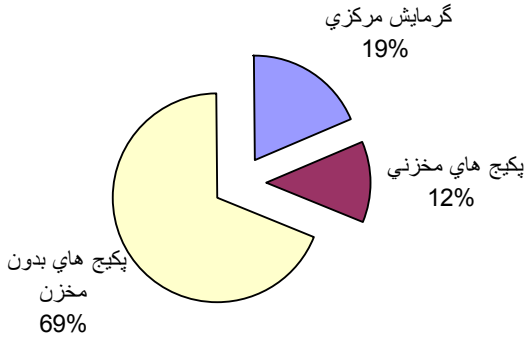
شکل۱-۵۳- نحوه بکارگیری یک سیستم پکیج خانگی

اجزای مختلف نمایش داده شده در این شکل عبارتند از:

۱. دریچه ورودی سیستم اندازه گیری میزان گاز
۲. سیستم اندازه گیری میزان گاز
۳. دریچه خروجی سیستم اندازه گیری میزان گاز
۴. دریچه داخلی گاز
۵. دریچه ورودی گاز پکیج
۶. دریچه ورود آب سرد
۷. محفظه انبساط
۸. دریچه پمپ بازگشتی ثانویه
۹. ترموستات کنترلر
۱۰. دریچه

A) ورودی گاز
B) بازگشت از سیستم گرمایش مرکزی
C) جریان سیستم گرمایش مرکزی
D) بازگشت از سیستم تأمین آب گرم مصرفی
E) جریان سیستم تأمین آب گرم مصرفی
F) ورود آب شهری

از نظر انرژی مصرفی نیز سیستم های مذکور از کارایی بالاتری برخوردار شده‌اند. در حال حاضر سیستم‌های حرارت مرکزی فشرده (پکیج) به دو صورت دیواری و زمینی وجود دارند. برخی از این پکیج‌ها دارای مخزن می‌باشند. این نوع پکیج‌ها دارای راندمان پایین‌تری می‌باشند ولی اتلاف آب در آنها بسیار کمتر است. شکل ۱-۵۴ درصد انواع مختلف سیستم‌های گرمایشی را در سال ۲۰۰۰ در امریکا نشان می‌دهد.



۱-٥٤ درصد انواع مختلف سیستم های گرمایشی

امروزه سیستم‌های حرارت مرکزی فشرده و یا همان پکیج‌ها از دو تکنولوژی متفاوت استفاده می‌کنند. با توجه به تکنولوژی استفاده شده در پکیج‌ها می‌توان آنها را به سه نوع چگالشی، نیمه چگالشی و غیر چگالشی (معمولی) تقسیم کرد.

در این بخش طرز کار سیستم پکیج معمولی مورد مطالعه قرار می‌گیرد، در نهایت تفاوت‌های آن با پکیج‌های چگالشی بررسی می‌شود. در هر مورد عملکرد اجزاء مختلف تشریح می‌گردد همچنین تکنولوژیهای مورد استفاده و در حال پیشرفت مورد مطالعه قرار گرفته و عوامل موثر در طراحی محصول و پارامترهای کیفی محصول که در انرژی مصرفی تاثیر دارند مورد بحث قرار خواهد گرفت.

این نوع پکیج، اولین نوع تولید شده جهت جدا کردن سیستم تأمین آب گرم مصرفی در خانه از سیستم گرمایش مرکزی می باشد. پکیج‌های معمولی موجود دارای انواع مخزنی و یا بدون مخزن می‌باشند. در نوع مستقیم این پکیج‌ها (نوع بدون مخزن) مقداری از آب هدر می‌رود ولی در عوض بازده آن نسبت به پکیج های مخزن دار بیشتر است. در این قسمت به بررسی نحوه کار و شرح اجزای یک پکیج معمولی می پردازیم.

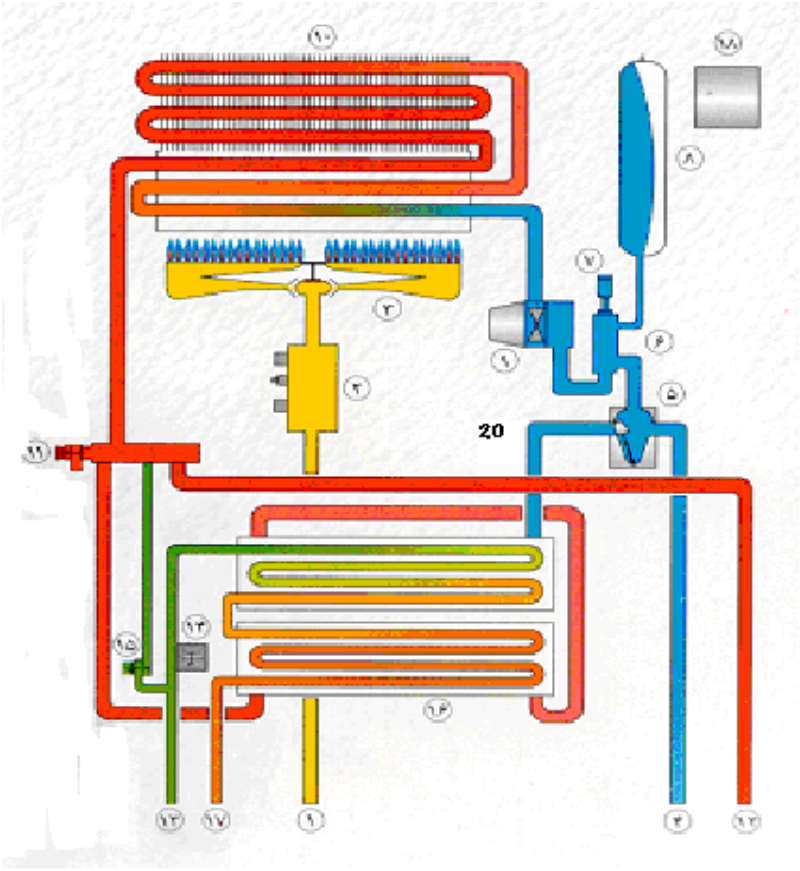
۱-۲-۱۲-۱ قطعات مهم و نحوه عملکرد پکیج های غیر چگالشی (معمولی)

۱-۲-۱۲-۱-۱ قطعات مهم و طرز عمل پکیج دیواری اتمسفریک

در شکل۱-۵۵ نمایی از یک پکیج دیواری ارائه شده است. برای اطلاع از طرز کار سیستم پکیج ابتدا هر یک از اجزاء تشکیل دهنده شرح داده و سپس طرز کار سیستم مورد مطالعه قرار می گیرد.

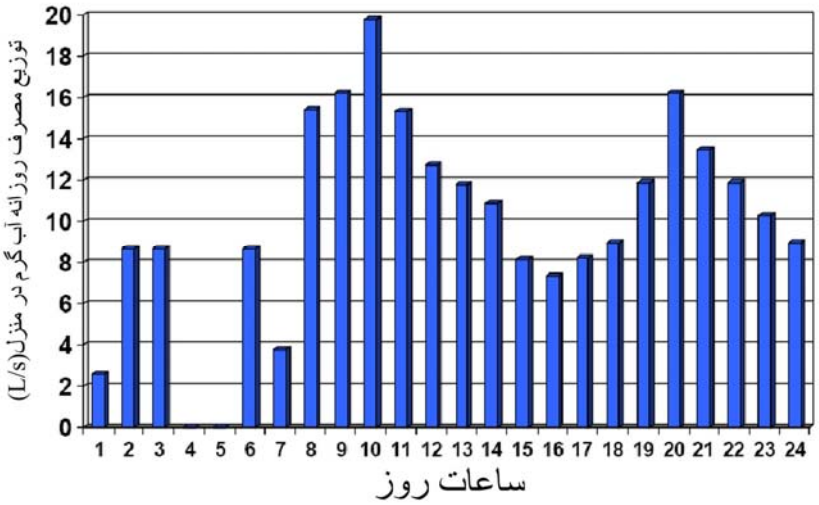
قطعات مهم یک سیستم پکیج که مشعل آن از نوع اتمسفریک می باشد به شرح زیر است.

۱- لوله ورودی گاز
۲- شیر کنترل گاز
۳- مشعل اتمسفریک
۴- لوله برگشت مدار گرمایش
۵- شیر سه طرفه برقی
۶- صافی آب و جدا کننده هوا
۷- هواگیر اتوماتیک
۸- منبع انبساط بسته
۹- پمپ مدار گرمایش
۱۰- مبدل حرارتی اولیه (پره-لوله)
۱۱-شیر اطمینان
۱۲- لوله رفت مدار گرمایش
۱۳- لوله ورودی آب سرد پرکن
۱۴- سنسور فشار
۱۵- شیر پرکن مدار گرمایش
۱۶- مبدل حرارتی ثانویه (پوسته-لوله)
۱۷- لوله آبگرم مصرفی
۱۸- برد کنترل الکترونیک



شکل ۱-۵۵- نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با سیستم تامین آبگرم مصرفی فوری
(منبع : کاتالوگ شرکت بوتان)

این سیستم‌ها معمولاً قادرند گرمایش و آب گرم مصرفی را تامین نمایند. در این سیستم دو مدار آب وجود دارد یک مدار که به آب شهری متصل و باز است و مداری که مجزا از آب شهر و بسته می باشد. در شکل ۱-۵۵ آب شهری برای تامین آبگرم از طریق لوله ۱۳ وارد دستگاه شده و با عبور از مبدل پوسته لوله ۱۶ که آب شهری در لوله های مبدل جریان دارد از خروجی ۱۷ برای تامین آبگرم مصرفی خارج می شود. در پوسته مبدل ۱۶ که آب شهری در لوله های مبدل جریان دارد از خروجی ۱۷ برای تامین آبگرم مصرفی خارج می‌شود. در پوسته مبدل ۱۶ آب گرم مدار بسته پکیج جریان دارد.



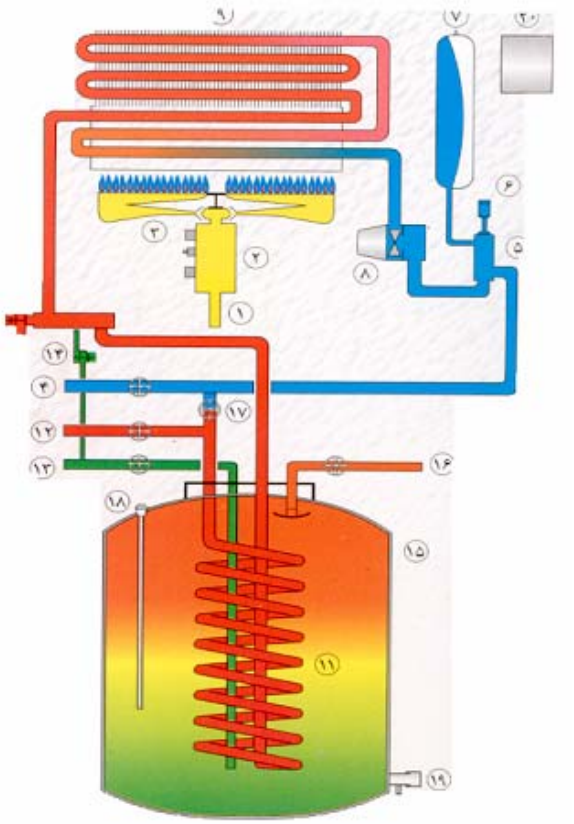
۱-٥٦ توزیع مصرف روزانه آب گرم

از آنجا که این سیستم نمی تواند به طور همزمان انرژی لازم برای مدار آبگرم مصرفی را تامین نماید، بنابراین هنگامی که از خروجی آبگرم مصرفی برداشت آب صورت گیرد افت فشار حاصله توسط سنسور فشار ۱۴ تشخیص داده شده و طی فرمانی به شیر سه طرفه برقی (۵) مدار گرمایش قطع شده و آبگرم مدار بسته فقط برای تغذیه پوسته مبدل حرارتی ۱۶ بکار می رود. در شکل ۱-۵۶ آب گرم مصرفی در ساعات مختلف روز نمایش داده شده است.

در این حالت انرژی لازم با ورود آبگرم شده از لوله ۱۹ آغاز می شود. سپس آبگرم حرارت خود را با عبور از پوسته مبدل ۱۶ به آبگرم مصرفی داده و از لوله ۲۰ خارج می شود. آب سرد شده با عبور از شیر سه طرفه برقی ۵ به سمت پمپ ۹ که گردش آب را در مدار بسته سیستم تامین می‌کند رفته و با عبور از مبدل حرارتی ۱۰ گرم می‌شود. تامین حرارت لازم توسط مشعل ۳ که در آن گاز در شرایط اتمسفریک محترق شده و هوای لازم برای احتراق در نتیجه عمل جابجایی آزاد صورت می گیرد، تامین می‌شود. در صورتیکه مصرف آب گرم خانگی وجود نداشته باشد شیر سه طرفه مدار تامین آبگرم مصرفی را بسته نگهداشته و مسیر بازگشت آب رادیاتورها را باز نگه می‌دارد. آب سرد شده بازگشتی از رادیاتورها از

طریق لوله‌ها و با عبور از شیر سه طرفه برقی ۵ و پمپ تامین گردش آب ۹ به مبدل حرارتی ۱۰ رفته و در اثر مجاورت با محصولات احتراق گرم شده و از طریق لوله ۱۲ برای تامین بار گرمایشی به رادیاتورها هدایت می‌شود.

با کمی تغییر این سیستم می تواند به جای آنکه آبگرم مصرفی فوری تولید کند، آبگرم مصرفی را در مخزنی ذخیره نماید. در این حالت نیازی به قطع مدار گرمایشی نمی‌باشد. در شکل ۱-۵۷ نمایی از سیستم تغیر یافته نشان داده شده است. در این مدار شیر سه طرفه حذف و آب گرم شده است و برای گرمایش منزل ابتدا با عبور از مبدل حرارتی ۱۱ باعث گرمایش آب درون مخزن ذخیره آبگرم مصرفی خواهد شد و سپس برای گرمایش رادیاتورها از طریق لوله ۱۲ خارج می‌شود. آب برگشتی از رادیاتورها از طریق لوله ۴ وارد پمپ تامین گردش آب ۸ در مدار گرمایش شده و پس از عبور از مبدل حرارتی ۹ گرم می شود.



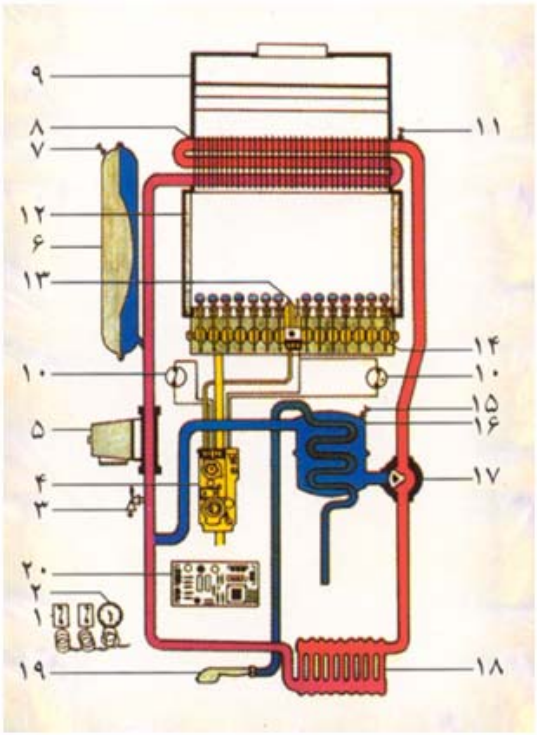
شکل ۱-۵۷ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری مجهز به مخزن ذخیره آبگرم مصرفی
(منبع: کاتالوگ شرکت بوتان)

قطعات این سیستم به شرح زیر است :

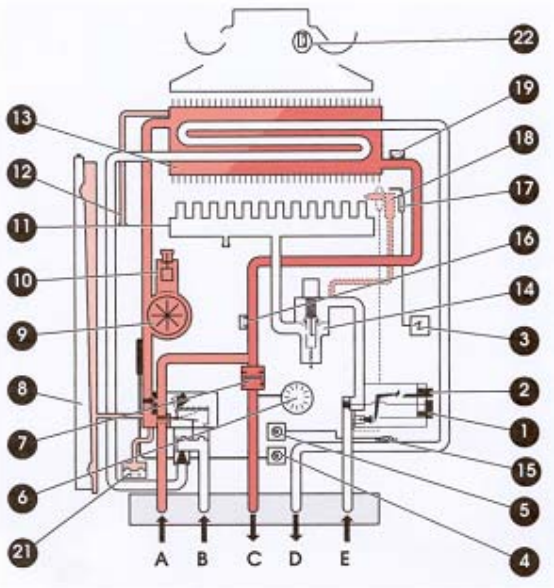
۱- لوله ورودی گاز
۲- شیر کنترل گاز
۳- مشعل
۴- لوله برگشت مدار گرمایش
۵- صافی آب و جدا کننده هوا
۶- هواگیر اتوماتیک
۷- منبع انبساط بسته
۸- پمپ مدار گرمایش
۹- مبدل حرارتی اولیه
۱۰-شیر اطمینان
۱۱- کویل مسی
۱۲- لوله رفت مدار گرمایشی
۱۳- لوله ورودی آب سرد و پر کن
۱۴- شیر پر کن مدار گرمایش
۱۵- مخزن کویل دار آبگرم مصرفی
۱۶- لوله آب گرم مصرفی
۱۷- شیر تغییر فصل
۱۸- حفاظت آندی
۱۹- شیر تخلیه
۲۰- برد کنترل الکترونیک

در شکل۱-۵۸ نمونه ای دیگر از پکیج‌های دیواری نمایش داده شده است. همانگونه که ملاحظه می‌شود این سیستم دارای عملکردی مشابه سیستم نشان داده شده در شکل ۱-۵۵ است. بنابراین بحث راجع به طرز عمل این سیستم به دلیل تشابه ضروری بنظر نمی‌رسد.

در شکل ۱-۵۹ نمونه ای از پکیج‌های دیواری ساخت شرکت سوینه دو ال فرانسه ارائه شده است. اختلاف سیستم مزبور با سیستم های قبلی در آن است که اولاً انتقال حرارت در مدار گرمایش و مدار تامین آبگرم مصرفی در یک مبدل حرارتی انجام می شود، ثانیاً بطور همزمان عمل تامین آبگرم مصرفی و گرمایش انجام می شود. با این تفاوت که اولویت با تامین آبگرم مصرفی و نهایتاً در صورتیکه مصرف زیاد شود، عمل تامین گرمایش قطع می شود.



شکل ۱-۵۸ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری (منبع: کاتالوگ شرکت اخگر)



شکل ۱-۵۹ نمایی از اجزاء مهم پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری
(منبع : کاتالوگ شرکت سوینه دو ال)

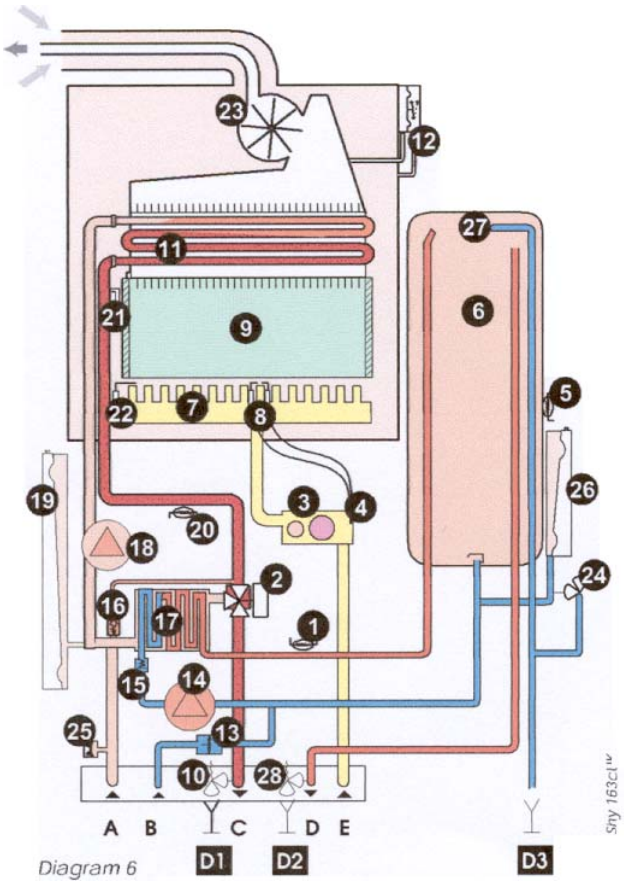
شرح قطعات مختلف بصورت زیر است:

۱- کلید روشن کردن
۲- کلید خاموش کردن
۳- جرقه زن
۴- ترموستات گرمایش
۵- تنظیم کننده دمای آبگرم مصرفی
۶- نمایش‌گر دما- فشار
۷- شیر یکطرفه
۸- منبع انبساط
۹- پمپ
۱۰- هواگیری اتوماتیک
۱۱-مشعل
۱۲-سرریز مبدل حرارتی
۱۳-مبدل حرارتی
۱۴- شیر گاز
۱۵-سنسور دمای آبگرم مصرفی
۱۶-ترموستات بیش از حد گرم شدن
۱۷-الکترودهای جرقه زن
۱۸-شمعک
۱۹-ترموستات حد بالا
۲۰- ترموستات افت آب
۲۲-وسیله ایمنی دودکش
A – جریان برگشت از رادیاتورها
B – آب سرد ورودی
C – جریان رفت از رادیاتورها
D – خروجی آبگرم مصرفی
E – تغذیه گاز

۱-۲-۱۲-۱-۲ قطعات مهم و طرز عمل پکیج های دیواری فن دار

عمل احتراق هنگامی که تامین هوا بصورت طبیعی انجام شود تحت کنترل نخواهد بود و از طرف دیگر هنگامی که دمای محصولات احتراق از محدوده‌ای مشخص پایین آید خروج دود به سختی انجام خواهد شد. از این رو برای رفع دو مسئله فوق به تدریج سیستم‌های فن دار جانشین سیستم‌های اتمسفریک شده‌اند.

در شکل ۱-۶۰ اولین سیستم از این نوع را که ساخت فرانسه است تحت بررسی قرار می‌دهیم. این سیستم مجهز به منبع ذخیره آبگرم مصرفی می‌باشد. سیستم خروج دود مجهز به یک فن برای تخلیه محصولات احتراق و مکش هوا برای احتراق است. تامین هوای احتراق از محیط آزاد صورت می‌گیرد. جریان محصولات احتراق از پائین به سمت بالا است. فن نقشی در اختلاط هوا و گاز قبل از اشتعال ایفا نمی‌نماید.



شکل ۱-۶۰ نمایی از پکیج دیواری با تامین آبگرم مصرفی فوری (کاتالوگ سونیه دوال)

شرح قطعات مختلف در شکل ۱-۶۰ بصورت زیر ارائه می گردد.

۱- سنجش دمای آبگرم مصرفی

۲- شیر سه طرفه

۳- شیر گاز

۴- مدول جرقه زن شیر گاز

۵- سنسور دمای مخزن ذخیره

۶- مخزن ذخیره آبگرم

۷- مشعل

۸- الکترودهای جرقه زن

۹- محفظه احتراق

۱۰-شیر اطمینان حرارتی (سه بار)

۱۱-مبدل حرارتی اصلی

۱۲-سوییچ فشار هوا

۱۳-سنجش گر جریان

۱۴-پمپ سیرکوله مخزن ذخیره آبگرم

۱۵-شیر یکطرفه

۱۶-بای پاس

۱۷-مبدل حرارتی آبگرم مصرفی

۱۸-پمپ گرمایش

۱۹-منبع انبساط سیستم گرمایشی

۲۰-سنجش گر دمای آب رفت

۲۱-ترموستات ایمنی در مقابل گرمایش بیش از حد

۲۲-الکترودهای سنجش گر شعله

۲۳-فن

۲۴-شیر اطمینان مخزن ذخیره (۶ بار)

۲۵-سنسور افت آب

۲۶-منبع انبساط مخزن ذخیره

۲۷-تخلیه دمای فشار (۷ بار)

۲۸-شیر اطمینان مدار آبگرم مصرفی (۱۰ بار)

A – برگشت از رادیاتورها

B – آب سرد ورودی

C – رفت به رادیاتورها

D- خروجی آبگرم مصرفی

E – گاز

D1 – تخلیه از شیر اطمینان

D2 – تخلیه از شیر اطمینان

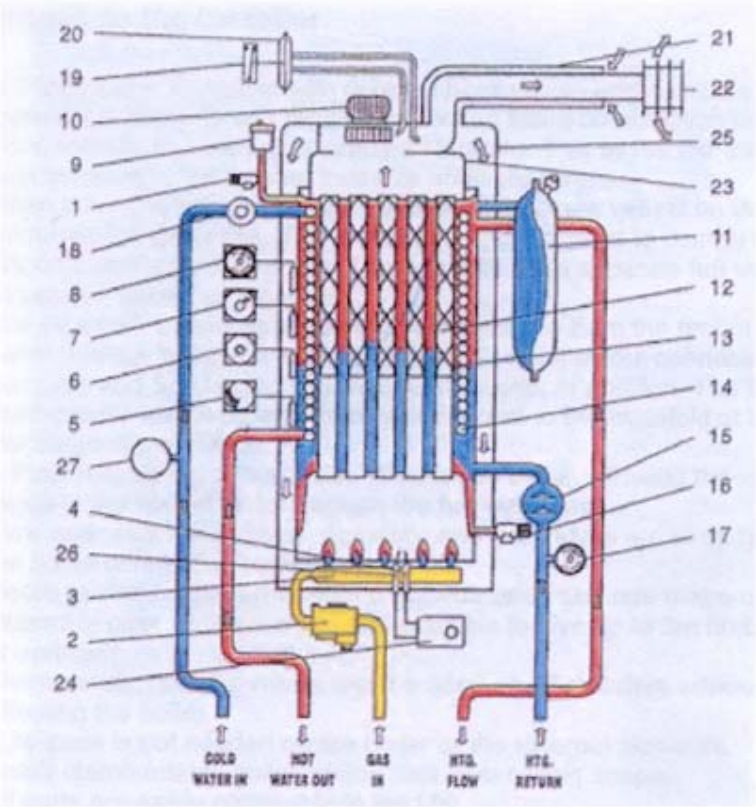
D3 – تخلیه از شیر اطمینان

طرز کار سیستم بدین صورت است که جریان برگشتی از رادیاتورها از طریق ورودی A وارد دستگاه شده و توسط پمپ ۱۸ به مبدل حرارتی اصلی ۱۱ رفته گرم شده وارد شیر سه طرفه ۲ می‌شود و بسته به موقعیت شیر یا وارد پوسته مبدل حرارتی آبگرم مصرفی ۱۱ شده و یا به جریان رفت C می رود که برای تغذیه رادیاتورها استفاده می‌شود. این مدار بسته بوده و گرمایش مورد نیاز را تامین می‌کند. در صورتیکه هدف تامین آبگرم مصرفی باشد. آب سرد از ورودی B پس از عبور از شیر یک طرفه ۱۵ وارد مبدل حرارتی ۱۷ شده و پس از گرم شدن وارد مخزن ذخیره ۶ می‌گردد. در این حالت آب گرم شده می‌تواند از تانک خارج شده به خروجی D برای مصرف بورد و یا توسط پمپ ۱۴ در یک مدار بسته به گردش درآید. محصولات احتراق توسط یک فن به بیرون هوایت می‌شود و هوای جایگزین از داخل لوله بزرگتر به داخل پکیج مکیده می‌شود.

در شکل ۱-۶۱ نمونه دیگری از پکیج‌های دیواری نشان داده شده است. این سیستم نیز برای تخلیه دود و تامین هوای احتراق از فن استفاده می‌نماید. جریان دود حرکت از پائین به بالا دارد. سیستم از یک مبدل حرارتی برای تامین آبگرم مصرفی و گرمایش استفاده نموده است. در این سیستم مبدل حرارتی آبگرم مصرفی، کویل حلقه‌ای است و لوله‌های قائم وظیفه عبور دود از داخل مبدل حرارتی را داشته و در فضای بین لوله‌ها آب برای گرمایش قرار دارد. شرح قطعات سیستم به صورت زیر ارائه می شود.

۱- شیر هواگیری دستی
۲- شیر کنترل گاز
۳- مشعل
۴- الکترودهای جرقه زن
۵- ترموستات حرارتی پکیج
۶- ترموستات جلوگیری از تقطیر
۷- ترموستات ایمنی
۸- نمایش دهنده دمای آب
۹- هواگیر اتوماتیک
۱۰-فن
۱۱-منبع انبساط گرمایشی
۱۲-بافل‌های دود
۱۳-پوسته بویلر
۱۴- کویل آبگرم مصرفی
۱۵- پمپ سیرکوله
۱۶- شیر اطمینان فشاری
۱۷-نمایشگر فشار
۱۸- ترموستات اولیه
۱۹- میکرو سوییچ فشار هوا
۲۰- بدنه سوییچ فشار هوا
۲۱- لوله‌های هم مرکز هوا و دود
۲۲- ترمینال دود
۲۳- هود دودکش
۲۴- جعبه کنترل
۲۵- محفظه احتراق بسته
۲۶- تشخیص دهنده شعله
۲۷-منبع انبساط آبگرم مصرفی

طرز کار سیستم بدین صورت است که در جداره مبدل حرارتی سیال در اثر مجاورت با محصولات احتراق گرم شده و برای گرمایش از لوله قرمز سمت راست خارج می‌شود و به سمت رادیاتورها می رود. آب سرد شده از رادیاتور توسط پمپ ۱۵ وارد مبدل حرارتی می‌شود. آب سرد مصرفی در اثر مجاورت با آب داخل مبدل حرارتی گرم شده، به طرف مصرف کننده از طریق لوله قرمز سمت چپ خارج می شود. این سیستم مشابه سیستم شکل ۱-۶۱ است. با این تفاوت که به فن مجهز شده است.

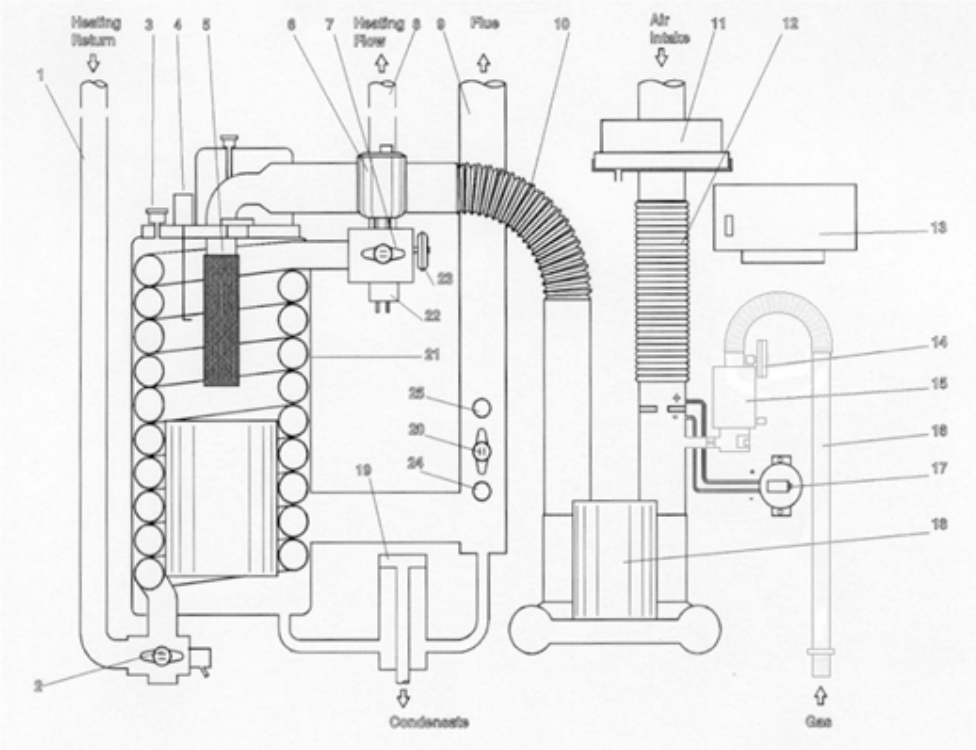


شکل ۱-٦۱ نمایی از پکیج دیواری با تامین آبگرم فوری (منبع : کاتالوگ Keston)

در شکل ۱-۶۲ نمونه دیگری از سیستم پکیج دیواری که فقط وظیفه گرمایشی را داراست، ارائه شده است. از این سیستم می توان برای تامین آب‌گرم در یک مدار جداگانه استفاده نمود. به عبارت دیگر این سیستم‌ها وظیفه گرمایش سیال عامل سیکل را بعهده دارند. این تجهیزات همانند بویلر موتورخانه مرکزی اجرای وظیفه می‌نمایند. از خصوصیات این سیستم‌ها آن است که گاز و هوا قبل از فن ترکیب شده و سپس در محفظه احتراق محترق می‌شوند. به علت قابلیت جذب انرژی معمولاً عمل تقطیر آب بر روی لوله‌های ورودی آب برگشتی انجام شده و بنابراین دود خروجی از محتوای انرژی کمتری برخوردار بوده و لذا راندمان انرژی چنین وسایلی بالاتر است. شرح مهمترین قطعات سیستم بصورت زیر قابل ارائه است:

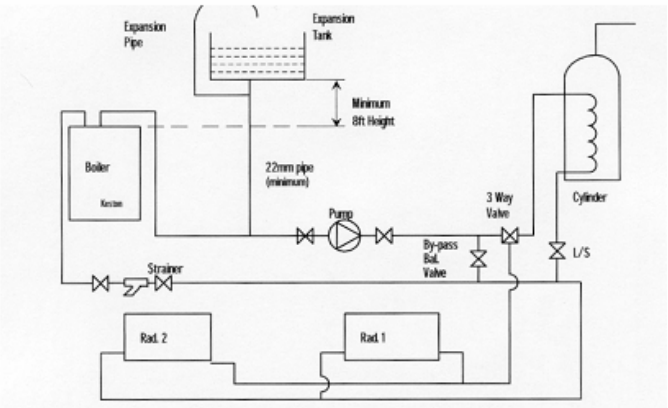
۱- آب برگشتی سیکل
۲- ترموستات آب برگشتی
۳- سنجش‌گر فشار پایین دست جریان
۴- جرقه زن و سنجش‌گر شعله
۵- مشعل
۶- هواگیر اتوماتیک
۷- ترموستات حد بالا
۸- آب رفت سیکل
۹- دودکش
۱۰-اتصال انعطاف پذیر گاز/هوا
۱۱-فیلتر هوا
۱۲-اتصال انعطاف پذیر هوا
۱۳-جعبه کنترل شعله
۱۴-سوییچ فشار پایین گاز
۱۵-کنترل چند کاره گاز
۱۶-اتصال قابل انعطاف گاز ورودی
۱۷-سوییچ فشار هوا
۱۸-دمنده مشعل
۱۹-تله آب تقطیر شده
۲۰-ترموستات حد بالای حرارتی دودکش
۲۱- مبدل حرارتی
۲۲-ترموستات حدبالای حرارتی سیال درجریان
۲۳- سوییچ فشار پائین آب
۲۴- مکان آزمون احتراق

طرز عمل سیستم بدین صورت است که ابتدا گاز با هوا در لوله ۱۰ مخلوط شده و توسط فن به داخل محفظه احتراق تزریق شده و توسط جرقه زن‌ها محترق می شود. حرارت ایجاد شده توسط مبدل حرارتی ۲۱ جذب می‌شود.

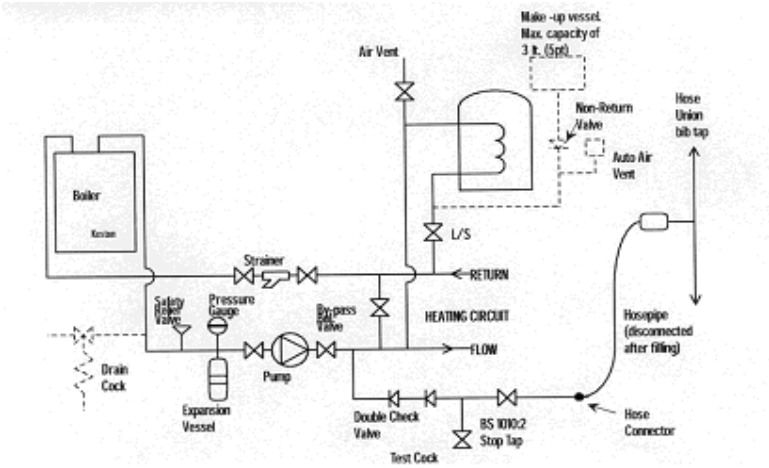


شکل ۱-۶۲ نمونه ای از پکیج دیواری (منبع: کاتالوگ شرکت Keston)

از این دستگاه می توان در دو سیکل نشان داده شده در شکلهای ۱-۶۳ و ۱-۶۴ استفاده نمود. تفاوت دو سیستم در نوع منبع انبساط آن‌ها می‌باشد.



شکل ۱-۶۳ مدار عملکرد پکیج شکل۱-۶۲ با منبع انبساط باز



شکل ۱-٦٤ مدار عملکرد پکیج شکل ۱-٦۲ با منبع انبساط بسته

۱-۲-۱۲-۲ پارامترهای مؤثر در طراحی

مهمترین اجزایی که در عملکرد سیستم مؤثر بوده و راندمان سیستم را تحت تأثیر قرار می‌دهند به شرح زیر قابل ملاحظه است:

۱- مبدل حرارتی آبگرم مصرفی

۲- جرقه زن

۳- فن

۴- محفظه احتراق و مبدل حرارتی اصلی

۵- پمپ

۶- سیستم کنترلی

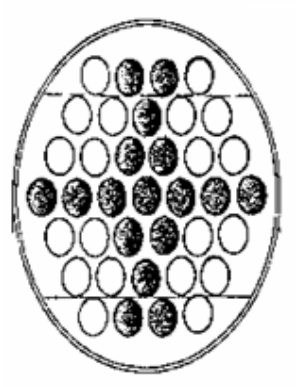
۷- سیستم اشتعال

در ادامه به شرح هر یک و بررسی تاثیری که در راندمان دارند می‌پردازیم.

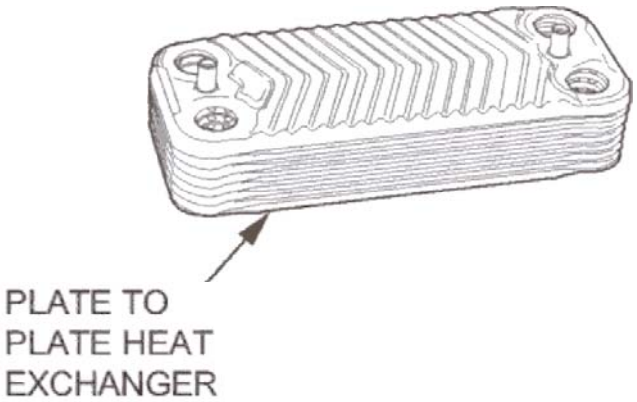
۱-۲-۱۲-۲-۱ مبدل حرارتی آبگرم مصرفی

مبدلهای حرارتی در راندمان سیستم بسیار مؤثر هستند، بنابراین می بایست ضریب کارایی مبدل افزایش یابد. بعنوان مثال هرگاه به جای مبدل پوسته- لوله از مبدلهای صفحه‌ای در تولید آبگرم مصرفی استفاده شود راندمان سیستم افزایش خواهد یافت.

استفاده از این مبدل‌ها امروزه رایج شده است زیرا در حجم کم سطح انتقال حرارت افزایش می‌یابد. از معایب مبدلهای صفحه‌ای می‌توان به افت فشار نسبتاً بالای مبدل اشاره نمود. در شکل ۱-۶۲ نمونه ای از مبدلهای پوسته لوله و در شکل ۱-۶۶ نمونه ای از مبدلهای صفحه ای نشان داده شده است.



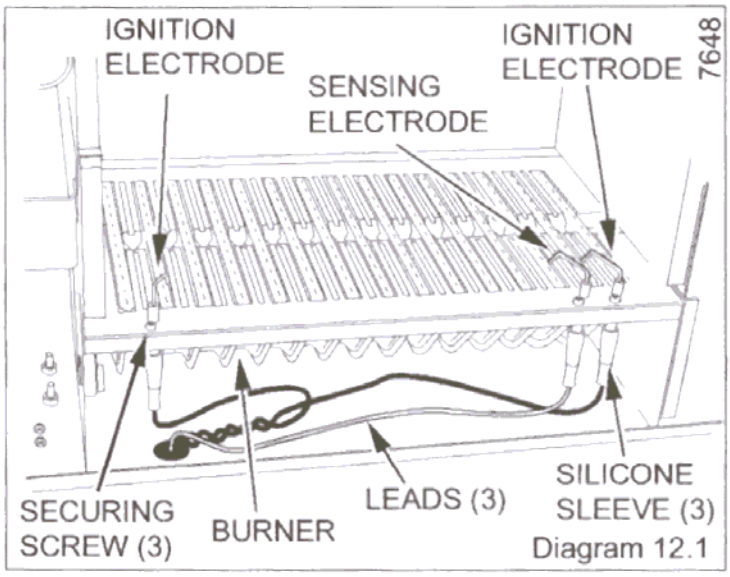
شکل ۱-٦٥ نمونه ای از مبدلهای پوسته لوله



شکل ۱-٦٦ نمونه ای از مبدلهای صفحه ای

۱-۲-۱۲-۲-۲ جرقه زن

همانگونه که مشخص شده بار حرارتی تولیدی توسط شمعک سیستم بعنوان بار حرارتی مصرفی محسوب می‌شود، بنابراین در صورتیکه از سیستم‌هایی استفاده شود که وجود شمعک را غیر ضروری می‌نمایند در بهبود راندمان سیستم مؤثر است. نمونه ای از این سیستم ها که مجهز به سنسور تشخیص شعله می باشند در شکل ۱-۶۷ ارائه شده است. این سیستم از نوعی است که محصولات احتراق توسط دمش فن تخلیه می‌گردند.

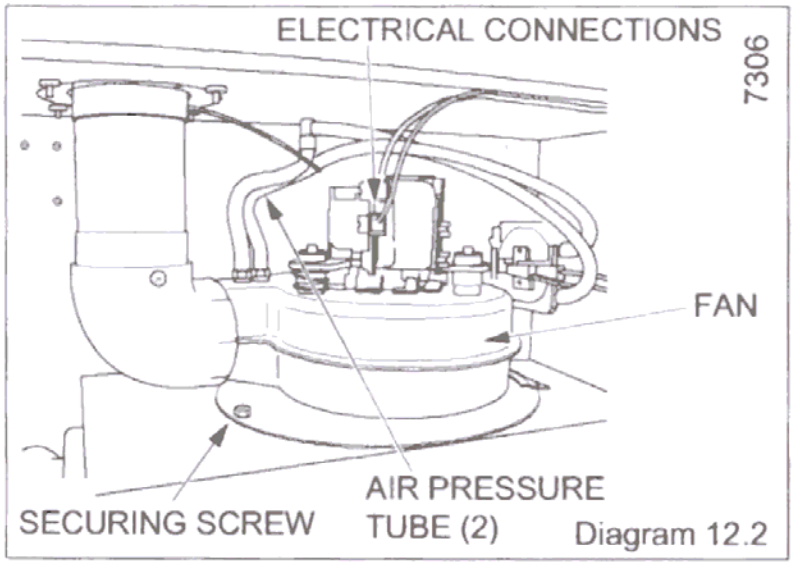


شکل ۱-۶۷ نمونه ای از سیستم بدون شمعک

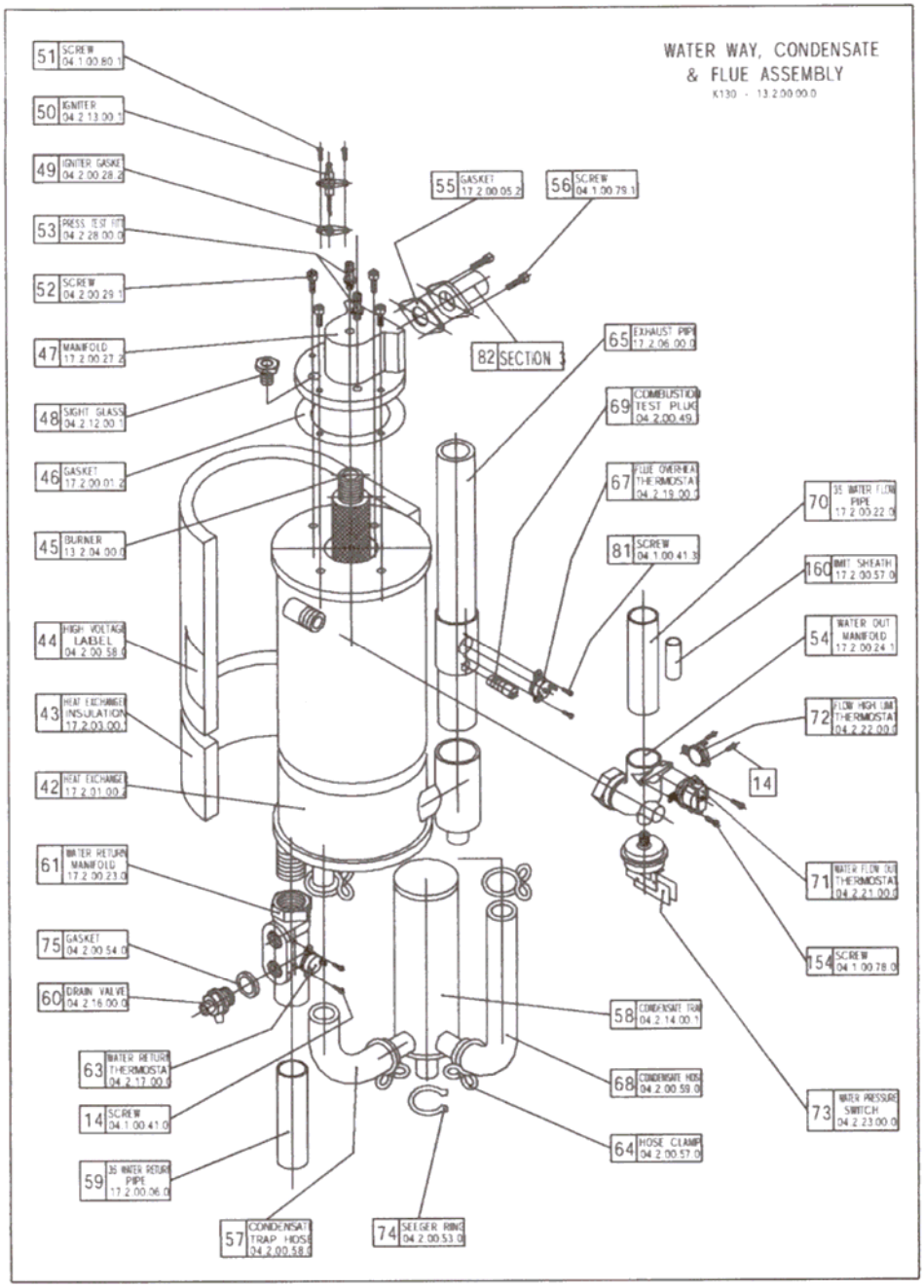
بنابراین شمعک در شرایط فوق وجود نداشته و سیستم جرقه زن برقی و سنسور تشخیص شعله جایگزین آن شده است.

۱-۲-۱۲-۲-۳ فن

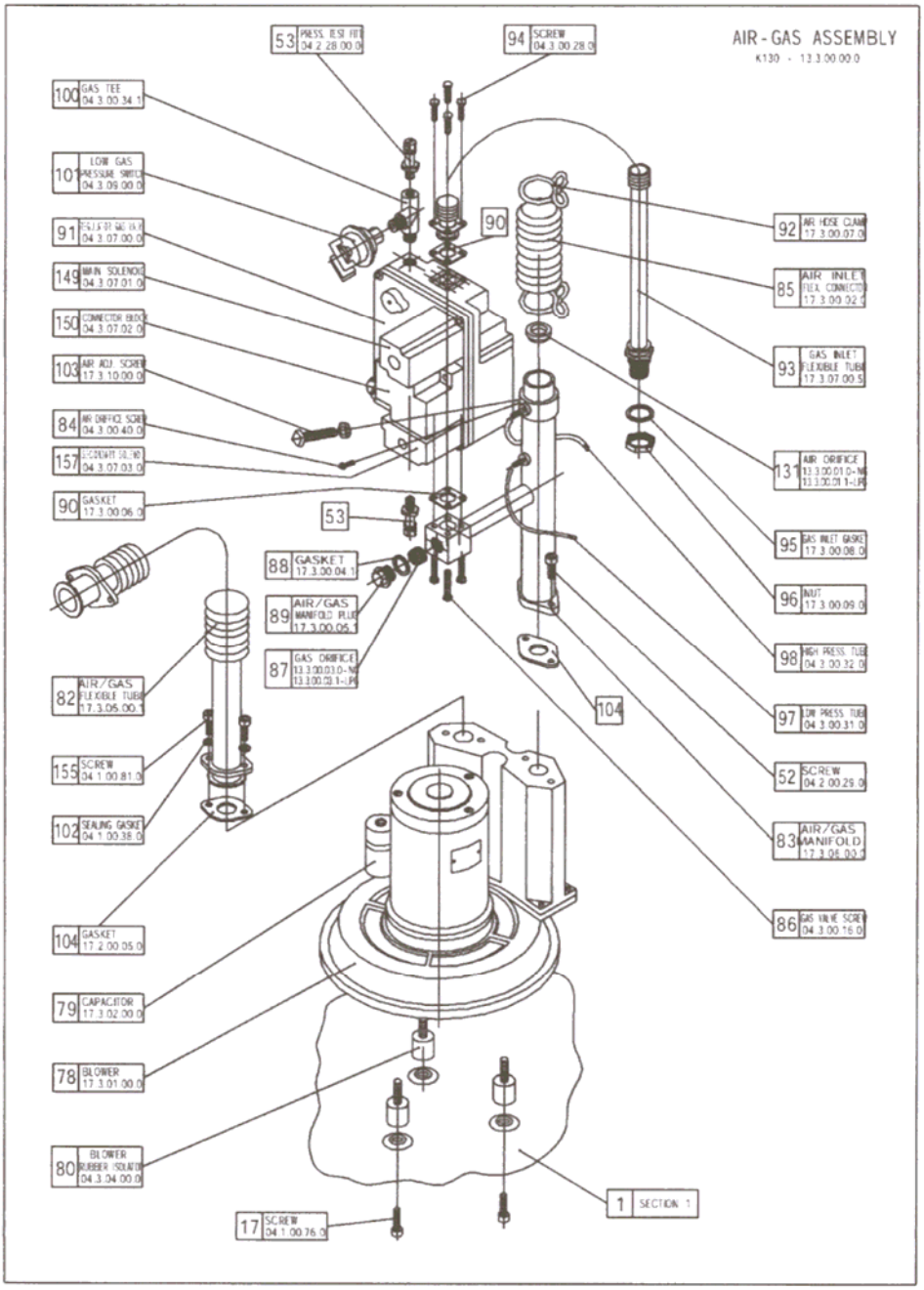
فن یکی از وسایلی است که در چنین سیستم‌هایی توان الکتریکی مصرف می‌نماید، بنابراین در صورت استفاده از فن-هایی با راندمان بالا صرفه‌جویی بیشتری در انرژی مصرفی خواهد شد. بدیهی است عملکرد صحیح فن و متغیر بودن دور آن می‌تواند احتراق را پایدار نموده و انعطاف پذیری بیشتری در دامنه توان تولیدی ایجاد نماید و مصرف کننده را قادر می‌سازد که فقط به مقدار مورد نیاز انرژی حرارتی تولید و استفاده نماید. در شکل ۱-۶۸ یک نمونه از فن‌های بکار رفته برای تخلیه محصولات احتراق و در شکلهای ۱۲-۶۹ و ۱-۷۰ نمونه ای از فن‌های بکار رفته برای ایجاد اختلاط در گاز و هوا و تزریق آن به محفظه احتراق نشان داده شده است.



شکل ۱-۶۸ فن بکار رفته برای تخلیه محصولات احتراق و به تبع آن مکش هوای احتراق از محیط آزاد



شکل ۱-۶۹ مونتاژ محفظه احتراق برای نصب فن بکار رفته جهت ایجاد ترکیب سوخت و هوا و به تبع آن تخلیه محصولات احتراق



شکل ۱-۷۰ نقشه مونتاژ قطعات مختلف فن برای ایجاد ترکیب سوخت و هوا

۱-۲-۱۲-۲-٤ محفظه احتراق و مبدل حرارتی اصلی

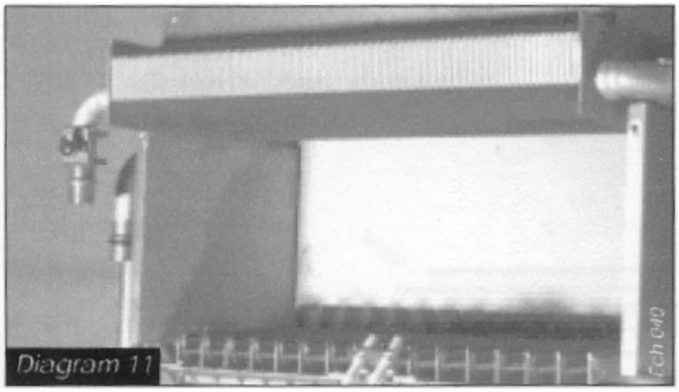
هر چه محفظه احتراق بهتر طراحی شود و عمل انتقال حرارت به آب بهتر صورت گیرد راندمان سیستم افزایش می‌یابد. شکل مبدل می‌تواند در این امر بسیار مهم باشد. در شکل ۱-۷۱ نمونه‌ای از یک محفظه احتراق برای احتراق اتمسفریک نشان داده شده است.

شکل ۱-۷۱ مبدل حرارتی و محفظه احتراق اتمسفریک

شکل ۱-۷۲ نمونه دیگری از محفظه‌های احتراق را به نمایش می‌گذارد. در این شکل سیال در فضای بین لوله‌ها و محصولات احتراق از داخل لوله‌های قائم توسط مکش ایجاد شده بوسیلهٔ فن عبور می‌نمایند.

شکل ۱-۷۲ مبدل حرارتی محفظه احتراق اتمسفریک

در شکل ۱-۷۳ محفظه احتراق و مبدل حرارتی که سیال در داخل پوسته، آبگرم مصرفی در داخل لوله و محصولات احتراق در پیرامون آن حرکت می‌نمایند، نشان داده شده است.



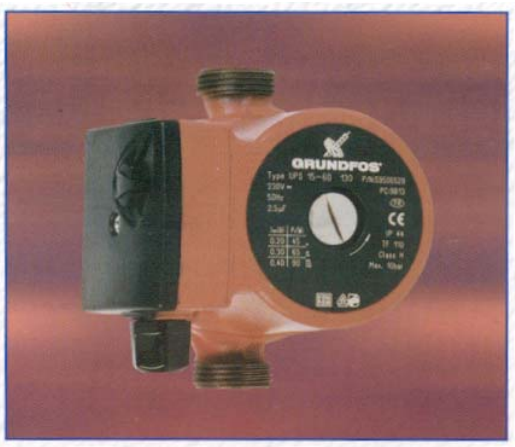
شکل ۱-۷۳ نمونه ای از محفظه احتراق و مبدل حرارتی

امروزه جهت جلوگیری از انتقال حرارتی به محیط معمولاً جداره محفظه احتراق عایق بندی می‌شود که این امر به بالا رفتن راندمان و کاهش تلفات کمک مؤثری می‌نماید.

۱-۲-۱۲-۲-۵ پمپ

معمولاً سیستم‌های پکیج دیواری دارای پمپ جهت گردش آبگرم در مدار بسته می‌باشند و برخی از اوقات پمپ برای تامین آبگرم مصرفی نیز بکار می‌رود. وجود چنین پمپ‌هایی برای سیستم ضروری بوده و باعث بالا رفتن ضریب انتقال می‌گردد.

بنابراین می‌بایست در این سیستم‌ها از پمپ‌هایی استفاده نمود که حداکثر راندمان را دارا بوده و سیستم پکیج دیواری چنان طراحی گردد که حداقل مقاومت اصطکاکی را داشته باشد. در شکل ۱-۷۴ یک نمونه از پمپ‌های سیرکوله آب-گرم گرمایشی نشان داده شده است.



شکل ۱-۷٤ نمونه ای از پمپ های سیرکوله آبگرم گرمایشی

۱-۲-۱۲-۲-٦ سیستم کنترلی

امروزه سیستم‌های کنترلی پیشرفت چشمگیری داشته‌اند بطوریکه این سیستم‌ها قابل برنامه‌ریزی بوده و در آن می‌توان عملکرد سیستم را برای ۷ روز برنامه‌ریزی نمود. چنین سیستم‌هایی امکان تنظیم دقیق دمای مورد نیاز محل زندگی را بوجود آورده و به میزان قابل ملاحظه‌ای مصرف انرژی را کاهش می‌دهند. در شکل ۱-۷۵ نمونه‌ای از این سیستم که تا ۲۴ ساعت قابلیت برنامه ریزی دارد، نشان داده شده است.

شکل ۱-۷۵ نمونه ای از سیستم های کنترلی قابل برنامه ریزی

۱-۲-۱۲-۲-۷ سیستم اشتعال

بطور کلی سیستم احتراق از نظر تخلیه دود به دو صورت جابجایی آزاد و اجباری می‌باشد. معمولاً راندمان سیستم‌های جابجایی آزاد حدود ۱۰٪ کمتر از راندمان سیستم‌های اجباری یا فن‌دار است. این امر به دلیل قابلیت انتقال حرارت بالای سیستم و امکان کاهش دمای دود خروجی به دلیل جابجایی اجباری است. سیستم های جابجایی اجباری نیز به دوگونه می‌باشند. سیستم‌هایی که عمل اختلاط گاز قبل از محفظه احتراق، توسط فن صورت می گیرد و سیستم‌هایی که فن فقط وظیفه تخلیه محصولات احتراق و تامین هوای احتراق را بعهده دارد. معمولاً راندمان حرارتی سیستم‌هایی که عمل اختلاط گاز قبل از فن صورت می گیرد بالاتر می‌باشد. در این سیستم‌ها معمولاً عمل تقطیر بخار آب موجود در گازهای احتراق انجام گرفته و انرژی نهان تبخیر به مبدلهای حرارتی انتقال یافته و این امر باعث افزایش راندمان می‌شود. از دیگر مطالب قابل توجه در این سیستم‌ها وجود دمپرهای دودکش است که در هنگام قطع سیستم از ایجاد کوران در دودکش جلوگیری نموده، تلفات حرارتی سیستم را کاهش می‌دهد. در شکل۱-۷۶ نمونه‌ای از دمپرهای دودکش ارائه شده است.

شکل ۱-۷٦ دمپر دودکش برای جلوگیری از تلفات پکیج در زمان خاموشی

باید توجه نمود که در دو سیستم جابجایی طبیعی و اجباری که فن تخلیه محصولات احتراق را بعهده دارد مسیر عبور دود به سمت بالا است، در صورتیکه در سیستم هایی که فن وظیفه اختلاط هوا و گاز را بعهده دارد، محصولات احتراق معمولاً سیری رو به پائین را در محفظه احتراق طی می نمایند که این مسئله نیز به افزایش راندمان کمک می‌نماید.

۱-۲-۱۳ مقایسه فناوری پکیج چگالشی و پکیج معمولی

با توجه به بررسی های ارائه شده می توان گفت مهمترین حرکت در زمینه صرفه جویی، استفاده از سیستم های کنترلی پیشرفته و تغییر الگوی خانه سازی از دودکش های معمولی به سمت دودکش های دو جداره است. با این فرآیند قادر خواهیم بود میزان قابل توجهی در زمینه انرژی مصرفی صرفه جویی ایجاد نماییم. شایان ذکر است که سیستم های پکیج دیواری در سالهای آتی گسترش زیادی به دلیل جهت گیری خانه‌سازی به سمت آپارتمان نشینی و افزایش بهای سوخت خواهند داشت و از هم اکنون می‌بایست نسبت به افزایش تکنولوژی چنین سیستم های اقدام نمود.

در قسمت به بررسی موضوعی تنفاوت‌های موجود در تکنولوژی استفاده شده به منظور ساخت هر یک از پکیج‌های معمولی و چگالشی پرداخته شده است. این تفاوت‌ها عبارتند از:

۱-۲-۱۳-۱ مبدل حرارتی

مهمترین تفاوت موجود میان پکیج‌های معمولی و چگالشی استفاده از مبدل حرارتی چگالشی می‌باشد. مبدل حرارتی در پکیج چگالشی به گونه‌ای طراحی می‌شود که بیشترین مقدار چگالش گازهای خروجی را تأمین کند. این در حالی است که مبدل حرارتی و لوله‌های سیستم مکش گازهای خروجی پکیج‌های معمولی باید به گونه‌ای طراحی شوند که از هرگونه چگالش در آنها جلوگیری شود. در صورت رخ دادن چگالش در پکیج‌های معمولی، از آنجا که این پکیج‌ها برای مقومت در برابر محیط‌های خورنده طراحی نشده‌اند، طول عمر پکیج به شدت کاهش می‌یابد.

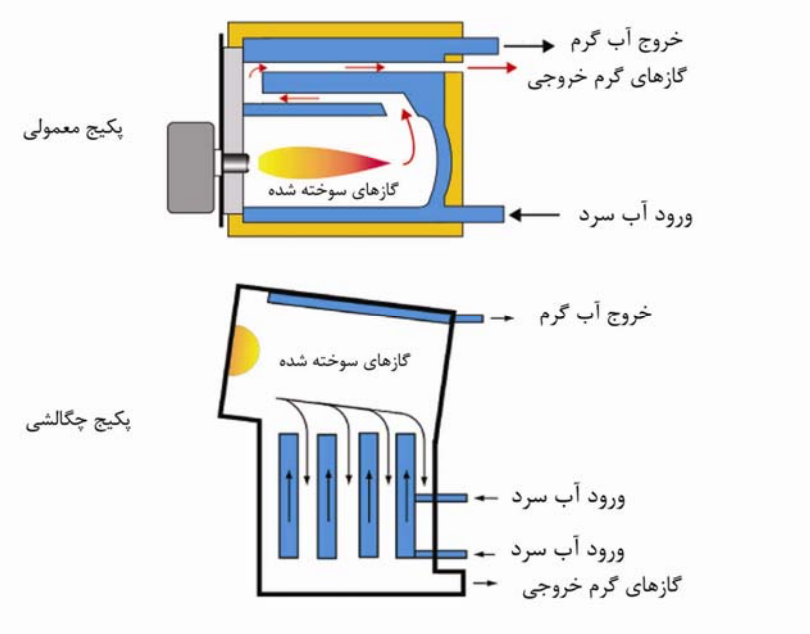
علاوه بر چگالشی بودن مبدل حرارتی استفاده شده در یک پکیج معمولی تفاوت دیگری نیز وجود دارد و آن وجود یک مبدل حرارتی ثانویه می‌باشد. همانگونه که گفته شد، این مبدل از نوع مبدل صفحه‌ای می‌باشد و وظیفه تامین آب گرم مصرفی داخل خانه را بعهده دارد.

۱-۲-۱۳-۲ سیستم مکش گازهای خروجی

همانگونه که ذکر شد سیستم مکش گازهای حاصل از احتراق در پکیج‌های معمولی باید به گونه‌ای طراحی شود که از چگالش در طول مسیر جلوگیری شود، ولی در پکیج‌های چگالشی لوله‌های استفاده شده در مسیر مکش هوا باید از موادی مقاوم در برابر خوردگی ساخته شوند زیرا دمای گازهای خروجی در پکیج‌های چگالشی کمتر از دمای شبنم آنهاست. در ضمن در طول طراحی مسیر مکش گازها توجه به این نکته نیز الزامی است که باید مکانی مناسب جهت خروج مایعات اسیدی حاصل شده از چگالش تعبیه شود.

۱-۲-۱۳-۳ نحوه قرار گرفتن مشعل

در پکیج‌های چگالشی مشعل باید به گونه‌ای طراحی شود که جهت حرکت گازهای خروجی خلاف جهت جریان آب داخل مبدل حرارتی باشد. این طراحی منجر به افزایش اختلاف دمای متوسط لگاریتمی و در نتیجه افزایش انتقال حرارت از گازهای خروجی به آب داخل مبدل می‌شود. تفاوت جهت حرکت گازهای خروجی در پکیج‌های چگالشی و معمولی در شکل۱-۷۷ به صورت شماتیک نمایش داده شده است.



شکل ۱-۷۷ مقایسه نحوه قرار گرفتن مشعل و مبدل در پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی

۱-۲-۱۳-٤ سیستم کنترل

تفاوت‌های موجود در سیستم‌های کنترلی پکیج‌های چگالشی و معمولی در واقع از تفاوت موجود در عواملی می‌باشد که لازم است کنترل شوند. همانگونه که ذکر شد تنظیم نسبت هوا به سوخت در پکیج‌های چگالشی بسیار مهم است.

۱-۳ تئوری حاکم بر انتقال حرارت و ترمودینامیک

در این فصل به بررسی تئوری حاکم بر انتقال گرما در پکیج‌های چگالشی و اثرات چگالش، انواع مبدلهای حرارتی و مسایل مربوط به پارامترهای طراحی آن پرداخته شده است تا بتوان در ادامه و در فصول بعدی به بررسی محاسبات طراحی در این زمینه پرداخت.

۱-۳-۱چگالش

چگالش در پکیج‌های چگالشی در محل‌های متفاوتی رخ می دهد، اما محل اصلی چگالش گازهای خروجی، مبدل حرارتی اصلی (چگالشی) می‌باشد. علاوه بر مبدل حرارتی گازها در مسیر لوله‌های خروج گاز از پکیج نیز چگالیده می-شوند.

عمل چگالش به عوامل متعددی بستگی دارد و بسته به محل چگالش (میعان)، مکانیزم مربوط به آن نیز از سیستمی به سیستم دیگر متفاوت خواهد بود. چگالش انجام شده در مبدل حرارتی از نوع چگالش لایه‌ای در سیستم های شعاعی می‌باشد، در حالی که چگالش صورت گرفته در لوله خروجی گاز (یا دودکش) که به صورت عمودی قرار دارد از نوع چگالش لایه‌ای آرام روی یک سطح قائم و یا چگالش لایه‌ای مغشوش می‌باشد. تئوری حاکم به هر یک از این مکانیزم‌های چگالش در ادامه ارائه شده است تا بتوان عوامل مهم طراحی و ساخت بویلرهای چگالشی را مورد بحث و بررسی قرار داد.

۱-۳-۱-۱چگالش لایه‌ای آرام روی یک سطح قائم

این مکانیزم در شکل ۱-۷۸ نمایش داده شده است. به منظور تحلیل آن چندین فرض اساسی در نظر گرفته می‌شوند.

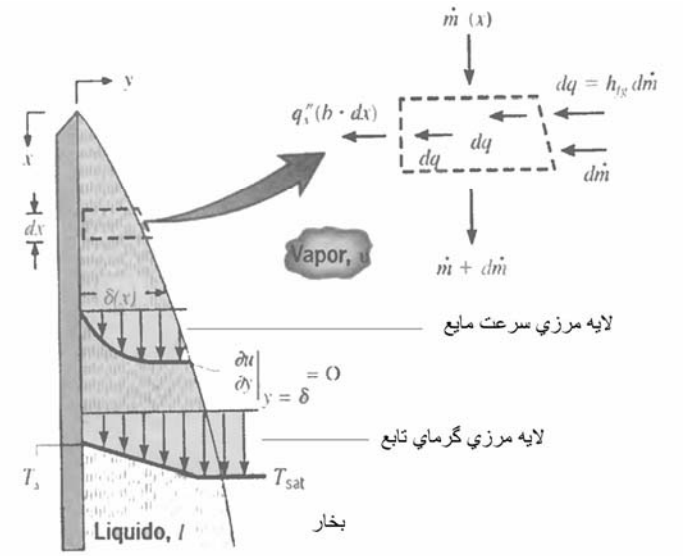
این فرض ها عبارتند از:

۱- جریان لایه مایع آرام وخواص آن ثابت فرض می‌شود.

۲- فرض می‌شود گاز یک ماده خالص و دمای یکنواخت آن برابر با T_{sat} باشد. با فرض عدم حضور گرادیان دما در بخار، انتقال گرما به سطح مشترک مایع- بخار تنها در اثر میعان در این سطح است نه در اثر هدایت از بخار.

۳- فرض می‌شود تنش برشی در سطح مشترک ناچیز باشد که در این صورت $\partial u/\partial y|_{y=\delta}=0$ است. با این فرض و با فرض قبلی دمای یکنواخت برای بخار نیازی به در نظر گرفتن لایه مرزی سرعت و گرما در بخار، چنانکه در شکل ۱-۷۸ نشان داده شده است، نخواهد بود.

۴- انتقال اندازهٔ حرکت و انرژی در لایه مایع ناچیز فرض می‌شود. این فرض باتوجه به کم بودن سرعت‌ها در لایهٔ مایع معقول است. در نتیجه انتقال گرما در لایهٔ مایع فقط در اثر هدایت است که در این صورت توزیع دما در آن خطی خواهد بود.



شکل ۱-۷۸ شرایط لایه مرزی برای تجزیه و تحلیل نوسلت برای سطح قائم

در حالت چگالش لایه‌ای آرام روی یک سطح قائم، مقدار ضریب انتقال حرارت جابجائی از رابطهٔ (۱-۳-۱) بدست می‌آید.

$$\bar{h}_L = ۰.۹۴۳\left[\frac{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)h'_{fg}L^۳}{\mu_۱k_۱(T_{sat}-T_s)}\right]^{۱/۴} \qquad (۱-۳-۱)$$

در این رابطه h'_{fg} گرمای نهان اصلاح شده می‌باشد که به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$h'_{fg} = h_{fg} + ۰.۶۸c_{p,l}(T_{sat}-T_s) \qquad (۲-۳-۱)$$

$$h'_{fg} = h_{fg}(۱+۰.۶۸Ja) \qquad (۳-۳-۱)$$

سایر پارامترهای استفاده شده در رابطه ۱-۳-۱ در جدول ۱-۶۴ معرفی شده‌اند.

جدول ۱-٦٤ معرفی نمادهای استفاده شده در رابطه ۱-۳-۱

توضیح	نماد
چگالی آب	ρ_l
چگالی بخار	ρ_v
ضریب انتقال حرارت رسانش	$k_۱$
ویسکوزیته	$\mu_۱$
دمای اشباع بخار	T_{sat}
دمای سطح	T_s

بااستفاده از مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی بدست آمده، مقدار انتقال حرارت از گاز در حال چگالش به سطح مبدل حرارتی و نرخ کل چگالش از روابط زیر حاصل می‌شوند:

$$q = \bar{h}_L\, A(T_{sat}-T_s) \qquad (٤-۳-۱)$$

$$\dot{m} = \frac{q}{h'_{fg}} = \frac{\bar{h}_L\, A(T_{sat}-T_s)}{h'_{fg}} \qquad (۵-۳-۱)$$

۱-۳-۱-۲ چگالش لایه ای مغشوش

ممکن است جریان گازهای خروجی در داخل لوله‌های خروجی گاز بعد از عبور از مبدل حرارتی مغشوش شده باشد.

در این صورت به منظور محاسبهٔ ضریب کلی انتقال حرارت از رابطه‌های زیر استفاده می‌شود:

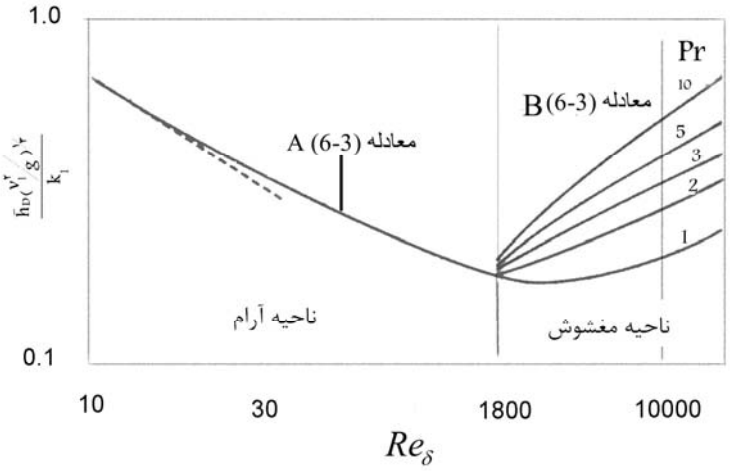
$$\begin{cases} \dfrac{\bar{h}_L\left(v_l^2/g\right)^{1/3}}{k_l} = \dfrac{Re_\delta}{1.08\,Re_\delta^{1.22} - 5.2} \rightarrow .....(A)..... 30 \le Re_\delta \le 1800 \\ \dfrac{\bar{h}_L\left(v_l^2/g\right)^{1/3}}{k_l} = \dfrac{Re_\delta}{8750 + 58\,Pr^{-0.5}\left(Re_\delta^{0.75} - 253\right)} \rightarrow ..(B)..\, Re_\delta \ge 1800 \end{cases} \qquad (۱-۳-۶)$$

در این روابط Re_δ به صورت زیر تعریف می‌شود.

$$Re_\delta = \frac{4 g \rho_l (\rho_l - \rho_v) \delta^3}{3 \mu_l^2} \qquad (۱-۳-۷)$$

پس از بدست آمدن مقدار ضریب انتقال حرارت جابجایی می‌توان از روابط ۱-۳-۴ و ۱-۳-۵ به منظور بدست آوردن گرمای مبادله شده با مبدل حرارتی و نرخ کلی چگالش استفاده کرد.

نمایش ترسیمی روابط فوق در شکل ۱-۷۹ نشان داده است و روند تغییرات آن برای آب در محدودهٔ $1 < Re_\delta < 7200$ به وسیله گریگوریک و همکارانش مورد تأیید تجربی قرار گرفت اما شرایط مربوط به تبدیل جریان به مغشوش ($Re_\delta \approx 1800$) هنوز قطعی نیست و تحقیقات در این زمینه ادامه دارد.



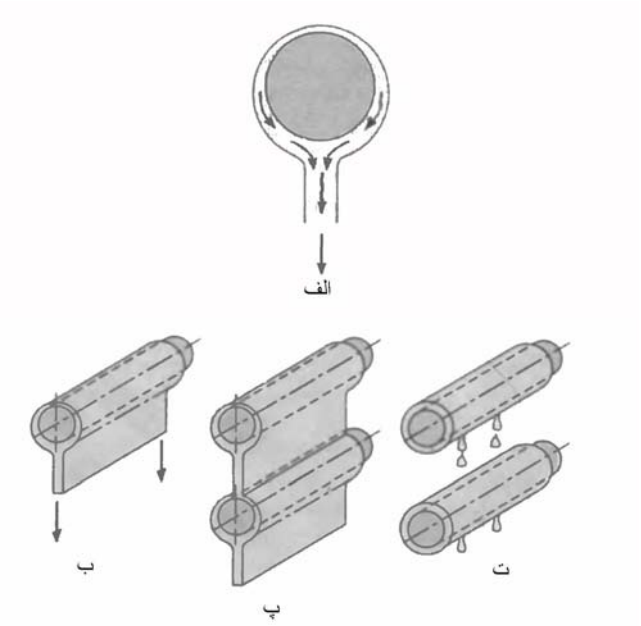
شکل۱-۷۹ نمایش معادلات چگالش لایه‌ای مغشوش

۱-۳-۱-۳ چگالش لایه‌ای در سیستم های شعاعی

تجزیه و تحلیل نوسلت را می‌توان به میعان لایهٔ آرام روی لولهٔ افقی و کره تعمیم داد (شکل ۱-۸۰) و ضریب انتقال گرمای متوسط را می‌توان به صورت زیر نوشت:

$$\bar{h}_D = C\left[\frac{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)k_l^{3}h'_{fg}}{\mu_l[T_{sat}-T_s]D}\right]^{1/4} \qquad (۱-۳-۸)$$

که در آن برای کره $C=0.815$ و برای لوله $C=0.729$ است.



شکل ۱-۸۰ میعان لایه‌ای روی (الف) یک کره، (ب) یک لولهٔ افقی، (پ) ستونی از لوله‌های افقی زیر هم با لایهٔ مایع پیوسته و (ت) با ریزش قطره‌ای بین لوله ها

برای ستونی از N لوله افقی زیر هم، شکل (۱-۸۰ پ)، ضریب انتقال گرمای متوسط (روی N لوله) را می‌توان ار رابطهٔ زیر به دست آورد.

$$\bar{h}_{D,N} = ۰.۷۲۹\left[\frac{g\rho_l(\rho_l-\rho_v)k_l{}^{۳}h'_{fg}}{N\mu_l[T_{sat}-T_s]D}\right]^{۱/۴} \qquad (۹-۳-۱)$$

یعنی $\bar{h}_{D,N} = \bar{h}_D\, N^{-۱/۴}$ که در آن $\bar{h}_D$ ضریب انتقال گرمای لوله اولی (بالایی) است. این آرایش غالباً در کندانسورها به کار گرفته می‌شود. کاهش $\bar{h}$ یا افزایش N را می‌توان به افزایش ضخامت لایه در لوله‌های پایین نسبت داد. معادلات (۱-۳-۸) و (۱-۳-۹) وقتی که برای بخار خالص به کار برده شوند، معمولاً با نتایج تجربی سازگار بوده و اندکی کمتر پیش بینی می‌کنند. این اختلاف ممکن است به واسطهٔ موجدار شدن سطح مایع روی لوله باشد. برای

مجموعه لوله‌ها فرض می‌شود لایهٔ مایع به طور پیوسته بین لوله‌ها جریان دارد- شکل (۱-۸۰ پ)- و از دو اثر صرف نظر می‌شود، یکی انتقال گرما به لایه مایع بین دو لوله ودومی افزایش اندازهٔ حرکت لایهٔ مایع وقتی که آزادانه تحت تأثیر نیروی جاذبه روی لوله‌های پایینی می‌ریزد. این اثرات موجب افزایش انتقال گرما شده و چن[1] آنها رابرحسب عدد جاکوب(Ja) و تعداد لوله‌ها بیان نمود. به هر حال برای $Ja \leq ۰.۱$ انتقال گرما کمتر از ۱۵٪ افزایش می‌یابد. علی رغم این اصلاحات نتایج تجربی هنوز کمی بیش از مقادیر پیش بینی شده است. یکی از دلایل این اختلاف ممکن است این باشد که لایهٔ مایع بین لوله ها پیوسته نبوده و ممکن است مطابق شکل (۱-۸۰ ت) همراه با ریزش قطره‌ای باشد ریزش قطره‌ای قطر لایه پیوسته راکاهش داده، اغتشاش جریان را بالا برده و انتقال گرما را افزایش می‌دهد.

برای لوله‌های مورب با نسبت طول به قطر بزرگتر از $۱.۸tan\theta$ می‌توان با تعویض g با $g\cos\theta$ در معادلات فوق از آنها استفاده نمود. θ زاویه بین محور لوله و امتداد افق است. در صورت وجود گازهای میعان ناپذیر در بخار ضریب انتقال گرما کمتر از مقدار پیش بینی شدهٔ معادلات فوق خواهد بود.

۱-۳-۲ مبدل حرارتی

در ساختار پکیج‌های چگالشی از دو مبدل حرارتی استفاده می‌شود. مبدل حرارتی اول که مبدل حرارتی اصلی و یا چگالشی نامیده می‌شود، وظیفه انتقال حرارت حاصل از احتراق به آب موجود در سیستم را به عهده دارد. علاوه بر این چگالش گازهای خروجی نیز در این مبدل انجام می‌شود. پارامترهایی که برای طراحی این مبدل در اختیار طراح می‌باشد، شامل دمای ورودی و دمای خروجی می‌شود. دمای خروجی را در واقع محیط و نحوهٔ استفاده از پکیج مشخص می‌کند. این دما به طور معمول مقداری در حدود $50\text{-}60\ ^\circ C$ می‌باشد. دمای ورود گازهای گرم سوخته شده با استفاده از روابط مربوط به دمای آدیاباتیک[2] مشخص می‌شود. دمای خروج این گازها نیز نزدیک به دمای شبنم یعنی $55^\circ C$ می‌باشد.

[1] Chen
[2] Adiabatic

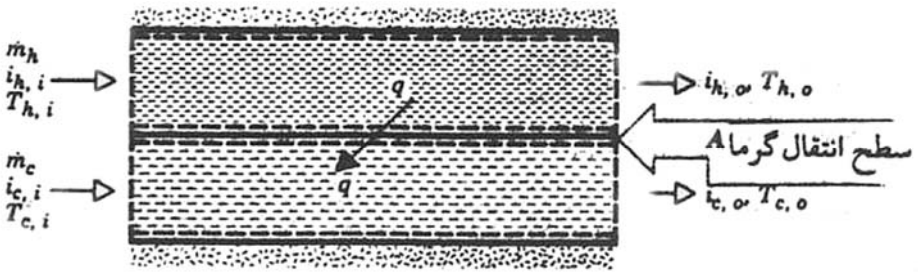
باتوجه به اینکه شرایط ورود و خروج سیال‌های کار مبدل حرارتی مشخص است از روش LMTD[1] به منظور تجزیه و تحلیل مبدل حرارتی استفاده می‌شود.

۱-۳-۲-۱ تجزیه و تحلیل مبدل حرارتی: استفاده از اختلاف دمای متوسط لگاریتمی

برای طراحی یا پیش بینی عملکرد یک مبدل حرارتی، بایستی روابطی بین نرخ انتقال گرمای کلی و کمیاتی مانند دماهای ورودی و خروجی سیال، ضریب انتقال گرمای کلی و مساحت سطح انتقال گرما به دست آورد. دو مورد از این روابط را می‌توان با اعمال موازنهٔ انرژی کلی برای دو سیال، مطابق شکل ۱-۸۱ به دست آورد. مثلاً اگر نرخ کلی انتقال گرما بین سیال گرم و سرد باشد و انتقال گرمای بین مبدل حرارتی و محیط و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز باشند، بااعمال موازنهٔ انرژی، معادله‌های ۱-۳-۱۰ و ۱-۳-۱۱ نتیجه می‌شوند:

$$q = \dot{m}_h\left(i_{h,i} - i_{h,o}\right) \qquad (۱۰-۳-۱)$$

$$q = \dot{m}_c\left(i_{c,o} - i_{c,i}\right) \qquad (۱۱-۳-۱)$$



شکل ۱-۸۱ موازنهٔ انرژی کلی بین سیال‌های گرم وسرد یک مبدل حرارتی دو سیالی

[1] Log Mean Temperature Difference

که در آن **i** انتالپی سیال است اندیس‌های h و c اشاره به سیال گرم و سرد دارند، در حالی که i و o شرایط ورودی و خروجی را مشخص می کنند. اگر تغییر فازی در هیچ یک از سیالات رخ ندهد و گرماهای ویژه ثابت فرض شوند، روابط فوق به صورت زیر در می آیند:

$$q = \dot{m}_h c_{p,h}\left(T_{h,i} - T_{h,o}\right) \qquad \textbf{(۱-۳-۱۲)}$$

$$q = \dot{m}_c c_{p,c}\left(T_{c,o} - T_{c,i}\right) \qquad \textbf{(۱-۳-۱۳)}$$

دماهای ظاهر شده در این معادلات دماهای متوسط در مقاطع مربوطه‌اند توجه داشته باشید که معادلات **(۱-۳-۱۲)** و **(۱-۳-۱۳)** مستقل از آرایش جریان و نوع مبدل حرارتی هستند.

رابطهٔ مفید دیگر را می‌توان از ارتباط بین نرخ انتقال گرمایی کل q و اختلاف دمای بین دو سیال ΔT که به صورت زیر تعریف می‌شود به دست آورد:

$$\Delta T \equiv T_h - T_c \qquad \textbf{(۱-۳-۱۴)}$$

رابطهٔ مورد نظر تعمیمی از قانون سرمایش نیوتن است که در آن از ضریب انتقال گرمای کلی به جای ضریب جابه‌جایی استفاده می‌شود اما چون در طول مبدل حرارتی تغییر می‌کند، لازم است با دمای معادلی به شکل زیر کار شود:

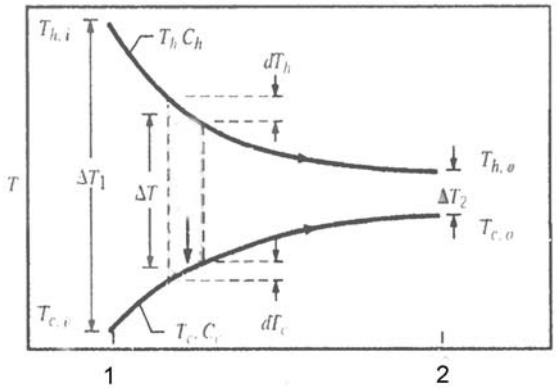
$$q = UA\Delta T_m \qquad \textbf{(۱-۳-۱۵)}$$

که در آن ΔT_m اختلاف دمای متوسط مناسب است. تجزیه و تحلیل یک مبدل حرارتی را می‌توان با استفاده از معادلات ۱-۳-۱۲ و ۱-۳-۱۳ و ۱-۳-۱۵ انجام داد، اما قبل از انجام این کار بایستی رابطهٔ مناسب ΔT را به دست آورد. به این منظور ابتدا مبدل حرارتی با آرایش جریان موازی را در نظر بگیرید.

۱-۳-۲-۲ مبدل حرارتی با جریان موازی

شکل ۱-۸۲ توزیع دایم سیال گرم و سرد را برای یک مبدل حرارتی جریان موازی نشان می‌دهد. اختلاف دما دمای ΔT ابتدا زیاد است ولی با افزایش x سریعاً کاهش می‌یابد و در نهایت به صفر می‌رسد. قابل ذکر است که در

چنین مبدلی، دمای خروجی سیال سرد هرگز از دمای خروجی سیال گرم تجاوز نمی‌کند. در شکل ۱-۸۲ اندیس های ۱ و ۲ در انتهای مبدل حرارتی را مشخص می‌کنند.



شکل ۱-۸۲ توزیع دماها برای یک مبدل حرارتی جریان موازی

این قرارداد برای تمام انواع مبدل‌های حرارتی که بررسی می‌کنیم به کار خواهد رفت. در نتیجه برای مبدل جریان موازی داریم:

$$T_{c,o} = T_{c,۲}$$

$$T_{c,i} = T_{c,۱}$$

$$T_{h,o} = T_{h,۲}$$

$$T_{h,i} = T_{h,۱}$$

ΔT_m را می‌توان با اعمال موازنهٔ انرژی برای المان‌های کوچک دو سیال به دست آورد. مطابق شکل۱-۸۲ طول هر المان dx و مساحت سطح انتقال گرمای آن dA است. موازنه انرژی و تجزیه و تحلیلهای بعدی مبتنی بر فرضیات زیر است:

۱- مبدل حرارتی کاملاً عایقکاری شده بنابراین تبادل گرما فقط بین دو سیال گرم و سرد صورت می‌گیرد.

۲- هدایت طولی در امتداد لوله‌ها ناچیز است.

۳- تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل ناچیز است.

۴- گرمای ویژه سیالات ثابت‌اند.

۵- ضریب انتقال گرمای کلی ثابت است.

البته ممکن است در اثر تغییرات دما در طول مبدل، ضرایب گرمای ویژه تغییر کنند. ضریب انتقال گرمای کلی نیز ممکن است به علت تغییرات شرایط جریان و خواص ترموفیزیکی سیالات در طول مبدل تغییر کند. اما در بسیاری از کاربردها این تغییرات شدید نمی‌باشد و استفاده از مقادیر متوسط $c_{p,c}$ و $c_{p,h}$ و U برای مبدل حرارتی معقول به نظر می‌رسد.

با اعمال موازنه انرژی برای هر المان کوچک شکل ۱-۸۲ خواهیم داشت:

$$dq = -\dot{m}_h c_{p,h} dT_h = -C_h dT_h \qquad (۱-۳-۱۶)$$

$$dq = \dot{m}_c c_{p,c} dT_c = C_c dT_c \qquad (۱-۳-۱۷)$$

که در آن C_h و C_c به ترتیب ظرفیت گرمایی ورودی‌های گرم و سرداند. انتقال گرما از سطح dA را نیز به صورت زیر می‌توان نوشت:

$$dq = UATdA \qquad (۱-۳-۱۸)$$

که در آن $\Delta T \equiv T_h - T_c$ اختلاف دمای موضعی بین دو سیال است.

باتوجه به اینکه برای مبدل جریان موازی نشان‌داده‌شده در شکل ۱-۸۳ داریم $\Delta T_1 \equiv T_{h,i} - T_{c,i}$ و $\Delta T_2 \equiv T_{h,o} - T_{c,o}$. با یک سری جایگذاری می‌توان نتیجه گرفت:

$$q = UA\left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}\right) \qquad (۱۹-۳-۱)$$

با مقایسهٔ رابطهٔ اخیر با معادلهٔ (۱-۳-۱۵) نتیجه می‌گیریم که اختلاف دمای متوسط مناسب اختلاف دمای متوسط لگاریتمی ΔT_m است. بنابراین می‌توان نوشت:

$$q = UA\Delta T_m \qquad (۲۰-۳-۱)$$

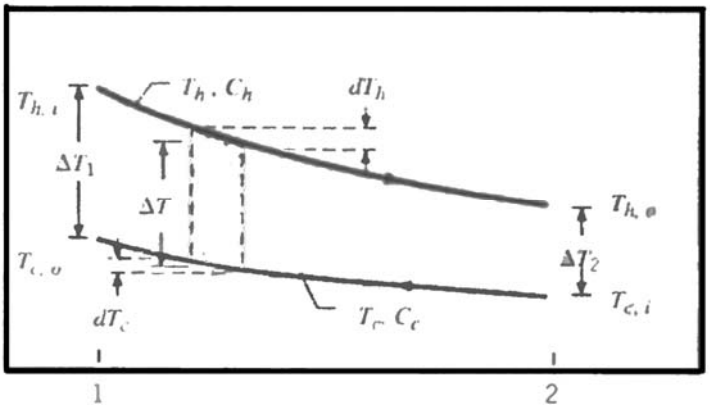
$$\Delta T_m = \left(\frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{ln(\Delta T_2 / \Delta T_1)}\right) \qquad (۲۱-۳-۱)$$

به خاطر داشته باشید که برای مبدل جریان موازی:

$$\begin{bmatrix} \Delta T_1 \equiv T_{h,1} - T_{c,1} \equiv T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_2 \equiv T_{h,2} - T_{c,2} \equiv T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \qquad (۲۲-۳-۱)$$

۱-۳-۲-۳ مبدل حرارتی با جریان مخالف

توزیع دمای سیالات گرم و سرد برای یک مبدل با جریان مخالف در شکل ۱-۸۳ نشان داده شده است. در این آرایش جریان، برخلاف آرایش جریان موازی، انتقال گرما بین قسمتهای گرم در سیال در یک انتها و قسمتهای سرد دو سیال در انتهای دیگر رخ می‌دهد، به این دلیل اختلاف دمای دو سیال $\Delta T \equiv T_h - T_c$ در هیچ جای این مبدل به بزرگی ناحیهٔ ورودی مبدل جریان موازی نیست. توجه داشته باشید که دمای خروجی سیال سرد در این حالت ممکن است از دمای خروجی سیال گرم بیشتر باشد.



شکل ۱-۸۳ توزیع دما برای مبدل حرارتی با جریان مخالف

معادلات (۱-۳-۱۰) و (۱-۳-۱۱) برای هر نوع مبدل حرارتی صادق اند، در نتیجه برای مبدل با جریان مخالف نیز قابل استفاده‌اند. علاوه بر آن با انجام تجزیه و تحلیلی مشابه آنچه که در بخش ۱-۳-۲-۲ صورت گرفت، می‌توان نشـان داد که معادلات (۱-۳-۲۰) و (۱-۳-۲۱) نیز قابل استفاده‌اند. اما برای مبدل جریان مخالف اختلاف دما در دو انتها بایسـتی به صورت زیر تعریف شوند.

$$\begin{bmatrix} \Delta T_۱ \equiv T_{h,۱} - T_{c,۱} \equiv T_{h,i} - T_{c,i} \\ \Delta T_۲ \equiv T_{h,۲} - T_{c,۲} \equiv T_{h,o} - T_{c,o} \end{bmatrix} \qquad \textbf{(۲۳-۳)}$$

قابل ذکر است که برای دماهای ورودی و خروجی مشابه، اختلاف دمای متوسط لگاریتمی آرایش جریان مخالف بزرگتر از آرایش جریان موازی است، یعنی $\Delta T_{lm,CF} > \Delta T_{lm,PF}$. در نتیجه برای مقدار برابر مساحت سـطح مـورد نیـاز، در آرایش جریان مخالف انتقال گرما "q" کوچکتر از آرایش جراین موازی خواهد بود. همچنین توجه داشـته باشـید کـه در آرایش جریان مخالف ممکن است $T_{c,o}$ بزرگتر از $T_{h,o}$ باشد، ولی در جریان موازی ممکن نیست. به همین دلیل است که در انتخاب مبدل حرارتی ثانویه در یک پکیج چگالشی (که وظیفه انتقال حرارت از آب موجـود در سیسـتم گرمـایش مرکزی به آب شهری به منظور تأمین آب گرم خانگی را بر عهده دارد)، به دلیل کوچک بودن این مبدل و در نتیجه کم بودن سطح انتقال حرارت، از یک مبدل صفحه‌ای جریان مخالف استفاده می‌شود.

۱-٤ استانداردهای مختلف در زمینه پکیج گازسوز در جهان

در این فصل استانداردهای موجود در جهان در زمینه پکیج دیواری (چگالشی و غیر چگالشی) جهت گرمایش و تامین آبگرم مصرفی خانگی مورد بررسی قرار گرفته و خلاصه‌ای از مهمترین استانداردها در جهان ارائه خواهد شد.

در میان استانداردهای بدست آمده، هر جا برچسب انرژی نیز وجود داشته، برچسب مذبور نیز مورد مطالعه قرار گرفته و خلاصه آن جهت بررسی اجمالی ارائه شده است.

۱-٤-۱ خلاصه‌ای از مطالعات انجام شده

استانداردهایی که عملکرد پکیج دیواری را بررسی می‌کنند، با جستجو در کتابخانه ها، مراکز اسناد علمی داخلی و سایت اینترنتی مؤسسه های صادر کننده مورد مطالعه قرار گرفته‌اند.

در نتیجه این مطالعات ۱۳ استاندارد و یک برچسب تهیه شد که لیست کامل آن درجدول ۱-۶۵ درج شده است. از میان استانداردهای مذکور ۶ استاندارد عملکرد و یک استاندارد برچسب انتخاب شد که در جدول ۱-۶۶ ارائه شده است. تنها استاندارد شماره EN 677 مختص پکیج‌های چگالشی می‌باشد.

جدول (۱-۶۵)- استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱	BS EN 625-1996	Gas-fired central heating boilers specific requirements for the domestic hot water operation of combination boilers of nominal heat input not exceeding 70 kW	اروپا – انگلستان
۲	BS 5449, Part 1, 1977	Code of practice for central heating for domestic premises Part 1.Forced circulation hot water systems	انگلستان
۳	BS 5258, Part 1-1986	Safety of domestic gas appliances Part 1. Specification for central heating boilers and circulators	انگلستان
۴	BS EN 297-1994	Gas-Fired central heating boilers-type B_{11} and B_{11BS} boilers fitted with atmospheric burners of nominal heat input not exceeding 70 kW	اروپا – انگلستان
۵	BS EN 677-1998	Gas-fired central heating boilers-specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding 70 kW	اروپا – انگلستان
۶	BS 845, Part 1-1987	Methods for Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids, part 1. Concise procedure	انگلستان
۷	BS 845. Part 2-1987	Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids, Part 2. Comprehensive procedure	انگلستان
۸	DIN 4702, Part 2,3	Central heating boilers, test code, special gas boilers with atmospheric burners	آلمان
۹	DIN 3368 ,Part 2 - 1980	Gas utilizing appliances domestic hot water- central heating combination boilers	آلمان
۱۰	Z21.10.3-1993	Gas water heaters, volume III, storage, with input ratings, 75000 BTU/hr circulating and instantaneous water heaters	آمریکا
۱۱	DOE,SubB,App.N	Uniform testing method for measuring the energy consumption of furnaces and boilers	آمریکا

ادامه جدول (۱-٦٥)- استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱۲	BS 6332, Part 1-1988	Thermal performance of domestic gas appliances Part 1.specification for Thermal performance of central heating boilers and circulators	انگلستان
۱۳	ANSI/ASHRAE 103-1993	Method of testing for annual fuel utilization efficiency of residential central furnaces and boilers	آمریکا
۱۴	ANSI/ASHRAE 124-1991	Method of testing for rating combination space-heating and water-heating appliances	آمریکا
۱۵	BS EN 677-1998	Gas fired central heating boilers – specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding 70KW	اروپا- انگلستان
۱۶	SI 3038	The Boiler (Efficiency) Regulation	انگلستان
۱۷	SAP 2001	Standard Assessment Procedure	انگلستان

باید توجه شود که استانداردهای ردیف ۱۱ و ۱۳ از جدول ۱-۶۵ تکمیل کننده استاندارد ANSI/ASHRAE 124 بوده و به همین دلیل در جدول ۱-۶۶ ذکر نشده‌اند. این استانداردها عملکرد گرمایشی یک سیستم حرارت مرکزی را مورد توجه قرار می‌دهد اما استاندارد ANSI/ASHRAE124 عملکرد گرمایشی را به استاندارد ANSI/ASHRAE 103 ارجاع می‌نماید که این استاندارد توسط DOE,sub B, App.N تکمیل گردیده است . در ادامه خلاصه استانداردهای مندرج در جدول ۱-۶۶ ارائه می شود.

جدول (۱-٦٦) – استانداردهای منتخب برای پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱	BS EN 625-1996	Gas-fired central heating boilers specific requirements for the domestic hot water operation of combination boilers of nominal heat input not exceeding 70 kW	اروپا – انگلستان
۲	BS EN 297-1994	Gas-Fired central heating boilers-type B_{11} and B_{11BS} boilers fitted with atmospheric burners of nominal heat input not exceeding 70 kW	اروپا – انگلستان
۳	BS 6332,Part 1-1988	Thermal performance of domestic gas appliances Part 1.specification for Thermal performance of central heating boilers and circulators	انگلستان
۴	ANSI/ASHRAE 124-1991	Method of testing for rating combintion space heating and water heating appliances	آمریکا
۵	BS EN 677-1998	Gas fired central heating boilers – specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding 70KW	اروپا – انگلستان
۶	SI 3038	The Boiler (Efficiency) Regulation	انگلستان
۷	SAP 2001	Standard Assessment Procedure	انگلستان

۱-٤-۲ خلاصه استاندارد های پکیج گازسوز موجود در جهان

۱-٤-۲-۱ استاندارد BS 6332-1988

الف- هدف و دامنه کاربرد

در این استاندارد روش اندازه‌گیری راندمان حرارتی و الزامات آن برای بویلرهای حرارت مرکزی که توان حرارتی ورودی آنها تا ۶۰ کیلووات و یا ۹۰ کیلووات بوده و ۵۰٪ دامنه کارکرد آنها کمتر از ۶۰ کیلووات است ارائه می‌کند. همچنین از این استاندارد می‌توان برای سیستم‌های حرارت مرکزی که آب گرم فوری نیز تهیه می‌کنند، استفاده کرد. سیستم‌های سیرکولاتور برای ذخیره آب گرم مصرفی نباید بیشتر از ۸ کیلووات قدرت داشته باشند. از چنین استانداردی نمی‌توان برای سیستم های سیرکولاتور/ هوا گرم کن, وسایل گاز سوز بدون دودکش و یا دودکش نوع Se با گازی از خانواده سوم گازها استفاده نمود.

ب- شرایط آزمایشگاه و آزمون

اتاق آزمون می‌بایست بخوبی تهویه شده و در آن کوران هوا وجود نداشته باشد. دمای محیط باید $^{\circ}C$ ۵±۲۰ باشد و در حین آزمون نباید بیش از $^{\circ}C$ ۲ تغییر کند. وسیله مطابق دستورالعمل کارخانه نصب شده و فاصله هوایی پیرامون وسیله رعایت گردد. فشار ورودی گاز روی ۲۰ mbar تنظیم شده و از گاز آزمون استفاده شود. وسیله گاز سوز به یک دودکش یک متری بدون عایق از جنس آلومینیوم به ضخامت کمتر از ^{mm}۱ متصل شود.

ج- شرایط اندازه گیری و اندازه گیریها

در حالی که وسیله با حرارت مجاز ورودی کار می‌کند، شیرهای کنترل طوری تنظیم می‌شوند که جریان‌های زیر بدست آید. برای بویلری که تحت شرایط نرمال دمایی آزمایش می‌شود، دمای رفت t_2 $^{\circ}C$ ۱±۸۰ و دمای بازگشت t_1، $^{\circ}C$ ۱±۶۰ باشد. اگر جریان رفت با دمای $^{\circ}C$ ۸۰ مناسب نیست، دمای جریان باید به مقدار دمای کارکرد حداکثر اعلام شده توسط سازنده و دمای بازگشت $^{\circ C}$ ۱±۲۰ کمتر از این مقدار تنظیم شود.

وسیله پس از تنظیم با استفاده از گاز مرجع مناسب راه اندازی می‌شود. باید تا رسیدن به تعادل حرارتی که حداقل ۳۰ دقیقه طول می‌کشد صبر شود.

اندازه‌گیری‌هایی مربوط به بازده فقط در حالیکه وسیله در تعادل حرارتی قرار دارد انجام می‌شوند. شرایط تعادل وقتی است که درجه حرارت متوسط t_1 و t_2 اندازه‌گیری‌شده در یک مدت زمان یک دقیقه‌ای بیش از $x^{\circ}C$ با اندازه گیری مشابه انجام شده ^{min} ۱۰ بعد از اولین اندازه گیری تفاوت نداشته باشد. مقدار x برای حرارت خروجی kw ۱۳ و بیشتر برابر ۰/۵ و برای حرارت خروجی کمتر از kw ۱۳ برابر ۰/۳ است.

دقت اندازه گیری‌ها باید مطابق جدول ۱-۶۷ باشد تا دقت نتیجه آزمون ۲ ± درصد شود.

جدول ۱-٦٧ دقت اندازهگیریها

دقت اندازه گیری	کمیت اندازه گیری شده
فشار هوای اتمسفریک	±1mbar
فشار گاز	±0.1mbar
مقدار گاز	±0.5٪ حجمی
زمان	±0.5 s
جرم آب	± 0.1٪
دمای آب	$\pm 0.1^{\circ}C$

د- محدودیت‌ها :

بازده ادعا شده توسط کارخانه نباید از مقادیر داده شده در جدول زیر کمتر باشد.

جدول ۱-٦٨ حداقل بازده خالص در شرایط هوای ساکن: مقدار ادعا شده

نرخ حرارت وسیله	حرارت ورودی که اندازه گیریها در آن انجام می شود	حداقل بازده ادعا شده (خالص)	
		بویلر	سیرکولاتور
ثابت	حرارت اسمی	٪ 81	٪ 79
متغیر	حداقل حرارت	78	76
	حداکثر حرارت	81	79

بازده آزمایشگاهی متناظر نباید از مقدار بازده ادعا شده منهای ۲ کوچکتر باشد.

بازده تایید شده متناظر نباید از مقدار بازده ادعا شده منهای ۵ کوچکتر باشد.

بازده آزمایشگاهی وسیله درحالت حرارت اسمی ورودی و در شرایط نرمال درجه حرارت نباید کمتر از ٪۷۵ باشد.

در صورت لزوم آزمایش وسایل تولید شده تحت شرایط نامطلوب دودکش، بازده تایید شده نباید کمتر از بازده آزمایشگاهی متناظر منهای ۳ باشد.

۱-٤-۲-۲ استاندارد BS EN 625-1995

الف- هدف ودامنه کاربرد

این استاندارد کامل کننده استاندارد EN 297 بوده و در آن الزامات و آزمونهای لازم برای ساخت، ایمنی، مصرف انرژی و . . . برای تولید آبگرم پکیج‌های حرارتی مرکزی ارائه شده است. آب‌گرم می‌تواند به صورت فوری و یا ذخیره شده در مخزن تولید شود. سیستم تولید آب‌گرم می‌تواند با سیستم حرارت مرکزی بصورت یکپارچه ویا دوگانه باشد. در هر صورت کل سیستم یک وسیله را نشان می‌دهد.

این استاندارد برای وسایلی که در آن‌ها تولید آبگرم و حرارت مرکزی مستقل از یکدیگر هستند، حتی اگر دودکش مشترک داشته باشند، کاربرد ندارد.

ب- شرایط آزمایشگاه

دمای آزمایشگاه بین $^{\circ}C$ ۱۵ الی $^{\circ}C$ ۲۵ نگهداری شده و تغییر دما در طی آزمون نباید بیشتر از $^{\circ}C$ ۵± باشد. دمای آب ورودی باید $^{\circ}C$ ۲±۱۰ باشد.

ج- شرایط آزمون واندازه گیریها

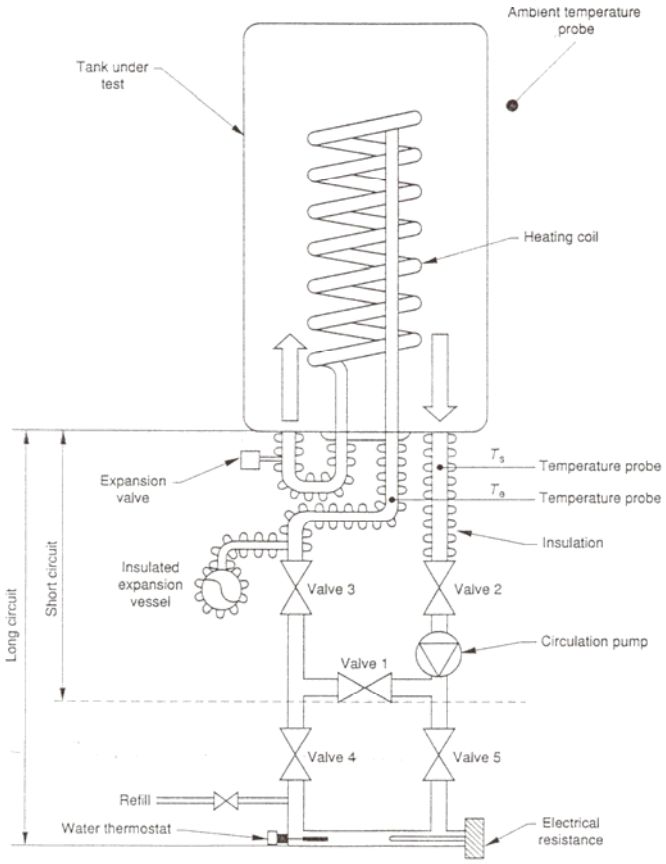
آزمون انرژی که دراین استاندارد ارائه شده است برای پکیج‌هایی است که مخزن ذخیره دارند. در چنین سیستم‌هایی دو امکان وجود دارد؛ امکان اول آنکه مخزن ذخیره آبگرم قابل جدا شدن باشد و حالت دوم آنکه مخزن ذخیره آبگرم یکپارچه باشد.

ج-۱- در حالتی که مخزن قابل مجزا شدن باشد.

در حالتی که مخزن ذخیره قابل مجزا شدن باشد افت انرژی بویلر مطابق استاندارد EN297 سنجیده می‌شود و افت انرژی تانک نیز بصورت مجزا تعیین شده و افت کلی حاصل جمع این دو افت خواهد بود. در صورتیکه نتوان مخزن را از داخل سیستم خارج نمود، مخزن را خالی نگهداشته و افت بویلر را محاسبه می‌کنیم. برای محاسبه افت مخزن بصورت زیر عمل می‌شود:

در صورتیکه مخزن را نتوان از وسیله مجزا نمود، بویلر خالی نگهداشته می‌شود. مداری مطابق شکل (۱-۸۴) برای تست تانک می‌بایست ساخته شود.

مخزن با آب $۶۵\pm۲^{\circ}C$ پر شده و در مدار بسته شکل ۱-۸۴ آب سیرکوله می‌گردد. این عمل تا آنجا ادامه می‌یابد که در زمان t_1 دما یکنواخت گردد. این شرایط درصورتی وجود خواهد داشت که اختلاف دمای ورودی و خروجی کمتر از $۱^{\circ}k$ در مدت زمان ۱۵ دقیقه قبل از t_1 باشد و دمای خروجی از تانک کمتر از $۱^{\circ}k$ تغییر نماید. دمای متوسط مخزن که متوسط حسابی دمای ورودی و خروجی از تانک است می‌بایست برابر $۶۵\pm۲^{\circ}C$ باشد تا آنکه شرایط اولیه برای آزمون تامین شده باشد. شیرهای ۲ و ۳ در شکل ۱-۸۴ را در زمان t_1 می‌بندیم.



شکل ۱-۸٤ مدار تست تانک

کلیه اتصالات و لوله‌ها را بگونه‌ای عایق بندی می‌کنیم که افت ایجاد شده در مقایسه با افت مخزن قابل صرف نظر کردن باشد. تانک را برای مدت ۲۴ h ±۲۰min (t_2) آزاد گذاشته تا خنک شود. دمای محیط را هر یک ساعت یکبار اندازه‌گیری نموده و میانگین حسابی آن (T_{amb}) را بدست می‌آوریم.

دمای متوسط مخزن را در زمان t_2 از طریق باز نمودن مدار کوتاه نشان داده شده در شکل ۱-۸۴ و با اندازه گیری متوسط دمای خروجی و ورودی پس از آنکه اختلاف دما کمتر از ۱ $^{\circ}k$ گردید محاسبه می‌نمائیم. این زمان را به زمان سرمایش اضافه می‌کنیم. مقدار دمای متوسط تصحیح شده نهایی آب بصورت زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{fc} = \frac{(V + V_b)T_f - (V_b \times T_a)}{V} \qquad (۱-۴-۱)$$

که در آن :

T_{fc} : دمای تصحیح شده متوسط نهایی بر حسب سلسیوس

T_f دمای متوسط مخزن در زمان t_2 بر حسب سلسیوس

T_a : دمای محیط در زمان t_2 بر حسب سلسیوس (فرض شده که دمای مدار گردش آب بعد از ۲۴ ساعت به دمای محیط رسیده است)

V : ظرفیت حجم آب مخزن شامل حجم آب داخل مبدل برحسب لیتر

V_b : حجم آب داخل مدار

ج-۲- درحالتی که مخزن یکپارچه باشد

در این حالت افت‌ها برای مخزن یا ذخیره حرارتی بویلر، مطابق آنچه که در استاندارد ۲۹۷ تآ برای بویلر بیان شده است به تنهایی محاسبه می‌شود و یا اگر اختلاف بین دمای محیط و دمای اعلام شده توسط کارخانه در بند ۶-۴-۱ بیشتر از ۴۵ درجه باشد.

در این قسمت مخزن ذخیره و مبدل حرارتی (در صورتیکه مناسب باشد) با بویلر به صورت سری و قرار داده می‌شود.

د- محاسبات

مقدار افت مخزن به توسط رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$q_{a45} = \frac{4186 \times 10^{-3}}{3600} \times \frac{V}{t_2 - t_1} \times \ln \frac{T_0 - T_{amp}}{T_{fc} - T_{amb}} \times 45 \qquad (۲-۴-۱)$$

یا

$$q_{a45} = 5233 \times 10^{-3} \times \frac{V}{t_2 - t_1} \times \ln \frac{T_0 - T_{amb}}{T_{fc} - T_{am}} \qquad (۳-۴-۱)$$

که در آن :

q_{a45}: افت مخزن برای افزایش دمای $45\ ^{\circ}k$ بر حسب kw

t_2-t_1 : دوره سرمایش بر حسب ساعت

T_0 : متوسط دمای آب در مخزن در زمان t_1 بر حسب سلسیوس

T_{fc} : متوسط دمای تصحیح شده آب در مخزن در زمان t_2 بر حسب سلسیوس

T_{amb}: دمای متوسط محیط در طی دوره سرمایش بر حسب سلسیوس

V : حجم مخزن شامل مبدل حرارتی بر حسب لیتر

ه- محدودیت های اعمال شده

مقدار تلفات بدست آمده می بایست از مقدار محاسبه شده توسط فرمول زیر کمتر باشد.

$$q_s = 0.014V^{2/3} + 0.02Q_{nm} \qquad (۴-۴-۱)$$

که در آن

q_s افت بویلر و تانک بر حسب kw

V حجم مخزن (شامل مبدل حرارتی) و یا ذخیره حرارتی بر حسب لیتر

Q_N مقدار حرارت ورودی بویلر بر حسب KW

۱-٤-۲-۳ استاندارد BS EN 297-1994

الف- هدف و دامنه کاربرد

این استاندارد برای بویلرهای اتمسفریک نوع B_{11} و B_{11BS} کاربرد داشته و الزمات لازم برای ساخت، ایمنی، تطابق با اهداف، نسبت انرژی مصرفی، طبقه‌بندی و علامت‌گذاری ارائه می‌نماید. دمای کارکرد بویلر نباید از 95°C و توان ورودی نباید از ۷۰ کیلو وات بیشتر شود. حداکثر فشار کاری طرف آب ۶ بار است.

از این استاندارد نمی‌توان برای وسایلی که دارای چند واحد گرمایشی و یک کلاهک تعدیل و یا از فن و سیستم مکانیکی برای تامین هوای احتراق و یا از نوع تقطیری و یا تولید همزمان آب گرم مصرفی و حرارت مرکزی استفاده می‌نمایند بکار برد.

ب- شرایط آزمایشگاه

دمای آزمایشگاه در 20°C نگهداری می‌شود و هوای آزمایشگاه بصورت مناسب و بدون کوران تهویه می‌شود. بر روی بویلر یک دودکش یک متری نصب می‌گردد. از گاز آزمون G20 برای آزمون استفاده خواهد شد.

ج- شرایط اندازه گیری و اندازه گیرها

اندازه‌گیری برای سه حالت بار نرمال و بار جزئی و آماده به کار انجام می‌شود. در حالت بار کلی وسیله به یک میز آزمون متصل شده و برای مدت ۱۰ دقیقه کار می‌کند و جرم آبگرم تولید شده اندازه گیری می‌شود. سپس ۱۰ دقیقه دیگر برای محاسبه میزان تبخیر آب صبر نموده و جرم تبخیر شده نیز اندازه گیری می‌شود. سپس با اضافه نمودن جرم تبخیر شده به جرم قبلی جرم تولیدی خالص آبگرم محاسبه شده و با اضافه نمودن افت انرژی مدار آزمون که قبلاً اندازه گیری شده به محتوای انرژی آب گرم، انرژی خالص خروجی محاسبه شده و نهایتاً راندمان محاسبه می‌گردد. در حالت بار جزئی که ۳۰٪ بار نرمال یا میانگین حداکثر و حداقل بار ورودی است. آزمون با ایجاد دمای 47° برای برگشت اقدام به محاسبه

راندمان می‌شود. سپس متوسط دمای آب را در مدار را روی 50°C ثابت نگهداشته و پس از گذشت ۳۰٪ بار کلی از مبدل اقدام به محاسبه راندمان می‌کنند و سپس بار خروجی محاسبه می‌شود.

د- محاسبات

راندمان وسیله از رابطه زیر قابل محاسبه است.

$$\eta = \frac{4.186 \times m(t_2 - t_1) + D_P}{10^3 \times V_{r(10)} \times H_i} \qquad (۵-۴-۱)$$

که در آن

η_u راندمان مفید برحسب درصد

m مقدار آب تصحیح شده برحسب kg

$V_{r(10)}$ مقدار گاز مصرفی تصحیح شده به شرایط استاندارد

H_i ارزش حرارتی خالص گاز مصرفی MJ/kg

D_p تلفات حرارتی میز آزمون در دمای متوسط آب برحسب KJ

ه- محدودیت ها

در شرایط بار نرمال راندمان وسیله گازسوز می‌بایست حداقل Pi برابر با $84+2\log_{10}$ و در شرایط بار جزئی حداقل Pi برابر با $80+3\log_{10}$ باشد که در آن P_n , P_i توان خروجی دستگاه در بار نرمال و جزئی می‌باشد و توسط سازنده اعلام می‌شود.

۱-٤-۲-٤ استاندارد EN 677:1998

الف-هدف و دامنه کاربرد

این استاندارد اروپایی برای بویلرهای گاز سوز حرارت مرکزی که از جانب کارخانه به عنوان بویلرهای تقطیری با شرایط زیر معرفی شده‌اند به کار می‌رود.

- نوع B (به جز وسایل بدون فن) و C.
- یک یا چند گاز از خانواده گازها را مصرف کنند.
- حرارت اسمی ورودی آنها kw ۷۰ یا کمتر باشد.

این استاندارد فقط آزمون مربوط به این نوع را پوشش می‌دهد و مکمل استانداردهای EN625، PrEN483، EN297 که از این پس استانداردهای بویلر نامیده می‌شوند، می‌باشد. در این استاندارد الزامات اضافی برای بویلرهای تقطیری تعیین شده است.

ب -شرایط آزمایشگاه

شرایط آزمایشگاه مطابق شرایط مذکور در استانداردهای بویلر در قسمت قبل می‌باشد.

ج- شرایط آزمون و اندازه‌گیری‌ها

در بویلرهایی که گازی از خانواده دوم مصرف می‌کنند، حتی اگر از گازهای خانواده دیگر نیز استفاده شود، آزمونها با یکی از گازهای مرجع متناسب با وسیله و از خانواده دوم انجام می‌شوند و در بویلرهایی که فقط با گازهای خانواده سوم تغذیه می شوند، آزمون‌ها با یکی از گازهای مرجع مربوطه از خانواده سوم انجام می‌شوند.

دبی آب طوری تنظیم می‌شود که دمای آب برگشتی $۶۰\pm ۱^{\circ}C$ و اختلاف دمای بین جریان رفت و برگشت $۲۰\pm ۲^{\circ}C$ شود.

بازده به صورتیکه در استانداردهای بویلر ذکر شده تعیین می‌گردد.

در بویلرهایی با حرارت ورودی ثابت، بازده درحرارت نامی ورودی و در بویلرهایی با بار متغیر در بیشترین حرارت ورودی و درمیانگین حداکثر و حداقل ورودی حرارتی تعیین می‌شود. بازده مفید درحالت نیمه بار در بویلرهایی با ورودی حرارتی ثابت در ٪۳۰ حرارت نامی ورودی و در بویلرهایی با بازه متغیر در ٪۳۰ میانگین حسابی حداقل و حداکثر حرارت ورودی تعیین می‌گردد.

بازده مفید حالت نیمه بار تحت شرایط آزمون استانداردهای بویلر با یک دمای ثابت جریان برگشتی برابر $^{\circ}C$ ۰/۵ ± ۳۰ تعیین می‌شود.

د-محاسبات

در این استاندارد فرمولی برای محاسبه بازده بیان نشده و به استانداردهای دیگر بویلر ارجاع داده شده است.

ه- محدودیت ها

بازده مفید درحرارت نامی ورودی (یا در بویلرهایی با رنج متغیر درحرارت ورودی ماکزیمم ودر میانگین حسابی حرارتهای ورودی و خروجی) باید حداقل به مقدار زیر باشد:

91+10 log p (بر حسب درصد)

که در آن :

P : حرارت نامی می‌باشد و در بویلرهایی با بار متغیر عبارتست از میانگین حسابی بیشترین و کمترین مقدار حرارت ورودی اعلام شده توسط سازنده بر حسب کیلووات (kW).

همچنین در شرایط بار جزئی، با داشتن ٪۳۰ ورودی حرارتی نامی (یا میانگین حسابی حداکثر و حداقل ورودیهای حرارتی در بویلرهای بار متغیر) بازده مفید باید حداقل به مقدار زیر باشد:

97+10 log p (بر حسب درصد)

که در آن :

P خروجی نامی می‌باشد و برای بویلرهایی با بار متغیر عبارتست از میانگین حسابی بیشترین و کمترین خروجی حرارتی بر حسب کیلووات (kw) که توسط سازنده اعلام می‌شود.

۱-٤-۲-۵ استاندارد ANSI/ASHRAE 124

الف- هدف

هدف این استاندارد ارائه روش آزمون جهت تعیین عملکرد وسیلهٔ ترکیبی گرمایش فضا، گرمایش آب می‌باشد. این استاندارد برای وسایل ترکیبی الکتریکی، گازسوز یا نفت سوز با تــوان ورودی تا ۳۰۰۰۰۰ Btu/h (۸۷/۹ kW) قابل کاربرد است.

ب- شرایط آزمایشگاه

درجه حرارت آب سرد تغذیه ($T_C \pm ۲$ °F (±۱ °C) و فشار (۲۰۶/۷ kpa) ۳۰ psig می‌باشد. درجه حرارت هوای اتاق باید در محدودهٔ ($T_r \pm ۵$ °F (±۲/۵ °C حفظ شـود. از یک دودکــش عایق به طـول (۱/۵۲ m) ۵ ft همراه با عایق R-7 و یک لایه فویل آلومینیوم استفاده می‌شود.

مقدار T_C و T_r برای ایالات متحده به ترتیب برابر با (۱۴/۴ °C) ۵۸°F و (۲۱ °C) ۷۰°F می‌باشد.

ج-شرایط آزمون و اندازه گیریها

شرایط و خطاهای دستگاههای اندازه گیری در جدول ۱-۶۹ آمده است.

جدول (۱-۶۹) شرایط و خطاهای دستگاه های اندازه گیری

وسیلهٔ اندازه گیری/پارامتر اندازه گیری	میزان حداکثر خطا
ترمومتر	حداکثر خطا نباید از (± ۰/۵ °C) ۱°F بیشتر شود.
ترموکوپل	حداکثر خطا برای آب نباید از (± ۰/۲۶ °C) ±۰/۵°F و برای دیگر پارامترها از (± ۱ °C) ±۲°F بیشتر باشد.
فشار	حداکثر خطا برای گاز نباید از (۵۰ pa) in.wc ۰/۲ ± بیشتر باشد. حداکثر خطا برای هوا نباید از (۲/۵ pa) in.wc ۰/۰۱ ± بیشتر باشد.
فشار	حداکثر خطا برای گاز نباید از (۰/۷ kpa) in.hg ۰/۲ ± بیشتر باشد. حداکثر خطا برای هوا نباید از (۳/۴kpa) ps۰/۵ ± بیشتر باشد.
مکش	دقتی در حد (۱/۲ pa) in.wc ۰/۰۰۵
محصولات احتراق (CO2)	خطائی که بیشتر از ±۰/۱ درصد نقطه ای نباشد.
وزن یا حجم	خطائی که بیشتر از ۰/۵٪ ± مقدار اندازه گیری شده نباشد.
زمان	خطا نباید از ۰/۵+ ثانیه بر ساعت بیشتر شود .
انرژی	الکتریسیته : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود. گاز : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود.
مصرف انرژی	الکتریسیته : خطا نباید از ۲٪ بیشتر شود. گاز : خطا نباید از ۲٪ بیشتر شود.
انرژی حرارتی باgh	گاز : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود.

در این استاندارد آزمونهای مصرف ساعت اولیه، سرد شدن و گرم شدن، شبیه سازی مصرف، که شامل شرایط اولیه و مصرف ۲۴ ساعته می‌باشد، انجام می‌گیرد. در طی این آزمونها درجه حرات ورودی و خروجی آب بصورت فاصله‌های ۵ ثانیه‌ای اندازه‌گیری می‌شود. همچنین در طول آزمون آب تخلیه شده وزن می‌گردد و تخلیه نیز در اندازه‌های معین انجام می‌پذیرد.

د- محاسبات

د-۱- فاکتور انرژی برای گرمکن‌های مخزن دار

$$EF = Cp \times d \times U_s \times (T_s - T_c) / [1000 \times (Q_1 + Q_2 + (C_{aux} \times 1000))] \qquad (۶-۴-۱)$$

که :

C_P گرمای ویژه آب KJ/(kg°C)

D دانسیتهٔ آب kg/m^3

U_s مقدار آب تخلیه شده در طول دورهٔ آزمون شبیه سازی مصرف L

Q_1 مصرف انرژی آماده بکار در ۲۴ ساعت KJ

Q_2 مصرف انرژی تصحیح شده در طول دورهٔ تخلیه برای آب تخلیه شده KJ

C_{aux} انرژی الکتریکی کمکی MJ

T_t-T_c اختلاف درجه حرارت متوسط مخزن و آب ورودی °C

د-۲- فاکتور انرژی برای گرمکن‌های بدون مخزن

$$EF = Cp \times d \times U_s \times (T_0 - T_i) / [1000 \times (Q_r + (C_{aux} \times 1000))] \qquad (۷-۴-۱)$$

که :

T_0-T_i اختلاف درجه حرارت های متوسط خروجی و ورودی آب است °C

Qrs انرژی کلی ورودی KJ

می باشد.

د-۳- راندمان سالیانه ترکیبی (آ۱)

$$CAE = (SHF \times Effy_{ns} / 100) + (WHF \times Effy_{ss} / 100) + (R \times NHF \times EF / SHF + WHF \times (R \times NHF) \qquad (۸-۴-۱)$$

که

SHF فاکتور زمستانی گرمایش فضا

WHF فاکتور زمستانی گرمایش آب

NHF ضریب تابستانی گرمایش آب

EF فاکتور انرژی

R نسبت روزهای فصول غیر گرمایشی به روزهای فصول گرمایشی می‌باشد.

۱-٤-۲-٦ استاندارد ANSI/ASHRAE 103

الف- هدف

هدف این استاندارد ارائه روش جهت تامین راندمان سالیانه مصرف سوخت بویلرهای خانگی می‌باشد. این استاندارد برای بویلرهای با ورودی کمتر از ۳۰۰۰۰۰ Btu/h (۸۷/۹ kw) با ورودی‌های گازی، نفتی و الکتریکی کاربرد دارد. در این استاندارد روشهای آزمون برای عملکرد دوره‌ای و نیمه بار، روشهای درون‌یابی و برون‌یابی داده‌های آزمون و روش‌های محاسبه عملکرد فصلی ارائه می‌گردد.

ب- شرایط آزمایشگاه

در طی آزمون، درجه حرارت اتاق آزمون باید در محدودهٔ ۵± °F درجه حرارت هوای اندازه گیری شده در انتهای آزمون حالت پایدار باشد. در طی این آزمون‌ها درجه حرارت اتاق نباید زیر ۶۵ °F یابالاتر از ۱۰۰°F باشد، بجز برای بویلرهای تقطیری که نباید از ۸۵ °F بیشتر باشد. در این آزمون‌ها از یک دودکش ۵ فوتی (۱/۵۲ متر) همراه با عایق R-7 و فویل خارجی آلومینیوم استفاده می‌شود.

ج- شرایط آزمون و اندازه گیریها

شرایط و خطاهای دستگاههای اندازه گیری درجدول ۱-۷۰ آمده است.

جدول (۱-۷۰) شرایط و خطاهای دستگاههای اندازه گیری

وسیلهٔ اندازه گیری/پارامتر اندازه گیری	میزان حداکثر خطا
ترمومترها	حداکثر خطا نباید از $^{\circ}F$ ۱± بیشتر شود.
ترموکوپل ها	حداکثر خطا نباید از $^{\circ}F$ ۲± بیشتر شود.
فشار	حداکثر خطا برای گاز ۰/۲± اینچ آب حداکثر خطا برای نفت ۰/۵± پوند بر اینچ مربع حداکثر خطا برای هوا ۰/۰۱± اینچ آب حداکثر خطا برای بخار ۰/۲± اینچ جیوه
مکش	گیج مکش باید دارای دقتی برابر با ۰/۰۰۵ + اینچ آب و حداقل تقسیمات ۰/۰۰۵۹ اینچ باشد.
محصولات احتراق	CO_2 دودکش و تنوره نباید خطائی بیشتر از۰/۱± درصد نقطه ای داشته باشند.
حجم یا وزن	خطا نباید از ۰/۵±٪ مقدار اندازه گیری شده بیشتر شود.
زمان	خطا نباید از ۰/۵± ثانیه بر ساعت بیشتر شود.
نرخ انرژی	الکتریسیته : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود. گاز : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود.
ارزش حرارتی بالا	گاز : خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود. نفت: خطا نباید از ۱٪ بیشتر شود.

در این استاندارد آزمونهای سرد شدن و گرم شدن، حالت پایدار، خاموشی و روشنی دوره‌ای برای تعیین راندمان فصلی گرمایشی، راندمان‌های حالت پایدار و AFUE انجام می‌گیرد.

د- محاسبات

در این قسمت برای بویلر با شرایط مختلف، فرمول‌بندی بسیار متفاوتی خواهیم داشت، لذا در اینجا برای بویلر غیر تقطیری و غیر تنظیمی خلاصهٔ محاسبات ارائه می‌گردد.

د-۱- راندمان حالت پایدار

$$Effy_{ss}=100-L_{L,A}-L_{S,SS} \qquad (۹-۱۴-۱)$$

$L_{L,A}$: متوسط تلفات گرمای نهان سوخت مورد استفاده

$L_{S,SS}$: متوسط تلفات حرارتی محسوس در حالت عملکرد پایدار

که $L_{S,SS}$ نیز با انجام اندازه گیریها و محاسبات مختلف و استفاده از جداول تعیین می‌گردد.

د-۲- راندمان فصلی گرمایشی

$$Effy_{HS}=100-L_{L,A}-C_J L_J-\left[\frac{t_{ON}}{t_{ON}+(Q_{P/Q_{IN}})(t_{off})}\right]\left[L_{S,ON}+L_{S,OFF}+L_{I,ON}+L_{I,off}\right] \qquad (۱۰-۴-۱)$$

$L_{L,A}$: متوسط تلفات گرمای نهان سوخت مورد استفاده

L_J: تلفات پوسته برحسب درصد

t_{ON}: متوسط زمان روشن بودن مشعل در هر دوره

Q_P: نرخ ورودی پیلوت برحسب Btu/h

Q_{IN}: نرخ ورودی در حالت پایدار در روی پلاک مشخصات

t_{OFF}: متوسط زمان خاموش بودن مشعل در هر دوره

$L_{S,ON}$: اتلاف حرارتی محسوس دورهٔ روشنی

$L_{S,OFF}$: اتلاف حرارتی محسوس دورهٔ خاموشی

$L_{I,ON}$: اتلاف حرارتی هوای نفوذی دورهٔ روشنی

$L_{I,OFF}$: اتلاف حرارتی هوای نفوذی دورهٔ خاموشی

C_J: ضریب تلفات پوسته

د-۳- ضریب تلفات پوسته AFUE

$$AFUE = \frac{5200 Effy_{SS} Effy_{HS}}{5200 Effy_{SS} + 2.5(1+\alpha)(4600) Effy_{SS} (QP/QIN)} \qquad (۱۱-۴-۱)$$

که :

5200: متوسط سالیانه روز درجه های گرمائی

$Effy_{SS}$, $Effy_{HS}$: در بالا تعریف شده‌اند.

4600: متوسط ساعتهای فصول غیر گرمایشی در سال

۱-٤-۲-۷ برچسب SAP 2001

این برچسب براساس مدرک SI 3038 تهیه گردیده و در انگلستان کاربرد دارد. این مدرک با استفاده از راندمان بدست آمده در بار کامل و بار جزئی ۳۰٪ اقدام به محاسبه راندمان انرژی فصلی نموده و بر این اساس به محصولات درجه A الی G را می‌دهد. شکل برچسب هماهنگ با برچسب‌های اروپایی است.

روش محاسبه بدین صورت است که کلیه راندمان‌های بزرگتر از مقادیر جدول ۱-۷۱ را برابر مقادیر مندرج در نظر می-گیرد. سپس ضریب f را برای تبدیل مقادیر اندازه گیری شده از ارزش حرارتی خالص به ارزش حرارتی ناخالص مطابق فرمول زیر تعریف می نماید.

$$E_{rross} = f \times E_{net} \qquad (۱۲-۴-۱)$$

سپس با استفاده از فرمول های مندرج در جدول ۱-۷۴ اقدام به محاسبه راندمان فصلی می‌کند.

جدول(۱-۷۱) حداکثر راندمان خالص

Condensing boilers		Non-condensing boilers	
Full load	30% part load	Full load	30% part load
101.0	107.0	92.0	91.0

جدول (۱-۷۲) ضریب تبدیل راندمان

Fuel	Net-to-gross conversion factor, f
Natural gas	0.901
LPG (propane or butane)	0.921
Oil (kerosene or gas oil)	0.937

جدول (۱-۷۳) طبقه بویلر

SEDBUK EQUATION NUMBERS FOR DIFFERENT BOILER TYPES	non-condensing *(see D1.2)*				low-temperature *(seeD1.14)*	condensing *(see D1.2)*			
	gas or LPG		Oil			gas or LPG		oil	
	on/off *(see D1.4, D1.8, D1.11)*	modulating *(see D1.5, D1.9, D1.12)*	on/off *(see D1.4, D1.8, D1.11)*	modulating *(see D1.5, D1.9, D1.12)*		on/off *(see D1.4, D1.8, D1.11)*	modulating *(see D1.5, D1.9, D1.12)*	on/off *(see D1.4, D1.8, D1.11)*	modulating *(see D1.5, D1.9, D1.12)*
regular boiler *(see D1.4, D1.5)*	101	102	201	X	X	101	102	201	X
instantaneous combi boiler *(see D1.7, D1.8, D1.9)*	103	104	202	X	X	103	104	202	X
storage combi boiler *(see D1.10, D1.11, D1.12)*	105	106	203	X	X	105	106	203	X
combined primary storage unit *(see D1.13)*	107	107	X	X	X	X	X	X	X

جدول (۱-۷٤) راندمان فصلی برای بویلرها گاز طبیعی و گاز مایع

Gas or LPG boiler type	Eq. no.	Equation
D1.4 : On/off regular	101	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 2.5 - 4p$
D1.5 : Modulating regular	102	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 2.0 - 4p$
D1.8 : On/off instantaneous combination	103	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 2.8 - 4p$
D1.9 : Modulating instantaneous combination	104	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 2.1 - 4p$
D1.11 : On/off storage combination	105	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 2.8 + (0.209 \times b \times L \times V) - 4p$
D1.12 : Modulating storage combination	106	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - 1.7 + (0.209 \times b \times L \times V) - 4p$
D1.13 : Combined primary storage unit (non-condensing)	107	$E = 0.5(E_{full} + E_{part}) - (0.539 \times L \times V) - 4p$

جدول (۱-۷۵) طبقه بندی بویلر

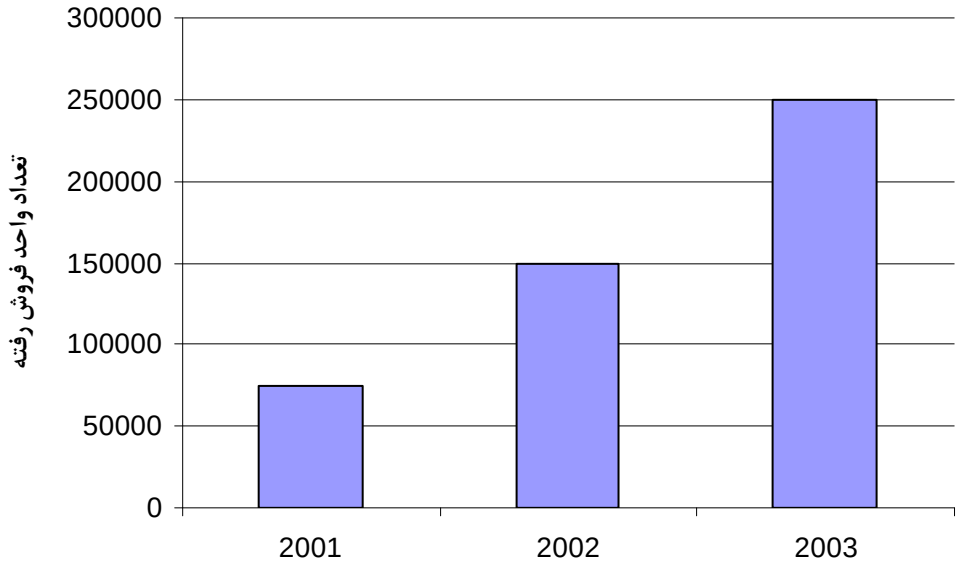
Band	SEDBUK range
A	90% and above
B	86% - 90%
C	82% - 86%
D	78% - 82%
E	74% - 78%
F	70% - 74%
G	below 70%

1-5 بازار تولید بویلرهای تقطیری در جهان

همانطور که پیش‌تر نیز اشاره شد، بویلرهای تقطیری در داخل ایران تولید نمی‌شوند و بویلرهای موجود در بازار تنها منحصر به بخش واردات می‌باشند. در این بخش به بررسی بازار تولید بویلرهای تقطیری در چندین کشور از جمله انگلستان، آلمان، استرالیا و ... و نرخ نفوذ این محصول در بازارهای جهانی پرداخته شده است.

۱-۵-۱ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان

بیشترین میزان تولید بویلرهای تقطیری مربوط به کشور انگلستان می‌باشد که در حدود ۵۰ درصد از کل تولید این بویلرها در دنیا را به خود اختصاص داده است. سهم بازار انگلستان در سال ۲۰۰۴ در حدود ۲۰۰ میلیون پوند بوده و این سهم در سال ۲۰۰۵ به عدد ۵۰۰ میلیون در سال رسیده است، که نشان‌دهنده یک رشد ۱۵۰ درصدی در بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان می‌باشد. کشورهای هلند و آلمان در رده‌های دوم و سوم از نظر میزان تولید قرار دارند و به ترتیب ۱۶ درصد و ۱۵ درصد از میزان تولید بویلرهای تقطیری را دارا می‌باشند. در مجموع در حدود ۸۰ درصد از بویلرهای تقطیری در کشورهای مذکور در حال تولید می‌باشد و کشورهای ژاپن، کره جنوبی و ایتالیا در رده‌های بعدی جای گرفته‌اند.
بازار استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان شدیدا رو به افزایش است. سالانه در حدود ۱/۳ میلیون بویلر در خانه-های کشور انگلستان نصب و راه اندازی می‌شود. در سال ۲۰۰۱ در حدود ۷۵۰۰۰ بویلر تقطیری نصب شده و در سال‌های ۲۰۰۲ و ۲۰۰۳ این میزان به عدد ۱۵۰۰۰۰ و ۲۵۰۰۰۰ رسیده است. کارشناسان امر پیش بینی می‌کنند که در سال ۲۰۰۸ فروش بویلرهای تقطیری به ۵ برابر هم افزایش یابد. روند تغییرات فروش بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان در شکل ۱-۸۵ نشان داده شده است.



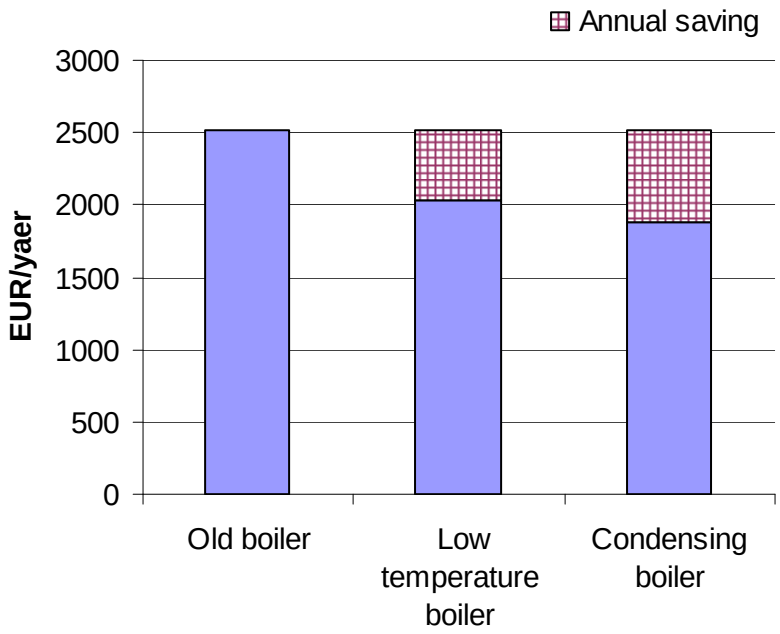
شکل ۱-۸۵- روند تغییرات فروش بویلرهای تقطیری در کشور انگلستان

لازم به ذکر است، که بویلرهای تقطیری تاثیر بیشتری را بر روی بازار مصرف کننده‌های صنعتی نسبت به مصرف کننده-های خانگی داشته‌اند، به طوری که در کشور انگلستان نیمی از بویلرهای موجود در صنعت از نوع تقطیری می‌باشند. متخصصان امر پیش بینی می‌کنند که بازار تولید بویلرهای تقطیری به سمت بویلرهایی با توان ۱۰۰ کیلو وات به بالا برای بویلرهای دیواری و بویلرهایی با توان ۲۸۰ کیلو وات به بالا برای بویلرهای زمینی جهت‌گیری خواهد کرد. هر دو نوع بویلرها دارای مبدل هایی از نوع آلومینیوم خواهند بود.

۱-۵-۲ صرفه جویی در مصرف سوخت در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور آلمان

در کشور آلمان بیشتر سیستم‌های گرمایشی و تولید آب گرم، از سوخت نفت یا گاز استفاده می‌کنند. این سیستم‌ها، به ویژه آن‌هایی که از تکنولوژی دما پایین و تکنولوژی تقطیری استفاده می‌کنند، بسیار مقرون به صرفه‌تر از سیستم‌هایی هستند که

از سوخت‌های فسیلی استفاده می‌کنند. تکنولوژی‌های جدید مذکور به عنوان راه حل مناسبی برای ساختن بناهای جدید و روزسازی بناهای قدیمی در کشورهای اروپای غربی مطرح شده‌اند. میزان مصرف سوخت یک خانواده یک نفره آلمانی به همراه میزان صرفه جویی آن، در صورت استفاده از تکنولوژی‌های جدید، در شکل ۱-۸۶ نشان داده شده است. همانطور که ملاحظه می‌شود استفاده از بویلرهای تقطیری باعث کاهش ۲۵ درصدی مصرف سوخت می‌گردد.



شکل ۱-۸۶- هزینه مصرف و صرفه‌جویی در میزان سوخت در کشور آلمان

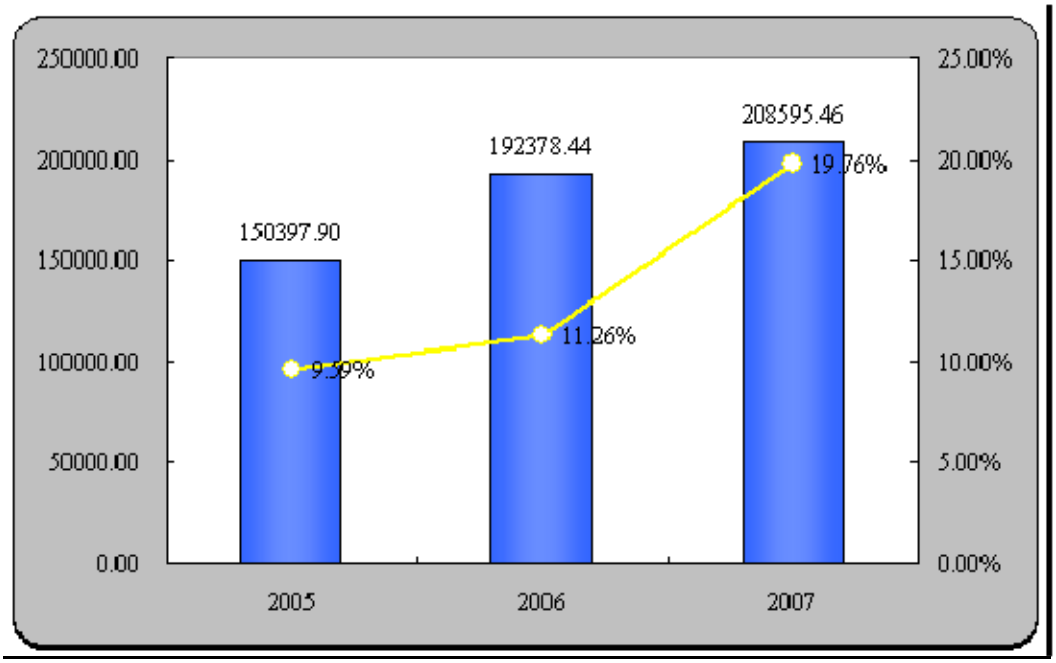
از شکل ۱-۸۶ کاملا پیداست که استفاده از بویلرهای دما پایین موجب صرفه جویی در میزان مصرف سوخت به اندازه ۲۰ درصد نسبت به بویلرهای قدیمی می‌شود. در صورت استفاده از بویلرهای تقطیری این میزان به ۲۵ درصد خواهد رسید که رقم بسیار قابل ملاحظه ای می‌باشد.

۱-۵-۳ بازار مصرف بویلرهای تقطیری در کشور روسیه

در مقایسه با دیگر کشورهای اروپایی، میزان فروش بویلرهای تقطیری در کشور روسیه بسیار محدود می‌باشد و تولیدکنندگان مایل به عرضه کالاهای خود در این کشور نیستند. دو عامل بسیار مهم در این زمینه دخیل هستند. عامل اول به خاطر ارزان بودن قیمت گاز در کشور روسیه می‌باشد که نیاز به خرید بویلرهای تقطیری با قیمت بیشتر را منتفی می-سازد. کشور روسیه دارای مخازن بسیار بزرگ گازی می‌باشد و این امر باعث شده تا قیمت گاز مصرفی در این کشور پایین‌تر از کشورهای اروپایی باشد. لازم به ذکر است که در کشورهای اروپایی به علت بالا بودن هزینه سوخت، استفاده از بویلرهای تقطیری بسیار مقرون به صرفه خواهد بود. عامل دوم در محدود بودن استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور روسیه، پایین بودن اطلاعات و آگاهی‌های بوم شناختی میان شهروندان روسی می‌باشد.

۱-۵-٤ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور چین

میزان تولید بویلرهای صنعتی به همراه سهم بویلرهای تقطیری به صورت درصد در کشور چین، در یک دوره سه ساله ۲۰۰۵ تا ۲۰۰۷، در شکل ۱-۸۷ آورده شده است. سهم تولید بویلرهای تقطیری صنعتی از ۹/۵۹ درصد در سال ۲۰۰۵ به ۱۹/۷۶ درصد در سال ۲۰۰۷ رسیده است که یک رشد ۱۰۰ درصدی را نشان می‌دهد. میزان تولید بویلرهای صنعتی در دو سال متوالی ۲۰۰۶ و ۲۰۰۷ دارای یک رشد نسبتا ثابت بوده ولی میزان رشد تولید بویلرهای تقطیری در سال ۲۰۰۷ به مراتب بیشتر از سال ۲۰۰۶ بوده که این امر نشان‌دهنده یک تغییر اساسی در بازار تولید بویلرهای صنعتی در کشور چین می‌باشد.



شکل ۱-۸۷- میزان تولید بویلر های صنعتی به همراه سهم بویلرهای تقطیری در چین

۱-۵-۵ بازار مصرف بویلرهای تقطیری در کشورهای خاورمیانه

بازار بویلرهای تقطیری در کشورهای خاورمیانه، در مقایسه با بازار جهانی، بسیار محدود می‌باشد. دلیل این امر آنست که بیشتر این کشورها از بویلرها برای تولید حرارت استفاده نمی‌کنند. به عنوان مثال، در کشور امارات متحده عربی از بویلرها برای تولید بخار استفاده می‌شود. از آنجا که دمای سیال در بویلرهای بخار بسیار بالا می‌باشد، این بویلرها قادر به استفاده از تکنولوژی تقطیری نخواهند بود. با این وجود محققان پیش بینی می‌کنند که به دلیل سختگیری در استانداردهای مصرفی و توسعه شبکه‌های گازی، کشورهای خاورمیانه هم به سمت استفاده از بویلرهای تقطیری حرکت خواهند کرد، تا جایی که در سال ۲۰۱۵ سهم بازار بویلرهای تقطیری در کشورهای خاورمیانه بیشتر از سهم بویلرهای غیر تقطیری خواهد بود.

۱-۵-٦ پتانسیل سنجی استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور آمریکا

در یک تحقیق که در کشور آمریکا صورت گرفته است، سه شهر پرووِیدنس، دیترویت و مینوپلیس برای پتانسیل سنجی استفاده از بویلرهای تقطیری در نظر گرفته شده‌اند. واحدهایی که در این تحقیق امکان استفاده از بویلرهای تقطیری برای آن‌ها در نظر گرفته شده است عبارتند از مدرسه ها، مراکز و ادارات دولتی، آپارتمان های ۵ تا ۳۰ واحده و دفاتر خصوصی. تعداد بویلرهایی که امکان نصب آنها در این واحدها وجود دارد به همراه میزان صرفه جویی حرارتی سالانه آنها در جدول ۱-۷۶ گردآوری شده است.

جدول ۱-٦۷- میزان صرفه جویی حرارتی سالانه

	صرفه جویی سالانه در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری	
نوع بنا	تعداد بناهایی که به بویلر احتیاج دارند	صرفه جویی انرژی Trillion Btu/Year
مدرسه ها	۱۹۶۵	۰.۲۷۱
ادارات دولتی	۳۰۰۰	۲.۵۳۸
آپارتمان های ۵ تا ۳۰ واحده	۴۰۰۰	۰.۲۳۴
دفاتر خصوصی $ft^2 <100000$	۵۰۰	۰.۰۳۴

بیشترین میزان نیاز به بویلرهای تقطیری در ادارات دولتی دیده می‌شود که صرفه جویی قابل ملاحظه‌ای را در میزان مصرف انرژی در پی خواهد داشت. همچنین دفاتر خصوصی کمترین میزان نیاز به بویلرهای تقطیری را در مقایسه با گروه-های بررسی شده خواهند داشت.

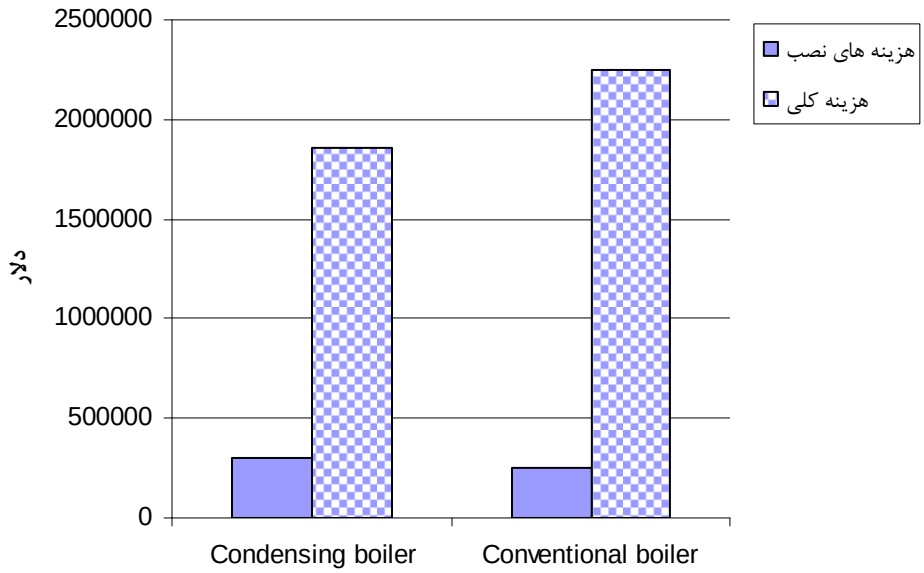
در این قسمت مدرسه‌ها و ادارات دولتی را از نظر پتانسیل نصب بویلرهای تقطیری به صورت جداگانه مورد بررسی قرار می‌دهیم. این تحقیق برای یک دوره ۲۰ ساله انجام گرفته است و نشان‌دهنده لزوم استفاده از بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای متداول می‌باشد. هزینه‌های نصب و انرژی به همراه میزان صرفه‌جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مدارس در جدول ۱-۷۷ جمع آوری شده است.

جدول ۱-۷۷- میزان صرفه جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مدارس

	هزینه نصب	مصرف انرژی سالانه	هزینه انرژی	هزینه های اضافی	هزینه کلی
بویلر های تقطیری	۳۰۴۰۱۵	۱۹۷۵۸۶	۱۴۴۶۳۴۲	۱۰۲۹۴۷	۱۸۵۳۳۰۴
بویلرهای متداول	۲۴۶۴۵۰	۲۶۲۶۷۰	۱۹۳۵۲۴۸	۶۸۶۳۱	۲۲۵۰۳۲۹

هزینه ها به دلار آمریکا می‌باشد.

هزینه کلی استفاده از بویلرهای تقطیری در مدارس به اندازه ۳۹۷۰۲۵ دلار مقرون به صرفه‌تر از استفاده از بویلرهای متداول می‌باشد. هزینه‌های نصب و کلی موجود در جدول ۱-۷۷، به صورت نموداری در شکل ۱-۸۸ نشان داده شده‌اند.



شکل۱-۸۸- هزینه های نصب و کلی استفاده از بویلرهای تقطیری و متداول در مدارس

به دلیل پیچیدگی ساختاری بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای متداول، هزینه نصب و راه اندازی بویلرهای تقطیری به میزان کمی بیشتر از بویلرهای متداول می‌باشد. در عوض هزینه‌های کلی برآورد شده در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری، ۱۵ درصد کمتر از بویلرهای متداول خواهد بود که این امر در شکل ۱-۸۸ کاملا پیداست.

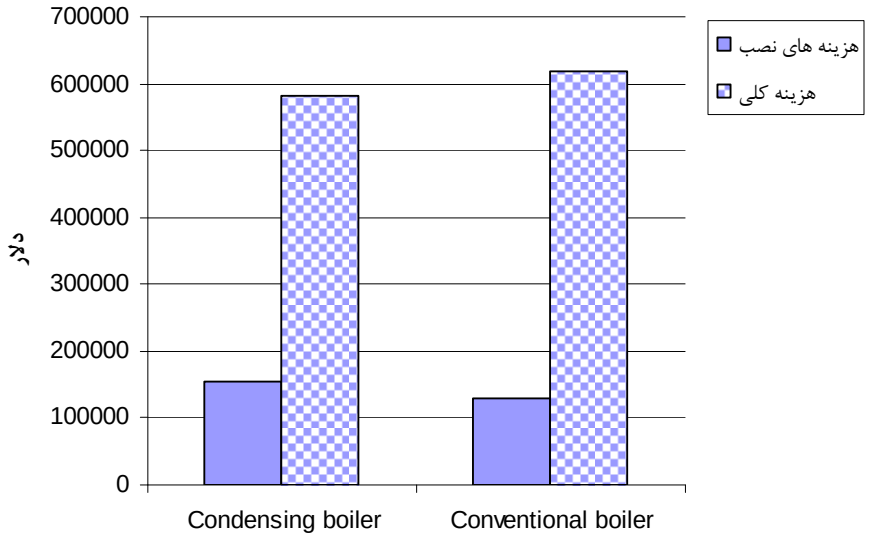
مطالعات مشابهی بر روی ادارات دولتی نیز صورت گرفته و هزینه‌های نصب و انرژی به همراه میزان صرفه جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مراکز و ادارات دولتی در جدول ۱-۷۸ جمع آوری شده است.

جدول ۱-۷۸- میزان صرفه جویی انرژی برای بویلرهای تقطیری و متداول مورد استفاده در مراکز و ادارات دولتی

	هزینه نصب	مصرف انرژی سالانه	هزینه انرژی	هزینه های اضافی	هزینه کلی
بویلر های تقطیری	۱۵۴۷۹۱	۴۸۴۶۵	۳۵۰۹۶۹	۷۵۱۳۱	۵۸۰۸۹۱
بویلرهای متداول	۱۳۰۲۰۴	۶۰۶۳۹	۴۳۹۱۲۹	۴۹۵۸۷	۶۱۸۹۲۰

هزینه ها به دلار آمریکا می‌باشد.

هزینه کلی استفاده از بویلرهای تقطیری در ادارت دولتی به اندازه ۳۸۰۲۹ دلار مقرون به صرفه‌تر از استفاده از بویلرهای متداول می‌باشد. هزینه‌های نصب وکلی موجود در جدول ۱-۷۸ به صورت نموداری در شکل ۱-۸۹ نشان داده شده‌اند. لازم به ذکر است که هزینه‌های کلی براورد شده در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری در مراکز دولتی ۷ درصد کمتر از هزینه استفاده از بویلرهای متداول خواهد بود.



شکل ۱-۸۹- هزینه های نصب وکلی استفاده از بویلرهای تقطیری و متداول در مراکز دولتی

۱-۵-۷ بازار تولید بویلرهای تقطیری در کشور استرالیا

تولیدکننده های بویلر در کشور استرالیا به چند شرکت عمده محدود می شوند که از میان آنها می توان به شرکت های Forbes، Thompson، Tomlinson و Maxitherm اشاره کرد. شرکت های مذکور در حال ساخت بویلرهایی با توان 300kW تا 50000kW می باشند.

شرکت های Tomlinson و Hunt به ترتیب به واردات بویلر از کشورهای ایالات متحده آمریکا و ایتالیا می پردازند.دراین میان شرکت های Hendy و Cambro به تولید بویلر در کشور استرالیا مشغول می باشند.

نکته قابل توجه این است که تقریبا یک چهارم بویلرهایی که در خانه ها و کارخانه های استرالیایی به تولید حرارت می پردازند از طریق واردات از کشورهای دیگر به استرالیا آورده شده اند.

بازار تولید بویلرهای خانگی در کشور های اروپایی بسیار پررونق می باشد. شرکت های بزرگ تولید کننده بویلر در اروپا عبارتند از Bosch، Baxi (که شامل برندهای Ocean و Potterton می باشد)، Sime، ELM Leblanc (فرانسه)،

Geminox (فرانسه)، Junkers (آلمان) و Glow-worm (انگلستان). بویلرهای ساخته شده توسط این شرکت ها از طریق شرکت های لوله کشی و حرارتی به کشور استرالیا وارد می شوند.

۱-۵-۷-۱ بویلرهای تقطیری خانگی در کشور استرالیا

بویلرهای خانگی شامل بویلرهای دما پایین برای تولید آب گرم می‌باشند. بازار مصرف سالانه برای بویلرهای خانگی در کشور استرالیا در حدود ۶۰۰۰ بویلر می‌باشد که دارای طول عمر مفید ۱۵ تا ۳۰ سال می‌باشند. در مجموع تعداد بویلرهای موجود در بازار استرالیا در حدود ۹۰۰۰۰ واحد است. درصد نفوذپذیری بویلرهای تقطیری در استرالیا در مقایسه با کشورهای اروپایی بسیار پایین می‌باشد (۱/۲٪ از کل خانواده ها). میزان بازار جایگزینی بویلرها در دو کشور انگلستان و ایتالیا به بیش از یک میلیون واحد در سال می‌رسد و بیش از ۹۰ درصد خانواده‌ها دارای بویلرهای گازی ساخت شرکت Baxi می‌باشند.

بویلرهای خانگی در بناهایی نظیر ساختمان‌های چند واحده و متل‌ها نیز کاربرد فراوان دارند. بسیاری از سازنده‌ها از این بویلرها تحت عنوان بویلرهای صنعتی یاد می‌کنند، بنابراین اعداد و ارقام در این زمینه نسبتا تقریبی می‌باشند.

کارخانه‌های تولید کننده بویلر در کشور استرالیا پیش بینی می‌کنند که بازار تولید بویلرهای خانگی در این کشور روند رو به رشد داشته باشد، اما این میزان رشد بسیار پایین خواهد بود. در عین حال این تولید کنندگان معتقد هستند که بیشتر این بویلرها از نوع گازی و نفتی می‌باشند و بویلرهای الکتریکی در این میان به چشم نمی‌خورند. در مقایسه بازار تولید بویلر در کشورهای اروپایی در حال رشد ۱ تا ۲ درصدی می‌باشد و بویلرهای گازی در این میان بیشترین سهم را به خود اختصاص داده‌اند.

۱-۵-۷-۲ بویلرهای تقطیری صنعتی در کشور استرالیا

اطلاعات صنعتی در این زمینه حاکی از آن است که بازار تولید بویلرهای صنعتی در کشور استرالیا به حدود ۵۰۰ واحد در سال می‌رسد. این بویلرها دارای طول عمر مفید ۱۵ ساله می‌باشند و در مجموع تعداد بویلرهای صنعتی موجود در بازار استرالیا در حدود ۷۵۰۰ واحد می‌باشد.

منابع صنعتی معتقد هستند که بیشتر این بویلرها از نوع گازی، نفتی و سوخت های جامد می‌باشند. بویلرهای الکتریکی موجود در صنایع بسیار محدود می‌باشند و آمار دقیقی در مورد درصد سهم آنها در بازار وجود ندارد. همچنین این منابع بیان می‌کنند که بازار بویلرهای صنعتی دارای روندی بدون تغییر و یا نزولی می‌باشد.

۱-۵-۷-۳ واردات بویلر به کشور استرالیا

واردات بویلر به استرالیا از طریق شرکت‌هایی که در قسمت های قبلی از آنها یاد شد صورت می‌گیرد. در سال ۱۹۹۹ تعداد ۱۵۴۷ بویلر به ارزش ۵/۹ میلیون دلار به کشور استرالیا وارد شده است که در جدول ۱-۷۹ اطلاعات مربوط به آن گردآوری شده است.

تعداد کم ولی با ارزش بالای بویلرهای Watertube نشان‌دهنده سایز بزرگ این دسته از بویلرها در مقایسه با سایر بویلرها می‌باشد. در این میان بویلرهای حرارت مرکزی برای استفاده در مصارف خانگی می‌باشند. بازار سالانه برای این دسته از بویلرها در حدود ۶۰۰۰ واحد تخمین زده می‌شود که ۲۳ درصد از کل واردات را به خود اختصاص داده است.

جدول ۱-۷۹- میزان واردات بویلر در استرالیا

نوع محصول	تعداد	ارزش (به دلار)
بویلرهای Watertube	۲۷	۳۴۷۵۰۰۰
بویلرهای تولید بخار	۱۲۱	۵۳۶۰۰۰
بویلرهای آب فوق اشباع	۷	۳۰۰۰
بویلرهای حرارت مرکزی	۱۳۹۲	۱۹۳۳۰۰۰

۱-۵-۷-٤ برنامه‌های اقتصادی برای استفاده از بویلرهای تقطیری

در کشور انگلستان، سازمان Energy Saving Trust (EST) برنامه‌ای را برای تشویق استفاده از بویلرهای تقطیری از سال ۱۹۹۳ آغاز کرده است. این برنامه بسیار موفق بوده و موجب فراگیری بازار تولید بویلر به وسیله بویلرهای تقطیری شده است. در صورت استفاده از برنامه‌ای مشابه در کشور استرالیا و جایگزینی بویلرهای تقطیری با بازده ۹۰ درصد به جای بویلرهای متداول با بازده ۸۰ درصد، میزان صرفه جویی در مصرف انرژی به 1600kWh/a به ازای هر بویلر خواهد رسید. با توجه به قیمت c/kWh ۳/۶ برای گاز در کشور استرالیا، استفاده از بویلرهای تقطیری میزان ۶۰ دلار در سال صرفه جویی اقتصادی را در پی خواهد داشت. اختلاف قیمت میان بویلرهای تقطیری و متداول در کشور انگلستان در حدود ۷۵۰ دلار می‌باشد. کاملا واضح است که مدت زمان برگشت سرمایه اولیه برای یک خریدار استرالیایی در حدود ۱۰ سال خواهد بود که مدت زمان قابل توجه‌ای می‌باشد. به همین دلیل بازار استفاده از بویلرهای تقطیری در کشور استرالیا به اندازه کشورهای اروپایی پررونق نمی‌باشد.

فصل دوم:

محاسبات طراحی

۲-۱ بررسی تکنولوژی‌ها و شرایط طراحی بویلر چگالشی در مقایسه با پکیج معمولی گازسوز

بویلر چگالشی یک دستگاه گرم کننده آب است که برای بازیابی انرژی که معمولا از طریق دودکش به اتمسفر داده میشود طراحی شده است. این وسیله با استفاده از یک مبدل حرارتی ثانویه حرارت موجود در گازهای خروجی را جهت گرم کردن آب برگشتی از سیستم بازیابی می‌کند. یک بویلر چگالشی با بازده بالا براساس بازیابی گرمای تلف شده کار می‌کند. در بویلرهای غیر چگالشی این مقدار گرما به همراه گازهای گرم از دودکش به محیط انتقال می‌یابد. بهترین بویلرهای چگالشی می‌تواند بیش از ۹۰٪ از انرژی موجود در سوخت را به گرما تبدیل کنند، این در حالی است که در نوع همرفتی آن حدود ۷۸٪ از انرژی سوخت به گرما تبدیل می‌شود.

تکنولوژی بویلرهای بخار و آب داغ در چند دههٔ اخیر مورد استفاده قرار گرفته و گسترش یافته است. این تکنولوژی نه تنها پاسخ گوی نیاز بازار بوده است، بلکه راه‌حل‌های جدیدی را برای مسائل موجود ارائه کرده‌اند.

در این گزارش به بررسی طراحی یک بویلر پرداخته می‌شود که می تواند بازدهی بیشتری نسبت بـه بویلرهـای قـدیمی داشته باشد. بازده یک بویلر غیر چگالشی معمولی حدود ۷۵٪ می‌باشد، در حالی که این بازده برای کلیه بـویلر چگالشـی مقداری بیشتر از ۸۷٪ می‌باشد. این میزان افزایش بازده به دلیل بازیابی گرمای گازهای گرم خروجـی از دودکـش مـی-باشد. بیشتر بویلرهای معمولی یک محفظهٔ احتراق دارند که اطراف آن با استفاده از یـک سـیال کـه در مبـدل حرارتـی جریان دارد، پوشانده شده است و گرمای گازهای گرم را از داخل محفظه احتراق جذب کنـد. در ایـن بویلرهـا گازهـا بـا دمایی در حدود ۱۸۰°C از دودکش بویلر خارج می‌شوند.

۲-۱-۱ نحوه کارکرد

یک بویلر غیرچگالشی سنتی با سوزاندن سوخت کار می‌کند و گاز های داغ احتراق آب موجود در مبدل حرارتـی را گـرم می‌کند. گازهای اتلافی همچنان داغ می‌باشند (۱۸۰□C-۲۰۰□C) و به اتمسفر تخلیه می‌شوند.

در یک بویلر چگالشی که در راندمان حداکثر کار می‌کند، بخار آب تولید شده بوسیله احتراق سوخت در بویلر با استفاده از یک مبدل حرارتی ثانویه، که آب برگشتی به بویلر را گرم می‌کند، به آب مایع چگالیده می‌شود. آب بازگشـتی بـه مقـدار کافی سرد است تا باعث شود بخار به بخار آب و آب مایع چگالیده شود، در نتیجه بویلر چگالشی نامیده می‌شود. قسـمی از راندمان اضافی بویلرهای چگالشی مربوط به سرد کردن گازهای خروجی می‌باشـد، ولـی قسـمت عمـده آن ناشـی از بازیابی انرژی موجود در بخار آب موجود در این گازها است. این عمل حرارت نهان موجـود در بخـار آب کـه معـادل بـا ۲۲۶۰ kJ/kg می‌باشد، به مبدل حرارتی انتقال می‌دهد.

راندمان عملکردی واقعی بویلرهای چگالشی به دمای آب برگشتی بستگی دارد، اگر دمای آن زیاد باشد مقـدار چگـالش محدود بوده و راندمان اضافی کمتری بدست می‌آید. به همین علت، نسل جدیدتر بویلرهـای چگالشـی (کـه mod con نامیده می‌شوند) دارای میکروکنترلرهای کنترل کننده احتراق می‌باشند، که نسبت گاز– هوا را با استفاده از الگوریتمی که دمای هوای خروجی، دمای آب تغذیه شده، دمای آب برگشتی به بویلر و زمان در یک دمای مشـخص را در نظـر مـی-گیرد، تنظیم می‌شود. الگوریتمهای بسیار پیچیده نیازهای یک ساختمان را بر اساس یک دمای هوای مشخص یاد مـی-

گیرند و به صورت کاملا موفق دمای آب برگشتی را به گونه‌ای تنظیم می‌کنند که گازهای خروجی را چگالیده و حرارت موجود در بخار را بازیابی می‌کند. Mod con همچنین سیکل on/off را در جهت افزایش راندمان کاهش می‌دهد. این وسایل فقط مقدار حرارتی را که ساختمان به ازای یک دمای هوای مشخص از دست می‌دهند تولید می‌کنند.

بویلرهای چگالشی به گونه‌ای طراحی شده‌اند که ابتدا گرما از طریق مبدل حرارتی اصلی به آب منتقل می‌شود، سپس در بالای بویلر دوباره گازهای گرم را به داخل یک مبدل حرارتی ثانویه هدایت می‌کنند. این امر می تواند دمای گازهای خروجی را به مقداری کمتر از $55^{\circ}C$ کاهش دهد. این کاهش دما موجب چگالش بخار آب موجود در محصولات احتراق می‌شود. بخار آب چگالیده شده به دلیل نیروی وزن به سمت پائین حرکت کرده و جمع آوری می‌شود. گازهای باقی مانده نیز به محیط تخلیه می‌شوند. نکتهٔ قابل توجه این است که به دلیل کاهش دما نیروی شناوری گازها کم می‌شود، به همین دلیل باید از یک فن جهت خروج آنها استفاده کرد. بویلرهای چگالش تنها در صورتی می‌توانند در حالت بازده بالا کار کنند که جریان بازگشتی در دمای لوله های گاز کمتر از $55^{\circ}C$ باشد. این مقدار دما باید ثابت نگه داشته شود تا گرما بتواند از گازهای خروجی به آب انتقال یابد.

۲-۱-۲ موارد استفاده

بویلرهای چگالشی در حال حاضر به طور وسیعی در اروپا و با درجه‌ای کمتر در امریکای شمالی جایگزین سیستمهای گرمایش مرکزی سنتی شده‌اند. هلند به احتمال زیاد اولین کشوری بوده که از این سیستمها به طور وسیعی استفاده کرده است. در اروپا، نصب این تجهیزات قویاً توسط گروهای فشار و بدنه دولت، که در ارتباط با کاهش مصرف انرژی هستند، توصیه می‌شود. در بریتانیا، برای مثال، از سال ۲۰۰۵ تمام سیستمهای گرمایش مرکزی نصب شده در انگلیس و ولز باید از نوع چگالشی با راندمان بالا باشد. در آمریکا تخفیف مالیاتی برای نصب بویلرهای چگالشی در نظر گرفته شده است. در غرب کانادا تامین کننده‌های انرژی در حال حاضر تخفیف‌هایی را برای آپارتمانهایی که از این سیستمها استفاده می‌کنند در نظر گرفته‌اند. افزایش قیمت گاز طبیعی در آمریکای شمالی باعث جایگزینی بویلرهای چگالشی به جای سیستمهای گرمایشی قدیمی شده است.

در صورت استفاده از بویلرهای چگالشی باید توجه داشت که این بویلرها در خانه‌هایی نصب می‌شوند که سیستم رادیاتور و جریان برگشتی آن ها مناسب با بویلرهای چگالشی باشد. در صورتی که افراد به این موضوع توجه نکنند، از لحاظ اقتصادی ضرر خواهند کرد. همانگونه که ذکر شد، دمای پایین جریان بازگشتی و اتصالات بسیار لازم است. در نتیجه گاهی سیستم جاری چگالشی مقدار بازده مورد انتظار را ندارند. برای مثال، در یک سیستم گرمایش مرکزی رادیاتورها و مدار اصلی جریان به گونه‌ای طراحی می‌شوند که دمای جریان بازگشتی در مورد $82^{\circ}C$ باشد. در این صورت هزینهٔ زیادی برای نصب بویلر چگالشی شده است، در حالی که بازده آن مقدار کمی افزایش می یابد در این کاربرد، بویلر تنها در موقع گرم شدن و شروع به کار در حالت چگالشی عمل خواهد کرد.

بویلرهای ترکیبی یا پکیج‌ها علاوه بر تأمین آب گرم موجود در سیستم بستهٔ گرمایش، آب گرم مصرفی خانگی را نیز تأمین می‌کند. مزایای استفاده از پکیج‌ها عبارتند از:

۱- نصب آسان: در پکیج‌ها مخزن نگهداری آب حذف می‌شود در نتیجه لوله کشی نیز کاهش می‌یابد.

۲- کاهش اشغال فضا: پکیج‌ها مخزن نگهداری آب گرم ندارند.

۳- صرفه اقتصادی: فقط آبی که نیاز است گرم می‌شود و از اتلاف حرارت جلوگیری می‌شود. مشکل استفاده از پکیج‌ها این است که دبی آب گرم آنها کم است، در نتیجه، به عنوان مثال، زمان زیادی طول می‌کشد تا یک وان حمام را پر کند و یا نمی‌توان در یک زمان از دو شیر آب گرم استفاده کرد. با این وجود پکیج‌ها برای خانه‌های معمولی بسیار مناسب‌اند. در اصل نسل جدیدی از پکیج ها نیز به بازار آمده است که یک مخزن کوچک ذخیره‌سازی و گرم کردن آب دارد.

براساس آمار موجود در سازمان انرژی ایالات متحده، ۶۵٪ از بویلرهایی که در آمریکا مورد استفاده قرار گرفته‌اند، دارای عمری بیش از ۲۵ سال می‌باشند. در ضمن باید توجه داشت که این بویلرهای همرفتی قدیمی بازدهی کمتر از ۸۰٪ دارند.

تصمیم دولت ایالات متحده مبنی بر تعویض بویلرهای قدیمی جهت کاهش مصرف سوخت یا ساخت نسل جدید بویلرهای گازی همراه بوده است. این نوع بویلرهای خانگی جمعیت کار در حالت چگالش طراحی شده‌اند و می‌توانند تا

۹۹٪ بازده انرژی داشته باشند. این مقدار افزایش بازده انرژی منجر به کاهش هزینهٔ انرژی، در حدود صدها هزار دلار در سال، می‌شود.

۲-۱-۲-۱ مهمترین مسائل در انتخاب بویلرهای همرفتی و چگالشی

تولیدکنندگان عقیده دارند که یکی از مهمترین سوال‌هایی که باید در هنگام انتخاب یک بویلر همرفتی و یا یک بویلر چگالشی پرسیده شود، این است که آیا سیستم جهت استفاده از مزایای یک بویلر که می‌تواند در حالت چگالشی عمل کند، طراحی شده است؟

باید توضیح داد که چگالش گازهای سوخته در صورتی ممکن است که سیستم به گونه‌ای طراحی شده باشد که دمای آب بازگشتی کمتر از ۱۳۵° F باشد. هرچه دمای آب بازگشتی به مقداری کمتر از این دمای ماکزیمم کاهش یابد، بازده چگالشی افزایش می‌یابد. بویلرهای همرفتی که برای کار در دمای همرفتی (۱۴۰ –۱۵۰° F) طراحی شده‌اند، نمی‌توانند در حالت چگالشی کار کنند و در نتیجه افزایش بازده چگالشی نخواهند داشت. گاهی به جای تعویض بویلر برای کار در حالت چگالشی، یک بویلر همرفتی با دمای کار بالاتر از حالت چگالشی را دوباره یک طراحی کلی می‌کنند.

موارد دیگر نیز در انتخاب بویلر باید مد نظر قرار گیرد. این موارد شامل قیود مالی، نوع ساخت ساختمان، بارگرمایی مورد نیاز، انعطاف پذیری به سوخت، نوع پروژه مانند ساخت ساختمان جدید و یا تغییر کاربری آن و موارد دیگر می‌شود.

به منظور جایگزینی بویلر چگالشی در سیستم حرارتی چند موضوع باید مورد توجه قرار گیرد. اگر بویلر موجود، یک بویلر قدیمی با مشعل باز است، می تواند بازدهی برابر ۶۵–۶۰ ٪ داشته باشد. با در نظر گرفتن هزینهٔ نگهداری و انرژی، جایگزینی این نوع بویلرها با بویلرهای چگالشی به صرفه خواهد بود.

در صورتی که بویلر موجود از نوع بویلرهای همرفتی با محفظهٔ احتراق بسته است، بازده بویلر در حدود ۷۵٪ می باشد. از آنجا که در سیستم هایی که از این بویلر استفاده می‌کنند، دمای آب بازگشتی به بویلر نسبتاً زیاد می‌باشد، با توجه به هزینهٔ اولیهٔ زیاد استفاده از بویلرهای چگالش، ممکن است استفاده از آن در چنین وضعیتی به صرفه نباشد. در این شرایط باید هزینهٔ انرژی و نگهداری کاملاً بررسی شود.

در صورتی که بتوان ساختمان را برای استفاده از بویلرهای چگالشی طراحی کرد، این بویلرها یک جایگزین اقتصادی مناسب برای بویلرهای همرفتی می‌باشند. در طراحی سیستم حرارتی، درصورت استفاده از بویلرهای چگالشی، می توان از روش‌هایی نظیر گرمایش از کف ساختمان و یا گرمایش شعاعی، که در آن لوله های حاوی آب گرم از داخل دیوار می‌گذارند، استفاده کرد. در این روش‌ها دمای گاز پایین است و در نتیجه دمای آب بازگشتی به بویلر نیز کم خواهد بود.

۲-۱-۲-۲ مزایای استفاده از بویلرهای چگالشی

در طی طراحی سیکل کار یک بویلر همرفتی باید توجه داشت که هیچ گونه چگالشی نباید در مبدل حرارتی رخ دهد. چگالش زمانی رخ می‌دهد که دمای بخار آب موجود در محصولات احتراق به مقداری کمتر از دمای شبنم آنها برسد. در این صورت تغییر فاز رخ خواهد داد. این تغییر فاز منجر به آزاد شدن ۱۰۰۰۰ BTU انرژی به ازای هر پوند بخار آب چگالیده شده می‌شود. فرآیند چگالش در صورتی که دمای آب بازگشتی کمتر از ۱۳۵°F باشد به صورت طبیعی انجام می‌شود.

باوجود تمایل به کار بویلرها در حالت چگالشی (به دلیل افزایش ۱۱ تا ۱۲ درصدی بازده آنها)، باید توجه داشت که چگالش منجر به آسیب دیدن بویلرهای همرفتی می شود. زمانی که گرمای نهان از بخار آب گرفته می‌شود، مایعات اسیدی حاصل از چگالش روی سطح مبدل حرارتی جریان می‌یابند. مبدل حرارتی در این شرایط خورده خواهد شد، مگر آنکه در ساخت آن از جنس‌های مقاوم به خوردگی استفاده شده باشد. در بویلرهای همرفتی طراح باید از وسایل و تجهیزات جانبی مثل گرمکن، دریچه اختلاط و ..... استفاده کند تا اطمینان یابد که دمای بازگشتی به بویلر بیش از ۱۴۰°F است.

بویلرهای پربازده امروزی برای چگالش طراحی شده‌اند، مبدل حرارتی این بویلرها از موادی خاص و با استفاده از تکنولوژی ویژه‌ای ساخته شده‌اند، به گونه‌ای که می‌توانند سال‌ها در مقابل محیط های خورنده مقاومت نشان دهند. در ضمن در صورت استفاده از مبدل‌های چگالشی در بویلر دیگر نیازی به تجهیزات جانبی جهت افزایش دمای آب بازگشتی به بویلر نمی‌باشد. در این صورت هزینهٔ اولیه و نگهداری این تجهیزات نیز برطرف می‌شود.

۲-۱-۲-۲-۱ افزایش آسایش و بهبود کنترل سیستم حرارتی

اکثر بویلرهای همرفتی با استفاده از کلیدهای دمایی روش و خاموش کنترل می‌شوند، البته در برخی از آنها نیز کنترل کننده‌هایی وجود دارد که می‌تواند ظرفیت مشعل را برحسب نیاز به نسبت‌های ½ و یا ⅓ برحسب دمای مورد نیاز کم کند. در نتیجه، در اکثر اوقات، بویلر در ظرفیت کامل و یا نزدیک به آن کار می‌کند. در این سیستم‌ها کنترل دما بسیار ضعیف است و ممکن است اختلافی حدود ۱۰ تا ۲۰°F میان دمای مطلوب و دمای واقعی موجود داشته باشد.

مشکل دیگر استفاده از سیستم کنترلی روشن و خاموش کردن بویلر، ایجاد تلفات چرخه ای در این نوع بویلرها می باشد. هر بار که بویلر خاموش می شود، مبدل حرارتی سرد خواهد شد. برای روشن کردن بویلر باید صبر کنیم تا مبدل حرارتی درباره گرم شود این سرد و گرم شدن مبدل حرارتی منجر به تلفات گرمایی خواهد شد. در ضمن وقتی بویلر روشن می‌شود، در بار کامل کار می‌کند که ممکن است از نیاز ساختمان خیلی بیشتر باشد. در بویلرهای جدید این امکان وجود دارد که بویلر بتواند در نسبت‌هایی حدود ۱/۲۰ بار کامل نیز کار کند. چنین کارکرد پیوسته‌ای، علاوه بر اعمال کنترل بیشتر بر دمای خروجی، منجر به کاهش نرخ مصرف سوخت و درنتیجه افزایش زمان عبور گازهی گرم خروجی از داخل مبدل حرارتی می‌شود. این امر منجر به افزایش بازیافت گرما از گازهای خروجی می‌شود. بازده سیستم‌هایی که از این نوع کنترل استفاده می‌کنند، در حالت بار ناقص، بسیار بیشتر از بویلرهای همرفتی با کنترل روشن و خاموش می-باشد. بویلرهای پربازده امروزی سیستم کنترل دما را با مشعل‌های قابل کنترل دقیق ترکیب کرده‌اند که بتوانند سیستم-های حرارتی با صرفهٔ اقتصادی را توسط متناسب کردن میزان گرمای خروجی با بار مورد نیاز بدست آورند. در این فرآیند مهندسان از کنترل گرما و PID برای یکسان کردن بار تولیدی و بار مورد نیاز با حداکثر خطا استفاده کرده‌اند.

همانگونه که گفته شد، بویلرهایی که با کنترل گرمای پیوسته کار می‌کنند، سوخت کمتری از بویلرهای معمولی مصرف می‌کنند. این بویلرها در حالت بارناقص بسیار پربازده خواهند بود. بازده این بویلرها در حالت بار کم حدود۳۰ تا ۴۰ درصد بیش از بویلرهایی است که از کنترل روشن و خاموش استفاده می‌کنند.

۲-۱-۲-۲-۲ کاهش فضای مورد نیاز

یکی از مشکلات طراحی بویلرهای همرفتی فضای لازم برای نصب آنها می‌باشد. همانگونه که گفته شد این بویلرها دارای تجهیزات جانبی زیادی جمعیت جلوگیری از چگالش می‌باشند. در ضمن خروج گازهای گرم توسط جابجایی آزاد انجام می‌شود، که خود نیازمند سیستم لوله‌کشی مخصوص می‌باشد.

در سیستم‌های چگالشی به دلیل استفاده از جابجایی اجباری جهت خروج گازهای گرم حاصل از احتراق، فضای لازم برای لوله‌کشی نیز کاهش می‌یابد. علاوه بر این تجهیزات جانبی نیز حذف می‌شوند که در نتیجه موجب کاهش فضا، کاهش هزینه اولیه و کاهش هزینه‌های ناشی از نصب و نگه‌داری می‌شود.

۲-۱-۳ انواع

امروزه دو نوع بویلر چگالشی وجود دارد، که یکی از آنها از اصول انتقال حرارت تر و دیگری از انتقال حرارت خشک استفاده می‌کنند. در نوع اول بویلرهای چگالشی که بویلر چگالشی تر نام دارد، آب موجود در چرخه به طور مستقیم با محصولات داغ احتراق در تماس قرار می‌گیرد. این نوع بویلرها بیشتر در سیستم‌های بزرگ و صنعتی مورد استفاده قرار می گیرند. در نوع خشک بویلرهای چگالشی، محصولات احتراق به طور غیر مستقیم و توسط یک مبدل حرارتی، گرما را به آب منتقل می‌کنند.

در بویلرهای چگالشی محصولات احتراق در داخل یک مبدل حرارتی اولیه جریان می‌یابند و گرمای خود را به آب می‌دهند. تا این قسمت عملکرد آنها شبیه به نحوهٔ کار بویلرهای همرفتی می‌باشد ولی این شباهت در همین نقطه تمام می‌شود. در بویلرهای چگالشی به جای هدایت گازهای گرم به سمت دودکش (این گازها دمایی در حدود $200-250^{\circ}C$ دارند)، در اطراف یک مبدل حرارتی ثانویه چرخانده می‌شوند تا گرمای آنها به آب بازگشتی انتقال یابد. در این مبدل حرارتی گرما به دو صورت از گازهای گرم گرفته می شود:

۱- گرمای آشکار: این گرما همان مقدار گرمایی است که صرف افزایش دمای آب می‌شود.

۲- گرمای نهان: این مقدار گرما از چگالش بخار آب بدست می‌آید.

استفاده از این دو منبع گرما موجب افزایش بازده می‌شود. بازده بویلر حتی با در نظر گرفتن استفاده از تجهیزات الکترونیکی نظیر فن در آن نیز افزایش می‌یابد. مشخص است که استفاده از فن در بویلرهای چگالشی لازم است زیرا گازهای خروجی از مبدل حرارت ثانویه دمای بسیار پایینی دارند و نمی تواند توسط جابجایی آزاد تخلیه شوند، آب حاصل از چگالش بخار نیز در قسمتی از بویلر جمع شده و به طرف سیستم تخلیهٔ فاضلاب هدایت می‌شود. این مقدار آب اسیدی است، ولی در مسیر توسط سایر مایعات دفع شده و رقیق می‌شود.

۲-۱-٤ راندمان

با افزایش قیمت سوخت و محدودیت‌های موجود در منابع انرژی، تأمین کنندگان انرژی و تولید کنندگان بویلرهای مختلف زمان بیشتری به منظور افزایش بازده محصولات خود صرف می‌کنند، یکی از محصولات اخیر این مطالعات بویلرهای چگالشی می‌باشد.

به طور یقین، هیچ بویلری نمی‌تواند بازدهی برابر ۱۰۰٪ داشته باشد، زیرا محصولات احتراق در فرآیند تخلیه به محیط، مقداری از گرمای آزاد شده را همراه خود خارج می‌کنند. بازده واقعی یک بویلر به چندین پارامتر بستگی دارد. این پارامترها عبارتند از:

۱- عمر بویلر
۲- طراحی با بار حرارتی بیشتر از مقدار مورد نیاز
۳- نوع مشعل شامل جرقه ای و یا همرفتی
۴- نگهداری توسط یک متخصص از بویلر

یک بویلر همرفتی جدید می‌تواند بازدهی در حدود ۷۵٪ داشته باشد. ۲۵ درصد باقی مانده آن همراه گازهای خروجی به محیط تخلیه می‌شود. برای افزایش بازده باید مقداری از این گرما پس گرفته شود، ولی این موضوع مشکلات دمایی نیز به همراه خواهد داشت. مشکل اول این است که باید اختلاف دمای قابل توجهی بین دمای محصولات و دمای محیط وجود داشته باشد تا گازها به صورت جابجایی آزاد از بویلر خارج شود.

مشکل دوم، ایجاد قطرات آب ناشی از چگالش بخار آب موجود در محصولات احتراق می‌باشد. با جمع آوری این قطرات در محلی در پایین بویلر با استفاده از نیروی وزن آنها می‌توان این مشکل را برطرف کرد. البته باید توجه داشت که این قطرات به دلیل وجود گازهایی نظیر SOx و NOx در محصولات احتراق اسیدی هستند.

هرچه دمای آب بازگشتی به بویلر چگالشی نسبت به دمای محصولات احتراق پایین تر باشد، گرمای بیشتری به آب منتقل می‌شود. برای کاهش این دما راه‌هایی وجود دارد. به عنوان مثال، با استفاده از رادیاتورهای بزرگ‌تر، می‌توان دمای کار سیستم حرارتی را کاهش داد. در نتیجه دمای آب بازگشتی به بویلر نیز کاهش خواهد یافت. در عمل استفاده از چنین روشی به صرفه نمی باشد، زیرا با افزایش اندازهٔ رادیاتورها اگر چه میزان بازده بویلر افزایش می‌یابد، ولی در عوض هزینهٔ اولیهٔ ساخت و نصب رادیاتورها و سایر تجهیزات نیز افزایش خواهد یافت. راه حل واقع بینانه، افزایش شار گرما و در نتیجه افزایش اختلاف دمای آب رفت و برگشت از ۱۱°C به حدود ۲۰°C می‌باشد. پس در صورت استفاده از یک بویلر چگالشی، بدون عوض کردن رادیاتورها، باید به این نکته توجه داشت که برای رسیدن به بازده بالا باید تعداد رادیاتورها افزایش یابد و یا بار حرارتی کمتر از حالت قبل از بویلر معمولی در نظر گرفته شود.

تولید کنندگان بویلرهای چگالشی ادعا می‌کند که به بازده حرارتی بالاتر از ۹۸٪ می‌توانند دست یابند، که در مقایسه با راندمان ۷۰ تا ۸۰٪ بویلرهای معمولی مقدار قابل توجهی است. مدلهای معمولی راندمانی در حدود ۹۰٪ ارایه میدهند که شامل بسیاری از برندهای بویلرهای چگالشی گازسوز در مقایسه با انواع مختلف آن می‌شود. در بریتانیا، این مقدار راندمان در شاخص SEDBUK[1] برابر با رده A است و در آمریکای شمالی معمولا نشان های ECO LOGO ویا گواهینامه Energy Star را دریافت می‌کنند.

راندمان بویلرهای چگالشی، هنگامیکه در منازل نصب می‌شود، به میزان ۴ تا ۵٪ کمتر از مقدار تست شده در آزمایشگاه ها می‌باشد. بخشی از کاهش راندمان به این علت است که اغلب در مقایسه با تقاضای حرارتی منازل ظرفیت بیشتری دارند، لذا دمای آب برگشتی بیشتر از ۵۰C است، که از چگالش زیاد در مبدل حرارتی جلوگیری می‌کند. آموزش صحیح نصب کننده‌ها و مصرف کنندگان می‌تواند باعث افزایش راندمان بویلرهای چگالشی تا مقدار اعلام شده توسط

[1] Seasonal Efficiency of Domestic Boilers in the UK

آزمایشگاه‌ها شود. سازمان منابع طبیعی کانادا همچنین راه کارهایی را برای استفاده بهینه از این بویلرها به عنوان ترکیب سیستمهای گرمایش آب و محیط منازل را پیشنهاد داده است.

۲-۱-٤-۱ افزایش بازده سیستم بویلرهای چگالشی

بویلرهای چگالشی به دلیل بازیابی گرمای نهان موجود در بخار آب تولید شده در فرآیند احتراق و کاهش تلفات چرخشی، از جمله وسایل پربازده در سیستم‌های تولید و چرخه گرمایشی می‌باشند. یکی از خصوصیات سیستم‌هایی که از بویلرهای چگالشی استفاده می‌کنند، دمای کم آب بازگشتی می‌باشد. در این قسمت نحوهٔ دست یابی به دمای بازگشتی کم، با استفاده از روش صنعتی کنترل مستقل فشار، مورد بحث قرار گرفته است.

با بهینه‌کردن عملکرد انتقال حرارتی در کویل‌ها، توسط کنترل مستقل فشار در متناسب کردن بار حرارتی تولید شده با بار حرارتی مورد نیاز، می‌توان فضای بیشتری را با استفاده از مقدار انرژی کمتر گرم کرد.

بویلرهای چگالشی می‌توانند گزینهٔ مناسبی برای صرفه جویی در انرژی باشند، ولی اگر نحوهٔ کار آنها به گونه‌ای باشد که دمای آب بازگشتی در آنها زیاد باشد، قابلیت کار در حالت چگالشی را نخواهند داشت. با گسترش تکنولوژی و افزایش تقاضا برای بهینه‌سازی، سیستم های حرارتی را می‌توان به گونه‌ای طراحی کرد که از تمام پتانسیل چگالشی خود استفاده کنند.

۲-۱-٤-۲ تعویض و جایگزینی بویلر

هرنوع بویلری می‌تواند با استفاده از دمای کم آب بازگشتی در حالت چگالشی کار کند. در این میان بویلرهای چگالشی به منظور مقاومت در برابر محیط‌های اسیدی نیز طراحی شده‌اند. اگر چه در جهان امروز هزاران واحد گرمایش وجود دارند که می‌توانند از بویلرهای چگالشی استفاده کنند، تقریباً هیچ یک از آنها جهت کار در حالت پر بازده چگالشی طراحی نشده‌اند. شکل ۲-۲ عملکرد یک سیستم بویلر چگالشی را در دامنهٔ وسیعی از دمای بیرون و بارهای گرمایی

مختلف نشان می‌دهد. توجه کنید که در سیستم‌های مورد آزمایش دمای آب بازگشتی آنقدر کم است که می تواند موجب چگالش شود.

در سیستم نشان داده شده در شکل ۲-۲، دمای آب بازگشتی به بویلر به صورت خطی نسبت به دمای هوای محیط بیرون تغییر می‌کند. طراحی سیستم گرمایشی به گونه‌ای بوده است که اختلاف دمای آب رفت و برگشت $30^{\circ}F$ باشد یعنی سیستم به صورت $180^{\circ}F/150^{\circ}F$ کار کند، اما در عمل و در بهترین حالت مقدار $20^{\circ}F$ اختلاف دما حاصل شده است. سرعت پمپ تنها در محدودهٔ ۵۰ تا ۵۴ هرتز تغییر می‌کند. این نکته به این معناست که سرعت جریان در بارهای گرمایی متفاوت، به صورت چشمگیری تغییر نمی‌کند. در نتیجه اختلاف دمای کم (و سرعت جریان ثابت)، تغییر سرعت پمپ تأثیر کمی بر صرفه جویی در مصرف انرژی دارد.

از آنجا که دمای آب بازگشتی در این سیستم حرارتی آنقدر زیاد است که چگالش به ندرت رخ می دهد، عملکرد سیستم حرارتی برابر عملکرد یک بویلر همرفتی می‌باشد. خوشبختانه کویل‌ها ظرفیت انتقال حرارت بسیار زیادی ندارند. در نتیجه با کنترل مناسب می‌توان اختلاف دما را به شدت کاهش داد، کاهش دمای آب بازگشتی بویلرها را قادر می‌سازد که در بخش عمده‌ای از زمان کار خود به صورت چگالشی عمل کنند.

جداول ۲-۱ و ۲-۲ عملکرد مورد انتظار یک کویل گرمایشی هوایی را نشان می‌دهد. کویل‌ها برای آب ورودی با دمای $180^{\circ}F$ طراحی شده‌اند. دمای خروج آب نیز در آنها $160^{\circ}F$ در نظر گرفته شده است. هوا نیز در این سیستم با دبی 20000 cfm و دمای $55^{\circ}F$ وارد شده و با دمای $92/28^{\circ}F$ از آن خارج می‌شود. در جدول ۲-۱ فرض شده است که سیستم با یک منبع بی نهایت که آب $180^{\circ}F$ را تأمین می‌کنند، بدون توقف کار می‌کند. در جدول ۲-۲ اعداد با فرض برنامهٔ شروع مجدد خطی بین دماهای $180^{\circ}F$ و $140^{\circ}F$ بدست آمده‌اند. همانگونه که در هر دو جدول مشخص است با کاهش بار، دمای هوای خروجی کم می‌شود. با توجه به اینکه سیستم‌های HVAC، در اکثر مواقع به صورت بار ناقص کار می‌کنند، انتظار می‌رود که اگر بار به مقداری کمتر از ۵۰٪ بار کامل برسد، سیستم به صورت چگالشی کار کند. انواع مختلفی از بویلرهای چگالشی در بازار موجود می‌باشد. برخی از این بویلرها به مقدار اختلاف دمای بیشینه کار سیستم محدود هستند، در حالی که تنها نیاز به یک جریان ثابت و لوله کشی ورودی و خروجی خاص خود دارند. بعلاوه ممکن

است بیشترین دمای آب ورودی و کمترین جریان ورودی نیز در آنها محدود شده باشد. به هر حال باید توجه داشت که در حالت کار با بار ناقص، اگر سیستم به خوبی کنترل شود، مقدار اختلاف دمای رفت و برگشت افزایش می‌یابد و در نتیجه دمای آب بازگشتی به شدت کاهش خواهد یافت این امر منجر به افزایش چشمگیری در مدت زمان کار در حالت چگالشی خواهد شد.

۲-۱-٤-۳ استفاده از بویلر در سازه ها و ساختمان های جدید

در صورت استفاده از بویلر در ساختمان های جدید و نوساز، کارهای مختلفی را می‌توان به منظور کاهش هزینهٔ اولیه و هزینهٔ جاری انجام داد و سیستم را به بهترین وضعیت عملکرد محیطی رساند. در این نوع استفاده می‌توان سیستم حرارتی را به گونه ای طراحی کرد که اختلاف دمای آب رفت و برگشتی به بویلر حداقل$60^{\circ}F$ باشد. در این صورت اولاً اندازهٔ پمپ و قطر و یا طول لوله‌ها کاهش می‌یابد و ثانیاً بویلر می‌تواند با استفاده از دمای کم آب بازگشتی در حالت چگالشی و با بازده بسیار بالا کار کند.

جداول ۲-۳ و ۲-۴ عملکرد مورد انتظار کویل‌های گرمایی با اختلاف دمای بالا را نشان می‌دهد. در این کویل دمای ورود و خروج آب به ترتیب $200^{\circ}F$ و $140^{\circ}F$ بوده و دمای ورود و خروج هوا نیز به ترتیب $55^{\circ}F$ و $90^{\circ}F$ می‌باشند. دبی آب در این کویل ها ۲۰۹۴۵ cfm است. این دبی به گونه‌ای انتخاب شده، که بار گرمایی سیستم برابر با بار گرمایی سیستم مورد بررسی در جداول ۲-۱ و ۲-۲ شود. در جدول ۲-۳ فرض شده است که آب به صورت پیوسته در دمای $200^{\circ}F$ به بویلر وارد می‌شود و بویلر نیز خاموش نمی‌شود. در جدول ۲-۴ یک برنامهٔ شروع مجدد خطی بین دماهای $200^{\circ}F$ و $140^{\circ}F$ در نظر گرفته شده است. در هر دو جدول کاهش دما در صورت کاهش بار حرارتی مشخص است. این امر نشان می‌دهد که با طراحی صحیح ساختمان و سیستم حرارتی، می‌توان در بخش عمده ای از زمان کار، در حالت چگالشی بویلر عمل کرد.

شکل ۲-۳ یک سیستم بویلر چگالشی معمولی را در حالت کار با جریان متغیر نشان می‌دهد. در این نوع سیستم گرمایشی باید از بویلرهایی استفاده کرد که علاوه بر کار در حالت جریان متغیر، بتوانند در مبدل حرارتی اولیه خود نیز چگالش داشته باشند. برای کنترل فشار، از دریچه‌های کنترلی در هر کویل استفاده می‌شود.

سرعت پمپ‌های موجود در مسیر نیز باید کنترل شود. کنترل این پمپ‌ها دو مزیت دارد: مزیت اول کاهش تعداد پمپ مورد نیاز می باشد و مزیت دوم این است که از اختلاط آب رفت و برگشت در سیستم حرارتی جلوگیری می‌شود.

سیستم لوله کشی نیز باید با توجه به وجود یک مبدل حرارتی چگالشی ثانویه، که در آن چگالش گازی خروجی رخ می-دهد، طراحی شده باشد. در اکثر بویلرها و کویل‌ها یک مسیر فرعی برای جلوگیری از افزایش بیش از حد فشار در کویل‌ها وجود دارد. آب رفت در اثر افزایش فشار از این مسیر به مسیر آب بازگشتی وارد می‌شود. در اثر این اتفاق بازده بویلر، به دلیل افزایش دمای آب بازگشتی، کاهش خواهد یافت. به منظور جلوگیری از این امر، از کنترل سرعت پمپ استفاده می‌شود. در این سیستم هر کویل به صورت مجزا دارای دریچه نمی‌باشد. نوع دیگری از سیستم لوله کشی وجود دارد که در آن علاوه بر مسیر اصلی، مسیر ورودی به هر کویل نیز با دریچه کنترل می‌شود.

۲-۱-٤-٤ دریچه های کنترل مستقل فشار صنعتی

دریچه کنترل مستقل فشار استفاده شده در بویلرهای چگالشی، با دریچه‌های حرکت محدود کننده جریان و کنترل دو مسیره دریچه بسیار متفاوت هستند. در این دریچه‌ها نیز، مانند دریچهٔ استفاده شده در بویلرهای همرفتی، جریان آب لازم برای تأمین بار حرارتی کویل ها کنترل می‌شود. تفاوت این دریچه‌ها با دریچه بویلرهای همرفتی این است که با تغییر فشار در سیستم، جریان ورودی به کویل‌ها تغییر نمی‌کند. جریان در این دریچه‌ها تنها زمانی تغییر می‌کند که شیر مربوط به دریچه چرخانده شود.

دریچه‌های کنترل مستقل فشار موجود، منجر به افزایش اختلاف دمای آب رفت و برگشت، بهینه شدن عملکرد کویل‌ها و افزایش زمان کار در حالت چگالش نسبت به بویلرهای همرفتی می‌شوند.

استفاده از این دریچه‌ها منجر به کاهش جریان مورد نیاز در آب گرم و یا سرد موجود در کویل‌ها می‌شود. زمانی که انتقال حرارتی کویل ها افزایش می‌یابد، جریان آب لازم برای بار مورد نظر کاهش خواهد یافت. این موضوع در سیستم-های گرمایشی به معنی کاهش دمای آب بازگشتی به سیستم می‌باشد.

۲-۱-٤-۵ کنترل on/off بر اساس دمای آب خروجی

کنترل روشن و خاموش بویلر براساس دمای آب خروجی، منجر به کاهش تلفات گرمایی و افزایش مقاومت بویلر در برابر کنترل ضعیف می‌شود. به طور معمول، در صورت وجود کنترل مناسب در سیستم حرارتی، دیگر نیازی به کنترل روشن و خاموش نمی‌باشد و آب گرم به صورت پیوسته با انرژی کمتر حاصل می‌شود. در ضمن دمای آب بازگشتی به سیستم نیز کاهش می‌یابد، که منجر به افزایش بازده بویلر خواهد شد. در حین بررسی انواع مختلف تصمیمات طراحی و بازده‌های انرژی توجه به نکات زیر نیز ضروری می‌باشد.

- اگر دمای خروجی از بویلر بیش از $180^{\circ}F$ باشد، حتی ۵٪ نشت در سیستم لوله کشی نیز بازده بویلر را نابود خواهد کرد. این موضوع در صورت کاهش این دما به $120^{\circ}F$ اهمیت نخواهد داشت. دریچه های استفاده شده در بویلرهای همرفتی به سرعت کثیف شده و جرم می‌گیرند. این امر منجر به افزایش فشار در لوله‌ها و ایجاد نشتی می‌شود.
- دریچه‌های استفاده شده در بویلرهای همرفتی در صورت کم بودن مقدار جریان، عملکرد بسیار ضعیفی خواهند داشت. عملکرد آنها منجر به افزایش مقدار دمای آب بازگشتی به بویلرها می‌شود. استفاده از سیستم کنترلی روشن و خاموش بویلر، با توجه به دمای آب خروجی نیز، منجر به کاهش اختلاف دمای آب رفت و برگشت و در نتیجه کاهش بازده بویلر می‌شود.
- هرچه دمای آب در سیکل بالاتر باشد، اتلاف حرارتی نیز بیشتر خواهد بود. با استفاده از کنترل مناسب در بویلرهای چگالشی از اتلاف بیش از حد گرما جلوگیری می‌شود.
- هر چه دمای آب خروجی از بویلر نیز کاهش یابد، ΔT کاهش و سرعت جریان مورد نیاز افزایش می‌یابد.

۲-۱-۵ استفاده از اصل چگالش

استفاده محسوس از منابع انرژی سیاره ما بسیار معمول گشته است. ما انرژی مورد نیاز سبک زندگی‌مان را از منابع طبیعی که محدود هستند بدست می‌آوریم. این امر منجر به استفاده حساس از انرژی به جای تلف کردن آن می‌شود. همچنین توجه ویژه به کیفیت هوا، تکنولوژی‌ها را مجبور می‌کند تا از منابع انرژی با کمترین مقدار ممکن تولید آلاینده استفاده کنند. توسعه تکنولوژی گرمایشی باید به صورت حداقل مصرف گاز و حداقل تولید آلاینده‌ها باشد.

تکنولوژی چگالشی یک قدم بزرگ در راه رسیدن به این هدف است. در مقایسه با منابع گرمایش همرفتی، این تکنولوژی مصرف گاز را تا ۳۰٪ و تولید آلاینده هایی NOx و CO را تا ۷۰٪ کاهش می‌دهد، در حالیکه همان مقدار حرارت و آب گرم مصرفی در خانه تولید می‌شود.

بویلرهای معمولی حرارت را به صورت محصول احتراق، با استفاده از یک مبدل که انرژی را به آب در حال گرمایش انتقال می‌دهد، تولید می‌کند. محصولات احتراق، که به هوا تخلیه می‌شوند، دارای دمای متوسط ۱۲۰□C است. چیزی که از واکنش شیمیایی احتراق CO بدست می‌آید، آب است که بلافاصله به بخار تبدیل می‌شود. اگر چه، بخار آب حاوی ۱۱٪ انرژی حرارتی (اگر از گاز طبیعی استفاده شود) است؛ از بخار آب استفاده‌ای نمی‌شود و مستقیما وارد هوا خواهد شد. هدف از چگالش، گرفتن حرارت با سرد کردن بخار بوسیله مبدلهای مخصوص و استفاده از آن برای گرمایش آب است. بیشتر این انرژی هنگامی گرفته می‌شود که بخار آب موجود در محصولات احتراق چگالیده می‌شوند. می‌توان گفت محصولات احتراق در دمای آب گرم که پایین‌تر از دمای شبنم آنها (در حدود ۵۷ °C) است، سرد می‌شود. بنابراین، تکنولوژی چگالش برای سیستمهای حرارت از کف یا سیستم‌هایی با رادیاتورهای بزرگ بسیار موثر است.

در گذشته *توان حرارتی*، به عنوان حداکثر مقدار انرژی قابل استفاده در سوخت در هنگام محاسبه راندمان در نظر گرفته می‌شد. متغیر دیگری برای بیان انرژی در سوخت وجود دارد که گرمای قابل احتراق نامیده می‌شود.

این عبارت می‌تواند حرارت موجود در بخار (برای گاز طبیعی این مقدار ۱۱٪ است) را، که با استفاده از چگالش بدست می‌آید، نیز شامل شود.

اگر یک وسیله چگالشی بتواند حرارت اضافی را از بخار دریافت کند، با استفاده از محاسبات معمول، راندمانی بالاتر از توان حرارتی محدود گاز بدست می‌آید که در حدود ۱۰۰٪ است.

۲-۱-٦ تفاوت های بویلرهای همرفتی و چگالشی در نحوهٔ عملکرد و نگهداری

مایعات چگالیده تولید شده در بویلرهای چگالشی دارای خاصیت اسیدی هستند. این موضوع باید در فرایند طراحی سیستم تخلیهٔ این مایعات مورد نظر قرار گیرد.

این موضوع آنقدر مهم است که تدارک یک سیستم امن و مطمئن برای تخلیهٔ مایعات ناشی از چگالش بسیار حساس است. گفته می‌شود بویلرهای همرفتی نیاز به داشتن جداره‌ای از فولاد زنگ نزن ندارند، ولی بویلرهای چگالشی باید دارای جداره‌ای باشند که در مقابل محیط های خورنده مقاوم باشد.

در ضمت تأثیر دمای آب برگشتی در بویلرهای چگالشی بر روی اتصالات مکانیکی، دریچه ها، شیرها و لوله های انتقال آب باید مورد توجه قرار گیرد.

۲-۱-۷ مبدل حرارتی

مهمترین تفاوت موجود میان پکیج‌های معمولی و چگالشی استفاده از مبدل حرارتی چگالشی می‌باشد. مبدل حرارتی در پکیج چگالشی به گونه‌ای طراحی می‌شود که بیشترین مقدار چگالش گازهای خروجی را تأمین کند. این در حالی است که مبدل حرارتی و لوله‌های سیستم مکش گازهای خروجی پکیج‌های معمولی باید به گونه‌ای طراحی شوند که از هرگونه چگالش در آنها جلوگیری شود. در صورت رخ دادن چگالش در پکیج‌های معمولی، از آنجا که این پکیج‌ها برای مقاومت در برابر محیط‌های خورنده طراحی نشده‌اند، طول عمر پکیج به شدت کاهش می‌یابد.

علاوه بر چگالشی بودن مبدل حرارتی استفاده شده، در یک پکیج چگالشی تفاوت دیگری نیز وجود دارد و آن وجود یک مبدل حرارتی ثانویه می‌باشد. همانگونه که گفته شد، این مبدل از نوع مبدل صفحه‌ای می‌باشد و وظیفه تامین آب گرم مصرفی داخل خانه را بعهده دارد.

۲-۱-۷-۱ مبدل حرارتی چگالشی CHX

درگذشته بازده بویلرها، به دلیل وجود محدودیت کمترین دما در برخی از تجهیزات آنها، مقید شده بودند. در این بویلرها دمای گازهای خروجی باید همواره بیش از دمای شبنم آن نگه داشته می‌شد تا بیش گرم‌کن‌ها و سایر تجهیزات در معرض محیط اسیدی قرار نگیرند. اگر بخار آب تقطیر می‌شد، مبدل و مدارهای بویلر پس از گذشت زمان اندکی خورده می‌شدند.

با گسترش مبدل حرارتی چگالشی، می‌توان بازده بویلرها را تا بیش از ۹۰٪ افزایش داد. اگر افزایش بازده به جای چگالش، با کاهش دمای کار انجام می‌گرفت، به ازای هر ۱٪ افزایش بازده دمای کار باید $40^{\circ}F$ کاهش می‌یافت.

در مبدل حرارتی چگالشی CHX تمام سطوح در تماس با محیط‌های اسیدی توسط لایه‌ای از تفلون پوشانده شده‌اند. تفلون روی سطح فلز مبدل حرارتی، در مقابل تمام اسیدهای ایجاد شده در اثر چگالش بخار آب و ترکیب آن با سایر محصولات احتراق، نفوذ ناپذیر می‌باشد. این امر منجر به توانایی بویلر برای رساندن دمای گازهای خروجی به دمایی کمتر از دمای شبنم آنها می‌شود، بدون آنکه مبدل حرارتی در معرض خوردگی قرار گیرد. اگر گرمای خروجی توسط بخار آب دفع شود، می‌توان آن را به عنوان دومین منبع بزرگ اتلاف حرارت از بویلر دانست.

مبدل حرارتی چگالشی برعکس مبدلهای استفاده شده در بویلرهای همرفتی، از آن جهت یکتا می‌باشند که می‌توانند در تمام کاربردهای مربوط به گرمایش مورد استفاده قرار گیرند و گرمای نهان گازهای خروجی را که حدود ۳۲٪ از انرژی کل ورودی را تشکیل می‌دهند، بازیافت کند.

مبدل حرارتی چگالشی برای انتقال هر دو گرمای نهان و آشکار گازهای داغ حاصل از احتراق به آب، از یک مسیر استفاده می‌کند. گازهای داغ از این مسیر وارد مبدل حرارتی می‌شوند. جنس این مبدل حرارتی فولاد است و روی آن را با لایه‌ای از تفلون پوشانده اند. گازها در داخل لوله‌های مبدل حرارتی، به سمت پایین شروع به حرکت می‌کنند و در نهایت از پایین مبدل حرارتی خارج می‌شوند. جهت حرکت گازها، به دلیل تسهیل فرآیند خروج مایعات اسیدی، به سمت پایین در نظر گرفته شده است. آب سرد نیز در داخل مبدل حرارتی روی لوله ها جریان می‌یابد. به دلیل افزایش بازده

مبدل حرارتی، مبدل را به صورت جریان مخالف استفاده می‌کنند؛ یعنی جریان آب به سمت بالای مبدل حرارتی می‌باشد.

زمانی که دمای گازهای حاصل از احتراق به دمای شبنم می‌رسد، بخار آب موجود در آن روی لوله ها شروع به چگالش می کند. در طی چگالش، قطرات مایع روی تفلون تشکیل می‌شود. سپس قطرات روی سطح تفلون در اثر وزن خود به سمت پایین حرکت می‌کنند. در این فرآیند هم گرمای نهان بخار آب جذب شده و هم مایعات اسیدی از مبدل حرارتی خارج نشده‌اند.

مبدل‌های حرارتی چگالشی CHX در ابعاد بسیار متنوعی ساخته شده‌اند. در ضمن ساختمان‌های متنوعی نیز از این مبدل‌ها موجود می‌باشد. از هر یک از این مبدل‌ها در بویلر مخصوص استفاده می‌شود، به نحوی که عملکرد حرارتی بویلر چگالشی در بهینه ترین حالت خود باشد.

در صورت استفاده از آب به عنوان سیال عامل، لوله‌های مبدل‌های حرارتی چگالشی از آلیاژ C۷۰۶۰۰ ساخته شده و با لایهٔ نازکی از تفلون به ضخامت in ۰.۰۱۵ پوشانده می‌شوند. قطر خارجی این لوله ها in ۱.۱۲۵ می‌باشد. در ضمن سطح داخلی پوستهٔ مبدل حرارتی نیز با لایه‌ای با ضخامت in ۰.۰۶ توسط تفلون پوشانده شده است. در طی ساخت باید لوله‌ها به گونه‌ای در داخل پوسته قرار داده شوند که آب بندی لوله‌ها توسط لایهٔ تفلون خدشه دار نشود. این موضوع سبب اطمینان از مقاومت لوله‌ها در مقابل محیط های اسیدی می‌شود. اتصالات لوله ها نیز باید خارج از پوسته انجام شود.

به منظور محافظت از لایهٔ تفلون، دمای گازهای ورودی می‌تواند حداکثر ۵۰۰°F باشد. بیشترین فشار آب ورودی و بیشترین دمای آب خروجی نیز به ترتیب ۱۵۰ psig و ۲۵۰F می‌باشند.

از مبدل‌های حرارتی چگالشی در گرمکن‌های هوا نیز استفاده می‌شود. باتوجه به محل و نوع استفاده از آنها، جنس و محدویت‌های کار در آنها متفاوت خواهد بود.

معمول‌ترین کاربرد مبدل های حرارتی چگالشی، بازیافت گرما در بویلرها جهت بیش گرم کردن آب ورودی به آن می‌باشد. پیش گرم کردن آب ورودی به بویلرها می‌تواند بازده آنها را ۵-۳٪ افزایش دهد. گرمای گرفته شده توسط مبدل حرارتی منجر به افزایش تولید بخار با استفاده از مقدار ثابتی سوخت می‌شود. در نتیجه می‌توان برای بدست آوردن مقدار

مشخصی بخار، مقدار سوخت مصرفی را کاهش داد. استفاده در بویلرهای آب گرم و تولید بخار تنها کاربرد مبدل‌های حرارتی چگالشی نمی‌باشند. از این مبدل‌ها در نیروگاه‌ها و چرخه‌های گرمایشی در صنایع غذایی، شیمیایی و صنایع مربوط به کاغذ سازی نیز استفاده می‌شود.

در یک نمونهٔ واقعی، با نصب بویلری با سیستم پیش گرمایش آب ورودی توسط گازهای گرم خروجی، در طی ۱۰ سال به طور میانگین ۱۰۰۰ دلار در سال هزینهٔ انرژی کاهش یافته است. باتوجه به نمونه‌های صنعتی استفاده از مبدل‌های حرارتی چگالشی، باز پرداخت هزینهٔ اولیهٔ نصب خود را طی ۲۵ ماه با کاهش هزینهٔ انرژی انجام می‌دهند.

مبدل‌های حرارتی چگالشی CHX عملکرد خود را تحت شرایط اسیدی و در دمایی کمتر از دمای شبنم بخار آب، به منظور بازیابی گرما در بویلرها در طی ۱۶ سال گذشته، به خوبی به نمایش گذاشته‌اند. در بیشتر موارد استفاده از این نوع مبدل حرارتی، هدف در واقع طراحی مجدد یک سیستم حرارتی موجود می‌باشد. تنها در تعداد محدودی از این کاربردها، بویلرها برای یک ساختمان جدید طراحی شده‌اند.

براساس تجربه‌های بدست آمده، بیشترین بازده استفاده از مبدل‌های حرارتی چگالشی، زمانی بدست می‌آید که طراحی سیستم حرارتی برای یک ساختمان نوساز باشد، به گونه ای که شرایط کار برای عمل در حالت چگالشی مهیا شود در این صورت با استفاده از این نوع مبدل حرارتی می‌توان جریان آب را به صورت پیوسته بیش گرم کرد.

مهمترین مزیت استفاده از مبدل حرارتی چگالشی این است که در صورت طراحی مجدد یک سیستم حرارتی برای استفاده از بویلر چگالشی، کافی است که مبدل حرارتی بویلر با یک مبدل حرارتی چگالشی جایگزین شود. در این صورت هزینهٔ جایگزینی سایر قیمت‌ها برطرف می‌شود و دیگر نیازی به جایگزینی کل بویلر نمی‌باشد.

۲-۱-۷-۲ برطرف کردن مانع ناشی از دمای شبنم

در بویلرهای قدیمی می‌توان گرما را تا حدی از گازهای خروجی بازیافت کرد که دمای آنها به دمای شبنم نرسد. اگر دما به مقداری کمتر از دمای شبنم برسد، چگالش منجر به ایجاد یک محیط خورنده شده و هزینهٔ نگهداری و جایگزینی قطعات بویلر افزایش می‌یابد.

امروزه، مبدل‌های حرارتی چگالشی که با استفاده از یک لایهٔ تفلون روی سطح خود در مقابل محیط‌های خورنده مقاومت می‌کنند، این اجازه را به تولیدکنندگان می‌دهند، که برای دریافت گرما، گازهای خروجی را به دمایی کمتر از دمای شبنم برسانند. استفاده از این مبدل‌ها نه تنها بازیافت گرما را به حداکثر میزان خود می‌رساند، بلکه از ورود گازهای سمی به هوا نیز جلوگیری می‌شود.

۲-۱-۷-۳ مزایای اقتصادی و فنی

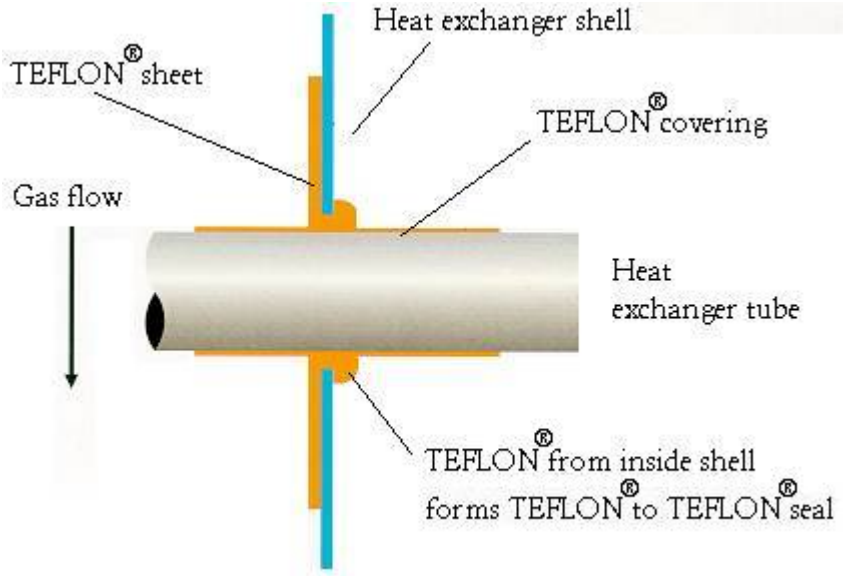
استفاده از مبدل‌های چگالشی از نظر اقتصادی، نسبت به استفاده از دمپرهای دودکش در بویلرهای همرفتی بسیار به صرفه تر می‌باشد. خصوصیات سیستم‌هایی که از مبدل‌های چگالشی استفاده می‌کنند عبارتند از:

۱) می‌توان همانند بویلرهای همرفتی، تا حد ممکن از گرمای آشکار موجود در محفظهٔ احتراق و گازهای حاصل از آن برای گرم کردن آب استفاده کرد.

۲) با استفاده از چگالش بخار آب موجود در گازهای خروجی، بخش عمده‌ای از گرمای نهان خروجی از بویلر را نیز جذب می‌کنند.

۳) از ورود گازهای سمی به محیط جلوگیری می‌کند و مایعات اسیدی را نیز به سرعت از محیط بویلر خارج می‌کنند.

در گسترش و پیشرفت مبدل‌های حرارتی چگالشی، دو عامل بسیار مؤثر هستند. این دو عامل عبارتند از: جنس فلز داخلی و تکنولوژی مورد استفاده جهت مقاومت در برابر خوردگی. مبدل‌های چگالشی می‌توانند با فلزهایی از جنس‌های مختلف مورد آزمایش قرار گیرند، تا مؤثر ترین جنس مشخص شود. سطح مبدل نیز با لایه‌ای از تفلون پوشیده می‌شود تا از خوردگی جلوگیری شود. در طول مبدل از ورودی تا خروجی، گازهای گرم تنها با سطح مقاوم شده در برابر خوردگی تماس پیدا می‌کنند. در این صورت مشکل خوردگی در طول مبدل حرارتی بر طرف می‌شود.



شکل(۲-۱) پوشش تفلون در مبدل CHX

امروز بیش از۱۳۰ نوع مبدل حرارتی چگالشی، در طیف های گسترده‌ای برای بازیابی گرما از گازهای گرم خروجی حاصل از بویلرها، کوره ها، خشک کن ها و ..... استفاده می‌شوند. انرژی حاصل از بازیافت گرما از این گازهای گرم در مصارفی نظیر پیش‌گرم‌کردن آب و یا پیش‌گرم‌کردن هوای ورودی به محفظهٔ احتراق استفاده می‌شود.

مبدل‌های حرارتی چگالشی، صرفه اقتصادی خود را در فرآیندهای مربوط به بویلرها، بازیابی گرما و جایگزینی سیستم-های قدیمی و یا طراحی سیستم‌های حرارتی جدید بارها به نمایش گذاشته‌اند. در صورت استفاده از این نوع مبدل‌ها می‌توان به آسانی به افزایش ۱۲–۵ درصدی بازده بویلر دست یافت.

مبدل‌های حرارتی چگالشی، برخلاف دمپرهای دودکش در بویلرهای همرفتی و یا گرمکن‌های هوا، که در صورت استفاده از آنها باید دما بیش از ۱۴۹°C نگه داشته شود تا از چگالش جلوگیری شود، می‌توانند در برابر محیط‌های خورنده مقاومت کنند و در نتیجه می‌توانند در شرایطی کار کنند، که در آن دمای آب یا هوای ورودی کمتر از ۲۷ °C بوده و دمای گازهای خروجی نیز می‌تواند تا دمای ۵۴ °C–۳۸ کاهش یابد.

به منظور افزایش عملکرد سیستم‌های حرارتی، استفاده از مبدل‌های حرارتی چگالشی در سیستم‌های عمل آوری یکپارچه گازهای خروجی گسترش یافته است. در این سیستم‌ها، فرآیند بازیافت گرما به دو قسمت تقسیم می‌شود. در

قسمت اول گازهای گرم به همراه بخار آب در یک مبدل حرارتی تبادل گرما می‌کند تا به حالت اشباع نزدیک شوند، سپس به یک مبدل حرارت چگالشی وارد می‌شوند تا عمل چگالش در آنها صورت پذیرد به این نوع سیستم‌ها، دستگاه تصفیهٔ گاز کوره می‌گویند.

۲-۱-۸ مطالعهٔ پارامترهای بهینه طراحی یک مبدل حرارتی چگالشی برای بازیافت گرمای هدر رفته

تلاش‌ها و تحقیقات انجام شده، جهت یافتن راه حل مناسب مشکلات بوجود آمده در مدیریت، در راستای افزایش قیمت سوخت و قوانین جدید وضع شده در مورد آلودگی، منجر به روی آوردن به بازیافت انرژی و گرما و میل به انجام تحقیقات مربوط به آن و مقایسه ترمو – اقتصادی آن شده است.

در اکثر کشورهای صنعتی قوانینی وضع شده که از ورود گازهای سمی به محیط جلوگیری می‌کنند. بویلرها نیز به گونه-ای طراحی شده‌اند، که به منظور جلوگیری از ایجاد محیط اسیدی- خورنده برای مبدل حرارتی، دمای گازهای خروجی از آنها بیشتر از دمای شبنم باشد. در این بویلرها گازهای خروجی با دمایی در حدود ۱۵۰°C تا ۲۰۰°C به محیط تخلیه می‌شوند. در صورت استفاده از مبدل حرارتی چگالشی، این مقدار گرمای از دست رفته می‌تواند به طور نسبی بازیافت شود.

در این مطالعه بر روی مبدل حرارتی چگالشی که نقش مهمی را در سیستم های بازیافت گرما در صنعت دارد تمرکز شده است. مقدار قابل توجه گرمای بازیافت شده، می‌تواند جهت پیش گرمایش آب یا هوا در سیستم‌ها استفاده شود. هدف از این مطالعه، مقایسه سیستم‌های چگالشی بازیافت گرما و سیستم‌های قدیمی‌تر بازیافت گرما، با در نظر گرفتن مقادیر بهینه بازده انرژی، بازیافت انرژی، دوام قطعات، آلایندگی و میزان صرفه جویی اقتصادی می‌باشد. در این قسمت کاربرد یک مبدل حرارتی چگالشی در کنار یک واحد احتراق بررسی شده و بهبود عملکرد در آن تخمین زده می‌شود. در این مطالعهٔ از تکنولوژی استفاده از تفلون در ساخت مبدل های حرارتی چگالشی استفاده شده است.

در گذشته کمترین دمای بویلرها به دلیل استفاده از یک سری تجهیزات جانبی، بازده بویلرها را محدود می‌کرد. گرما همراه با گازهای خروجی از دست می‌رفت تا از کاهش دمای بخار آب به مقداری کمتر از دمای شبنم جلوگیری شود. در

این صورت از گرمکن هوا، دمپر و دودکش در مقابل محیط‌های خورنده محافظت می‌شد. اگر بخار آب در هنگام خروج چگالیده می‌شد، جداره و لوله‌های مبدل حرارتی و بویلر به سرعت خورده و خراب می‌شدند. با پیشرفت تکنولوژی مبدل حرارتی چگالشی، بازده بویلرها به مقداری بیش از ۹۰٪ افزایش یافته است. تقریباً برای هر ۱٪ افزایش بازده بویلر دمای گازهای خروجی باید ۴۰°C کاهش یابد.

در مبدل‌های حرارتی چگالشی، تمام سطوحی که با محیط اسیدی تماس دارند، با استفاده از لایه نازکی از تفلون پوشانده شده است. این لایهٔ تفلون در مقابل تمام اسیدهای حاصل از احتراق و چگالش نفوذ ناپذیر هستند، این موضوع قابلیت رسیدن دمای گازهای خروجی به مقداری کمتر از دمای شبنم را بدون بروز هرگونه خوردگی برای بویلر فراهم می‌کند.

مزایای استفاده از مبدل‌های حرارتی چگالشی عبارتند از :کاهش قطعات متحرک، برطرف شدن محدودیت‌های مربوط خوردگی و رسوب، کاهش آلایندگی بویلر و کاهش گازهای سمی موجود در خروجی از بویلر. مزیت دیگر آن تبدیل بخار آب به آب مایع و آزاد شدن انرژی نهان بخار آب می‌باشد. این موضوع منجر به افزایش بازده یک بویلر چگالشی حدود ۱۰-۸ درصد بیشتر از یک بویلر غیر چگالشی می‌شود.

۲-۱-۸-۱ شرح محصول

مبدل‌های حرارتی چگالشی، از یک مسیر برای انتقال هر دو نوع گرمای آشکار استفاده می‌کنند، گازهای خروجی از داخل محفظهٔ احتراق به سمت ورودی مبدل حرارتی که با لایه‌ای از تفلون پوشانده شده است، هدایت می‌شوند. سپس در راستای لوله‌های مبدل حرارتی به سمت پایین حرکت می‌کنند. آب سرد نیز در داخل لوله های مبدل حرارتی جریان دارد. به منظور رسیدن به بازده بهینه، مبدل به صورت جریان مخالف طراحی شده است؛ به این معنی که آب به سمت بالا جریان دارد. کاهش دمای هوا ادامه می‌یابد تا به مقداری کمتر از دمای شبنم برسد.

۲-۱-۸-۲ طراحی مبدل حرارتی چگالشی

فرض می‌کنیم که دبی جرمی هوای دودکش ۳۵/۶۵ kg/hr (کیلوگرم بر ساعت) باشد. با این فرض روند طراحی را ادامه می‌دهیم.

۲-۱-۸-۲-۱ بار گرمایی

با صرف نظر کردن از اتلاف گرما مبدل حرارتی، بار گرمایی هر دو طرف مبدل حرارتی با هم برابرند. اگر مقدار نرخ جریان، گرمای ویژه و اختلاف دما در هر دو طرف مبدل مشخص باشند، مقدار بار گرمایی بدست می‌آید.

اگر دمای ورودی گازهای حاصل از احتراق ۲۵۰ °C باشد، کل انرژی موجود در این گازها برابر است با:

Total Energy in Stack=۳۵.۶۵×۰.۲۴× (۲۵۰-۸۰) =۱۴۵۴.۵۲ kcal/hr

اگر فرض کنیم ۷۵٪ این گرما بازیافت شود، در نتیجه بار گرمایی از رابطه زیر بدست می‌آید:

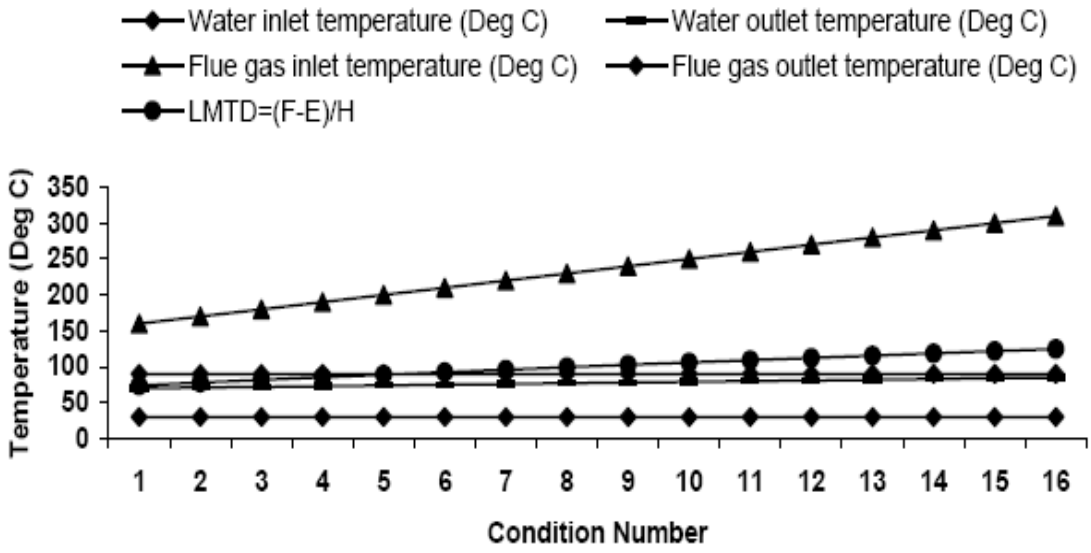
Q=۰.۷۵×۱۴۵۴.۵۲=۱۰۹۰.۸۹ kcal/hr

۲-۱-۸-۲-۲ اختلاف دمای متوسط لگاریتمی

اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در واقع شاخص عملکرد در مبدل حرارتی می‌باشد. شکل ۲-۲ مربوط به این مقدار اختلاف دما برای مبدل جریان مخالف می‌باشد.

جدول (۲-۱) -مقادیر اختلاف دمای متوسط لگاریتمی در دماهای مختلف

Water inlet temperature (^{0}C)	Water outlet temperature (^{0}C)	Flue gas inlet temperature (^{0}C)	Flue gas outlet temperature (^{0}C)	D-B	(C-B)	F/E	LN (G)	LMTD=(F-E)/H
A	B	C	D	E	F	G	H	I
30	78	240	90	60	162	2.7	0.9933	102.69
30	79	250	90	60	171	2.85	1.0473	105.98
30	80	260	90	60	180	3	1.0986	109.23
30	81	270	90	60	189	3.15	1.1474	112.43
30	82	280	90	60	198	3.3	1.1939	115.59
30	83	290	90	60	207	3.45	1.2384	118.70
30	84	300	90	60	216	3.6	1.2809	121.79
30	85	310	90	60	225	3.75	1.3218	124.83



شکل (۲-۲)- تحلیل حساسیت اختلاف دمای متوسط لگاریتمی

با توجه به جدول ۲-۱ داریم:

LMTD=۱۲۴.۸۳ °C

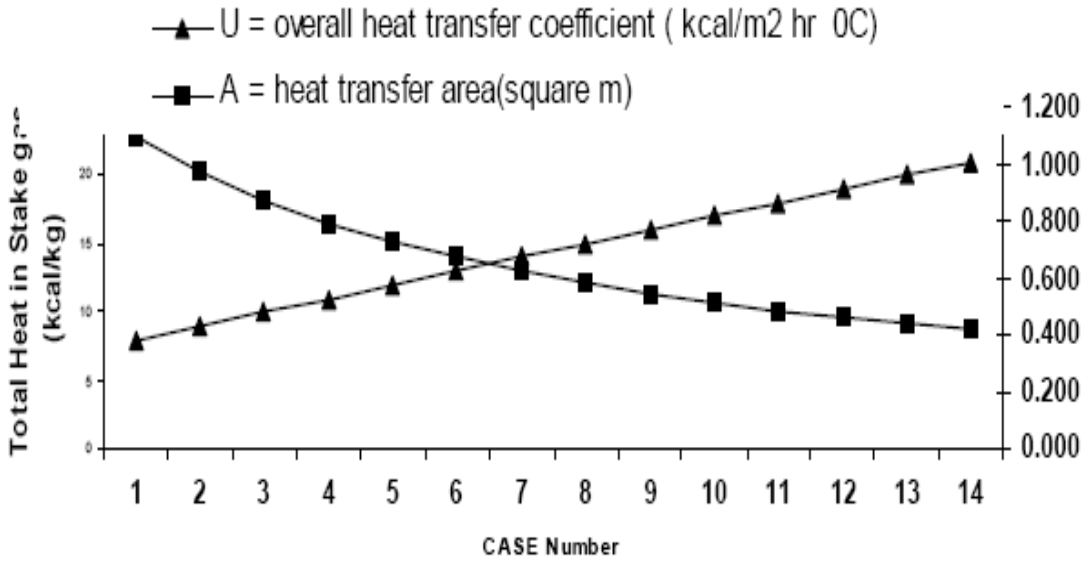
Q=UA (LMTD)

۲-۱-۸-۳ ضریب کل انتقال حرارت

ضریب کلی انتقال حرارت در واقع معکوس مقاومتهای حرارتی موجود در مسیر شار حرارتی می‌باشد. مقدار مقاومت کلی به صورت ترکیبی از مقاومتهای مربوط به جنس صفحات، مقدار رسوب، مقاومت جا به جایی و نوع مبدل حرارتی استفاده می‌شود. ضریب کل انتقال حرارت برحسب $w/m^2\ ^\circ C$ و یا $kcal/hr\ m^2{}^\circ C$ بیان می‌شود.

جدول (۲-۲)- تحلیل حساسیت ضریب کل انتقال حرارت

Q = total energy in stack (kcal/hr)	U = overall heat transfer coefficient (kcal/m2 hr ^{0}C)	LMTD (^{0}C)	A = heat transfer area (m^2)
1090.89	8	124.83	1.092
1090.89	9	124.83	0.971
1090.89	10	124.83	0.874
1090.89	11	124.83	0.794
1090.89	12	124.83	0.728
1090.89	13	124.83	0.672
1090.89	14	124.83	0.624
1090.89	15	124.83	0.583
1090.89	16	124.83	0.546
1090.89	17	124.83	0.514
1090.89	18	124.83	0.486
1090.89	19	124.83	0.460
1090.89	20	124.83	0.437
1090.89	21	124.83	0.416



شکل (۲-۳)- تحلیل حساسیت ضریب کل انتقال حرارت

فرض میکنیم

$A=۰.۶\ m^۲$

قطر لوله ها: ۰.۰۵۰۸ m

طول لوله ها: ۰.۶ m

سطح انتقال هر لوله: ۰.۰۹۵۷۵ $m^۲$

در نتیجه تعداد لوله های مورد نیاز: $n=۰.۶/۰.۰۹۵۷۵=۶$

سطح مقطع پوسته از رابطه زیر بدست می‌آید: $A_{shell}=n\times۰.۸۶۶\times ST\times۲/\beta$

در رابطه فوق

$n=۶$ تعداد لوله ها

$ST=۰.۱m$ گام لوله ها

$\beta=۰.۹$ ثابت

در نتیجه داریم

$A_{shell}=۰.۰۵۷۷\ m^۲$ عرض پوسته = ۰.۲۴ m طول پوسته =۰.۶m

ضخامت پوسته از رابطه زیر بدست می‌آید:

$t=p\times wi/(۲\times f\times J-p)$

فشار داخل پوسته =p

عرض پوسته =wi

بیشترین تنش کششی =f

بازده اتصالات =J

در نتیجه داریم t=۲.۸۳ mm

با در نظر گرفتن ضریب اطمینان مقدار t را در محدوده ۷-۵ mm انتخاب می‌کنیم.

۲-۱-۸-٤ یک نمونه مورد مطالعه

مساحت انتقال حرارت مبدل حرارتی = ۲۲۸۹.۶ sq.ft

تعداد مانیفولدهای ورودی آب = ۱۸

کمترین جریان مجاز آب = ۲۷.۰ gal/min

ظرفیت طراحی فن = ۱۱.۱۷ acfm

فشار استاتیک طراحی فن = ۱۱.۲۸ in.w.c.

ارتفاع پایه مبدل حرارتی = ۱۸.۸۲ feet

عمق مبدل حرارتی = ۵.۳۰ feet

عرض مبدل حرارتی = ۳.۰۰ feet

وزن خشک مبدل حرارتی = ۹۱۲۷ pounds

وزن همراه با سیال مبدل حرارتی = ۱۲۳۵۵ pounds

نرخ گرمای بازیافت شده از گازهای گرم خروجی = ۲۸۵۶۸۰۶ BTU/hr

این مقدار گرما حدود ۱۵٪کل گرمای آزاد شده در فرآیند احتراق است.

۲-۱-۸-٤-۱ توضیحات

مقدار گاز گرم خروجی موجود: ۳۳۲۶۶

گرمای ویژه ۰.۲۵۵۶ BTU/lb °F

اختلاف دما ۲۷۸ °F= ۱۰۰-۳۷۸

کل گرمای موجود در گازهای گرم خروجی = ۲۳۶۳۷۷۶ BTU/hr

بازده حرارتی = ۸۶.۰۴ %

کل انرژی گرمایی تولید شده = ۱۶۸۷۷۳۶۰ BTU/hr

گرمای بازیافت شده در مبدل حرارتی چگالشی = ۲۸۵۶۸۰۶ BTU/hr

مقدار انرژی صرفه جویی شده به درصد = % ۱۶.۹۳

۲-۱-۹ سیستم مکش گازهای خروجی

همان‌گونه که ذکر شد، سیستم مکش گازهای حاصل از احتراق در پکیج‌های معمولی، باید به گونه‌ای طراحی شود که از چگالش در طول مسیر جلوگیری شود، ولی در پکیج‌های چگالشی لوله‌های استفاده شده در مسیر مکش هوا باید از موادی مقاوم در برابر خوردگی ساخته شوند؛ زیرا دمای گازهای خروجی در پکیج‌های چگالشی کمتر از دمای شبنم آنهاست. در ضمن در طول طراحی مسیر مکش گازها، توجه به این نکته نیز الزامی است که باید مکانی مناسب جهت خروج مایعات اسیدی حاصل شده از چگالش تعبیه شود.

۲-۱-۱۰ مواد استفاده شده

مایع چگالیده شده در بویلر چگالشی دارای خاصیت اسیدی با pH بین ۳ و ۴ است. بویلرهای چگالشی گازسوز به یک لوله کشی تخلیه مایع چگالیده شده، در حین عملکرد نیاز دارند. این مسئله منجر به استفاده از یک لوله پلیمری ارزان قیمت به همراه تله بخار می‌شود تا از نفوذ گازهای خروجی به اتاق جلوگیری کند. تله بخار اغلب به صورت یک تله پوسته‌ای است، که بوسیله گچ پر شده تا خاصیت اسیدی مایع چگالیده شده را کاهش دهد و بدین وسیله از آسیب رسانی به آهن جلوگیری کند. اگر تخلیه با استفاده از اثر جاذبه میسر نبود از یک پمپ کوچک برای تخلیه طبیعی استفاده کرد.

قطعات مرتبط بویلر باید از موادی ساخته شوند که توانایی مقاومت تحت این شرایط اسیدی را دارا باشند، که عموماً از آلومینیوم یا استیل ضد زنگ استفاده می‌شود. به خاطر اینکه خروجی نهایی از بویلر چگالشی دارای دمای پایین‌تری نسبت به خروجی بویلرهای معمولی است، باید از یک فن برای تخلیه گازها استفاده کرد، که در ضمن دارای این مزیت اضافی است که می‌توان از لوله‌های PVC بدون نیاز به عایق و دودکش استفاده کرد. در حقیقت، جایگزینی بویلرهای

چگالشی با بویلرهای معمولی، در خانه‌هایی که دارای دودکش معمولی در ساختمان هستند، به خاطر خاصیت خیس و اسیدی گازهای خروجی آن، که باعث خوردگی دودکش می‌شود، ممنوع می‌باشد. دودکش‌های پلیمری علاوه بر مزیت مقاومت در برابر خوردگی، دارای خاصیت انعطاف پذیری بالا برای نصب در محل‌های مختلف است. یک کمپانی بریتانیایی، به نام Atmos Heating Systems یک سیستم تخلیه آزاد که نیازی به لوله کشی ندارد، اختراع کرده است. آزمایش‌های زیادی بر روی انواع مواد مورد استفاده در ساخت سیستم‌های تخلیهٔ مایعات چگالیده شده در بویلرهای خانگی انجام شده است. نتایج بدست آمده در این آزمایش‌ها نشان می‌دهد که در صورت استفاده از پلاستیک و یا تجهیزات سفالی، آسیب‌های ناچیزی به سیستم وارد می‌شود. در حالی که چدن به شدت تحت تأثیر مواد تخلیه شونده قرار می‌گیرد. سیمان و بتون استفاده شده در ساخت مسیرهای فاضلاب در خانه‌ها نیز آسیب‌های جدی خواهند دید. این موضوع در خانه‌های قدیمی که دارای لوله‌هایی با لعاب نمکی یا اتصالات سیمانی می‌باشند، بیشتر منجر به بروز مشکل می‌شود. در عمل، مشکلات ناشی از مایعات حاصل از چگالشی کمتر مورد توجه قرار می‌گیرد زیرا این مایعات به سرعت توسط سایر فاضلات‌های بهداشتی ساختمان رقیق می‌شوند.

یکی دیگر از مشکلات تخلیهٔ مایعات حاصل از چگالش، احتمال یخ زدن لوله‌ها در هوای سرد به دلیل وجود مقدار بسیار کمی آب در آنها می‌باشد. برای حل این مشکل مخزنی در بویلرهای چگالش تعبیه می‌شود که مایعات در آن ذخیره می‌شوند و زمانی که سطح آنها به مقدار معینی می‌رسد، یک سیفون عمل کرده و تمام مایعات را یکباره تخلیه می‌کند. این امر از یخ زدن آب در مسیر جلوگیری می‌کند.

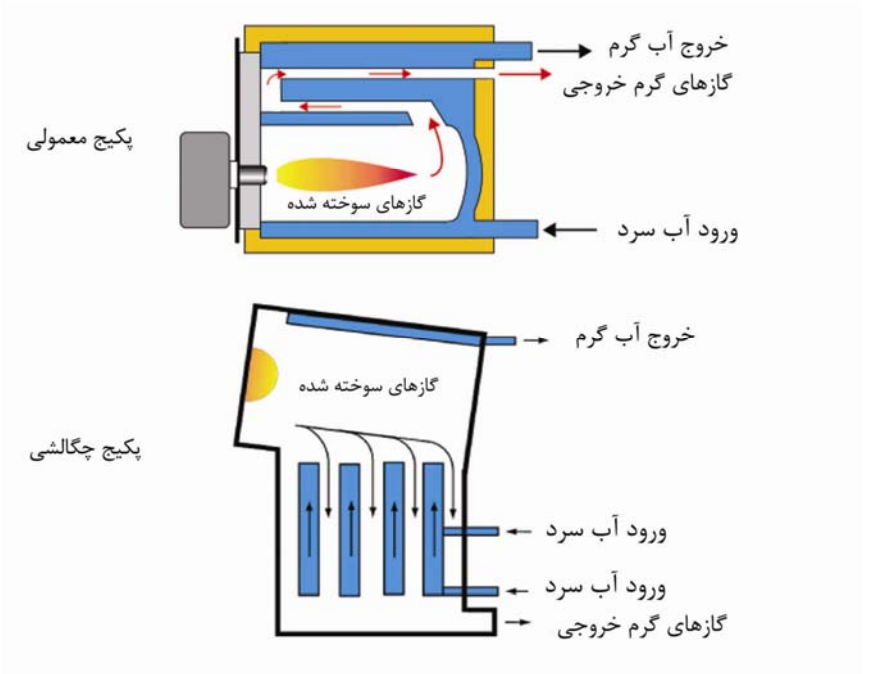
از دیدگاه بازده، چگالش بسیار مطلوب است ولی متأسفانه این امر موجب آسیب رسیدن به بدنهٔ بویلر نیز می‌شود. زمانی که گرمای نهان بخار آب جذب می‌شود، مایعات اسیدی روی سطح مبدل حرارتی باقی می‌ماند. اگر مبدل حرارتی برای مقابله با محیط های اسیدی طراحی نشده باشد یا مایعات حاصل از چگالش به راحتی از روی آن دفع نشوند، بدنهٔ مبدل در طول زمان براحتی آسیب می‌بیند.

براساس داده‌های ASHRAE Handbook ۲۰۰۸ بویلرهای غیر چگالشی که از مواد ارزان قیمت نظیر مس، چدن و یا فولاد در ساخت آنها استفاده شده است، به راحتی در مقابل محیط‌های اسیدی خورده می‌شوند. بویلرهایی که با استفاده

از این مواد ساخته شده‌اند باید به گونه‌ای طراحی شوند که از چگـالش در آنهـا جلـوگیری شـود. در مقابـل مبـدل‌هـای حرارتی بکار گرفته شده در مبدل‌های جدید با استفاده از مواد بهتری نظیر فولاد زنگ نزن و آلومینیوم ساخته می‌شوند و می‌توانند سال‌ها در حالت چگالش کار کنند بدون آنکه خورده شوند.

۲-۱-۱۱ نحوه قرار گرفتن مشعل

در پکیج‌های چگالشی مشعل باید به گونه‌ای طراحی شود که جهت حرکت گازهای خروجی خـلاف جهـت جریـان آب داخل مبدل حرارتی باشد. این طراحی منجر به افزایش اختلاف دمـای متوسـط لگـاریتمی و در نتیجـه افـزایش انتقـال حرارت از گازهای خروجی به آب داخل مبدل می‌شود. تفاوت جهت حرکت گازهای خروجی در پکـیج‌هـای چگالشـی و معمولی در شکل به صورت شماتیک نمایش داده شده است.



شکل (۲-٤)- مقایسه نحوه قرار گرفتن مشعل و مبدل در پکیج‌های چگالشی و غیر چگالشی

۲-۱-۱۲ سیستم کنترل

تفاوت‌های موجود در سیستم‌های کنترلی پکیج‌های چگالشی و معمولی در واقع از تفاوت موجود در عواملی می‌باشد که لازم است کنترل شوند. همانگونه که ذکر شد تنظیم نسبت هوا به سوخت در پکیج‌های چگالشی بسیار مهم است.

نقطهٔ شبنم، دمایی است که در آن بخار آب چگالیده شده و دوباره به آب تبدیل می شود. در صورتی که نسبت مخلوط هوا و سوخت به صورتی تنظیم شود که احتراق به صورت کامل انجام شود، دمای شبنم گازهای حاصل از احتراق $59^{\circ}C$ می‌باشد. البته باید توجه داشت که در عمل به منظور انجام کامل عمل احتراق، مقداری هوای اضافی نیز وارد محفظهٔ احتراق می‌کنند. این مقدار هوای اضافی منجر به کاهش دمای احتراق و دمای شبنم محصولات آن می‌شود. مشاهدات نشان می‌دهند که دمای شبنم محصولات احتراق در عمل مقداری حدود $53-54^{\circ}C$ می‌باشد، در صورتی که دمای آب بازگشتی مقداری کمتر از دمای شبنم محصولات باشد، بازده بالایی بدست می‌آید.

۲-۱-۱۲-۱ موارد مهم در نصب سیستم کنترلی یک بویلر جدید در کنار یک بویلر قدیمی

تولیدکنندگان معتقدند سیستم‌های کنترل باید با بویلر و یا هر سیستم حرارتی دیگری که روی آن نصب می‌شوند، سازگار باشند. بر اساس گفته متخصصان، گاهی سیستم‌های پیشرفته کنترلی روی یک بویلر نصب می‌شوند و نتایج ضعیفی به بار می‌آورند و حتی برخی اوقات بویلر عملکرد مطمئنی نیز ندارد.

اطمینان از عملکرد مهمترین پارامتر انتخاب است. در طراحی در جمع آوری سیستم کنترلی اولین نکته‌ای‌که باید مورد توجه قرار گیرد این است که امنیت و اطمینان از عملکرد بویلر را تضمین کند.

اولین نگرانی تولید کنندگان بویلرها و مشعل ها باید طراحی سیستم کنترل سازگار باشد. در واقع طراحی سیستم‌های کنترلی باید همگام با تولیدات تولید کنندگان بویلرهای باشد. در ضمن باید توجه داشت که تجهیزات باید به نحوی انتخاب شوند که بتوانند پاسخ گوی کمترین و بیشترین بار گرمایی مورد نیاز باشند، بدون آنکه بیش از حد مجاز استفاده شوند.

روند کنترل باید با استفاده از یک فهم کامل از نحوهٔ عملکرد سیستم طراحی شود تا از حصول خروجی مطلوب تحت یک بار گرمایی مشخص در یک بازدهٔ زمانی اطمینان حاصل شود.

۲-۱-۱۲-۲ کنترل ساده دما، کنترل دمای جبرانی آب و هوا

پنل کنترلی بویلر شامل موارد زیر است:

۱) تنظیمات اتوماتیک بوسیله میکرپروسسور، که بویلر را به صورت پیوسته کنترل می‌کند تا از عملکرد بالا و اقتصادی آن مطمئن باشد.

۲) احتراق اتوماتیک، تمام بویلرهای دیواری شعله را بوسیله یک جرقه زن الکتریکی که از یک ترانسفورمر ولتاژ بالا بهره می‌برد، روشن می‌کنند. احتراق اتوماتیک ایمنی مصرف کنندگان را در نظر می‌گیرد.

نکته: در صورت عدم استفاده از کنترل جبرانی آب و هوا، سیستمهای گرمایشی از یک ترموستات در داخل اتاق استفاده می‌کنند. این سیستم بر اساس دمایی که در اتاق مورد نظر وجود دارد کار می‌کند.

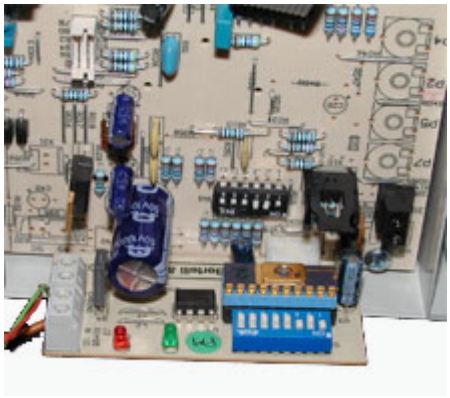
در صورت استفاده از کنترل جبرانی هوا، سنسور خارجی به طور پیوسته دمای بیرون را اسکن و دمای سیستم گرمایشی را بر اساس دمای مطلوب داخل منزل تنظیم می‌کند. در نتیجه بویلر به طور پیوسته عملکرد خود را تنظیم می‌کند، به طوریکه خانه به صورت بیهوده گرم نشده و صرفه جویی گاز غیر قابل چشم پوشی است.

۲-۱-۱۲-۲-۱ کنترل هوشمند

توصیه می‌شود که از ترموستات داخل اتاق مدل Siemens QAA ۷۳.۱۱ و یک سنسور خارجی برای دستیابی به حداکثر گرمای مطلوب و صرفه جویی قابل توجه گاز استفاده شود. ارتباط دهنده بین بویلر و کنترلر QAA ۷۳.۱۱ بوسیله IU ۰۲ صورت می‌گیرد.

Siemense QAA ۷۳.۱۱ ۲-۲-۱۲-۱-۲

این وسیله یک کنترلر چند کاره برای یک یا دو مدار گرمایشی و کنترل DHW است. این وسیله در محل‌هایی که از بویلر Wessex ModuMax، کنترلر LMU۶۴ بویلر دمای محیط خارجی و دیگر اطلاعات را به سیستم QAA ۷۳.۱۱ از طریق ارتباط دهنده OpenTherm انتقال می‌دهد. بر اساس دمای محیط بیرونی، دمای اتاق و تعدادی دیگر از پارامترها، ارتباط دهنده جریان دمای مورد نیاز را برای یک یا دو مدار گرمایشی محاسبه می‌کند و آنها را به کنترلر بویلر انتقال می‌دهد.



شکل (۲-۵) - مدار کنترلی بویلر چگالشی گازسوز

بهینه‌سازی و عملکردهای جبران کننده آب و هوا صرفه جویی انرژی را بدون فدا کردن شرایط مطلوب ارایه می‌دهند. سنسور دمای مورد نیاز اتاق به همراه دستگاه می‌باشد.

- مشخصات

۱) بخشهای عملکردی (سطوح عملکردی) بر اساس ویژگیهای ارگونومیکی و عملکردی است.

۲) مشخص بودن عملکردهای پایه‌ای

۳) مودهای عملکردی، تنظیم نقطه کار و دکمه occupancy

۴) تعدادی ارقام واقعی که می‌توان از طریق دکمه Info به آنها دسترسی داشت.

۵) عملکردهای اضافی که می‌توان بعد از برداشتن پوشش وسیله برنامه‌ریزی شود.

۶) سطح مخصوص خدمات به همراه دسترسی حفاظت شده

۷) هر تنظیم یا تغییری برای آگاهی نمایش داده می‌شود.

۸) ساعت سالیانه و دکمه‌هایی برای تغییر از وضعیت زمستان به تابستان و بالعکس

۹) یک برنامه گرمایش برای هر مدار گرمایشی به همراه ۳ دوره گرمایشی در روز که می‌توان به صورت تک تک انتخاب شوند.

۱۰) برنامه DHW تا ۳ دوره گرمایشی در روز که میتواند به صورت انفرادی انتخاب شود.

۱۱) قابلیت برنامه‌ریزی برای تعطیلات

۱۲) برنامه های گرمایشی و برنامه DHW می‌توانند به حالت پیش فرض بازگردانده شوند.

۱۳) قفل توسط بر نامه (برای جلوگیری از دست زدن کودکان)

۱۴) نمایش واضح متن‌ها با قابلیت انتخاب زبان مورد نظر

۱۵) مود مخصوص برای تنظیم پارامترهای مربوط به کنترلر Siemense برای بویلر

۱۶) کنترل جریان دمای جبرانی آب و هوا در حالیکه به دینامیک حرارتی ساختمان توجه می‌شود

۱۷) کنترل جریان دمای جبرانی آب و هوا به همراه جبران کننده اتاق

۱۸) کنترل دمای اتاق

۱۹) تنظیم تغییرات دمای اتاق

۲۰) کنترل بهینه روشن و خاموش کردن

۲۱) عملکردهای ECO (کلید ۲۴ ساعت/ تغییر اتوماتیک از وضعیت زمستان به تابستان و بالعکس)

۲۲) دکمه متغیر دمای اتاق برای محدود کرد دمای آن

۲۳) تنظیم کننده حداکثر جریان دما (به خصوص در ارتباط با سیستم گرمایش از کف)

۲۴) محدودیت نرخ افزایش نقطه کار جریان دما

۲۵) جلوگیری از برفک زدگی ساختمان، هشدار دهنده برفک

۲۶) کنترل DHW با پیش تنظیم کننده نقطه کار برای کنترلر بویلر

۲۷) عملکرد Anit-legionella

۲۸) ساعت سالانه متصل به دستگاه با رزرو حداقل ۱۲ ساعت

۲۹) پوشش زیبا از جنس پلاستیک قابل بازیابی

۳۰) ارتباط با کنترلر بویلر از طریق ارتباط دهنده Open Therm

۳۱) منبع تغذیه از طریق ارتباط دهنده Open Therm

۲-۱-۱۲-۳ کنترل توان بویلر

بویلرهای همرفتی به گونه‌ای طراحی شده‌اند که تنها در یک حالت کار می‌کنند، به این معنی که یا خاموش هستند و یا از ۱۰۰٪ ظرفیت خود استفاده می‌کنند. هر بار که بویلر خاموش می‌شود، مبدل حرارتی خنک می‌شود و زمانی که بویلر روشن می‌شود، باید تا گرم شدن دوبارهٔ مبدل حرارتی صبر کرد. زمانی که بویلر از ۱۰۰٪ ظرفیت استفاده می‌کند، نرخ سوزاندن سوخت ممکن است با مقدار گرمای مورد نیاز تفاوت چشم گیری داشته باشد. این نوع عملکرد سیستم حرارتی که بیشتر در گرمایش خانگی وجود دارد، موجب تکرار چرخه و کنترل نامطلوب دما می‌شود. در صورت استفاده از این سیستم‌ها، مصرف کننده در واقع هزینهٔ تلفات چرخه‌ای را در صورت حساب خود می‌پردازد و در ضمن از یک دمای ثابت مناسب نیز بهره‌مند نشده است.

کنترل توان بویلر به معنی قابلیت بویلر در تطابق نرخ مصرف سوخت با بار حرارتی مورد نیاز در سیستم حرارتی می‌باشد. در صورت استفاده از این قابلیت، بویلر می‌تواند در ظرفیت‌هایی نظیر ۱/۲، ۱/۳، ۱/۵ حتی ۱/۲۰ ظرفیت های خود (۱۰۰٪ ظرفیت) کار کند. در کنترل بویلرها می‌توان ظرفیت و در نتیجه دمای کار به طور ناپیوسته تغییر داد. به عنوان مثال با کاهش بار گرمایی مورد نیاز در هر مرحله میزان ۵٪ ظرفیت کار بویلر را کم کرد. این نوع کنترل تلفات چرخه‌ای را نیز به همراه خواهد داشت. نوع دیگر کنترل، عملکرد پیوسته بویلر در یک ظرفیت پایین می‌باشد. این نوع کنترل، تلفات چرخه‌ای را از بین می‌برد.

براساس داده‌های منتشر شده در ASHRAE Handbook ۲۰۰۸ کنترل ظرفیت بویلر موجب دستیابی به کنترل دقیق دمای آب و بازده بالاتر بویلر می‌شود. زمانی که یک بویلر کنترل شده در حالت نیمه بار (ظرفیت کمتر از ۱۰۰٪) کار می‌کنند، مقدار سوخت کمتری می‌سوزاند و موجب صرفه جویی در مصرف سوخت می‌شود. در صورت عملکرد بویلر در یک دمای ثابت، مبدل حرارتی در یک دمای بهینه باقی می‌ماند و انرژی جهت رساندن مبدل به دمای بهینه هدر نمی-رود. در ضمن چنین کارکردی، دمای محیط منزل را نیز در یک محدودهٔ مطلوب ثابت نگه می‌دارد. علاوه بر این موارد، باید به این نکته توجه داشت که کاهش نرخ مصرف سوخت موجب نیاز به زمان و مساحت بیشتر برای انتقال حرارت نیز می‌شود.

۲-۱-۱۲-٤ کنترل چند واحدی

استفاده از این نوع کنترل در سیستم‌های خانگی مرسوم نمی‌باشد، ولی در نیروگاه‌ها می‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. بخصوص ممکن است طراحی یک سیستم کنترلی مناسب برای کار بویلرها در ظرفیت‌هایی غیر از ظرفیت کل آنها آسان نباشد. در این شرایط می‌توان هر یک از واحدها (بویلرها) را به صورت جدا در دو حالت روشن و خاموش کنترل کرد.

به عنوان مثال، فرض کنید در یک نیروگاه ۵ بویلر با ظرفیت ۲×۱۰^{۶} BTU/h وجود دارد. اگر بار مورد نیاز در یک مقطع خاص ۶×۱۰^{۶} BTU/h باشد، از دو روش می‌توان برای تولید آن استفاده کرد: در روش اول می‌توان هریک از بویلرها را در ۶۰٪ ظرفیت کل آنها استفاده کرد. در روش دیگر می‌توان دو بویلر را خاموش کرد و از ۳ بویلر دیگر با ۱۰۰٪ ظرفیت استفاده کرد. البته باید ذکر کرد که استفاده از روش اول بازده بالاتری را به همراه خواهد داشت، زیرا از اتلاف چرخه‌ای جلوگیری شده است، ولی در صورت عدم امکان اجرای آن، روش دوم بسیار کار آمد خواهد بود.

۲-۱-۱۳ کاهش دمای بازگشتی

چگالش به طور طبیعی زمانی رخ می‌دهد که گازهای خروجی در مبدل حرارتی در مجاورت یک سطح سرد قرار گیرند. این سطح می‌تواند با استفاده از آب خنک شده بازگشتی از رادیاتورها سرد شود یا با جریان دادن این آب (با دمای کمتر از ۱۳۰°F) می‌توان به آسانی موجب چگالش در بویلر و افزایش بازده آن شد. در غیر این صورت اگر سطح مبدل حرارتی به اندازه کافی سرد نشده باشد، بویلر چگالشی نمی‌تواند در حالت چگالشی کار کند.

براساس داده‌های ASHRAE Handbook ۲۰۰۸ به منظور استفاده از تجهیزات حرارتی با بازده بالا، طراحی سیستم باید به گونه‌ای باشد که مقدار عملکرد درحالت چگالش، با کاهش دمای بازگشتی در سیستم، افزایش یابد. برخلاف بویلرهای همرفتی که از وسایل شبیه دریچه اختلاط، پمپ بویلر و ... برای پیش گرم کردن آب ورودی تا دمای ۱۴۰° F (برای جلوگیری از چگالش) در چرخه خود استفاده می‌کنند، بویلرهای چگالشی می‌توانند به صورت مستقیم در چرخه نصب شوند. این موضوع علاوه بر افزایش میزان چگالش و افزایش بازده، هزینه طراحی و لوله کشی را کم کرده و نیاز به نگهداری از تأسیسات را نیز کاهش می‌دهد.

در بیشتر سیستم‌هایی که از بویلرهای همرفتی استفاده می‌کنند، دمای خروجی از بویلر ۱۸۰° F و دمای بازگشتی ۱۶۰°F می‌باشد. در ASHRAE Handbook ۲۰۰۸ پیشنهاد می‌شود که برای استفاده از قابلیت بویلرهای چگالشی، سیستم گرمایشی به گونه‌ای طراحی شود که دمای رفت آن ۱۴۰°F و دمای بازگشت آن ۱۲۰°F باشد. در این صورت اختلاف دمای رفت و برگشت حدود ۴۰° F می‌باشد، در ضمن استفاده از این سیستم موجب کاهش هزینه‌های پمپ کردن، لوله کشی، انتخاب جنس، نصب و عملکرد (انرژی) می‌شود.

در صورتی که مهندسان مقید به استفاده از سیستم قدیمی جمعیت جایگزینی بویلر چگالشی باشند، می‌توان در مواقعی نظیر شورع به کار و یا در طول شب که امکان کاهش دمای بازگشتی به بویلر وجود دارد، از حالت چگالشی بویلر استفاده کنند.

۲-۱-۱٤ خروجی دودکش

یکی از مسائل کاربردی که در جایگزینی بویلر چگالشی باید به آن توجه کرد، محل خروجی دودکش و نوع لوله کشی آن می‌باشد. به دلیل رسیدن به بازده بالا، دمای گازهای خروجی در بویلرهای چگالشی کمتر است. این موضوع منجر به محدودیت‌هایی در نصب محل خروجی دودکش ایجاد می‌کند. در این نوع بویلرها، خروجی دودکش نمی‌تواند مانند دودکش‌های بویلرهای همرفتی در محل‌هایی نظیر نزدیک پنجره‌ها و مجاور دیوار نصب شود.

۲-۱-۱۵ قابلیت اطمینان

بویلرهای چگالشی قابلیت اطمینان کمی دارند و در نتیجه نیاز به نصب‌کننده‌های حرفه‌ای و سرویس مداوم خواهند داشت.

مبدل‌های حرارتی بویلرهای چگالشی از استیل ضد زنگ، ترکیبی از چدن به همراه مبدل حرارتی ثانویه از جنس استیل ضد زنگ یا آلومینیوم ساخته شده‌اند. بازبینی مداوم و منظم مایع فعال در بویلر چگالشی با مبدل حرارتی آلومینیومی ضروری می‌باشد. نگهداری یک مایع الکلی (با pH ۸ تا۹) ضدخوردگی و عامل بافرکننده باعث کاهش خوردگی مبدل حرارتی آلومینیومی می‌شود. حسی در بین افراد متخصص در این زمینه وجود دارد که مایع چگالش شده در مبدل حرارتی با pH بین ۳ و ۴ ممکن است که باعث خوردگی مبدل حرارتی آلومینیومی شده و طول عمر آن را کوتاه کند.

۲-۱-۱٦ هزینه

هزینه خرید و نصب بویلرهای چگالشی در بریتانیا و آمریکا به میزان ۵۰٪ بیشتر از بویلرهای معمولی است. اگر چه، در سال ۲۰۰۶، در بریتانیا هزینه‌های اضافی نصب یک بویلر چگالشی باید در طی ۲ تا ۳ سال و در آمریکا بین ۲ تا ۵ سال از طریق کاهش مصرف انرژی جبران شوند. واضح است که شکل دقیق این مسئله، بستگی به راندمان اصلی بویلر نصب شده، الگوی مصرف آن و هزینه‌های مربوط به نصب بویلر جدید دارد.

هزینهٔ اولیه نصب بویلرهای چگالشی بیشتر از بویلرهای همرفتی می‌باشد. در ضمن باید به این نکته توجه داشت که بازده ۹۴-۹۲ در حدی که توسط سازنده ارائه می‌شود، به شدت به شرایط کار وابسته می‌باشد.

۲-۱-۱۷ کاهش تأثیر بر گرمایش زمین

۲-۱-۱۷-۱ مسئلهٔ گازهای گلخانه ای

امروزه با مطرح شدن بحث روند گرم شدن زمین، تولید CO_2 به عنوان مهمترین گاز گلخانه‌ای موجود در جو بسیار مورد توجه قرار گرفته است. مهمترین و بزرگ ترین منبع تولید کنندهٔ گاز CO_2، احتراق سوخت‌های فسیلی می‌باشد. یکی از راه‌های کاهش تولید CO_2، استفاده از مبدل‌های حرارتی چگالشی جهت افزایش بازده انرژی سیستم حرارتی است.

۲-۱-۱۷-۲ سوزاندن سوخت کمتر

استفاده از مبدل حرارتی چگالشی منجر به کاهش مصرف سوخت و در نتیجه کاهش گاز CO_2 تولید شده توسط بویلرها می‌شود.

در ضمن آلودگی گرمایی نیز یکی از مسائل مهم در بحث روند گرم شدن زمین است. بویلرهای چگالشی با کاهش دمای گازهای خروجی از دودکش، که به صورت مستقیم به محیط تخلیه می‌شوند، به میزان $200\ ^\circ F$ نسبت به بویلرهای همرفتی، موجب کاهش آلودگی گرمایی بویلرها می‌شوند.

۲-۲ بررسی استانداردهای حاکم بر بویلر چگالشی گازسوز

در این فصل استانداردهای موجود در جهان در زمینه پکیج دیواری (چگالشی و غیر چگالشی) جهت گرمایش و تامین آبگرم مصرفی خانگی مورد بررسی قرار گرفته و خلاصه ای از مهمترین استانداردها در جهان ارائه خواهد شد.

در میان استانداردهای بدست آمد، هر جا برچسب انرژی نیز وجود داشته، برچسب مذبور نیز مورد مطالعه قرار گرفته و خلاصه آن جهت بررسی اجمالی ارائه شده است.

۲-۲-۱ خلاصه ای از مطالعات انجام شده

استانداردهایی که عملکرد پکیج دیواری را بررسی می کنند با جستجو در کتابخانه ها، مراکز اسناد علمی داخلی و سایت اینترنتی مؤسسه های صادر کننده آغاز گردید.

در نتیجه چنین بررسی ۱۳ استاندارد و یک برچسب تهیه شد که لیست کامل آن در جدول ۲-۳ مندرج است. از میان استانداردهای مذکور ۶ استاندارد عملکرد و یک استاندارد برچسب انتخاب شد که در جدول ۲-۴ ارائه شده است. تنها استاندارد شماره ۶۷۷ EN مختص بویلرهای چگالشی می باشد. یک سیستم حرارت مرکزی را مورد توجه قرار می‌دهد اما استاندارد ANSI/ASHRAE۱۲۴ عملکرد گرمایشی را به استاندارد ۱۰۳ ANSI/ASHRAE ارجاع می نماید که این استاندارد توسط DOE,sub B, App.N تکمیل گردیده است . در ادامه خلاصه استانداردهای مندرج در جدول ۲-۴ ارائه می شود.

جدول (۲-۳)- استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱	BS EN ۶۲۵-۱۹۹۶	Gas-fired central heating boilers specific requirements for the domestic hot water operation of combination boilers of nominal heat input not exceeding ۷۰ kW	اروپا – انگلستان
۲	BS ۵۴۴۹, Part ۱, ۱۹۷۷	Code of practice for central heating for domestic premises Part ۱.Forced circulation hot water systems	انگلستان
۳	BS ۵۲۵۸, Part ۱-۱۹۸۶	Safety of domestic gas appliances Part ۱. Specification for central heating boilers and circulators	انگلستان
۴	BS EN ۲۹۷-۱۹۹۴	Gas-Fired central heating boilers-type B_{11} and B_{11BS} boilers fitted with atmospheric burners of nominal heat input not exceeding ۷۰ kW	اروپا – انگلستان
۵	BS EN ۶۷۷-۱۹۹۸	Gas-fired central heating boilers-specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding ۷۰ kW	اروپا – انگلستان
۶	BS ۸۴۵, Part ۱-۱۹۸۷	Methods for Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids, part ۱. Concise procedure	انگلستان
۷	BS ۸۴۵. Part ۲-۱۹۸۷	Assessing thermal performance of boilers for steam, hot water and high temperature heat transfer fluids, Part ۲. Comprehensive procedure	انگلستان
۸	DIN ۴۷۰۲, Part ۲,۳	Central heating boilers, test code, special gas boilers with atmospheric burners	آلمان
۹	DIN ۳۳۶۸ ,Part ۲ - ۱۹۸۰	Gas utilizing appliances domestic hot water- central heating combination boilers	آلمان
۱۰	Z۲۱.۱۰.۳-۱۹۹۳	Gas water heaters, volume III, storage, with input ratings, ۷۵۰۰۰ BTU/hr circulating and instantaneous water heaters	آمریکا
۱۱	DOE,SubB,App.N	Uniform testing method for measuring the energy consumption of furnaces and boilers	آمریکا

ادامه جدول (۲-۳)- استانداردهای مربوط به پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱۲	BS ۶۳۳۲, Part ۱-۱۹۸۸	Thermal performance of domestic gas appliances Part ۱.specification for Thermal performance of central heating boilers and circulators	انگلستان
۱۳	ANSI/ASHRAE ۱۰۳-۱۹۹۳	Method of testing for annual fuel utilization efficiency of residential central furnaces and boilers	آمریکا
۱۴	ANSI/ASHRAE ۱۲۴-۱۹۹۱	Method of testing for rating combination space-heating and water-heating appliances	آمریکا
۱۵	BS EN ۶۷۷-۱۹۹۸	Gas fired central heating boilers – specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding ۷۰KW	اروپا- انگلستان
۱۶	SI ۳۰۳۸	The Boiler (Efficiency) Regulation	انگلستان
۱۷	SAP ۲۰۰۱	Standard Assessment Procedure	انگلستان

جدول (۲-٤) – استانداردهای منتخب برای پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۱	BS EN ۶۲۵-۱۹۹۶	Gas-fired central heating boilers specific requirements for the domestic hot water operation of combination boilers of nominal heat input not exceeding ۷۰ kW	اروپا – انگلستان
۲	BS EN ۲۹۷-۱۹۹۴	Gas-Fired central heating boilers-type B_{11} and B_{11BS} boilers fitted with atmospheric burners of nominal heat input not exceeding ۷۰ kW	اروپا – انگلستان
۳	BS ۶۳۳۲,Part ۱-۱۹۸۸	Thermal performance of domestic gas appliances Part ۱.specification for Thermal performance of central heating boilers and circulators	انگلستان

ادامه جدول (۲-٤) – استانداردهای منتخب برای پکیج گازسوز

ردیف	شماره استاندارد	عنوان	کشور صادر کننده
۴	ANSI/ASHRAE ۱۲۴-۱۹۹۱	Method of testing for rating combintion space heating and water heating appliances	آمریکا
۵	BS EN ۶۷۷-۱۹۹۸	Gas fired central heating boilers – specific requirements for condensing boilers with a nominal heat input not exceeding ۷۰KW	اروپا – انگلستان
۶	SI ۳۰۳۸	The Boiler (Efficiency) Regulation	انگلستان
۷	SAP ۲۰۰۱	Standard Assessment Procedure	انگلستان

۲-۲-۲ مقایسه استانداردهای جهانی در مورد راندمان و مصرف انرژی پکیج های گازسوز

در این فصل استانداردهای موجود در مورد راندمان و مصرف انرژی پکیج های گازسوز مورد بررسی قرار خواهد گرفت. همچنین با توجه به اطلاعات موجود در مورد هر یک از استانداردها که در فصل هفتم مورد بررسی قرار گرفتند، ابتدا هدف از استاندارد موجود را بیان خواهیم نمود و سپس به قابلیت کاربرد آنها خواهیم پرداخت، در ادامه نیز پارامترهایی که در این استانداردها مورد توجه قرار گرفته است و همچنین محدودیتها و مشخصات کلی آزمونهای هر استاندارد بیان خواهد شد. در پایان یک مقایسه کیفی بین استانداردهای موجود انجام خواهد گرفت. در این مقایسه، شرایط آزمایشگاه، تنوع محصولات مورد آزمایش و تفکیک آنها، محدودیت های آزمایش و راندمان، اجرائی بودن استاندارد در کشور و در نظر داشتن مصرف انرژی و برچسب انرژی مورد توجه قرار گرفته است.

۲-۲-۲-۱ استاندارد BS EN ٦٢٥-١٩٩٦

در این استاندارد هدف محاسبهٔ اتلاف انرژی قرار داده شده است. در این استاندارد در قسمت مربوط به "استفاده منطقی از انرژی"، تلفات بویلر و مخزن نباید از مقدار مشخصی کمتر باشد. در حقیقت با توجه به اینکه این استاندارد مکمل

استاندارد EN ۲۹۷ می‌باشد، در اینجا تنها مصرف انرژی و تلفات مد نظر بوده است و در استاندارد EN ۲۹۷ در مورد راندمان بحث گردیده است. این استاندارد برای پکیج‌های با تولید آبگرم به روش فوری و مخزنی کاربرد دارد. این استاندارد برای واحدهایی که به صورت جداگانه آبگرم مصرفی و در گردش تولید می‌شود، کاربرد ندارد. مخزن در این استاندارد می تواند بصورت جدا و یا یکپارچه باشد. در این استاندارد محدودیت‌هایی جهت دمای آزمایشگاه و دمای آب ورودی وجود دارد. همچنین شرایطی نیز برای رسیدن به حالت پایدار بیان شده است. بعد از محاسبهٔ تلفات در مدت زمان روشن بودن و خاموشی ۲۴ ساعته، باید تلفات بدست آمده از یک مقدار مشخص که بستگی به حجم مخزن و مقدار حرارت ورودی اسمی دارد، کمتر باشد.

۲-۲-۲-۲ استاندارد BS EN ۲۹۷-۱۹۹٤

در این استاندارد در قسمت مربوط به عملکرد، هدف تعیین راندمان در حالتهای نرمال، جزئی و آماده بکار و همچنین تلفات آماده بکار می‌باشد.در این استاندارد که همراه با استاندارد BS EN ۶۲۵ استفاده می‌شود، راندمان در حالتهای ذکر شدهٔ بالا نباید از مقدار مشخصی کمتر گردد؛ این استاندارد برای بویلرهای با مشعل اتمسفریک کاربرد داشته و در آن دمای کارکرد بویلر محدودیت داشته و توان ورودی نیز نباید از ۷۰ kW بیشتر شود. در این استاندارد برای فشار و درجه حرارت محیط محدودیت‌هایی وجود دارد، همچنین برای نصب دودکش نیز الزماتی تعیین گردیده است. در این استاندارد شرایط رسیدن به حالت پایدار مشخص گردیده است. نهایتاً در این استاندارد باید راندمان در حالتهای ذکر شده با مقادیری که از رابطه مشخص می‌گردد و بستگی به توان خروجی دستگاه در حالت نرمال و جزئی دارد، برابر یا بیشتر باشد.

۲-۲-۲-۳ استاندارد BS ٦٣٣٢, Part ١-١٩٨٨

در این استاندارد هدف تعیین راندمان حرارتی می‌باشد و الزامات آن برای بویلرهای حرارت مرکزی است که از نظر حرارت ورودی دارای محدودیت مشخصی می‌باشند. این استاندارد برای سیستم حرارت مرکزی که آبگرم فوری نیز تهیه

می‌کنند، کاربرد دارد. از جمله محدودیتهای این استاندارد می‌توان به دمای محیط، فشار گاز ورودی و مشخصات دودکش متصل به بویلر اشاره نمود. همچنین دماهای رفت و برگشت نیز باید در محدودهٔ مورد نظر قرار گرفته باشند. در این استاندارد نیز اندازه گیری‌های راندمان فقط در حالت تعادل حرارتی انجام می‌گیرد. همچنین برای راندمان‌ها در نرخ حرارت ورودی ثابت (اسمی) و نرخ حرارت ورودی متغیر (حداکثر و حداقل) محدودیت‌هایی اعمال شده است. در این استاندارد سه بازده داریم که باید شرایط مورد نظر را تامین کند، این سه بازده عبارتند از بازده آزمایشگاهی، بازدهٔ ادعا شده، بازده تائید شده.

۲-۲-۲-٤ استاندارد ANSI/ASHRAE ۱۲٤-۱۹۹۱

هدف این استاندارد تعیین عملکرد وسیلهٔ ترکیبی گرمایش فضا و گرمایش آب می باشد. در این استاندارد فاکتور انرژی و راندمان سالیانه ترکیبی برای گرمکن‌های با مخزن و بدون مخزن محاسبه می‌گردد. در استاندارد حاضر تنها محاسبات مربوط به آب‌گرم مصرفی و حالت ترکیبی آورده شده است و سایر محاسبات مربوط به گرمایش فضا به استاندارد ANSI/ASHRAE۱۰۳ رجوع داده شده است. البته DOE نیز تمام محاسبات را به ۱۰۳ ANSI رجوع داده است، لذا برای محاسبات حالت ترکیبی باید از ۱۲۴ ANSI و ۱۰۳ ANSI همراه با تصحیحات DOE برای ۱۰۳ ANSI استفاده نمود. باید دقت نمود که در این استاندارد مصرف انرژی نیز باید محاسبه گردد. در این استاندارد محدودیت‌هایی جهت آب سرد تغذیه، فشار آب تغذیه، درجه حرارت هوا و دودکش مورد استفاده وجود دارد. در این استاندارد حالت پایدار نیز با شرایطی ایجاد خواهد شد. نظر به اهمیت استاندارد ۱۰۳ ANSI/ASHRAE در بند زیر این استاندارد را نیز مورد بررسی قرار می‌دهیم.

۲-۲-۲-۵ استاندارد ANSI/ASHRAE ۱۰۳

هدف این استاندارد تعیین راندمان سالیانه مصرف سوخت و راندمان بویلرهای خانگی می‌باشد، در این استاندارد عملکردهای دوره‌ای و نیمه بار در نظر گرفته می‌شود. همچنین در این استاندارد آزمونهای گرم شدن، سرد شدن، حالت

پایدار، خاموشی و روشنی دوره‌ای برای تعیین راندمان فصلی گرمایشی، راندمان‌های حالت پایدار و AFUE انجام می-گیرد. از جمله محدودیت‌های این استاندارد می‌توان به درجه حرارت اتاق و دودکش مورد استفاده اشاره کرد.

۲-۲-۲-۶ استاندارد BS EN ۶۷۷-۱۹۹۸

هدف این استاندارد در قسمت مربوط به عملکرد، ارائه محدودیت راندمان برای بویلرها می‌باشد. این استاندارد برای بویلرهای تقطیری با شرایط مشخصی قابل استفاده است. این استاندارد مکمل استانداردهای EN ۶۲۵, EN ۲۹۷ می-باشد. شرایط آزمایشگاه همانند شرایط EN ۶۲۵ می‌باشد. در این استاندارد نیز دمای آب برگشتی و اختلاف بین آب خروجی و آب برگشتی دارای محدودیت می‌باشد.

در این استاندارد، راندمان تحت شرایط خاصی در بارهای حداکثر، حداقل و نامی تعیین می‌گردد. در این استاندارد برای بازده مفید محدودیت‌هایی داریم که در متن استاندارد آورده شده است.

۲-۲-۲-۷ استاندارد و برچسب SAP ۲۰۰۱

SAP ۲۰۰۱ بر اساس مدرک SI ۳۰۳۸ تهیه گردیده است. این مدرک با استفاده از راندمان بدست آمده در بار کامل و بار جزئی ۳۰٪ اقدام به محاسبهٔ راندمان انرژی فصلی و سپس تهیه برچسب نموده است. با توجه به اینکه متن مدرک SI ۳۰۳۸ فعلاً در دسترس نمی‌باشد، در مورد پارامترها و محدودیت‌های این استاندارد نمی‌توان بحث نمود. اما از آنجا که مدرک SI ۳۰۳۸ براساس مدرک ۹۲/۴۲/EEC نوشته شده و استاندارد BS EN ۲۹۷-prA نیز بر اساس آن تهیه شده است؛ بنابراین می‌توان روش ارائه شده در استاندارد مذکور را بعنوان مرجع محاسبه بار کامل و جزیی در نظر گرفت.

۲-۲-۳ جدول مقایسه‌ای

بمنظور مقایسه بهتر استانداردهای مختلف، در جدول زیر در مقابل نام هر استاندارد مزایا و معایب نسبی آنها درج شده است.

جدول (۲-۵) - مقایسه استانداردهای مختلف

استاندارد	مزایا	معایب
BSEN ۶۲۵	محاسبه افت مخزن مورد بحث قرار گرفته است. آزمایشات ساده است. هر دو بویلر فوری و مخزنی مورد بحث قرار گرفته است.	به تنهائی برای تعیین راندمان کاربرد ندارد بلکه همراه BSEN ۲۹۷ استفاده می شود- محدودیت در درجه حرارت آب ورودی داریم-آزمایش ۲۴ ساعت طول می کشد- راندمان و برچسب محاسبه و تعیین نمی‌گردد.
BSEN ۲۹۷	راندمان در سه حالت کاری مورد بررسی قرار گرفته است. آزمایشات ساده است.	برای فشار آب محدودیت قائل شده است- محدودیت‌های راندمانی داریم-در مورد مصرف انرژی بحثی نشده است.
BS ۶۳۳۲	راندمان حرارتی مورد بحث قرار گرفته است. برای هر دو سیستم مخزنی و فوری کاربرد دارد. محدودیت های شرایط آزمایشگاه کم است. آزمایش نسبتاً ساده است.	احتیاج به گاز آزمون داریم – تنظیمات دمای ورودی و خروجی باید با دقت نسبتاً زیادی تنظیم شوند-رسیدن به شرایط پایدار دقت زیادی می-طلبد- برای راندمان محدودیت های نسبتاً زیادی داریم.
ANSI/ASHRAE ۱۲۴	راندمان حرارت-فاکتور انرژی-راندمان سالیانه ترکیبی برای سیستم های با و بدون مخزن در حالتهای گرمایش آب محاسبه می-گردد- آزمایشات بسیار دقیق است.	تعداد آزمایشات زیاد است-دقت تنظیمات بالا است-آزمایشات مشکل می‌باشد-محدودیتهای آزمایشگاه نسبتاً زیاد است-آزمایش در طول ۲۴ ساعت ادامه دارد. به استانداردهای دیگر نیاز داریم.
BSEN ۶۷۷	فقط برای بویلرهای تقطیر کاربرد دارد- محدودیت‌های EN ۶۲۵ را داریم- احتیاج به گاز مرجع داریم- محدودیت راندمان داریم.	
SAP ۲۰۰۱	راندمان در بار کامل و جزئی و راندمان انرژی فصلی و سپس برچسب محاسبه و تهیه می-گردد. محدوده های برچسب دقیق است.	مشابه EN۲۹۷-۶۲۵-۶۷۷

۲-۲-٤ بحث و نتیجه گیری

با توجه به توضیحات بند ۲-۲-۲ و جدول مقایسه ای بند ۲-۲-۳ و نظر به اینکه هدف ما بررسی و امکان‌سنجی تهیه و تدوین استاندارد عملکرد و برچسب انرژی می‌باشد، نگرش ما باید در جهت برآورده شده این خواسته ها باشد.

از جمله پارامترهایی که در تعیین و تعریف برچسب نقش مهمی دارد، راندمان می‌باشد. بجز استاندارد BS EN ۶۲۵ در بقیهٔ استانداردها راندمان مورد بحث و بررسی قرار گرفته است و محاسبه گردیده است بنابراین تمامی استانداردهای ارائه شده از این جنبه مهم می‌باشند.

از جمله موارد مهم دیگری که مورد توجه ما می‌باشد، بررسی دستورالعمل تهیهٔ برچسب می‌باشد که تنها در مدرک SAP ۲۰۰۱ مورد توجه قرار گرفته است.

مصرف انرژی نیز از مهمترین مواردی می‌باشد که باید مورد توجه قرار گیرد، در استانداردهای بررسی شده، اســتانداردهای BSEN ۶۲۵, ANSI/ASHRAE ۱۲۴ و مــدرک SI ۳۰۳۸ در مورد مصرف انرژی محاسبات مورد نظر را انجام داده‌اند.

استفاده یا عدم استفاده از گاز آزمون نیز از پارامترهایی است که باید مورد توجه قرار گیرد. در بین استانداردهای موجود، در استانداردهای BS ۶۳۳۲ و BS EN ۶۷۷-۲۹۷-۶۲۵ احتیاج به گاز آزمون داریم.

قابل استفاده بودن برای هر دو حالت گرمایش آب مصرفی و گرمایش فضا نیز از مواردی است که باید مورد توجه قرار گیرد. از مهمترین استانداردهایی که این امر را مورد بررسی قرار داده‌اند، می‌توان به ANSI/ASHRAE ۱۲۴ و BSEN ۶۲۵ همراه با BSEN ۲۹۷ اشاره نمود.

با توجه به مقایسه‌های بالا، بنظر می‌رسد که به ترتیب، استانداردهای ANSI/ASHRAE ۱۲۴ و SAP ۲۰۰۱ همراه با SI ۳۰۳۸ , BSEN ۶۲۵ و BSEN ۲۹۷ باید بررسی گردند.

۲-۲-۵ خلاصه استاندارد EN ٦٧٧:١٩٩٨

۲-۲-۵-۱ هدف و دامنه کاربرد

این استاندارد اروپایی برای بویلرهای گاز سوز حرارت مرکزی که از جانب کارخانه به عنوان بویلرهای تقطیری با شرایط زیر معرفی شده‌اند به کار می‌رود.

- نوع B (به جز وسایل بدون فن) و C.
- یک یا چند گاز از خانواده گازها را مصرف کنند.
- حرارت اسمی ورودی آنها ۷۰ kW یا کمتر باشد.

این استاندارد فقط آزمون مربوط به این نوع را پوشش می‌دهد و مکمل استانداردهای EN۶۲۵، PrEN۴۸۳، EN۲۹۷ که از این پس استانداردهای بویلر نامیده می‌شوند, می‌باشد. در این استاندارد الزامات اضافی برای بویلرهای تقطیری تعیین شده است.

۲-۲-۵-۲ تعاریف

برای مقاصد این استاندارد تعاریف استانداردهای بویلر به اضافه تعاریف زیر به کار می‌روند.

۲-۲-۵-۲-۱ بویلرهای تقطیری

بویلری که در آن، تحت شرایط نرمال کارکرد و در دماهای معین آب، قسمتی از بخار آب در محصولات احتراق تقطیر می شود تا از حرارت نهان این بخار آب به منظور گرمایش استفاده شود و الزامات بازده این استاندارد را نیز ارضا می‌کند.

۲-۲-۵-۲-۲ مایع تقطیر شده

مایع تشکیل شده در فرایند تقطیر از محصولات احتراق

۲-۲-۵-۲-۳ خروجی تقطیرشده اسمی

مقدار خروجی مفید اعلام شده توسط کارخانه، بر حسب kW، متناظر با کارکرد بویلر در حالتی که دمای رژیم آب °C ۵۰ °C /۳۰ می‌باشد.

۲-۲-۵-۲-٤ حداکثر دمای مجاز کاری

دمایی که ماده در یک مدت زمان طولانی تحت شرایط کارکرد می تواند تحمل کند.

۲-۲-۵-۳ شرایط عملکرد

۲-۲-۵-۳-۱ کلیات

علاوه بر استانداردهای EN۶۲۵، PrEN۴۸۳، EN۲۹۷ الزامات زیر به صورت مناسب اعمال می‌شوند:

۲-۲-۵-۳-۲ تحقیق خروجی اسمی مایع تقطیر شده

اگر کارخانه مقداری برای خروجی اسمی مایع تقطیر شده اعلام کند، این مقدار تحت شرایط بخش ۶-۲ تحقیق می-شود.

۲-۲-۵-۳-۳ تشکیل مایع تقطیر شده

وقتی بویلر مطابق شرایط آزمون برای اندازه‌گیری بازده مذکور در ۶-۶-۱ تست شود، تحت شرایط ۶-۳، مایع تقطیر شده باید فقط در نقاطی که به این منظور تعیین شده تشکیل گردد و باید فوراً تخلیه شود.

مایع تقطیر شده نباید به قسمتهایی از بویلر که برای تشکیل جمع آوری و تخلیه مایعات در نظر گرفته نشده‌اند، راه پیدا کند و همچنین نباید تاثیر نامطلوبی بر عملکرد بویلر محیط بگذارد.

۲-۲-۵-۳-٤ دمای محصولات احتراق

اگر بویلر دارای وسیله‌ای برای محدود کردن ماکزیمم دمای محصولات باشد، تحت شرایط ۶-۴ دمای محصولات احتراق نباید از ماکزیمم دمای کاری مجاز برای مواد مدار احتراق و مواد سازنده خروجی دود، تعیین شده توسط کارخانه تجاوز کند.

۲-۲-۵-٤ احتراق

۲-۲-۵-٤-۱ شرایط نرمال

الزامات احتراق مشابه موارد ذکر شده در استانداردهای بویلرمی‌باشد.

آزمونهای هوای ساکن باید یک بار هم وقتی که بویلر در حالت ۵۰°C/۳۰°C تقطیر کار می‌کند انجام شوند.

۲-۲-۵-٤-۲ شرایط خاص

بستن خروجی‌های مایع تقطیر شده یا خاموش کردن پمپ تخلیه مایعات تقطیر شده نباید قبل از خاموشی باعث بیشتر شدن غلظت CO_2 از ۰/۲٪ شود. نباید پسماندی از مواد تقطیر شده بجا ماند.

۲-۲-۵-۵ بازده‌ها

۲-۲-۵-۵-۱ بازده مفید

تحت شرایط آزمون مذکور در ۶-۶-۱ بازده مفید در حرارت نامی ورودی (یا بویلرهایی با رنج متغیر در حرارت ورودی ماکزیمم و در میانگین حسابی حرارتهای ورودی و خروجی) باید حداقل به مقدار زیر باشد.

۹۱+۱۰ log p (بر حسب درصد)

که در آن

P : حرارت نامی و در بویلرهایی با رنج متغیر p عبارتست از میانگین حسابی بیشترین و کمترین حرارت ورودی اعلام شده توسط سازنده که بر حسب کیلووات (kW) بیان می‌شود.

۲-۲-۵-۵-۲ بازده مفید در حالت نیمه بار

تحت شرایط تعیین شده در ۶-۶-۲ با داشتن ۳۰٪ ورودی حرارتی نامی (یا در میانگین حسابی حداکثر و حداقل ورودیهای حرارتی در بویلرهایی با ورودی متغیر)، بازده مفید باید حداقل به مقدار زیر باشد .

۹۷+۱۰ log p (بر حسب درصد)

که در آن :

P : خروجی نامی می‌باشد. برای بویلرهایی با رنج متغیر، P میانگین حسابی بیشترین و کمترین خروجی حرارتی اعلام شده بر حسب کیلووات (kW) توسط کارخانه سازنده می‌باشد.

۲-۲-۵- ٦ روشهای آزمون

۲-۲-۵-٦-۱ کلیات

تمام آزمون‌ها در شرایط تعیین شده در استانداردهای بویلر انجام می‌شوند مگر اینکه حالت متفاوتی مدنظر باشد. اگر شرایط واقعی آزمون با شرایط مرجع (۱۰۱۳/۲۵ mbar و رطوبت نسبی٪ ۲۰°C,۷۰) متفاوت باشند و یا دمای آب برگشتی با مقدار تعیین شده اختلاف داشته باشد، فرمول تصحیح داده شده در پیوست A برای تصحیح بازده مفید بدست آمده در آزمونهای ۶-۲ و ۶-۶-۲ بکار می‌رود.

۲-۲-۵-٦-۲ تحقیق خروجی تقطیر شده نامی

برای بویلرهایی که از گازی ازخانواده دوم استفاده می‌کنند، چه گازی از خانواده دیگر استفاده شود و چه نشود، آزمون‌ها با یکی از گازهای مرجع مربوطه از خانواده دوم انجام می‌شوند.

برای بویلرهایی که تنها از گازهای خانواده سوم استفاده می‌کنند، آزمون‌ها با یکی از گازهای مرجع مربوطه و از خانواده سوم انجام می‌شوند.

دبی آب طوری تنظیم می‌شود که دمای آب برگشتی ۵°C ±۳۰ و اختلاف دمای بین جریان رفت و برگشت ۲°C ±۲۰ بشود.

بازده به صورتیکه در استانداردهای بویلر ذکر شده تعیین می‌گردد.

باید بررسی شود که حاصلضرب بازده تعیین شده و حرارت نامی ورودی (در بویلرهایی با رنج متغیر، ماکزیمم حرارت ورودی) از خروجی تقطیر شده نامی کمتر نباشد.

۲-۲-۵-٦-۳ تشکیل مایع تقطیر شده

بویلر باید به طور پیوسته به مدت ۴ ساعت در شرایط ۶-۲ کار کند.

باید بر قراری شرایط و الزامات ۵-۳ تحقیق شود.

۲-۲-۵-٦-٤ دمای محصولات احتراق

بویلر به صورت تعیین شده در شرایط کلی آزمون مذکور در استانداردهای بویلر نصب می‌شود و بوسیله یکی از گازهای مرجع متناسب با نوع بویلر و در حرارت نامی ورودی تغذیه می‌گردد.

بویلرهای نوع B باید به یک دودکش آزمون ۱ متری متصل شوند و بویلرهای نوع C باید با لوله‌ای با کوتاهترین طول تعیین شده توسط سازنده تجهیز گردد.

ترموستات بویلر باید از مدار خارج شود.

کنترل محدود کننده دمای محصولات احتراق در صورت وجود، در مدار باقی بماند.

دمای محصولات احتراق باید بطور تصاعدی یا با افزایش دبی گاز و یا به نحو دیگری (مثل برداشتن بافل ها) به صورتی که توسط سازنده تعیین شده افزایش یابد.

باید برقراری شرایط و الزامات ۵-۴ تحقیق گردد.

۲-۲-۵-٦-٥ احتراق

۲-۲-۵-٦-٥-۱ شرایط نرمال

خصوصیات احتراق باید مطابق استانداردهای بویلر و با دو رژیم آب به دماهای ۸۰°C/۶۰°C و ۵۰°C/۳۰°C تحقیق گردد.

۲-۲-۵-٦-٥-۲ شرایط خاص

بویلر باید بطور پیوسته تحت شرایط آزمون مذکور در ۶-۲ کار کند. درحالیکه دریچه تخلیه مایعات تقطیر شده مسدود است و یا درحالیکه پمپ داخلی تخلیه مواد تقطیر شده از عمل خارج شده است، غلظت CO در محصولات احتراق بررسی می‌شود تا شرایط ۵-۵-۲ را تا زمان وقوع خاموشی ارضا کند.

۲-۲-۵-٦-٦ بازده ها

برای بویلری که با گازی از خانواده دوم تغذیه می‌شود، چه گازی از خانواده دیگر نیز مصرف کند چه نکند، آزمون‌ها با یکی از گازهای مرجع متناسب با وسیله و از خانواده دوم گازها انجام می‌شوند.

برای بویلرهایی که فقط با گازهای خانواده سوم تغذیه می‌شوند، آزمون‌ها با یکی از گازهای مرجع مربوطه از خانواده سوم گازها انجام می‌شود.

۲-۲-۵-٦-٦-۱ بازده مفید

در بویلرهایی با حرارت ورودی ثابت، بازده در حرارت نامی ورودی و در بویلرهایی با بازه متغیر، در بیشترین حرارت ورودی و در میانگین حداکثر و حداقل ورودی حرارتی تعیین می‌شود.

دبی آب طوری تنظیم می‌شود که دمای آب برگشتی ۱°C ±۶۰ و اختلاف دمای بین جریان رفت و برگشت ۲°C ±۲۰ شود.

بازده به صورتیکه در استانداردهای بویلر بیان شده تعیین می‌گردد.

باید تحقیق شود که بازده بدست آمده کمتر از مقادیر بیان شده در ۵-۶-۱ نباشد.

۲-۲-۵-٦-٦-۲ بازده مفید در حالت نیمه بار

در بویلرهایی با ورودی حرارتی ثابت بازده مفید حالت نیمه بار در ٪۳۰ حرارت نامی ورودی و در بویلرهایی با رنج متغیر در ٪۳۰ میانگین حسابی حداقل و حداکثر حرارتهای ورودی تعیین می‌گردد.

بازده مفید حالت نیمه بار تحت شرایط آزمون استانداردهای بویلر با یک دمای ثابت جریان برگشتی برابر ۵°C ±۳۰ تعیین می‌شود. برای بویلرهایی که فقط گازهای خانواده سوم مصرف می‌کند، مقدار ۲/۴ به مقدار قبل اضافه می‌شود.

برقراری شرایط مذکور در ۶-۵-۲ باید تحقیق شود.

فصل سوم:
بررسی روش تولید بویلرهای چگالشی

طی سالیان اخیر استفاده از پکیج‌های خانگی منجر به کاهش هدر رفتن آب گرم مصرفی در منازل شده است. از طرفی بازده پکیج‌های معمولی بیشتر از سیستم‌های حرارت مرکزی می‌باشد. نیاز به بازده بالاتر سبب به کارگیری نسل جدیدی از پکیج‌ها با عنوان پکیج‌های چگالشی شده است. این نسل جدید علاوه بر جلوگیری از هدر رفتن آب، دارای راندمان بسیار بالایی می‌باشد. تکنولوژی مورد استفاده در این نوع پکیج‌ها دارای سابقه‌ای ۱۰ ساله می‌باشد. این تکنولوژی که ابتدا در بویلرها به کار گرفته شد به مرور زمان کارایی خود را در عرصه مهندسی به اثبات رساند و هم اکنون به صورت صنعتی در عرصه تولید لوازم خانگی به خدمت گرفته شده است.

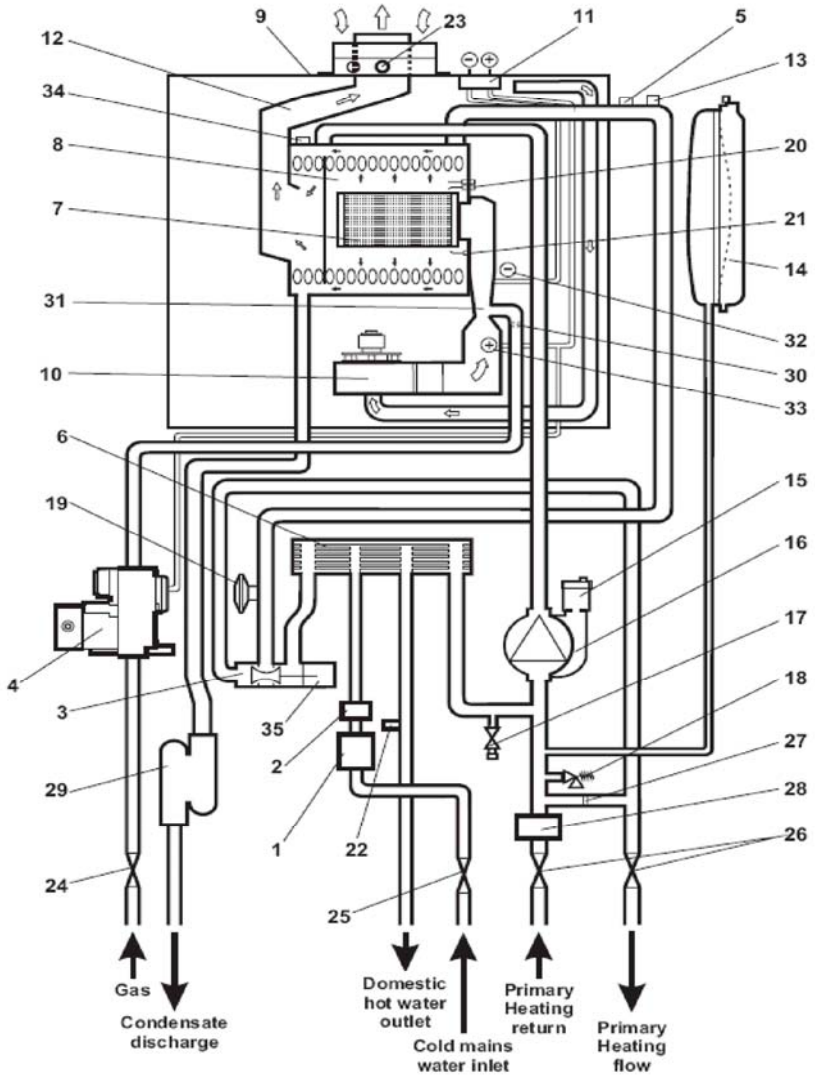
متأسفانه تکنولوژی تولید پکیج‌های چگالشی تا امروز توسط صنعت‌گران ایرانی در عرصه لوازم گرمایشی مورد استفاده قرار نگرفته است. این موضوع در حالی است که در کشورهای اروپایی این صنعت آن چنان رونقی داشته است که حتی دولتمردان در این کشورها به فکر وضع قوانینی جهت تشویق مردم به استفاده از این نوع بویلرها افتاده‌اند. انگلستان و ایتالیا دو نمونه از کشورهایی هستند که صنعت تولید پکیج‌های چگالشی در آن‌ها به خوبی رونق یافته است. این دو کشور سهم عمده‌ای از تولیدکنندگان پکیج‌های چگالشی در جهان را به خود اختصاص داده‌اند.

در این گزارش به بررسی فرآیند تولید، مشخصات و تجهیزات خط تولید بویلر چگالشی گازسوز پرداخته شده است. با توجه به اینکه خط تولید یا مونتاژ این محصول در ایران وجود ندارد، برای دریافت اطلاعات در این زمینه نیاز به بررسی تولیدکنندگان خارجی از طریق اینترنت بوده است. با توجه به این نکته تمام اطلاعات موجود در سایت تولیدکنندگان این محصول بررسی شده و در نهایت اطلاعات مفید موجود درباره مشخصات خط تولید و مونتاژ مربوط به چهار شرکت معتبر اروپایی به نامهای SAUNIER DUVAL، Thermona، Vaillant و Riello جمع آوری شده که در ادامه ارائه می‌شود. نتیجه مهمی که از بررسی و مقایسه ویژگی‌های فرآیند و خط تولید بویلر چگالشی با نمونه غیرچگالشی آن بدست می‌آید این است که تفاوت چندانی از لحاظ فرآیند یا تجهیزات مربوط به تولید بین این دو محصول وجود نداشته و تنها تفاوت در برخی قطعات به کار رفته در این دو نوع بویلر است که این مسئله مربوط به اختلاف موجود در مکانیزم و تئوری آنها می‌باشد.

۳-۱ قطعات مهم بکار گرفته شده در پکیج‌های چگالشی

تعداد زیادی از قطعات بکار گرفته شده در پکیج‌های چگالشی تفاوت چندانی با قطعات موجود در پکیج‌های معمولی ندارند. به منظور تشخیص نیازهای موجود در فرآیند ساخت پکیج‌های چگالشی، هر یک از قطعات مهم به‌کارگرفته شده در آن‌ها به صورت مجزا بررسی شده‌اند. نکته قابل ذکر این است که در حقیقت شرکت‌های تولید کننده بویلر چگالشی تمام قطعات این محصول را تولید نمی‌کنند بلکه تنها برخی قسمت‌های مربوط به آن در داخل کارخانه تولید و بقیه قطعات در شرکت‌ها و کارگاه‌های کوچک وابسته تولید می‌شود. می‌توان گفت خط تولید موجود در این کارخانه‌ها بیش‌تر مربوط به مونتاژ کردن قطعات برای تولید یک بویلر چگالشی می‌باشد. به همین دلیل ابزارهای به کار رفته در خطوط مونتاژ این محصول پیچیده نبوده و بیش‌تر شامل لوازمی مانند آچار پیچ‌گوشتی، آچارهای مخصوص با قابلیت اندازه-گیری گشتاور اعمالی، گیره، تسمه و ... غیره می‌باشد. البته باید به این نکته اشاره کرد که تولیدکنندگان برای افزایش راندمان تولید، افزایش مقدار و سرعت تولید از خطوط مونتاژ نیمه‌اتوماتیک که گاهی دارای بازوی‌های رباتیکی برای انجام کارهای ساده هستند استفاده می‌کنند. یکی از مواردی که اخیراً در خطوط مونتاژ به‌کارگرفته شده، استفاده از

استندهای تست برای آزمایش محصولات تولید شده جهت بررسی راندمان و عملکرد آنها بر اساس استانداردهای بین-المللی موجود می‌باشد. در ضمن این کارخانه از سیستم‌های بسته‌بندی و انبارداری اتوماتیک برای بهبود راندمان تولید خود استفاده می‌کنند. در شکل ۳-۱ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی نشان داده شده است و توضیحات مربوط به شکل، در جدول ۳-۱ آورده شده است.



شکل ۳-۱ طرح شماتیک یک پکیج چگالشی

جدول (۳-۱)- راهنمای اجزای نمایش داده شده در شکل ۳-۱

1	دریچه فصلی	19	سوئیچ فشار
2	سوئیچ جریان آب گرم مصرفی	20	الکترود جرقه
3	دریچه انحراف	21	حسگر شعله
4	دریچه گاز	22	سنسور دمای آب گرم مصرفی
5	سنسور دمای اصلی	23	نقطه نمونه گیری شعله
6	مبدل حرارتی آب گرم مصرفی	24	هشدار گاز
7	مشعل اصلی	25	کلید روشن خاموش دریچه اصلی
8	مبدل حرارتی چگالشی (اصلی)	26	دریچه on/off
9	محفظه عایق	27	By-Pass
10	فن	28	جداکننده گردبادی
11	تست تغییرات فشار	29	جمع کننده مایعات چگالیده
12	سرپوش خروجی گاز	30	انژکتور
13	ترموستات	31	ونتوری
14	مخزن انبساط	32	نقطه منفی ونتوری
15	خروجی هوا	33	نقطه مثبت ونتوری
16	پمپ	34	ترموستات گاز های خروجی
17	خروجی مایع چگالیده شده	35	موتور دریچه انحراف
18	دریچه فشار		

۳-۱-۱ مبدل حرارتی

در پکیج‌های معمولی تنها یک مبدل حرارتی جهت انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی استفاده شده است. در پکیج‌های چگالشی، بر خلاف پکیج‌های معمولی، از دو مبدل حرارتی استفاده می شود. یکی از مبدل‌ها که مبدل حرارتی اصلی می باشد، وظیفه انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی را بر عهده دارد. مبدل حرارتی دیگر جهت تأمین آب گرم مصرفی استفاده می‌شود.

۳-۱-۱-۱ مبدل حرارتی اصلی(مبدل حرارتی چگالشی[1])

همان‌گونه که ذکر شد این مبدل حرارتی وظیفه انتقال حرارت از محفظه احتراق به آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی را بر عهده دارد. گازهای گرم حاصل از احتراق در این مبدل حرارتی در مجاورت آب موجود در چرخه قرار می-گیرند. در اثر چگالش بخار آب و تشکیل قطرات آب روی دیواره این مبدل حرارتی در حضور گازهایی مثل CO_2، NO_x و...، فضای اطراف مبدل حرارتی به یک محیط اسیدی تبدیل می‌شود. به همین دلیل این مبدل حرارتی باید به گونه‌ای طراحی شود که در برابر محیط‌های اسیدی و خوردگی به اندازه کافی مقاوم باشند.

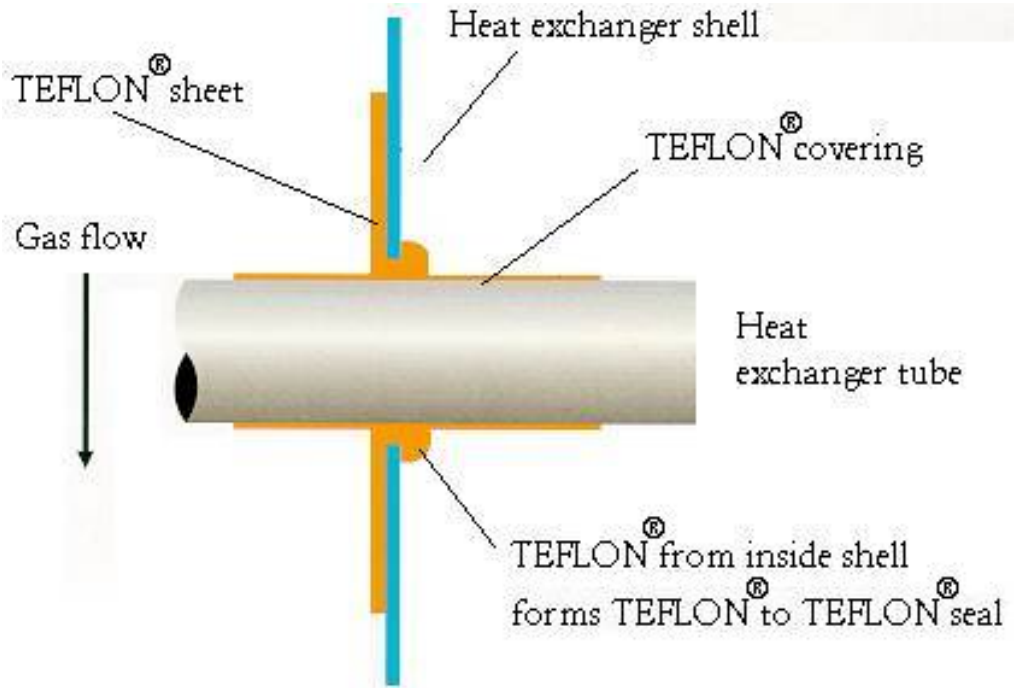
تولیدکنندگان ابتدا به منظور حل این مشکل به سوی استفاده از فلزات مقاوم در برابر خوردگی مانند فولاد زنگ نزن[2] و آلومینیم[3] گام برداشتند، ولی حتی با استفاده از این فلزات در تولید مبدل حرارتی، عمر آن‌ها در حدود نصف عمر مبدل حرارتی پکیج‌های معمولی می‌باشد. در ضمن مبدل‌های حرارتی ساخته شده توسط این فلزات بسیار گران‌قیمت‌تر از مبدل حرارتی پکیج‌های معمولی تمام می‌شود.

امروزه به منظور ساخت مبدل‌های حرارتی چگالشی با طول عمر بالا از یک تکنولوژی جدید استفاده می‌شود. این فناوری برای اولین بار در سال ۲۰۰۳ جهت ساخت مبدل‌های حرارتی مقاوم در برابر خوردگی بکار گرفته شد. در این

[1] Condensing Heat Exchanger
[2] Stainless Steel
[3] Aluminum

فناوری علاوه بر بکارگیری فلزات مقاوم، سطح خارجی مبدل که با محیط خورنده در تماس است با استفاده از لایه نازکی از تفلون[1] پوشانده شده است.

همان‌گونه که در شکل ۳-۲ نمایش داده شده است، در این روش سطح داخلی پوسته مبدل حرارتی به همراه سطح خارجی لوله‌های مبدل (حاوی سیال عامل) با استفاده از لایه نازکی از تفلون پوشانده شده‌اند. در ضمن در این فناوری از تفلون استفاده شده به منظور آب بندی مبدل نیز استفاده می‌شود.



شکل ۳-۲ مبدل حرارتی با پوشش تفلون

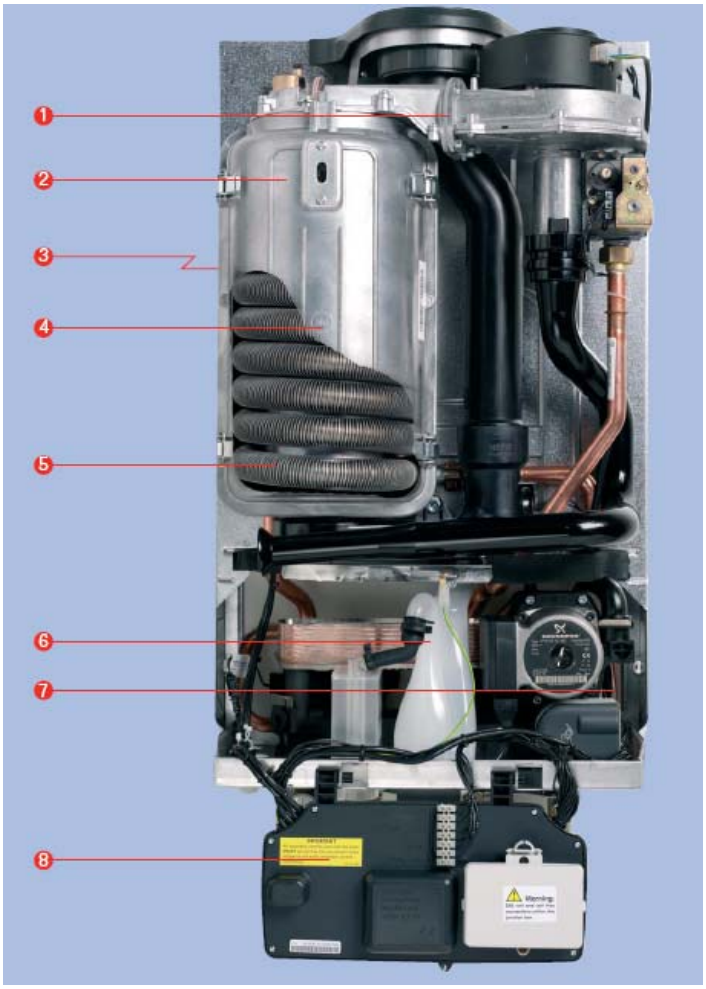
با استفاده از این روش گازهای خروجی در تمام طول مسیر با یک سطح مقاوم شده در برابر خوردگی مواجه هستند. در ضمن عمل چگالش بر روی لایه تفلون انجام می‌شود و در نتیجه حرکت قطرات آب را بسیار راحت می‌کند. این موضوع منجر به افزایش سرعت خروج آب‌های اسیدی از محیط داخلی مبدل حرارتی می‌شود.

[1] Teflon Covering HX

شکل ۳-۳ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی حلقوی

انواع مختلفی از مبدل‌های حرارتی در پکیج‌های چگالشی استفاده می شوند ولی در میان آن ها مبدل حرارتی حلقوی[1] پرکاربردترین نوع مبدل حرارتی می باشد. این مبدل حرارتی به گونه‌ای طراحی شده است که اطراف محفظه احتراق را در بر می‌گیرد. در این صورت با استفاده از مبدل حرارتی حلقوی میزان اتلاف گرما از طریق دیواره پکیج کاهش می‌یابد. در شکل ۳-۳ نمونه‌ای از یک مبدل حرارتی حلقوی استفاده شده در تولیدات شرکت Buderus ارائه شده است. شکل ۳-۴ نحوه قرار گرفتن مبدل حرارتی حلقوی را در یک پکیج چگالشی نشان می‌دهد.

[1] Spiral(Coiled) Heat Exchanger



شکل ۳-٤ نحوه قرار گرفتن مبدل حلقوی در پکیج چگالشی

۱. سیستم تأمین مخلوط سوخت و هوا
۲. شمع(به منظور تولید جرقه)
۳. محفظه انبساط
۴. مشعل
۵. مبدل حرارتی حلقوی
۶. سیفون
۷. سیستم هیدرولیکی
۸. سیستم کنترلی

به منظور افزایش انتقال حرارت در مبدل حرارتی اصلی، محل قرار گرفتن مشعل به گونه‌ای تعبیه می‌شود که جهت حرکت گازهای خروجی خلاف جهت حرکت آب باشد. در نتیجه این طراحی، سیستم به یک مبدل جریان مخالف[۶] مجهز می‌شود. مبدل‌های حرارتی جریان مخالف برای دمای ورودی و خروجی دارای مقدار اختلاف دمای متوسط لگاریتمی[۷] بیش‌تری می‌باشند.

۳-۱-۱-۲ مبدل حرارتی ثانویه (مبدل حرارتی آب گرم مصرفی[۸])

مبدل حرارتی دیگری در پکیج‌های چگالشی استفاده می‌شود که به مبدل حرارتی ثانویه[۹] معروف است. این مبدل حرارتی وظیفه تأمین آب گرم مصرفی در منزل را بر عهده دارد. سیال‌های عامل در این مبدل حرارتی آب ورودی از سیستم آب‌رسانی شهری و آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی می‌باشند. در واقع این مبدل حرارتی در مواقع نیاز، با استفاده از آب گرم موجود در سیستم گرمایش مرکزی که توسط مبدل حرارتی اصلی گرم شده است، آب گرم مصرفی در خانه را تأمین می‌کند. شکل ۳-۱ نحوه قرار گرفتن این مبدل حرارتی در سیستم را نمایش می‌دهد.

مبدل حرارتی استفاده شده در اکثر پکیج‌های تولید شده توسط شرکت‌های مختلف، از نوع مبدل حرارتی صفحه‌ای می‌باشد. این نوع مبدل حرارتی در یک حجم ثابت سطح بیش‌تری جهت انتقال حرارت را در اختیار سیال قرار می‌دهند و دارای عملکرد حرارتی[۱۰] بالایی می‌باشند. یک نمونه از مبدل حرارتی ثانویه استفاده شده در یک پکیج چگالشی در شکل ۳-۵ ارائه شده است.

[6] Counter Flow Heat Exchanger
[7] Log Mean Temperature Difference(LMTD)
[8] DHW(Domestic Hot Water) Heat Exchanger
[9] Secondary Heat Exchanger
[10] Thermal Performance

شکل ۳-۵ یک نمونه مبدل حرارتی ثانویه

اندازه مبدل حرارتی ثانویه در مقایسه با مبدل حرارتی اصلی بسیار کوچک‌تر است. در ضمن در طی طراحی این مبدل باید به این نکته توجه داشت که سیال موجود در مبدل حرارتی ثانویه تنها در مواقعی که شیر آب گرم باز می‌شود جریان دارد. این نکته منجر به افزایش اهمیت محاسبات طراحی مربوط به رسوب گذاری در مبدل حرارتی می شود.

۳-۱-۲ مشعل

امروزه در پکیج‌های چگالشی (و حتی نوع معمولی آن) از دو نوع مشعل استفاده می‌شود. هر یک از این مشعل‌ها دارای خصوصیاتی می‌باشند که در ادامه به آنها اشاره شده است.

۳-۱-۲-۱ مشعل‌های همرفتی

در این نوع مشعل که در سیستم‌های قدیمی بیشتر از آن استفاده می‌شود، مخلوط گاز و هوا به طور پیوسته وارد محفظه احتراق شده و می‌سوزد. به منظور روشن نگه داشتن این مشعل در زمانی که به گرما نیازی نیست، شمعکی کوچک در کنار مشعل روشن می‌ماند. در صورت استفاده از این نوع مشعل در پکیج‌های چگالشی، سیستم مکش گازهای سوخته شده بایستی از نوع مکش اجباری باشد. شمعک مورد استفاده در این نوع مشعل منجر به افزایش تلفات گرمایی پکیج می‌شود.

۳-۱-۲-۲ مشعل‌های احتراق جرقه‌ای

این مشعل‌ها دارای مزایایی می‌باشند، که عبارتند از:

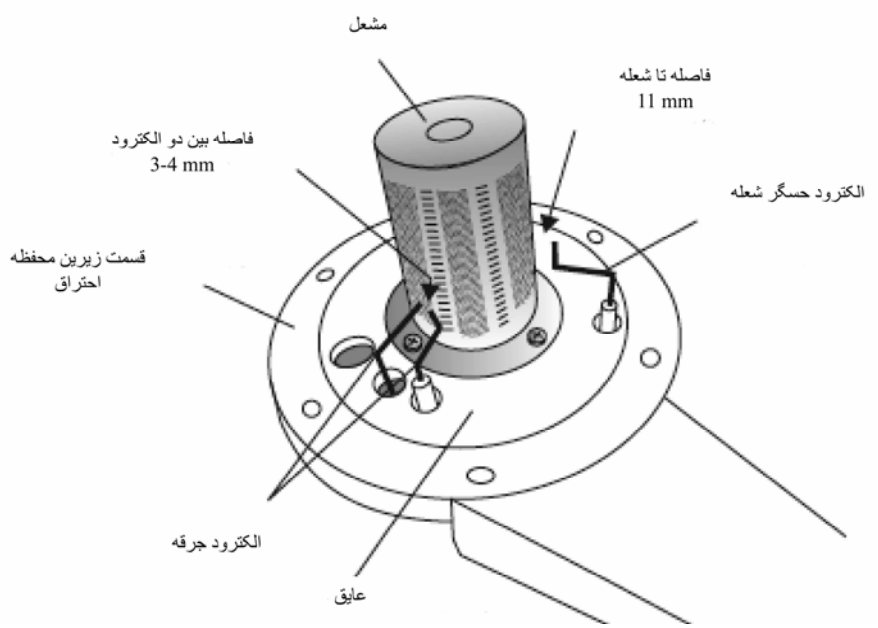
۱. کاهش هزینه مصرف انرژی با کاهش تلفات آماده به کار بودن و افزایش بازده احتراق

۲. کاهش تولید NO_x

۳. برطرف کردن نیاز به فن جهت خروج گازهای باقیمانده از احتراق

نحوه عملکرد مشعل‌های احتراق جرقه‌ای به طور کامل با سایر انواع مشعل‌ها متفاوت است. در طول احتراق، یک شرایط پیوسته و تعادلی در احتراق برقرار نمی‌باشد، بلکه عمل احتراق به صورت یک سری پالس مجزا انجام می‌شود. در هر مرحله هوا و سوخت به داخل محفظه احتراق مکیده شده و جرقه زده می‌شود. این فرآیند بسیار شبیه عملی است که در یک اتومبیل انجام می‌شود. سرعت مکش، احتراق و تخلیه‌ی گازها در این نوع مشعل‌ها بسیار بالا می‌باشد. این نوع مشعل‌ها حدود ۱۰۰-۳۰ احتراق در ثانیه انجام می‌دهند. در صورت استفاده از مشعل احتراق جرقه‌ای در پکیج، فن تنها وظیفه تأمین هوا و سوخت را در زمان راه‌اندازی بر عهده دارد. پس از انجام اولین احتراق یک موج فشار با سرعت صوت ایجاد می‌شود. این موج گازهای حاصل از احتراق را به خارج از محفظه‌ی احتراق هدایت می‌کند. این موج تا انتهای لوله‌ی خروج گازها ادامه می‌یابد.

اثرات ممنتوم ناشی از خروج گازها و ایجاد یک خلأ نسبی در محفظه احتراق منجر به مکش هوا و سوخت تازه به داخل محفظه احتراق می‌شود. لوله‌های خروج گاز به گونه‌ای طراحی می‌شوند که موج فشار ایجاد شده در داخل آن دچار تشدید شود. این موضوع سبب بازگشت موج فشار پس از رسیدن به انتهای لوله می‌گردد. با بازگشت این موج، فشار در داخل محفظه احتراق و در زمان جرقه زدن افزایش یافته و مانع خروج گازها در زمان احتراق می‌شود. نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای در شکل ۳-۶ نمایش داده شده است.



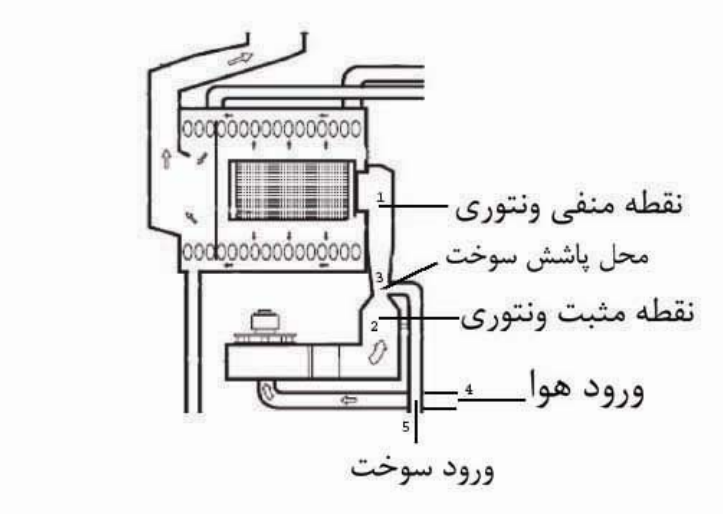
شکل ۳-٦ نمونه‌ای از یک مشعل جرقه‌ای

در ضمن بازگشت موج فشار در طول لوله موجب مغشوش شدن جریان هوا در داخل لوله‌های خروج گاز می‌شود. اغتشاش ایجاد شده، لایه‌ی مرزی هوایی چسبیده به دیواره‌ها را نازک کرده و موجب افزایش شدید انتقال حرارت می-شود.

۳-۱-۳ سیستم تأمین مخلوط سوخت و هوا

به منظور ایجاد احتراق، ابتدا باید مخلوطی از سوخت و هوا به داخل محفظه احتراق وارد شود که این مخلوط بایـد دارای شرایط خاصی باشد. یکی از این شرایط رعایت نسبت استوکیومتری سوخت و هوا در ایـن مخلـوط اسـت. نکتـه دوم در تهیه این مخلوط این است که سوخت باید به طور کامل به صورت ذرات بسیار ریزی وارد هوا شود تا بـه خـوبی در هـوا پخش شده و مخلوط همگنی را بوجود آورد.

به منظور تهیه مخلوطی از سوخت و هوا با خصوصیات ذکر شده از یک لوله ونتوری استفاده می شود. همان‌گونه کـه در شکل ۳-۷ نمایش داده شده است لوله ونتوری لوله‌ای است که سطح مقطع آن در وسـط لولـه کـاهش مـی یابـد. ایـن کاهش سطح منجر به افزایش سرعت عبور هوا در کمترین سطح مقطع لوله می شود.



شکل ۳-۷ نحوه استفاده از لوله ونتوری

به منظور پودر شدن سوخت موجود در هوا، آن را در وسط لوله ونتوری، یعنی جایی که هوا بیشترین سرعت را دارا مـی-باشد، بر روی جریان هوا می‌پاشند. با این عمل مخلوط همگنی از سوخت و هوا بصورت گازی شکل حاصـل مـی‌شـود. همگن بودن مخلوط سوخت و هوای موجود در محفظه احتراق منجر به کامل انجام شدن احتراق شده و میزان آلاینـده CO را کاهش داده و CO_2 موجود در گازهای خروجی را افزایش می‌دهد. همان‌گونه که گفته شد افزایش CO_2، دمای شبنم گازهای خروجی را می‌کاهد و منجر به افزای میزان چگالش می‌شود. یک نمونه لوله ونتوری پاشش در شکل ۳-۸ نمایش داده شده است.

شکل ۳-۸ لوله ونتوری پاشش سوخت

۳-۱-٤ سیستم کنترل

در پکیج‌های چگالشی یک عامل بسیار مهم وجود دارد که باید به دقت کنترل شود. این عامل نسبت سوخت به هـوا در مخلوط ورودی به محفظه احتراق می‌باشد. اگر این نسبت با نسبت مورد نیاز برای احتراق کامل (نسـبت اسـتوکیومتری) متفاوت باشد، مقدار CO_2 موجود در گازهای خروجی کاهش می‌یابد. همان‌گونه که گفته شد کاهش مقدار CO_2 منجر به کاهش میزان چگالش خواهد شد.

علاوه بر موردی که ذکر شد، سیستم کنترلی پکیج چگالشی نیز مانند پکیج معمولی باید توانایی داشته باشد که خود را با شرایط حرارتی و بار گرمایی مورد نیاز محیط تطبیق دهد.

۳-۲ شرکت SAUNIER DUVAL

خط تولید شرکت SAUNIER DUVAL در شهر نانت قسمتی از بخش گرمایشی شرکت HEPWORTH، دومـین تولید کننده بویلرها در اروپا میباشد. در این سایت شرکت SEREMAP اخیراً تجهیزاتـی را بـرای بررسـی پسـت‌هـا و صفحات بین‌المللی در خط مونتاژ سری جدیدی از بویلرهای گازی دیواری معرفی کرده است. این خطوط، که مـی‌توانـد معایب را کاهش دهد، علاوه بر مونتاژ دارای دستگاه‌های مختلف آزمون و در نهایت سیستم بسته‌بندی می‌باشد.

3-۲-۱ توسعه سری جدید بویلرها

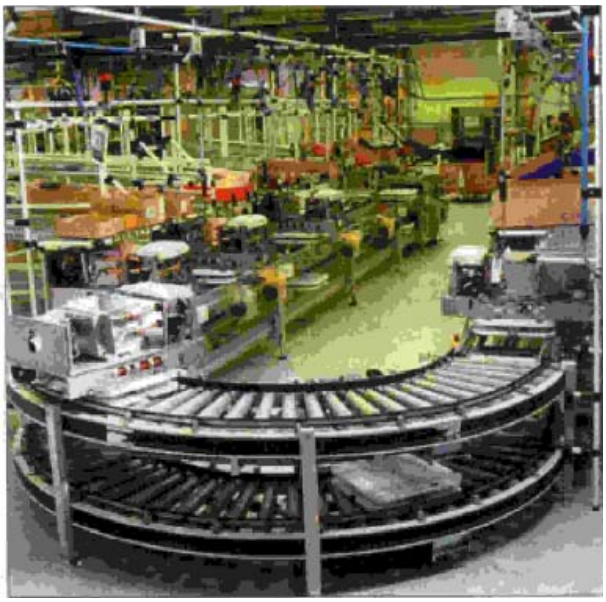
شرکت SAUNIER DUVAL نماینده ۷۰٪ بخش گرمایشی شرکت HEPWORTH است که دومین تولید کننده بویلرهای گازی در اروپا میباشد و دارای ۸ کارخانه در اروپا، چین و ایران میباشد.

در سال ۲۰۰۱، شرکت SAUNIER DUVAL نزدیک به ۱۷۱۵ نفر را استخدام کرده و به ترتیب ۵۰۰۰۰۰ و ۱۲۰۰۰۰ بخاری و بویلر آبگرمکن با حجم معاملاتی ۳۹۱ میلیون یورو تولید کرده است. کارخانه اصلی در شهر نانت میباشد، و در این بخش، ۲۵۰۰۰۰ بویلر و تمام آبگرمکن‌ها تولید میشود.

این کارخانه دارای گواهینامه ISO 9001 و یک آزمایشگاه اکریدیته COFRAC و خط مونتاژ مناسب برای تولید بویلرهایی با ابعاد کوچک و بزرگ می‌باشد.

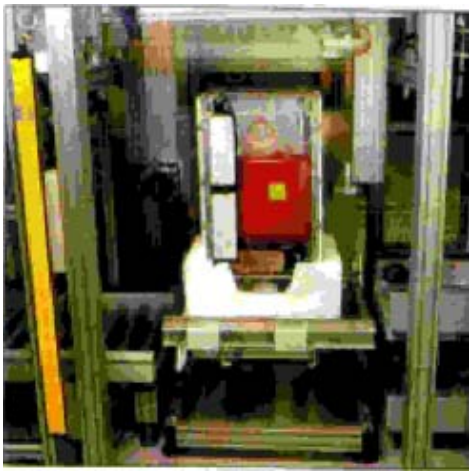
برای توسعه سری جدیدی از بویلرهای گازسوز دیواری، شرکت SAUNIER DUVAL در پایان سال ۲۰۰۰ تصمیمی مبتنی بر بازطراحی واحد مونتاژ خود گرفتند. سری جدید بر پایه دو مدل اصلی با نامهای Basic و Performance است.

بنابراین به دو خط مجزا برای تولید هر کدام از این مدل‌ها نیاز است و پیش بینی می‌شود که به ۵ دستگاه برای محصولات مرتبط به همراه آماده سازی جریان تغذیه و ورود قطعات جانبی در حجم کوچک نیازمند هستند. هدف اصلی محدود کردن موانع و کاهش تغییرات جریان و حداقل سازی معایب فرآیند است. هدف دیگر این است که خطوط تولید به صورت استاندارد حداکثر شوند. شکل‌های ۳-۹ تا ۳-۱۱ نمایی از خط تولید، خط مونتاژ و یک نمونه از بویلر آماده بسته‌بندی را نشان می‌دهند.



شکل ۳-۹ نمایی از خط اسمبلی U شکل، خط ریل بالایی برای اسمبل کردن بویلرها و خط ریل پایینی برای بازگشت محفظه های خالی

شکل ۳-۱۰ خط تولید بویلر چگالشی



شکل ۳-۱۱ بویلر اسمبل شده SAUNIER DUVAL که آماده بسته بندی می‌باشد

۳-۲-۲ ایجاد خط تولید جدید

شرکت SAUNIER DUVAL در یک زمان‌بندی فشرده برای تجهیز سیستم جدید قرار داشته و هر خط به ۵ بخش تقسیم شده که هر بخش شامل تجهیزات تغذیه و پیرامونی (gravity storage، picking، غیره) می‌باشد. هر بخش دارای یک سیستم کنترلی به همراه دستگاه‌های تست و وسایل مربوط به آن، یک دستگاه ردیابی بویلرها و امکان رسم نمودار با برچسب‌هایی راهنما، یک بخش مونتاژ برای مواد و تجهیزات پایه‌ای در حین فرآیند مونتاژ و بررسی برای فروش می‌باشد.

ایجاد این دو بخش به شرکت SEREMAP سپرده شده تا چهار خط تولید در ماههای May، July، October و December ۲۰۰۱ شروع به کار کند. این عملیات با هدف افزایش تولید صورت می گیرد. شکل ۳-۱۲، خط تولید بویلر چگالشی را نشان می‌دهد.

شکل ۳-۱۲ خط تولید بویلر چگالشی

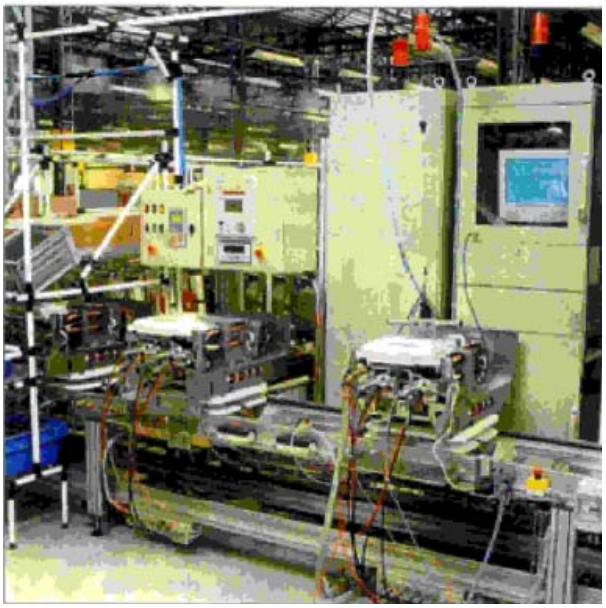
۳-۲-۳ بررسی خط مونتاژ

هر خط برای عملکرد ۲۲۰ روز در سال و هر روز دو شیفت ۸ ساعته طراحی شده است. بویلرهایی که مونتاژ می‌شوند دارای وزنی بین ۴۰ تا ۵۰ کیلوگرم با ابعاد ۴۱۰×۳۱۰×۷۴۰ میلیمتر یا ۴۵۰×۳۵۰×۷۹۸ میلیمتر می‌باشند. این بویلرها بر روی سیستم مونتاژ که توسط شرکت SEREMAP ساخته شده با ابعاد ۴۷۰×۴۷۰×۸۰ میلیمتر حرکت کرده و ترکیبی از دو پایه هستند، پایه های پایینی و بالایی برای مونتاژ کردن در موقعیت پشت بویلر انتقال می یابند. سیستم اخیر میتواند به اندازه 90° نسبت به اپراتور دوران کند.

سیستم انتقال بعدی که توسط شرکت SEREMAP ساخته شده عبارت است از یک سیستم هم‌زمان (پیوسته) بدون pebbles یا غیر هم‌زمان (در جلوی هر اپراتور متوقف می‌شود) به همراه یک غلتک که در قسمت مونتاژ با سرعت ۰/۵ تا ۲ متر بر دقیقه و در دیگر محل‌ها با سرعت ۱۴ متر بر دقیقه کار می‌کند. این خطوط دارای ۷ اپراتور برای مونتاژ و ۳ اپراتور برای تست و dressing می‌باشند، و در نهایت بقیه عملیات‌ها به صورت اتوماتیک انجام می‌شود.

طول خط تولید برابر ۳۰ متر و شامل قسمت بازگشتی به همین اندازه می‌باشد. نرخ تولید ۳۰ دستگاه در ساعت با نرخ ۹۹٪ است. در هر موقعیت، اپراتورها دارای دکمه‌های شروع و توقف مربوط به خود می‌باشند. نهایتاً جداسازی بویلرها در هر کارخانه بوسیله یک بازوی رباتیک با گریپر پنوماتیک انجام می‌شود که بویلرها را بر روی یک بالابر قرار داده و به قسمت بسته بندی می‌برد. بازگشت خط ریل خالی به محل اولیه مونتاژ به صورت اتوماتیک صورت می‌گیرد. شکل‌های ۳-۱۳ تا ۳-۱۶، بخش‌هایی از خط مونتاژ را نشان می‌دهد.

شکل ۳-۱۳ تسمه نقاله دوگانه در مرکز خط مونتاژ جدید که دارای سیستم محرک با سرعت‌های مختلف می‌باشد



شکل ۳-۱٤ سیستم و ابزار تست بویلرها

شکل ۳-۱۵ سیستم بسته بندی بویلرها

۳-۳ شرکت Thermona

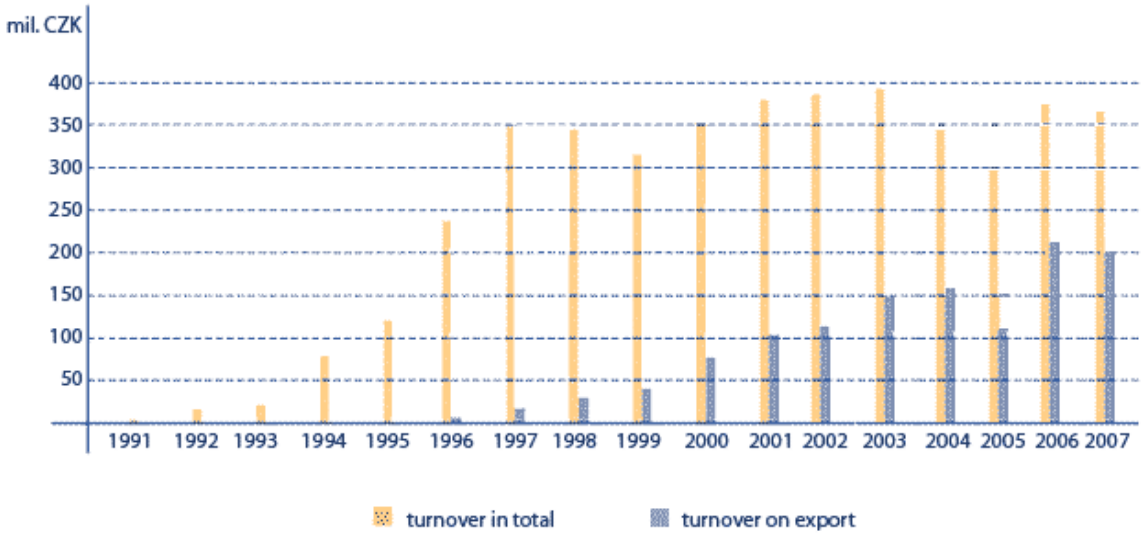
این شرکت بزرگ‌ترین تولید کننده بویلر در کشور چک می باشد که کار خود را از سال ۱۹۹۱ با تولید یک نوع بویلر آغاز کرده و در حال حاضر نزدیک به ۸۱ مدل مختلف بویلر تولید می‌کند. در جدول ۳-۲ تعداد انواع بویلرهای تولیدی به تفکیک سال مشخص شده است.

جدول (۳-۲)- تعداد انواع بویلرهای تولیدی شرکت Thermona به تفکیک سال

The number of boiler types produced by Thermona in individual years

1991	1992	1993	1994	1995	1996	1997	1998	1999	2000	2001	2002	2003	2004	2005	2006	2007
1	3	3	5	11	28	32	35	37	37	39	45	48	53	61	64	81

در شکل ۳-۱۶ حجم معاملاتی شرکت Thermona مربوط به صادرات به تفکیک سال نشان داده شده است.



شکل ۳-۱۶ حجم معاملاتی شرکت Thermona در سالهای ۱۹۹۱ تا ۲۰۰۷

ویژگی‌های مربوط به خط تولید بویلر این شرکت عبارتند از:

- بویلرها در یک خط مونتاژ اتوماتیک با یک سیستم hanging تولید می‌شوند.
- ظرفیت تولید این خط ۱۵۰ بویلر است.
- ۱۰۰٪ بویلرهای تولیدی تست شده و در با روش‌های هماهنگ موجود مورد بررسی قرار می‌گیرد.

شکل ۳-۱۷ خط تولید بویلر چگالشی

- تست دیجیتال انجام می‌شود
- ثبت مقادیر اندازه‌گیری شده برای هر محصول صورت می‌گیرد
- ثبت قطعات استفاده شده صورت می‌گیرد
- کنترل سیستم monitoring توسط اپراتور صورت می‌گیرد

شکل ۳-۱۸ سیستم تست بویلرهای چگالشی

۳-٤ شرکت Vaillant

نقطه اتکاء گروه تجاری Vaillant بخش تکنولوژی گرمایشی آن است. حجم درآمد ناشی از فروش این بخش ۱۹۵۲ میلیون یورو است که معادل ۹۸٪ درآمد این گروه تجاری می‌باشد. به همین دلیل گروه تجاری Vaillant دومین شرکت در این صنعت در اروپا می‌باشد و محدوده محصولات آن شامل موارد زیر است:

- بویلرهای دیواری و زمینی
- آبگرمکن‌های گازی و برقی
- واحدهای تهویه هوا
- سیستم‌های با انرژی تجدیدپذیر مانند پمپ‌های حرارتی، حرارت خورشید و سیستم photovoltaic
- واحدهای تهویه مطبوع برای ساختمان‌های فوق‌العاده کم مصرف همانند قطعات سیستم‌های کوچک هوشمند مانند سیستم‌های خورشید، منبع ذخیره آب گرم و رگولاتورها

۳-٤-۱ خط تولید پکیج‌های دیواری و زمینی

این خط جهت تولید مدل‌های مختلف پکیج حرارتی زمینی و دیواری طراحی شده است. مراحل کار در این خط بدین ترتیب است که دیگ‌های فلزی مربوطه (شامل پره‌های وسط، درب جلو و درب عقب) تولید شده و بقیه مراحل در کارگاه‌های ماشین‌کاری ومونتاژ انجام می‌شود. پس از مونتاژ قطعات و انجام تست‌های کنترل کیفی، محصولات راهی انبار محصول می‌گردند.

ماشین‌آلات ساخته شده جهت این خط عبارتند از:

۱- طراحی، ساخت، نصب و راه‌اندازی قالب‌ها و قالب ماهیچه‌ای دیگ فلزی پکیج
۲- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاههای قالب‌گیری
۳- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های ماهیچه‌گیری و پخت

۴- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های تست آب

۵- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های روپوش‌های پکیج

۶- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های ساخت منبع انبساط

۷- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های خط گالوانیزاسیون

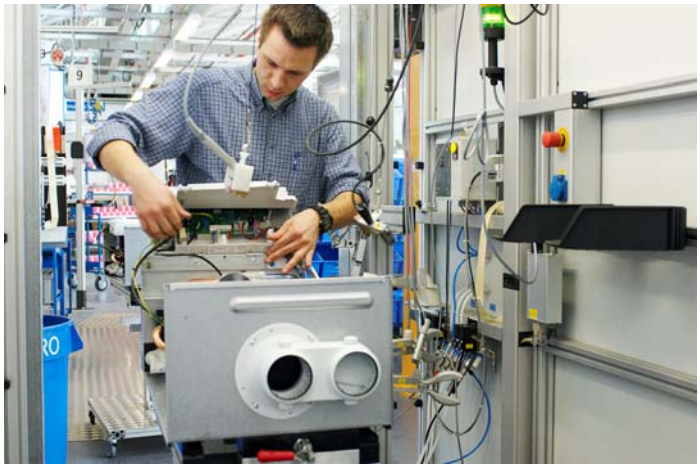
۸- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های ساخت مشعل اتمسفریک

۹- طراحی، ساخت، نصب و راه اندازی دستگاه‌های ساخت منبع کویل دار آبگرم بهداشتی

۳-٤-۲ بخش‌های مختلف تولید و تحقیق در شرکت Vaillant

۳-٤-۲-۱ بخش تولید

تولید بویلرهای چگالشی جدید مدل eco TEC pro که در پایان February ۲۰۰۷ شروع بـه کـار کـرده اسـت و ایـن خطوط در چندین کشور اروپایی مانند ایتالیا، آلمان وسوییس در حال تولید می‌باشد.



شکل ۳-۱۹ خط تولید محصول جدید شرکت Vailant

شکل ۳-۲۰ خط تولید پکیجهای چگالشی در مناطق مختلف اروپا

٤-۲-۲ بخش تحقیق وتوسعه

گروه صنعتی Vaillant در مجموع مبلغی برابر ۴۹ میلیون یورو برای تحقیق و توسعه در سال ۲۰۰۴ هزینه کرده است.

حدود ۳۸۳ کارمند در ۶ نقطه اروپا در توسعه محصولات و خدمات مربوط به آن شرکت دارند.

شکل ۳-۲۱ بخش تحقیق وتوسعه در شرکت Vaillant

۵ شرکت Riello

گروه صنعتی Riello امروزه جزء یکی از پیشتازان جهانی تولید مشعل و خدمات در زمینه تکنولوژی‌های گرمایشی می-باشد. گروه صنعتی Riello دارای ۹ کارخانه تولیدی با بیش از ۲۰۰۰ کارگر، ۱۴ کمپانی بین المللی و ۸ نمایندگی و مشتری‌هایی در ۶۰ کشور دنیا است. این گروه صنعتی، سرمایه‌گذاری گسترده‌ای در زمینه ابداع و نوآوری محصولات انجام داده‌اند که این تحقیقات در مراکز عالی، مرکز تحقیقات احتراق، بویلرها و تولید همزمان حرارت و برق صورت می‌گیرد. یکی از محصولاتی که به علت داشتن بازده انرژی بالا و آلودگی کم آن مورد توجه این گروه صنعتی قرار گرفته است، بویلرهای چگالشی گازسوز می‌باشد. به همین دلیل ویژگی‌های مربوط به خط مونتاژ این محصول در گروه صنعتی Riello مورد بررسی قرارگرفته که در جدول‌های ۳-۳ تا ۳-۵ آورده شده است. همانطور که دیده می‌شود، اکثر عملیات‌های انجام شده توسط اپراتور صورت می‌گیرد و نقش دستگاههای اتوماتیک در اسمبل کردن این محصول بسیار ناچیز است. در ضمن ابزارهای به کار رفته در خطوط مونتاژ این محصول پیچیده نبوده و بیشتر شامل ابزارهای ساده‌ای مانند آچار پیچ گوشتی، آچارهای مخصوص با قابلیت اندازه گیری گشتاور اعمالی، گیره، تسمه و ... غیره می‌باشند.

جدول(۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۱			۵/۳	
۲	قلاب‌های حمایت کننده زیرین را برداشته و با ۴ پیچ به دو فریم عمودی با استفاده پیچ گوشتی متصل کنید		۳۸/۷	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			
۳	بویلر را به میزان $^{\circ}$۱۸۰ بچرخانید.		۴/۹	
۴	مخزن انبساط را بردارید و بر روی فریم عمودی قرار دهید، قلاب حمایت کننده بالایی را فریم عمودی بوسیله ۴ پیچ و آچار پیچ گوشتی متصل کنید		۵۰/۶	
	آچار پیچ گوشتی با دسته تفنگی و با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			
۵	دو عدد پیچ بردارید و بر روی قلاب حمایت کننده بالایی برای نصب مخزن انبساط قرار دهید		۱۵/۷	
	آچار پیچ گوشتی با دسته تفنگی و با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			
۶	بویلر را به میزان $^{\circ}$۱۸۰ بچرخانید.		۴/۹	
۷	یک مهره با استفاده از آچار پیچ گوشتی به مخزن وصل کنید.		۱۷/۴	
	آچار پیچ گوشتی ضربه ای با بوش قطر ۲۴، گشتاور بستن۲۴ Nm			
۸	لوله انعطاف پذیر مخزن انبساط را بردارید، در محل مناسب قرار داده و با یک آچار کوپلی و واشر به مخزن انبساط ببندید.		۲۷/۵	
	آچار کوپلی ۲۴، گشتاور بستن ۱۵ Nm			
۹	صفحه پایینی را برداشته و در محل قرار دهید و بوشیه ۴ پیچ محکم کنید		۳۱	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			
۱۰	یک پرچ بردارید و به فریم با استفاده از یک دستگاه پرچ کننده متصل کنید		۹	
	دستگاه پرچ با مغزی ۴			
۱۱	پنل ابزاری را از قفسه بردارید، پوشش آنرا جدا کرده و در قالب کنترل پنل قرار دهید.		۱۶/۷	
۱۲	قلاب حمایت کننده پنل را بردارید و آن را بوسیله ۳ عدد پیچ برروی قالب کنترل پنل محکم کنید		۳۱/۲	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۱۳	پنل ابزاری را به همراه قلاب آن برداشته و به صفحه پایینی بوسیله دو پرچ متصل کنید		۵۲	

ادامه جدول (۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۱۴	دستگاه پرچ با مغزی قطر ۳/۲		۵/۳	
۱۵	یک تسمه بردارید بر روی صفحه پایینی قراردهید، دور کابلها بپیچید و آن را محکم کرده و قسمت اضافی آن را قطع کنید		۲۲/۵	
۱۶	کابلها را از سمت راست پنل وارد کنید و در محلی بر روی صفحه پایینی قرار دهید، سپس آنها را از سوراخ موجود در سمت چپ فریم عمودی عبور دهید.		۵۱/۳	
۱۷	یک گیره را در سمت چپ صفحه پایینی قرار دهید و آن را دور تمام کابلهایی که از سمت پنل به علاوه کابلهای تنظیم کننده شیرها که از پایین می آیند بپیچید.		۲۱/۲	
۱۸	کابل پمپ را برداشته، آن را در محلی بر روی صفحه پایینی از مرکز به سمت راست قرار دهید و آن را از داخل گیره کابلها عبور دهید.		۱۵	
۱۹	یک تسمه را در سمت راست صفحه پایینی قرار دهید و آن را دور تمام کابلها بپیچید، که شامل کابل پمپ که از پایین می آید نیز می‌شود.		۲۱/۲	
۲۰	یک تسمه بردارید و تمام کابلها را در سمت چپ پایین صفحه زیرین ثابت کنید و قسمت اضافی آن را قطع کنید.		۲۷/۹	
۲۱	پمپ ۳/۴ ۲ را بردارید، O ring آن را وارد کنید، و آنها را بر روی فریم قرار دهید، با استفاده از یک آچار پیچ گوشتی و دو مهره به بدنه آن را متصل نمایید.		۴۶/۸	
	آچار پیچ گوشتی با دسته تفنگی و با بوش قطر ۲۹، گشتاور بستن ۳۲ نیوتن متر			
۲۲	سیرکولاتور را از داخل جعبه بردارید و بر روی میز کار قرار دهید.		۳/۷	
۲۳	شیر by pass را بردارید و آن را قرار دهید		۴/۳	
۲۴	سرپوش by pass و یک O ring را بردارید آنها را با استفاده از یک ابزار مخصوص در محل خود قرار داده و آن را با یک فنر ثابت کنید.		۲۴/۶	
۲۵	شیر اطمینان را بردارید، آن را در محل خود قرار دهید و بوسیله فنر ثابت کنید		۱۵/۴	
۲۶	سوئیچ فشار DHW را بردارید، آن را در محل خود قرار دهید و بوسیله فنر ثابت کنید		۱۷/۴	
۲۷	سیرکولاتور اسمبل شده را بر روی قرار دهید.		۵/۵	
۲۸	سیرکولاتور را بردارید، آن را در محل خود قرار دهید و بوسیله فنر ثابت کنید		۲۴	

ادامه جدول (۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۲۹			۵/۳	
۳۰	یک گیره زمینی به پرچ پایینی متصل کنید		۸	
۳۱	اتصال جریان را (T–شکل) بردارید، O ring و لوله انعطاف پذیر پمپ را پیش اسمبل کرده و بوسیله یک فنر ثابت کنید.		۲۱/۸	
۳۲	لوله برون ریز را بردارید و آن را به اتصال جریان متصل کنید.		۱۲	
۳۳	آن را بین فریم و بدنه سیرکولاتور بوسیله دو فنر ثابت کنید.		۳۰	
۳۴	اتصال پر کننده را بردارید، بر روی صفحه پایینی قرار داده و مهره ها را متصل کنید.		۱۸/۲	
۳۵	لوله برون ریز را به اتصال ثابت کنید.		۱۵/۵	
۳۶	مهره را به اتصال پر کننده با استفاده از یک آچار پیچ گوشتی و یک ابزار مخصوص نصب کننده، ببندید.		۱۳/۵	
	آچار پیچ گوشتی با دسته تفنگی و با سری PH2، گشتاور بستن ۲۰ نیوتن متر			
۳۷	دو مهره را بر روی لوله برون ریز با استفاده از یک آچار کوپلی ببندید.		۲۰	
	سوکت ۱۰ برای آچار کوپلی، گشتاور بستن ۸ Nm			
	سوکت ۱۳ برای آچار کوپلی، گشتاور بستن ۸ Nm			
۳۸	اتصال شیر اطمینان را بردارید، tumbermetic را اعمال کنید و بوسیله یک آچار کوپلی به شیر اطمینان متصل کنید.		۲۳/۱	
	سوکت ۲۴ برای آچار کوپلی، گشتاور بستن ۱۸ Nm			
۳۹	سیرکولاتور را با استفاده از دو پیچ به فرم عمودی ثابت کنید.		۲۳/۱	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			
۴۰	فشار سنج را باز کنید ، در محل خود قرار دهید و به بدنه سیرکولاتور با استفاده از یک فنر متصل کنید.		۱۸/۲	
۴۱	دو گیره به سوئیچ فشار CH وصل کنید.		۱۱/۵	
۴۲	لوله انعطاف پذیر مخزن انبساط را با استفاده از یک فنر به سیرکولاتور متصل کنید.		۱۹/۷	
۴۳	محفظه احتراق را بردارید، آن را در محل خود قرار دهید و با استفاده از آچار پیچ گوشتی و ۴ پیچ ببندید.		۵۷/۳	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۳ نیوتن متر			

ادامه جدول (۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۴۵			۵/۳	
۴۶	لوله انعطاف پذیر جریان CH را بردارید، آن را به اتصال جریان وصل کنید و با یک فنر محکم کنید.		۳۱/۲	
۴۷	بسته شیرها را بردارید و بر روی میز کار قرار داده و بسته را باز کنید.		۲/۶	
۴۸	بسته بندی شیرها در داخل سطل زباله بریزید		۱/۲	
۴۹	شیر مربوطه را بردارید و در قالب اسمبلی شیر گاز و لوله قرار دهید.		۸	
۵۰	شیر گاز را بردارید و برچسبهای مربوط به ورودی و خروجی را از روی آن بردارید		۶/۴	
۵۱	لوله مشعل را به شیر گاز با استفاده از یک واشر متصل کنید.		۱۹/۶	
۵۲	مهره مربوط به لوله مشعل را با استفاده از یک آچار کوپلی ببندید.		۶/۴	
	آچار کوپلی ۲۹، گشتاور بستن ۳۶ Nm			
۵۴	شیر را از قالب خارج کنید و در خط تولید قرار دهید		۵/۶	
۵۵	شیر گاز را بردارید، در محل خود قرار دهید و لوله را به مشعل بوسیله یک واشر پلاستیکی متصل کنید.		۱۰	
۵۶	شیر گاز را بوسیله آچار پیچ گوشتی و دو پیچ به صفحه پایینی متصل کنید		۳۰/۸	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۲ نیوتن متر			
۵۷	با استفاده از یک آچار کوپلی مهره را ببندید		۱۰	
	آچار کوپلی ۲۹، گشتاور بستن ۳۶ Nm			
۵۸	سیستم دودکش را بر روی اتصال Tشکل قرار دهید و با استفاده از یک آچار کوپلی ratchet آن را ببندید		۱۹	
۵۹	بویلر را بر چرخانید		۱/۸	
۶۰	کابلهای مبدل احتراق را بردارید، کابلهای جرقه زن را وصل کرده و به قلاب حمایت کننده پایینی با ۲ پیچ ثابت کنید		۴۵/۳	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۲ نیوتن متر			
۶۱	بویلر را ۹۰° بچرخانید.		۳/۷	
۶۲	گاورنر جریان را بردارید و به ورودی مبدل DHW متصل کنید.		۶/۶	
۶۳	لوله DHW را بردارید وارد قالب (ST06) کنید + عملگر DHW را بردارید و بوسیله یک واشر پلاستیکی محکم کنید.		۲۶/۸	
۶۴	لوله DHW را به سوئیچ جریان بوسیله یک آچار کوپلی متصل کنید		۵/۲	
	آچار کوپل ته باز با قطر ۲۴، گشتاور بستن ۱۰			
۶۵	لوله پرکننده را با یک O ring به لوله ورودی DHW وارد کنید		۲۰	
۶۶	لوله مشعل و لوله ورودی را بردارید، آنها را به مبدل بوسیله ۱ واشر پلاستیکی متصل کرده و با مهره به صفحه زیرین محکم کنید.		۳۵/۹	

ادامه جدول (۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۶۵			۵/۳	
۶۶	بویلر را ۹۰° بچرخانید		۳/۷	
۶۷	اتصال را بوسیله یک پیچ و با آچار پیچ گوشتی به شیر گاز متصل کنید.		۱۶/۳	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۶۸	لوله پر شونده را به اتصال پر شونده وصل کنید و دو مهره با آچار ببندید		۵۵	
	آچار کوپل ته باز با قطر ۱۳، گشتاور بستن ۸ نیوتن متر			
	آچار کوپل ته باز با قطر ۱۷، گشتاور بستن ۱۰ نیوتن متر			
۶۹	دو گیره سیمی تنظیم شونده را به شیر وصل کنید		۱۱/۵	
۷۰	دسته شیر پر شونده را بر روی آن قرار دهید و شیر را ببندید.		۸/۴	
۷۱	کانکتور کابل فشار را بردارید و به سیرکولاتور وصل کنید.		۷/۲	
۷۲	لوله خروجی DHW را بردارید، آن را به مبدل بوسیله یک واشر پلاستیکی وصل کنید و با یک مهره به صفحه پایینی محکم کنید.		۳۱/۳	
۷۳	دو مهره به لوله ورودی و خروجی DHW به مبدل با استفاده از آچار وصل کنید.		۱۵/۴	
	آچار کوپل ته باز با قطر ۲۴، گشتاور بستن ۱۲ نیوتن متر			
۷۵	لوله و سوئیچ جریان با استفاده از یک مهره و آچار پیچ گوشتی متصل کنید.		۱۹/۲	
	آچار پیچ گوشتی ضربه ای با دسته تفنگی و با بوش قطر ۲۹، گشتاور بستن ۲۰ نیوتن متر			
۷۶	دو گیره به سوئیچ جریان بر روی لوله DHW وصل کنید		۱۲/۴	
۷۷	لوله PVC با شیر تخلیه وصل کنید و سپس از دومین سوراخ صفحه پایینی از سمت چپ وارد کنید.		۱۵	
۷۸	بویلر را ۹۰° بچرخانید.		۳/۷	
۷۹	ترموستات دودکش را بردارید، آن را بر روی قالب اسمبلی سیستم خروجی قرار دهید+ بوسیله یک پیچ و دو پرچ آن را متصل کنید.	۴۰	۳۰/۶	
	دستگاه پرچ با نازل ۳/۲			
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۳ نیوتن متر			
۸۰	دو گیره بر روی سیم احتراق به ترموستات وصل کنید.		۲۲/۷	

ادامه جدول (۳-۳)– دستورالعمل مونتاژ بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۸۱			۵/۳	
۸۲	بویلر را ۹۰° بچرخانید.		۳/۷	
۸۳	یک تسمه بردارید و آن را بر روی مبدل احتراق بر روی صفحه پایینی قرار دهید و قسمت اضافی آن را با استفاده از قیچی قطع کنید.		۸	
۸۴	بویلر را ۹۰° بچرخانید.		۳/۷	
۸۵	لوله انعطاف پذیر برگشتی CH را بردارید و آن را با قرار دادن دو فنر ایمن کنید.		۳۷	
۸۶	لوله جریان CH را بر روی مبدل قرار دهید و با یک فنر ثابت کنید.		۱۷	
۸۷	پروب NTC را به اضافه یک واشر cetop بردارید، آن را بر روی مبدل حرارتی دوگانه قرار دهید و با استفاده از یک آچار سیمها و پوشش را وصل کنید.		۲۰/۹	
	سوکت ۱۳ برای آچار کوپلی، گشتاور بستن ۱۲ Nm			
۸۸	ترموستات حد بالا را به مبدل وصل کنید.		۱۱/۶	
۸۹	۴ قلاب با گیره بر دارید و در محل مورد نظر فشار دهید.		۷۶/۷	
۹۰	یک تمسمه بردارید و در محلی قرار دهید که تمام سیمها را در سمت چپ لوله پر کننده جمع کند.		۱۷/۵	
۹۱	بویلر را ۱۸۰° بچرخانید.		۴/۹	
۹۲	پروب NTC + یک ئاشر پلاستیکی را بردارید و به لوله خروجی DHW وصل کنید + سیم کشیهای و دسته شیرها را نصب کنید.		۱۷/۳	
	سوکت ۱۳ برای آچار کوپلی، گشتاور بستن ۱۲ Nm			
۹۳	یک تسمه کابل و یک گیره را بردارید و انها را در محلی که باعث ایمنی پروب NTC میشود قرار دهید + قسمت اضافی تسمه را با قیچی ببرید.		۲۱/۲	
۹۴	یک تمسه tear-off به سوراخ پایینی فریم عمودی سمت راست برای ایمن سازی کابل پروب متصل کنید + قسمت اضافی را با قیچی قطع کنید.		۱۷/۵	
۹۵	بویلر را ۹۰° بچرخانید.		۳/۷	
۹۶	دماسنج را باز کنید، آنرا در محل خود قرار دهید و به پایین لوله جریان CH با یک گیره متصل کنید.		۲۲/۶	
۹۷	یک تسمه کابل بر دارید و آن را به گونه ای که تمام سیمها را قلاب کند قرار دهید.		۱۰	
۹۸	بویلر را چک کنید و برچسبهای مربوط به خط و کد/ شماره سریال بچسبانید.		۲۱/۳	

جدول (۳-٤)– دستورالعمل مونتاژ پنل ابزاری بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۱	پوشش انتریور را بردارید و در قالب اسمیل کردن پنل قرار دهید و مجموعه را بر روی میز کار قرار دهید.		۵	
۲	کاور الکتریکی جلو را بردارید و در دماسنج فشارسنج وارد کنید و در قالب اسنبل کردن بر روی میز قرار دهید.		۵	
۳	لامپهای LED هدایت کننده را بردارید و آن را در محل مناسب قرار دهید.		۵	
۴	مدار الکتریکی را بردارید، به طور صحیح پتانسیومتر رادر محل خود قرار دهید، سیمهای ارتباطی را وصل کنید و ان را در محل خود بر روی صفحه جلویی قرار دهید.		۳۷/۲	
۵	ماژول احتراق را بردارید ان را در برد POWER قرار دهید.		۹/۶	
۶	برد را با ۳ پیچ و با استفاده از یک آچار پیچ گوشتی ثابت کنید.		۱۳	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۷	Fair lead را بردارید و دوسوراخ ابتدا وانتهای آن را با قیچی قطع کنید+ ۲ دماسنج در آن وارد کنید.		۱۸/۵	
۸	Fair lead را در محل خود در کاور جلویی قرار دهید.		۴/۵	
۹	یک Fair lead را بردارید و سرپوش ان را با استفاده از قیچی قطع کنید و آن را در محل خود در کاور جلویی قرار دهید.		۲۶/۳	
۱۰	سیمهای کاتکتور را باستفاده از پیچ گوشتی وصل کنید.		۳۸/۸	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۳ نیوتن متر			
۱۱	سیم بندیهای مبدل را بردارید و ان را در برد قرار داده و فشار دهید.		۱۴/۴	
۱۲	سیم شیر گاز را بردارید و ان را در محل خود قرار دهید دو کانکتور را به برد متصل کنید و ان را به کاور جلویی ببندید.		۲۴/۷	
۱۳	سیم محفظه احتراق را بردارید و کانکتور آن را به برد وصل کنید.		۲۰/۲	
۱۴	سیمهای اصلی را بردارید و کانکتور ان را به برد وصل کنید.		۲۰/۲	
۱۵	بلاک کانکتور زمین را بردارید ان را در محل خود قرار دهید و با استفاده از دو پیچ و پیچ گوشتی کانکتور زمین را به برد متصل کنید.		۳۰/۲	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۱۶	کاور الکتریکی پشتی را بردارید و آن را بر روی کاور جلویی قرار دهید.		۲۰	
۱۷	با استفا ه از ۴ پیچ و یک پیچ گوشتی انها را به هم متصل کنید.		۸/۵	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۱۸	دو سرپوش پنلهای الکتریکی را بردارید آنها را به ÷نل ابزاری متصل کنید.		۶/۵	
۱۹	دوفیوز را در محل کانکتورهای پنل الکتریکی متصل کنید، کاور را بر روی پنل قرار دهید با استفاده از یک پیچ آن را ایمن کنید.		۳۵/۳	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۲۰	برچسبهای الکتریکی را نصب کنید.		۸/۸	

ادامه جدول (۳-٤)– دستورالعمل مونتاژ پنل ابزاری بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۲۱	کاور اسمبل شده را بردارید و به صورت بالا به پایین بچرخانید		۴	
۲۲	پنل ابزاری را از درون جعبه بردارید		۵	
۲۳	دکمه On/Off را بردارید. ئوان را در مرکز قرار دهید		۷	
۲۴	دو دکمه تنظیم را بردارید و انها را بر روی پنل قرار دهید و دو چرخ دنده را بر روی دکمه-ها قرار دهید.		۲۵/۸	
۲۵	شفت دکمه ها بردارید و ان را به درون ÷نل فشار دهید		۱۴/۷	
۲۶	پنل را به کاور جلویی با ۳ تا پیچ متصل کنید.		۲۴/۶	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۲۷	پنل اسمبل شده را بردارید و به صورت بالا به پایین بچرخانید		۴	
۲۸	حفاظ فلزی پنل را بردارید و ان را در محل خود قرار دهید و بوسیله دو پیچ محکم کنید		۱۰/۵	
	آچار پیچ گوشتی مستقیم با سری PH2، گشتاور بستن ۰/۸ نیوتن متر			
۲۹	کابل برق را باز کنید		۱۴/۵	
۳۰	پنل از پیش اسمبل شده را بردارید و در بسته بندی داخل قفسه قرار دهید		۳۱/۵	
۳۱	ماده مصرفی:			
۳۲	سیم برای بلاک کانکتور زمین		۲/۸	
۳۳	کابل برق		۱/۸	
۳۴	سیمهای کانکتور		۱/۸	
۳۵	جعبه برد الکتریکی را بردارید و ان را بر روی میز کار قرار دهید		۰/۳	
۳۶	ماژول احتراق را بردارید و بر روی میز کار قرار دهید.		۰/۳	

جدول (۳-۵)–تست بویلرهای چگالشی

شماره مرحله	توصیف مرحله ها	زمان ماشین	زمان اپراتور	ملاحظات
۱	پیچ تنظیم کننده ماژوی از چنس چوب پنبه را در مرکز شیر گاز قرار دهید			
۲	مهره استاندارد را بر روی محصول بزنید			

فصل چهارم:
طراحی و محاسبات تاسیساتی

٤-١ مقایسه بار گرمایی ساختمان

٤-١-١ مقدمه

به منظور تثبیت دمای دلخواه و مناسب در داخل ساختمان، باید ابتدا از میزان تلفات حرارتی آن اطلاع حاصل نمود، به عبارت دیگر، باید برآورد نمود که چنانچه فضای ساختمان در دمای مطلوب قرار داشته باشد، حداکثر چه میزان حرارت از طریق جداره‌ها و هوای نفوذی و امثالهم در واحد زمان از ساختمان به بیرون نشت می‌کند و تلف می‌شود تا بتوان بر مبنای آن ظرفیت وسایل حرارتی مورد نیاز را تخمین زد. لذا محاسبه و برآورد هر چه دقیق‌تر از تلفات حرارتی ساختمان، نقشی اساسی و تعیین کننده در طراحی سیستم گرمایش خواهد داشت. در این بحث با توجه اهداف پروژه تنها محاسبات گرمایش در فصل زمستان مدنظر می‌باشد. در فصل زمستان حرارت داخل ساختمان از راه‌های مختلفی تلف می‌شود که عبارتند از:

الف–تلفات حرارتی از طریق جداره‌های ساختمان شامل دیوارها، سقف، کف، در و پنجره‌ها با مکانیزم هدایت و جابجایی

ب–تلفات حرارتی در نتیجه ورود هوای سرد خارج ساختمان به داخل.

این تلفات یا از طریق نفوذ طبیعی هوای خارج از درزهای در و پنجره‌ها و ... اتفاق می‌افتد و یا اینکه در اثر اختلاط درصدی از هوای ساختمان با هوای تازه خارج و تهویه اجباری صورت می‌گیرد. گاهی نیز ممکن است که در اثر وجود دستگاه‌ها یا لوازمی که در اثر کار خود تولید حرارت می‌کنند، نظیر اجاق خوراک پزی، اتو و غیره به جای اتلاف حرارت، اکتساب حرارت و یا اتلاف حرارتی منفی داشته باشیم؛ که در صورت وجود چنین دستگاههایی، بویژه اگر حرارت تولید شده توسط آنها قابل توجه باشد، باید در محاسبات اتلاف حرارتی آن‌ها را منظور کرد. در ساختمان‌های مسکونی علاوه بر گرمایش فضا، تهویه آبگرم جهت مصارف بهداشتی ضروری است. با توجه به وسایل نصب شده در ساختمان، می‌توان مقدار آب گرم مصرفی ساختمان را تخمین زد. لذا با داشتن دمای ورود آب و دمای نهایی آبگرم می‌توان برآوردی از میزان حرارت لازم برای تامین آبگرم بدست داد. این میزان حرارت نیز توسط دیگ که در موتورخانه نصب خواهد شد تامین می‌گردد. مجموع حرارت لازم برای جبران تلفات ناشی از هدایت جداره‌ها و نفوذ هوای سرد خارج و نیز تامین آبگرم مصرفی ساختمان به عنوان بار گرمایی نامیده می‌شود. گام اول در طراحی هر گونه سیستم حرارتی، محاسبه و برآورد بار گرمایی ساختمان است.

یک روش برای ایجاد شرایط دمایی مناسب در داخل ساختمان، آن است که عملیات تولید حرارت در ساختمان تمرکز یابد. با توجه به اینکه بویلرهای تقطیری موجود در بازار در هر دو حالت سیستم حرارت مرکزی و پکیج تولید می‌شوند، در فرایند تولید و انتقال حرارت، به منظور تامین گرمایش ساختمان و تولید آبگرم مصرفی، می‌توان از بویلرهای تقطیری به طور مجزا در هر یک از واحدهای ساختمان استفاده نمود و یا با توجه به مجموع اتلاف حرارت محاسبه شده در مجموع طبقات از یک سیستم حرارت مرکزی، که معمولا در زیرزمین ساختمان تعبیه می‌شود، استفاده نمود.

فرایند تولید و انتقال حرارت در یک سیستم حرارت مرکزی بدین صورت است که گرمای لازم جهت جبران تلفات حرارتی اتاق‌ها، توسط سیستم تولید انرژی بر روی سیال ناقل حرارت سوار می‌شود و سپس توسط لوله‌های ناقل به مبدل‌های حرارتی نصب شده در اتاق‌ها، نظیر رادیاتور با کنوکتور منتقل می‌گردد. پس از انجام تبادل حرارتی در مبدل‌ها، سیال ناقل حرارت دوباره به سیستم تولید انرژی برگشت داده می‌شود تا سیکل از ابتدا تکرار شود که تمام مراحل این عملیات را می‌توان توسط وسایلی نظیر ترموستات کنترل نمود.

در حالتی که از بویلرهای تقطیری به طور مجزا در هر یک از واحدهای ساختمان استفاده می‌شود، گرمای لازم جهت جبران تلفات حرارتی اتاق‌ها و تامین آبگرم مصرفی، تنها مربوط به واحد مورد نظر می‌باشد و به طور مستقل محاسبه می‌شود. در این حالت امکان مقایسه بویلرهای تقطیری با پکیج‌های معمولی مطرح خواهد شد که در ادامه به تفصیل به آن پرداخته می‌شود.

اینک به اختصار، روش محاسبه و تخمین بار گرمایی یک ساختمان مرور خواهد شد. این روش در مقایسه سیستم‌های مورد بحث پروژه مورد استفاده قرار گرفته است. همانطور که قبلاً اشاره شد، در ابتدای کار باید بدانیم دمای هوای خارج ساختمان چقدر است و دمای هوای داخل ساختمان چقدر باید باشد. این دو دما اصطلاحاً دمای طرح خارج و دمای طرح داخل گفته می‌شوند که بعداً به شرح آن می‌پردازیم.

٤-١-٢ دمای طرح خارج

دمای طرح خارج عبارتست از میانگین حداقل دمای هوای خارج در زمستان (یا حداکثر دمای هوای خارج در تابستان) که در طی چند سال توسط سازمان هواشناسی ثبت گردیده است.

البته در بعضی روزهای زمستانی (یا تابستانی)، ممکن است دما از این میانگین پایین‌تر یا بالاتر برود، اما مسلماً چنین موردی کمتر اتفاق می‌افتد و لذا انجام محاسبات بر اساس شرایط نادر موجب افزایش غیر ضروری ظرفیت دستگاه‌های گرم کننده (یا سرد کننده) خواهد شد و مطلوب نیست.

شرایط طرح خارج تابستانی و زمستانی تعدادی از شهرهای مهم ایران بر پایه آمار سازمان هواشناسی در جدول ۴-۱ آمده است.

جدول (٤-١) شرایط طرح خارج تابستانی و زمستانی برای چند شهر ایران

نام شهر	تابستان	دمای مرطوب	دامنه تغییرات	زمستان	درجه عرض	ارتفاع از سطح
	دمای خشک °F	°F	روزانه °F	دمای خشک °F	جغرافیایی	دریا (فوت)
آبادان	۱۱۵	۸۱	۳۲	۳۹	۳۰	۷
اراک	۹۷	۷۰	۳۰	۸	۳۴	۵۷۸۰
ارومیه	۹۳	۷۲	۲۷	۹	۳۸	۴۴۰۰
اصفهان	۱۰۰	۶۸	۲۹	۱۴	۳۳	۵۲۰۰
اهواز	۱۱۵	۸۰	۳۵	۳۷	۳۱	۶۶
ایرانشهر	۱۱۵	۸۴	۲۹	۳۷	۲۷	۱۸۷۰
بابلسر	۹۲	۸۲	۱۵	۳۲	۳۷	۰
باختران	۱۰۰	۶۵	۴۲	۱۳	۳۴	۴۶۰۰
بندر انزلی	۹۰	۸۲	۱۵	۳۲	۳۷	۰
بندر عباس	۱۰۵	۹۰	۱۶	۵۰	۲۷	۳۰
بندر لنگه	۱۱۰	۹۸	۱۵	۴۷	۲۷	۴۳
بندر ماهشهر	۱۱۰	۸۶	۱۵	۴۵	۳۰	۴۰
بوشهر	۱۰۵	۸۷	۱۶	۴۳	۲۹	۴۶

ادامه جدول (٤-١) شرایط طرح خارج تابستانی و زمستانی برای چند شهر ایران

نام شهر	تابستان	دمای مرطوب	دامنه تغییرات	زمستان	درجه عرض	ارتفاع از سطح
	دمای خشک °F	°F	روزانه °F	دمای خشک °F	جغرافیایی	دریا (فوت)
بیرجند	۱۰۳	۷۴	۳۰	۱۷	۳۳	۴۸۰۰
تبریز	۹۵	۸۶	۲۴	۱۸	۳۸	۴۵۰۰
تهران	۱۰۰	۷۴	۲۷	۲۲	۳۵	۴۰۰۰
چاه‌بهار	۱۰۴	۹۰	۱۲	۵۰	۲۵	۲۰
خارک	۱۰۵	۹۰	۱۶	۵۵	۲۸	۰
خرم آباد	۱۰۵	۷۸	۳۳	۲۶	۳۳	۴۰۰۰
خرمشهر	۱۱۵	۸۰	۳۵	۴۵	۳۰	۰
دزفول	۱۱۵	۷۹	۳۱	۳۰	۳۲	۵۰۰
رامسر	۹۰	۷۰	۱۳	۳۱	۳۷	۰
رشت	۹۰	۸۳	۲۲	۲۴	۳۷	۰
زابل	۱۱۶	۸۴	۲۷	۴۰	۳۱	۱۶۰۰
زاهدان	۱۰۵	۷۶	۳۲	۱۷	۲۹	۴۵۰۰
زنجان	۹۵	۷۲	۳۱	۳	۳۷	۵۴۰۰
سبزوار	۱۰۰	۷۵	۳۱	۱۶	۳۶	۳۱۰۰

ادامه جدول (٤-١) شرایط طرح خارج تابستانی و زمستانی برای چند شهر ایران

نام شهر	تابستان	دمای مرطوب	دامنه تغییرات	زمستان	درجه عرض	ارتفاع از سطح
	دمای خشک °F	°F	روزانه °F	دمای خشک °F	جغرافیایی	دریا (فوت)
سقز	۹۷	۷۵	۳۷	۲	۳۶	۴۹۰۰
سمنان	۱۰۵	۷۹	۲۵	۲۳	۳۶	۳۸۰۰
سنندج	۱۰۰	۷۲	۳۳	۹	۳۵	۵۰۰۰
شاهرود	۹۶	۷۴	۲۸	۱۵	۳۶	۴۵۰۰
شمیران	۹۵	۷۰	۳۰	۲۰	۳۵	۵۶۰۰
شیراز	۱۰۰	۷۰	۳۵	۲۲	۳۰	۵۰۰۰
طبس	۱۱۳	۷۸	۳۳	۲۵	۳۴	۳۰۰۰
فسا	۱۰۵	۷۷	۳۱	۲۸	۲۹	۴۶۰۰
قزوین	۱۰۲	۷۶	۳۱	۱۷	۳۶	۴۳۰۰
کاشان	۱۱۰	۸۳	۲۹	۲۴	۳۴	۳۱۵۰
کرمان	۱۰۰	۷۲	۳۳	۱۵	۳۰	۵۸۰۰
گرگان	۱۰۲	۸۵	۱۹	۳۰	۳۷	۴۰۰
مشهد	۹۶	۶۷	۲۹	۱۲	۳۶	۳۱۰۴
همدان	۹۵	۶۳	۳۸	۱۴	۳۵	۵۵۰۰
یزد	۱۰۵	۷۶	۲۸	۲۰	۳۲	۴۰۰۰

- دامنه تغییرات روزانه دمای خشک عبارتست از اختلاف دمای حداکثر و حداقل در طول ۲۴ ساعت شبانه روز در شهر مورد نظر

٤-١-٣ دمای طرح داخل

دمای طرح داخل، یا به عبارت کامل‌تر شرایط طرح داخل، از نظر دما و رطوبت نسبی در ساختمان‌های مسکونی و تجاری، باتوجه به شرایط راحتی[1] انسان تعیین می‌گردد و در ساختمان‌های صنعتی و کارخانجات معمولاً مقتضیات تولید و کیفیت محصولات تعیین کننده می‌باشد. در تعیین شرایط طرح فضاهای مسکونی و تجاری علاوه بر در نظر گرفتن شرایط راحتی انسان، باید توجه داشت که قسمت‌های مختلف مجموعه از داخل به محیط خارج دارای شرایطی باشند که حتی الامکان با تغییرات تدریجی نسبت بهم تفاوت داشته باشند. به عنوان مثال، درجه حرارت انتخابی راهروهای یک ساختمان بزرگ اداری نسبت به اتاق‌ها، در زمستان کمتر و در تابستان بیشتر خواهد بود.

لازم به اشاره است که رطوبت نسبی نیز در چگونگی کیفیت هوا و احساس راحتی افراد نقش مهمی دارد. با افزایش دمای خشک برای آنکه در احساس آسایش ساکنین تغییری ایجاد نشود، باید رطوبت نسبی کاهش یابد و برعکس. به عبارت دیگر در دو محیط با دو دمای خشک متفاوت در صورتی که رطوبت نسبی هر کدام بدرستی تنظیم شود، می‌توان احساس راحتی مشابهی در انسان بوجود آورد.

شرایط طرح داخل بر اساس استانداردها و اطلاعات موجود، بصورت جداولی در اغلب مراجع قابل دسترس است. این شرایط در جداول ۴-۲ و ۴-۳ به دو صورت متفاوت ارائه شده‌اند.

[1] - Comfort Condition

جدول (٤-٢) شرایط دمایی طرح داخل تابستانی و زمستانی بر اساس شرایط آسایش انسان (بر حسب فارنهایت)

نوع ساختمان	تابستان					زمستان				
	محل های لوکس		محل های معمولی			با رطوبت زنی			بدون رطوبت زنی	
	دمای خشک	رطوبت نسبی	دمای خشک	رطوبت نسبی	نوسان دما	دمای خشک	رطوبت نسبی	نوسان دما	دمای خشک	نوسان دما
آپارتمان-منزل مسکونی-هتل – بیمارستان-اداره- مدرسه وغیره	۷۴-۷۶	۴۵-۵۰	۷۷-۷۹	۴۵-۵۰	۲-۴	۷۴-۷۶	۳۰-۳۵	۳تا۴-	۷۵-۷۷	۴-۲
مکانهای با مدت اشغال محدود : بانک- آرایشگاه-فروشگاه- سوپر مارکت وغیره	۷۶-۷۸	۴۵-۵۰	۷۸-۸۰	۴۵-۵۰	۴-۲	۷۲-۷۴	۳۰-۳۵	۳تا۴-	۷۳-۷۵	۴-۲
مکانهایی با گرمای نهان زیاد: تالار کنفرانس- مسجد-کلیسا-رستوران –تئاترو سینماو غیره	۷۶-۷۸	۵۰-۵۵	۷۸-۸۰	۶۵-۶۰	۲-۱	۷۲-۷۴	۳۵-۴۰	۲تا۳-	۷۴-۷۶	۴-۲
ساختمانهای صنعتی و کارخانجات : سالن اجتماعات –سالن ماشین آلات و غیره	۷۷-۸۰	۴۵-۵۵	۸۰-۸۵	۵۰-۶۰	۶-۳	۶۸-۷۲	۳۰-۳۶	۴تا۶-	۷۰-۷۴	۶-۳

* مقادیر ارائه شده در ستون نوسان دما برای تنظیم ترموستات اتاقی به کار می‌رود.

* * برای اتاق‌هایی که سطح شیشه‌ای آن‌ها زیاد است و یا دیوارهای مشرف به خارج آن‌ها خوب عایق‌کاری نشده‌اند. باید دمای خشک را برابر حداکثر میزانی که در جدول پیشنهاد شده در نظر گرفت.

جدول (٤-٣) دماهای طرح داخل زمستانی برای ساختمانهای مختلف (بر حسب فارنهایت)

	نوع محل	دمای طرح داخل	نوع محل		دمای طرح داخل
	منازل مسکونی	۷۳–۷۵	بیمارستانها	اتاق خصوصی	۷۲–۷۴
	فروشگاه‌ها	۶۵–۶۸		اتاق جراحی	۷۰–۹۵
	ساختمان‌های عمومی	۷۲–۷۴		حمام	۷۰
	کارخانجات	۶۰–۶۵	هتلها	اتاق خواب و حمام	۷۵
مدارس	راهروها	۵۵–۶۸		اتاق غذاخوری	۷۲
	کلاس درس	۷۲–۷۴		دفاتر کار	۶۸–۷۴
	اجتماعات	۶۷–۷۲		تئاتر و سینما	۶۸–۷۲
	توالت	۶۸–۷۰		آشپزخانه‌ها	۶۶

در جدول ۴-۳ دمای طرح زمستانی برای اتاق‌ها و فضاهای مختلف نشان داده شده است. نکته دیگر اینکه معمولاً در ساختمان‌ها علاوه بر اتاق‌ها و فضاهایی که توسط رادیاتور یا دیگر وسایل گرم می‌شوند، فضاهایی وجود دارند که نصب هیچگونه وسایل گرمایش در آنها ضرورتی ندارد؛ نظیر انبارها یا برخی راهروها و غیره. اما از آنجا که در محاسبات بار حرارتی دمای این فضاها مورد نیاز است، لذا با استفاده از دمای فضاهای گرم شده مجاور و دمای طرح خارج، دمای این فضاها را با روش تخمینی بدست آورده و مورد استفاده قرار می‌دهند. از آنجا که این فضاهای گرم نشده (یعنی دارای هیچگونه وسایل گرمایشی نیستند) ممکن است شرایطی کاملاً متفاوت داشته باشند، لذا بر حسب مورد مورد نظر، یکی از

روش‌های مختلف زیر برای تخمین دمای طرح آنها به کار می‌رود. از آنجا که در این پروژه فقط گرمایش زمستانی مورد نظر است، تنها روشهای مربوط به گرمایش مختصراً توضیح داده می‌شوند:

الف) اگر فضای گرم نشده در مجاورت یک فضای داخلی گرم شده و فضای خارجی قرار داشته باشد، اختلاف دمای این فضا را با فضای گرم شده داخلی از رابطه زیر می‌توان تخمین زد:

$$\Delta T = 0.5(T_i - T_o) \qquad (۱-۴)$$

ΔT : اختلاف دمای فضای گرم نشده و فضای گرم شده مجاور

T_i: دمای طرح داخل فضای گرم شده مجاور

To: دمای طرح خارج

۰/۵: ضریب تجربی

ب) در صورتی که دمای طرح خارج بین ۰ تا ۲۰ درجه فارنهایت باشد، اعداد داده شده زیر برای فضاهای گرم نشده مجاور نتایج درستی را به بار می‌آورند و می‌توان مستقیماً از اعداد زیر استفاده نمود:

– دمای زیر زمین و اتاق‌های گرم نشده آن: ۳۲ درجه فارنهایت

– اتاق زیر بام (سنگفرش یا فلزی با عایق کاری ضعیف): ۲۵ درجه فارنهایت

– اتاق زیر بام با عایق کاری خوب: ۴۰ درجه فارنهایت

٤-١-٤ دمای اتاقهای زیر شیروانی

در صورتی که اتاق زیر شیروانی در فصل زمستان تهویه شود، دمای آن برابر دمای خارج در نظر گرفته خواهد شد. در غیر این صورت برای تعیین دمای آن از روش محاسبه دمای فضاهای گرم نشده استفاده می‌شود:

- **روش بیلان حرارتی**

در فصل زمستان دمای فضاهای گرم نشده را با استفاده از این اصل، که حرارت انتقالی از اتاق گرم شده به فضای گرم نشده مجاور، برابر با گرمایی است که از فضای گرم نشده به خارج منتقل می‌شود؛ با کمک فرمول زیر دمای فضاهای گرم‌نشده مجاور را می‌توان محاسبه نمود:

$$T_u = \frac{T_i\,(A_1U_1 + A_2U_2 + ...) + T_o\,(A_aU_a + A_bU_b + ...)}{(A_1U_1 + A_2U_2 + ... + A_aU_a + A_bU_b + ...)} \qquad (۲-۴)$$

که در آن:

T_u : دمای فضای گرم نشده مجاور ($^\circ$F)

T_i: دمای طرح داخل اتاق گرم شده ($^\circ$F)

T_o: دمای طرح خارج ($^\circ$F)

$A_1,A_2,\ldots$: مساحت سطوح فضای گرم نشده که با اتاق گرم شده مشترکند (ft^2)

$A_a,A_b,\ldots$: مساحت سطوح فضای گرم نشده مشرف به خارج (ft^2)

$U_1,U_2,\ldots$: ضرایب انتقال حرارت سطوح $A_1, A_2,\ldots$ (Btu/ft^2 F)

$U_a,U_b,\ldots$: ضرایب انتقال حرارت سطوح $A_a, A_b,\ldots$ (Btu/ft^2 F)

در مورد محاسبه ضرایب انتقال حرارت در صفحات بعدی مفصلاً توضیح داده خواهد شد. دمای فضاهای گرم نشده‌ای که دارای شیشه‌های خیلی بزرگ و نیز ایوان‌های بزرگ هستند، معمولاً برابر دمای خارج در نظر گرفته می‌شود.

٤-١-٥ دمای زمین

علاوه بر دمای فضاهای گرم نشده، در محاسبه اتلاف حرارتی اتاق‌ها و فضاهایی که در پایین‌ترین طبقه قرار دارند، لازم است دمایی به عنوان دمای زمین منظور شود. دمای زمین بیشتر متاثر از منابع حرارتی درون زمینی است و متاسفانه اطلاعات کاملی از دمای زمین در اطراف ساختمان‌ها در دسترس نیست، ولی از آنجائی‌که ضریب هدایت حرارتی دیوارهای زیر زمین که به خاک متصل‌اند، فقط حدود ۰/۱ توصیه شده است؛ لذا منطقی است که بپذیریم دمای زمین تاثیر چندانی در محاسبات بار حرارتی ساختمان ندارد. بطوریکه در محاسبات بار سرمایی (تابستان) انتقال حرارت از کف متصل به زمین را مساوی صفر می‌گیرند. اما بطور کلی دمای زمین را برحسب دمای طرح خارج از جدول ۴-۴ می‌توان بدست آورد:

جدول (٤-٤) دمای زمین برحسب دمای طرح خارج ($^{\circ}F$)

دمای طرح خارج	-۳۰	-۲۰	-۱۰	۰	+۱۰	+۲۰
دمای زمین	۴۰	۴۵	۵۰	۵۵	۶۰	۶۵

مقدار انتقال حرارت از دیوارها و کف زیر زمین با استفاده از فرمول‌هایی که درصفحات بعد توضیح داده خواهند شد بدست می‌آیند. اینک پس از تخمین دمای طرح داخل و خارج و دمای زمین روش محاسبه بار گرمایی فضاهایی که باید توسط سیستم حرارت مرکزی گرم شوند شرح داده می‌شود. ابتدا تلفات حرارتی از طریق جداره های اتاق (Q_1) و سپس تلفات حرارتی از راه نفوذ هوای خارج (Q_2) مورد بررسی قرار می‌گیرند و در انتها بار حرارتی ناشی از تهیه آبگرم مصرفی (Q_3) شرح داده می‌شوند. مجموع بارهای حرارتی Q_1 ,Q_2 ,Q_3 برای کل فضاهای ساختمان، بار گرمایی ساختمان را تشکیل می‌دهد که باید توسط سیستم حرارت مرکزی تامین شود.

٤-١-٦ تلفات حرارتی از جداره های اتاق (Q_1)

انتقال حرارت از دیواره‌های یک ساختمان، معمولاً با مکانیزم‌های هدایت جابجایی و تشعشع صورت می‌گیرد. بدلیل پائین بودن دماها، انتقال حرارت تشعشعی در محاسبات تلفات حرارتی ساختمان‌ها لحاظ نمی‌شود. ابتدا فرمول مشهور انتقال حرارت هدایت، در یک دیوار ساده بعنوان یاد آوری بررسی می‌گردد. در یک دیوار به ضخامت X، که از یک جنس یکنواخت ساخته شده باشد، چنانچه دماهای دو طرف T_1 و T_2 باشند، مقدار انتقال حرارت از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$H = \frac{K}{X} A(T_1 - T_2) \qquad (۳-۴)$$

که در آن:

H: شدت جریان حرارتی در واحد زمان (Btu/hr)

K: ضریب هدایت حرارتی دیوار (Btu /hr.ft.F)

A: مساحت دیوار ft^2

X: ضخامت دیوار ft

T_1: دمای سمت گرمتر ($^\circ$F) و

T_2: دمای سمت سردتر ($^\circ$F) می‌باشد.

عبارت $\frac{X}{K}$ را مقاومت حرارتی واحد سطح جداره نیز می‌نامند و با R نشان می‌دهند ($R = \frac{X}{K}$). عکس R ضریب هدایت حرارتی نامیده می‌شود:

$$U = \frac{1}{R} \qquad (۴-۴)$$

اما اگر دیوار مرکب باشد، یعنی از لایه‌های مختلفی بـا مقاومتهـای متفـاوت... $R_1,R_2,$ تشـکیل شـده باشـد، مقاومـت حرارتی کل دیوار، حاصل جمع مقاومت لایه‌های مختلف آن خواهد بود:

$$R=R_1+R_2+.....\qquad (۵-۴)$$

از طرف دیگر، در جریان حرارتی بین هوای خارج و هوای داخل ساختمان، همواره یک لایه بسیار نازکی از هوا در طرفین دیوار ساختمان وجود دارد که به سطح چسبیده و در برابر جریان حرارت همچون یک مقاومت حرارتی عمل می-نماید. ضریب هدایت حرارتی معادل واحد سطح این لایه هوا را با F و مقاومت آن، که به مقاومت فیلم هوا موسوم است، با $\frac{1}{F}$ نشان می‌دهند و مقدار آن بستگی به سرعت جریان هوا و وزش باد دارد. مقادیر مقاومت لایه‌های مختلف تشکیل دهنده دیوار، با توجه به جنس و مواد معمول در ساختمان سازی و همچنین مقاومت فیلم هوای طرفین، برای سرعتهای باد متفاوت در جدول ۴-۵ داده شده است.

جدول (٤-٥) مقاومت حرارتی مصالح ساختمانی (R)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICKNESS (in.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{k}$	Per Listed Thickness $\frac{1}{c}$
BUILDING MATERIALS						
BUILDING BOARD Boards, Panels, Sheathing, etc	Asbestos-Cement Board		120	—	0.25	—
	Asbestos-Cement Board	⅛	120	1.25	—	0.03
	Gypsum or Plaster Board	⅜	50	1.58	—	0.32
	Gypsum or Plaster Board	½	50	2.08	—	0.45
	Plywood		34	—	1.25	—
	Plywood	¼	34	0.71	—	0.31
	Plywood	⅜	34	1.06	—	0.47
	Plywood	½	34	1.42	—	0.63
	Plywood or Wood Panels	¾	34	2.13	—	0.94
	Wood Fiber Board, Laminated or Homogeneous		26	—	2.38	—
			31	—	2.00	—
	Wood Fiber, Hardboard Type		65	—	0.72	—
	Wood Fiber, Hardboard Type	¼	65	1.35	—	0.18
	Wood, Fir or Pine Sheathing	25/32	32	2.08	—	0.98
	Wood, Fir or Pine	1 5/8	32	4.34	—	2.03
BUILDING PAPER	Vapor Permeable Felt		—	—	—	0.06
	Vapor Seal, 2 Layers of Mopped 15 lb felt		—	—	—	0.12
	Vapor Seal, Plastic Film		—	—	—	Negl
WOODS	Maple, Oak, and Similar Hardwoods		45	—	0.91	—
	Fir, Pine, and Similar Softwoods		32	—	1.25	—
MASONRY UNITS	Brick, Common	4	120	40	—	.80
	Brick, Face	4	130	43	—	.44
	Clay Tile, Hollow:					
	1 Cell Deep	3	60	15	—	0.80
	1 Cell Deep	4	48	16	—	1.11
	2 Cells Deep	6	50	25	—	1.52
	2 Cells Deep	8	45	30	—	1.85
	2 Cells Deep	10	42	35	—	2.22
	3 Cells Deep	12	40	40	—	2.50
	Concrete Blocks, Three Oval Core Sand & Gravel Aggregate	3	76	19	—	0.40
		4	69	23	—	0.71
		6	64	32	—	0.91
		8	64	43	—	1.11
		12	63	63	—	1.28
	Cinder Aggregate	3	68	17	—	0.86
		4	60	20	—	1.11
		6	54	27	—	1.50
		8	56	37	—	1.72
		12	53	53	—	1.89
	Lightweight Aggregate (Expanded Shale, Clay, Slate or Slag; Pumice)	3	60	15	—	1.27
		4	52	17	—	1.50
		8	48	32	—	2.00
		12	43	43	—	2.27
	Gypsum Partition Tile:					
	3"x12"x30" solid	3	45	11	—	1.26
	3"x12"x30" 4-cell	3	35	9	—	1.35
	4"x12"x30" 3-cell	4	38	13	—	1.67
	Stone, Lime or Sand		150	—	0.08	—
MASONRY MATERIALS Concretes	Cement Mortar		116	—	0.20	—
	Gypsum-Fiber Concrete 87½% gypsum, 12½% wood chips		51	—	0.60	—
	Lightweight Aggregates Including Expanded Shale, Clay or Slate		120	—	0.19	—
			100	—	0.28	—
	Expanded Slag; Cinders		80	—	0.40	—
	Pumice; Perlite; Vermiculite		60	—	0.59	—
	Also, Cellular Concrete:		40	—	0.86	—
			30	—	1.11	—
			20	—	1.43	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Oven Dried)		140	—	0.11	—
	Sand & Gravel or Stone Aggregate (Not Dried)		140	—	0.08	—
	Stucco		116	—	0.20	—
PLASTERING MATERIALS	Cement Plaster, Sand Aggregate		116	—	0.20	—
	Sand Aggregate	½	116	4.8	—	0.10
	Sand Aggregate	¾	116	7.2	—	0.15
	Gypsum Plaster:					
	Lightweight Aggregate	½	45	1.88	—	0.32
	Lightweight Aggregate	⅝	45	2.34	—	0.39
	Lightweight Aggregate on Metal Lath	¾	45	2.80	—	0.47
	Perlite Aggregate		45	—	0.67	—
	Sand Aggregate		105	—	0.18	—
	Sand Aggregate	½	105	4.4	—	0.09
	Sand Aggregate	⅝	105	5.5	—	0.11
	Sand Aggregate	¾	105	6.6	—	0.13
	Sand Aggregate on Metal Lath		105	—	—	0.40
	Sand Aggregate on Wood Lath		45	—	0.59	—
	Vermiculite Aggregate					
ROOFING	Asbestos-Cement Shingles		120	—	—	0.21
	Asphalt Roll Roofing		70	—	—	0.15
	Asphalt Shingles		70	—	—	0.44
	Built-up Roofing	⅜	70	2.2	—	0.33
	Slate	½	201	8.4	—	0.05
	Sheet Metal		—	—	Negl	—
	Wood Shingles		40	—	—	0.94

دنباله جدول (٤-٥) مقاومت حرارتی مصالح ساختمانی (R)

(deg F per Btu) / (hr) (sq ft)

MATERIAL	DESCRIPTION	THICKNESS (In.)	DENSITY (lb per cu ft)	WEIGHT (lb per sq ft)	RESISTANCE R	
					Per Inch Thickness $\frac{1}{k}$	For Listed Thickness $\frac{1}{c}$
INSULATING MATERIALS						
SIDING MATERIALS (On Flat Surface)	Shingles					
	Wood, 16", 7½" exposure		—	—	—	0.87
	Wood, Double, 16", 12" exposure		—	—	—	1.19
	Wood, Plus Insul Backer Board, ⅜"		—	—	—	1.40
	Siding					
	Asbestos-Cement, ¼" lapped		—	—	—	0.21
	Asphalt Roll Siding		—	—	—	0.15
	Asphalt Insul Siding, ½" Board		—	—	—	1.45
	Wood, Drop, 1"x8"		—	—	—	0.79
	Wood, Bevel, ½"x8", lapped		—	—	—	0.81
	Wood, Bevel, ½"x10", lapped		—	—	—	1.05
	Wood, Plywood, ⅜", lapped		—	—	—	0.59
	Structural Glass		—	—	—	0.10
FLOORING MATERIALS	Asphalt Tile	⅛	120	1.25	—	0.04
	Carpet and Fibrous Pad		—	—	—	2.08
	Carpet and Rubber Pad		—	—	—	1.23
	Ceramic Tile	1	—	—	—	0.08
	Cork Tile		25	—	2.22	—
	Cork Tile	⅛	25	0.26	—	0.28
	Felt, Flooring		—	—	—	0.06
	Floor Tile	⅛	—	—	—	0.05
	Linoleum	⅛	80	0.83	—	0.08
	Plywood Subfloor	⅜	34	1.77	—	0.78
	Rubber or Plastic Tile	⅛	110	1.15	—	0.02
	Terrazzo	1	140	11.7	—	0.08
	Wood Subfloor	1 ⅛	32	2.08	—	0.98
	Wood, Hardwood Finish	¼	45	2.81	—	0.68
BLANKET AND BATT*	Cotton Fiber		0.8 - 2.0	—	3.85	—
	Mineral Wool, Fibrous Form Processed From Rock, Slag, or Glass		1.5 - 4.0	—	3.70	—
	Wood Fiber		3.2 - 3.6	—	4.00	—
	Wood Fiber, Multi-layer Stitched Expanded		1.5 - 2.0	—	3.70	—
BOARD AND SLABS	Glass Fiber		9.5	—	4.00	—
	Wood or Cane Fiber					
	Acoustical Tile	½	22.4	.93	—	1.19
	Acoustical Tile	¾	22.4	1.4	—	1.78
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)		15.0	—	2.86	—
	Interior Finish (Tile, Lath, Plank)	½	15.0	0.62	—	1.43
	Roof Deck Slab					
	Sheathing (Impreg or Coated)		20.0	—	2.63	—
	Sheathing (Impreg or Coated)	½	20.0	0.83	—	1.32
	Sheathing (Impreg or Coated)	2 ½	20.0	1.31	—	2.06
	Cellular Glass		9.0	—	2.60	—
	Cork Board (Without Added Binder)		6.5 - 8.0	—	3.70	—
	Hog Hair (With Asphalt Binder)		8.5	—	3.00	—
	Plastic (Foamed)		1.62	—	3.45	—
	Wood Shredded (Cemented in Preformed Slabs)		22.0	—	1.82	—
LOOSE FILL	Macerated Paper or Pulp Products		2.5 - 3.5	—	3.57	—
	Wood Fiber: Redwood, Hemlock, or Fir		2.0 - 3.5	—	3.33	—
	Mineral Wool (Glass, Slag, or Rock)		2.0 - 5.0	—	3.33	—
	Sawdust or Shavings		8.0 - 15.0	—	2.22	—
	Vermiculite (Expanded)		7.0	—	2.08	—
ROOF INSULATION	All Types Preformed, for use above deck					
	Approximately	½	15.6	.7	—	1.39
	Approximately	1	15.6	1.3	—	2.78
	Approximately	1 ½	15.6	1.9	—	4.17
	Approximately	2	15.6	2.6	—	5.26
	Approximately	2 ½	15.6	3.2	—	6.67
	Approximately	3	15.6	3.9	—	8.33
AIR						
AIR SPACES	POSITION / HEAT FLOW					
	Horizontal — Up (Winter)	¾ - 4	—	—	—	0.85
	Horizontal — Up (Summer)	¾ - 4	—	—	—	0.78
	Horizontal — Down (Winter)	¾	—	—	—	1.02
	Horizontal — Down (Winter)	1 ½	—	—	—	1.15
	Horizontal — Down (Winter)	4	—	—	—	1.23
	Horizontal — Down (Winter)	8	—	—	—	1.25
	Horizontal — Down (Summer)	¾	—	—	—	0.85
	Horizontal — Down (Summer)	1 ½	—	—	—	0.93
	Horizontal — Down (Summer)	4	—	—	—	0.99
	Sloping 45° — Up (Winter)	¾ - 4	—	—	—	0.90
	Sloping 45° — Down (Summer)	¾ - 4	—	—	—	0.89
	Vertical — Horiz. (Winter)	¾ - 4	—	—	—	0.97
	Vertical — Horiz. (Summer)	¾ - 4	—	—	—	0.86
AIR FILM	POSITION / HEAT FLOW					
Still Air	Horizontal — Up		—	—	—	0.61
	Sloping 45° — Up		—	—	—	0.62
	Vertical — Horizontal		—	—	—	0.68
	Sloping 45° — Down		—	—	—	0.76
	Horizontal — Down		—	—	—	0.92
15 Mph Wind	Any Position (For Winter) — Any Direction		—	—	—	0.17
7½ Mph Wind	Any Position (For Summer) — Any Direction		—	—	—	0.25

از آنچه ذکر شد، می‌توان ضریب کلی هدایت حرارتی یک دیوار مرکب را بصورت زیر محاسبه نمود:

$$U = \frac{1}{1/F_i + R1 + R2 + ... + 1/F_0} \qquad (۶-۴)$$

که در آن:

U: ضریب کلی هدایت حرارت $(Btu./h.ft^2.f)$

$\frac{1}{F_i}$: مقاومت فیلم هوای داخل $(Btu./h.ft^2.f)$

R1, R2...: مقاومت حرارتی لایه‌های مختلف دیوار $(Btu./h.ft^2.f)$ و

$\frac{1}{F_0}$: مقاومت فیلم هوای خارج $(Btu./h.ft^2.f)$ می‌باشد.

البته برای تخمین U در دیوارهای مختلف، با توجه به مصالح متفاوت و حالات مختلف، در جداول ضرایب آماده‌ای نیز معرفی شده‌اند که می‌توان از آنها استفاده نمود. پس از بدست آوردن ضریب کلی هدایت حرارتی دیوار شدت جریان حرارتی انتقالی از فرمول زیر محاسبه خواهد شد:

$$Q=AU(T_1-T_2) \qquad (۷-۴)$$

به این ترتیب برای هر اتاق مقدار Q برای دیوارهای مختلف مشرف به خارج محاسبه میشود. مجموع مقادیر بدست آمده برای تمامی دیوارهای مشرف به خارج یا مشرف به فضاهایی که دمای متفاوت دارند انتقال حرارت از کل ساختمان را مشخص خواهد کرد. البته به این رقم باید انتقال حرارت از طریق زمینی را نیز اضافه نمود.

٤-١-٧ انتقال حرارت از دیوارهای زیرزمین و کف متصل به زمین (Q_1)

انتقال حرارت از کف ساختمان ها معمولاً ناچیز و در طول سال نسبتاً ثابت است. چرا که دمای خاک در سراسر سال فقط بمیزان اندکی تغییر می‌کند. اصولاً پس از عمق ۸ فوتی از سطح زمین، تغییر دمای قابل ملاحظه‌ای در خاک مشاهده نمی‌شود. بالاتر از این عمق هر چه به سطح زمین نزدیکتر شویم، تغییرات دمای خاک تحت تاثیر دمای هوای

خارج بیشتر می‌شود. مقدار انتقال حرارت از دیوارهای زیر زمین ممکن است قابل توجه باشد، ولی چون دمای خاک همراه با عمق تغییر می‌کند، محاسبه آن بسیار دشوار است. تجربه نشان داده است که در مورد طبقاتی که کف آنها مستقیماً روی خاک قرار می‌گیرند، در زمستان اتلاف حرارت بیشتر با محیط کف متناسب است تا با مساحت کف. از این‌روست که در مناطق سرد سیر، برای کاهش اتلاف حرارت از کف، عایق کاری محیط کف ضروری است.

به‌هرحال بر حسب درجه حرارت زمین، که به کمک جدول ۴-۴ یا جداول مشابه تعیین می‌شود، می‌توان مقدار اتلاف حرارت از هر فوت مربع سطح کف و دیوارهای زیر زمین را درفصل زمستان از روابط تجربی زیر بدست آورد:

برای محاسبه اتلاف حرارتی از کف زیر زمین، از رابطه زیر استفاده می‌نمائیم:

$$Q = 0.05 \times A \times (T_i - T_g) \qquad (۸-۴)$$

که در آن:

A: مساحت کف زیر زمین (ft^2)

T_i: دمای طرح داخل ($^\circ F$)

T_g: دمای زمین ($^\circ F$)

Q: حرارت اتلافی از کف زیر زمین (Btu/hr)

اتلاف حرارت از دیواره زیر زمین برای ناحیه‌ای که ارتفاع بیشتر از ۸ فوت زیر سطح زمین واقع شده است، از رابطه زیر بدست می‌آید:

$$Q = 0.08 \times A \times (T_i - T_g) \qquad (۹-۴)$$

A: مساحت دیواره واقع در زیر ۸ فوتی (ft^2)

T_i: دمای طرح داخل ($^\circ F$)

T_g: دمای زمین ($^\circ F$)

Q: حرارت اتلافی از سطح دیواره‌های واقع در ارتفاع بیشتر از ۸ فوت زیر سطح زمین (Btu/hr)

اتلاف حرارتی از پیرامون زیر زمین، بر حسب ارتفاع آن در فاصله ۲ فوتی بالای سطح زمین و ۸ فوتی زیر سطح زمین را می‌توان از رابطه زیر محاسبه نمود.

$$Q = Cp \times (T_i - T_o) \qquad (۱۰-۴)$$

Q: حرارت اتلافی از سطح دیواره های واقع در ارتفاع کمتر از ۸ فوتی زیر سطح زمین (Btu/hr)

T_i: دمای طرح داخل ($^{\circ}F$)

T_o: دمای طرح خارج ($^{\circ}F$)

P: محیط زیر زمین (ft)

C: ضریب عددی از جدول ۴-۶ (Btu/hr.ft.F)

جدول ٤-٦ ضریب عددی محاسبه اتلاف حرارتی

ارتفاع کف ساختمان نسبت به سطح زمین	2ft بالای سطح	در سطح زمین	2ft زیر سطح	4ft زیر سطح	6ft زیر سطح	8ft زیر سطح
$^{\circ}C$	/۹	/۶	/۷۵	/۹	۱/۰۵	۱/۲

مجموع مقادیر بدست آمده، تلفات حرارتی جداره‌های اتاق را تشکیل می‌دهد.

انتقال حرارت هدایتی از سقف و کف + انتقال حرارت هدایتی از دیوارها + درها و پنجره‌ها = Q1

که Q_1 تلفات حرارتی جداره ها (btu/hr) می‌باشد.

٤-١-٨ تلفات حرارتی از راه نفوذ هوای خارج یا تهویه هوا (Q_2)

برای محاسبه تلفات حرارتی از راه نفوذ یا تهویه هوا، ابتدا باید مقدار هوای نفوذی را محاسبه کنیم. نفوذ هوا بطور طبیعی عموماً تحت تاثیر یکی از عوامل زیر صورت می‌گیرد:

الف- سرعت باد: سرعت باد باعث ایجاد فشار در سمت مشرف به باد و ایجاد خلا ملایمی در سمت داخل ساختمان شده و سبب نفوذ هوای خارج از درزها، درها و پنجره ها به داخل می‌گردد.

ب- خاصیت دودکشی: اختلاف دمای فضاهای داخل و خارج ساختمان و در نتیجه اختلاف چگالی هوای داخل و خارج، باعث صعود هوای گرم از طریق راه پله‌ها و آسانسورها و سایر قسمت‌هایی که می‌تواند حالت دودکش داشته باشند شده و نفوذ هوای خارج را به داخل ساختمان موجب می‌شود. در زمستان، نفوذ هوا از پائین ساختمان و رانش هوا از بالای ساختمان و در تابستان جهت آن بر عکس خواهد بود.

مقدار هوای نفوذی، به میزان عایق‌بندی درها و پنجره‌ها، ارتفاع ساختمان، کیفیت روکار ساختمان، جهت و سرعت وزش باد و یا مقدار هوایی که توسط طراح برای تهویه یا تعویض هوا در نظر گرفته می‌شود، بستگی دارد. تهویه و تعویض هوا، بمنظور تامین اکسیژن مصرف شده توسط ساکنین و یا خروج دود و گرد و غبار ناشی از بعضی وسایل، در مکان‌هایی مثل کارخانجات امری ضروری است. این امر ممکن است بطور طبیعی با باز کردن در و پنجره‌ها و یا بصورت اجباری توسط فن صورت گیرد. با ورود هوای خارج، مقداری از حرارت داخل ساختمان بصورت گرمای نهان در اثر اختلاف رطوبت نسبی داخل و خارج و مقداری نیز بصورت گرمای محسوس ناشی از اختلاف دماهای خشک داخل و خارج تلف می‌شود. در محاسبات حرارت مرکزی، در صورتیکه رطوبت زنی صورت نگیرد، تنها بار گرمایی محسوس هوای نفوذی منظور خواهد شد. محاسبه حجم هوای ورودی به داخل ساختمان به یکی از دو روش زیر صورت می‌گیرد:

الف) روش درزی [۲]

مقدار نفوذ هوا از واحد طول درز، درها و پنجره‌ها، برحسب فوت مکعب بر ساعت (CFH)، به ازاء سرعتهای مختلف باد، از جدول ۴-۷ بدست می‌آید. لذا با توجه به سرعت باد، نوع در و پنجره و ناحیه‌ای که ساختمان در آن واقع شده، می‌توان مقدار کل هوای نفوذی را از فرمول زیر محاسبه کرد:

[2] -Crack Method

$$V=L\times q \qquad (۱۱-۴)$$

V: مقدار کل هوای نفوذی از در و پنجره‌ها (CFH)

L: طول درزها (ft)

Q: مقدار هوای نفوذی از واحد طول درز از جدول ۴-۷

جدول (٤-٧) مقدار هوای نفوذی از هر فوت طول درزها و پنجره‌ها بر حسب فوت مکعب برساعت (CFH)

سرعت باد برحسب مایل برساعت					توضیح	نوع پنجره یا در
۲۵	۲۰	۱۵	۱۰	۵		
۸۰	۵۹	۳۹	۲۱.۴	۷	معمولی بدون نوار *	
۴۹	۳۶	۲۴	۱۳	۴	معمولی بانوار	
۱۹۹	۱۵۴	۱۱۱	۶۹	۲۷	خوب سوار نشده – بدون نوار	پنجره‌های دوبل چوبی
۷۱	۵۱	۳۴	۱۹	۶	خوب سوار نشده – با نوار	(چفت نشده)
۲۷	۲۰	۱۴	۸	۳	اطراف قاب پنجره از مصالح بنایی بتونه نشده	
۵	۴	۳	۲	۱	اطراف قاب پنجره از مصالح بنایی- بتونه شده	
۲۳	۱۷			۲	اطراف قاب پنجره از مصالح چوبی	
۱۳۷	۱۰۴	۷۴	۴۷	۲۰	بدون نوار – چفت نشده	پنجره‌های دوبل فلزی
۱۲۵	۹۶	۷۰	۴۵	۲۰	بدون نوار- چفت شده	
۶۰	۴۶	۳۲	۱۹	۶	با توان چفت نشده	
۳۰۴	۲۴۴	۱۷۶	۱۰۸	۵۲	صنعتی با لولای افقی	پنجره‌های ساده فلزی
۱۰۰	۷۶	۵۲	۳۲	۱۴	قاب پنجره خانه‌های مسکونی	

ادامه جدول (٤-٧) مقدار هوای نفوذی از هر فوت طول درزها و پنجره‌ها بر حسب فوت مکعب برساعت (CFH)

	با لولای عمودی	۳۰	۸۸	۱۴۵	۱۸۶	۲۲۱
درها	خوب سوار شده	۲۷	۶۹	۱۱۰	۱۵۴	۱۹۹
	خوب سوار نشده	۵۴	۱۳۸	۲۲۰	۳۰۸	۳۹۸

- نواری که برای جلوگیری از نفوذ هوا روی درزهای پنجره می‌چسبانند.

ب) روش حجمی [3]

در این روش جهت محاسبه مقدار هوای منفوذی از این فرمول استفاده می‌شود:

$$V=v\times n \qquad (۱۲-۴)$$

V: مقدار کل هوای نفوذی (CFH)

v: حجم اتاق یا محل موردنظر (ft^3)

n: دفعات تعویض کل هوای اتاق در یک ساعت از جدول ۴-۸

در این روش مقدار هوای نفوذی، بر پایه تعداد دفعاتی که در مدت یک ساعت هوای اتاق با هوای تازه تعویض می‌شود، برآورد می‌گردد. این تعداد دفعات که در جدول ۴-۸ ارائه شده است، بر مبنای نفوذ و تهویه طبیعی هوا و بدون کمک وسایلی نظیر رانتیلاتور می‌باشد. روش حجمی اگر چه نسبت به روش درزی آسانتر است؛ اما از دقت کمتری بر خوردار می‌باشد.

[3] Volume Method

جدول (٤-٨) تعداد دفعات تعویض کل هوای اتاق در یک ساعت

دفعات تعویض هوا در ساعت	نوع اتاق
۱	برای اتاق‌هایی که از یک دیوار در و پنجره رو به خارج دارند
۱/۵	برای اتاق‌هایی که از دو دیوار در و پنجره رو به خارج دارند
۲	برای اتاق‌هایی که از ۳یا ۴ دیوار در و پنجره رو به خارج دارند
۲	برای راهروهای ورودی ساختمان
۰/۵	برای اتاق‌ها و فضاهای فاقد در و پنجره رو به خارج مانند راهرو یا هال که در وسط ساختمان واقع شده باشد

محاسبه بار حرارتی هوای نفوذی: پس از محاسبه حجم هوای نفوذی به داخل اتاق بار حرارتی آن به کمک فرمول زیر محاسبه می‌شود:

$$Q_2=V\times0.0749\times0.241\times(T_i-T_o) \qquad (۱۳-۴)$$

Q_2: بار حرارتی هوای نفوذی (btu/hr)

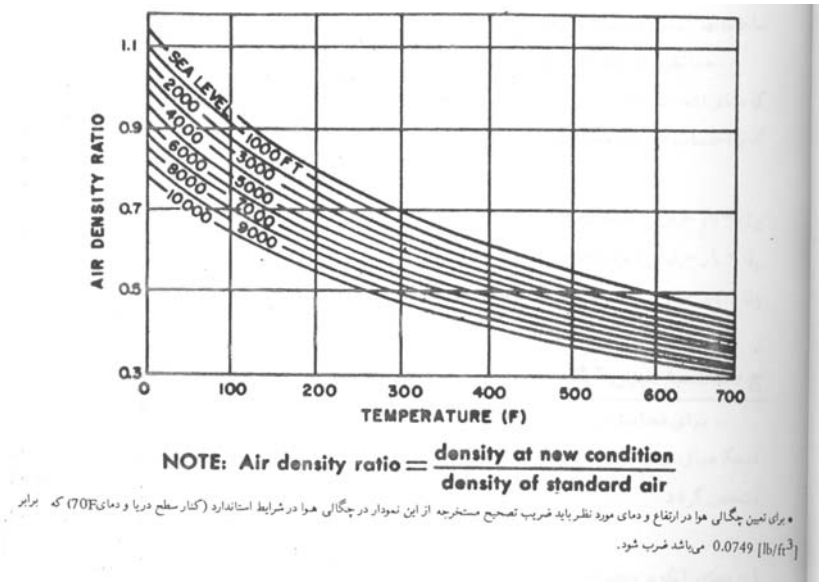
V: حجم هوای نفوذی در ساعت (CFH)

0.0749: جرم مخصوص هوا در شرایط استاندارد که درشرایط غیر استاندارد با توجه به شکل ۴-۱ باید در ضریب تصحیح چگالی هوا ضرب شود.

0.241: گرمای ویژه هوا در فشار ثابت (BTU/LB .F)

T_i: دمای طرح داخل ($^\circ$F)

T_o: دمای طرح خارج ($^\circ$F)



شکل ٤-١ ضریب تصحیح چگالی در دماهای مختلف

٤-١-٩ ضریب اضافی در محاسبات تلفات حرارتی و محاسبه بار حرارتی کل اتاق

به این ترتیب، با جمع کردن مقادیر Q_1 (تلف حرارتی از دیواره‌ها) و Q_2 (تلف حرارتی ناشی از نفوذ هوا) مقدار کل اتلاف حرارت اتاق Q_r بدست می‌آید.

ولی همواره بین ۵ الی ۱۰ درصد، به عنوان ضریب اطمینان نیز برای موارد پیش بینی نشده، برای همه موارد در نظر گرفته می‌شود.

از طرفی برخی از ساختمان‌ها، مانند مدارس یا مساجد، فقط در ساعات مشخصی از شبانه روز و یا فقط روزهای خاصی از هفته گرم می‌شوند. بدیهی است که پس از دوره خاموشی سیستم، هنگامی که سیستم دوباره روشن شود، مدتی طول خواهد کشید تا ساختمان از حالت سرد به شرایط مطلوب برسد. برای سرعت بخشیدن به عمل گرمایش ساختمان، باید تلفات حرارتی آنرا به میزان مناسبی بیشتر در نظر گرفت تا به همان نسبت به ظرفیت دستگاه‌های مولد گرما اضافه گردد. برای این منظور، بر حسب اینکه چند ساعت قبل از استفاده از محل مورد نظر سیستم روشن شود (مدت پیش راه اندازی)، ضرایب مناسبی در جداول وجود دارد که به ظرفیت دیگ باید اضافه گردد. در این بحث، از

آنجا که محاسبه بار حرارتی ساختمان مسکونی مورد نظر است و دراین ساختمان‌ها سیستم در سرتاسر زمستان خاموش نمی‌شود، مدت پیش راه اندازی لحاظ نشده است.

همانطور که گفته شد، جمع تلفات حرارتی جدارهها و هوای نفوذی، بار حرارتی اتاق را که مبنای انتخاب مبدل حرارتی اتاق نظیر رادیاتور، فن کویل و غیره خواهد بود، بدست می‌دهد که با احتساب ضریب اطمینان فوق الذکر نهایتا چنین بدست می‌آید:

$$Q_R = (Q_1+Q_2) \times \text{ضریب اطمینان} \qquad (۱۴-۴)$$

Q_R: بار حرارتی کل اتاق (btu/hr)

Q_1: بار حرارتی دیواره ها (btu/hr)

Q_2 : بار حرارتی دیواری نفوذی (btu/hr)

٤-١-١٠ محاسبه میزان آبگرم مصرفی و بار حرارتی آن

برای محاسبه بار حرارتی آبگرم مصرفی ساختمان، که در پکیج‌های تقطیری با روش آبگرم فوری تامین شود، ابتدا درجه حرارت و مقدار آبگرم مصرفی ساختمان بایستی مشخص گردد.

٤-١-١٠-١ دمای آبگرم مصرفی

دمای آبگرم مصرفی برحسب مورد متفاوت است. برای مصارف معمولی، نظیر شیر دستشویی یا ظرفشویی در ساختمانهای مسکونی، دمای آبگرم در حدود ۱۳۰-۱۲۰ فارنهایت در نظر گرفته می‌شود. اما این دما برای ماشین‌هایی که کار مخصوصی انجام می‌دهند، بر حسب نوع کار متفاوت است. مثلاً دستگاه‌های ظرفشویی یا رختشویی از آبگرم با دمای بالاتر استفاده می‌کنند، اما اصولاً دمای بالاتر از ۱۶۰ درجه فارنهایت برای آبگرم مصرفی، جز در برخی صنایع خاص، بکار نمی‌رود. جدول ۴-۹ دمای آبگرم مصرفی در کاربردهای مختلف را ارائه می‌کند.

جدول (٤-٩) دمای آب گرم مورد نیاز برای مصارف مختلف

نوع مصرف	دمای آب گرم (F)
شیر دستشویی یا ظرفشویی	۱۲۵
حمام	۱۰۰-۱۰۵
گاراژها (برای شستشوی اتومبیل)	۷۵-۸۵
شستشوی ماشین آلات صنعتی	۱۴۰-۱۶۰
شستشوی پشم و ابریشم	۹۲-۹۸
شستشوی پنبه و کتان	۱۲۰-۱۲۵
استخر شنا	۷۰-۸۰

ولی بطور کامل دمای آبگرم خروجی از منابع آبگرم در ساختمان‌های مسکونی، مساوی ۱۴۰ درجه فارنهایت در نظر گرفته می‌شود که در محاسبات این پروژه نیز از همین عدد استفاده شده است.

٤-١-١٠-٢ مقدار آبگرم مصرفی و ظرفیت آبگرمکن

برای تعیین مقدار آبگرم مصرفی در ساختمان‌های مختلف، جداولی توسط انجمن‌های مهندسین تاسیسات کشورهای اروپایی و آمریکا در کتب مختلف ارائه گردیده است. این جداول در محاسبات حرارتی این گزارش مورد استفاده قرار می‌گیرند. این جداول برحسب نوع ساختمان و مقدار آب گرم لازم برای هر یک از وسایل بهداشتی نصب شده در ساختمان، مقدار مصرف آبگرم را می‌دهد. قبل از استفاده از این جداول دو اصطلاح ضریب تقاضا و ضریب ذخیره منبع باید تعریف شوند:

ضریب تقاضا: مقدار آبگرم پیشنهاد شده در جدول حداکثر مقداری است که بر مبنای استفاده مستمر در تمام ساعات روز تعیین شده است. بدیهی است که در تمام ساعات روز میزان تقاضای آبگرم یکسان نیست. همچنین تمام وسایل

بهداشتی نصب شده در ساختمان در تمام ساعات بطور همزمان مورد استفاده قرار نمی‌گیرند؛ لذا در جدول، ضریب کاهنده‌ای بنام ضریب تقاضا برای هر کاربرد خاص معرفی شده، که بصورت تجربی بدست آمده است. با ضرب کردن این ضریب در مقدار حداکثر آبگرم مصرفی ارائه شده در جدول، مقدار واقعی مصرف آب گرم ساختمان بدست می‌آید و ظرفیت حرارتی آبگرمکن یا مقدار آبی که در یک ساعت توسط آبگرمکن باید گرم شود، با توجه به مقدار واقعی مصرف تعیین خواهد شد. جدول ۴-۱۰ مقادیر حداکثر آبگرم مصرفی را برحسب نوع وسایل ارائه می‌دهد.

جدول (٤-١٠) میزان مصرف آبگرم برحسب نوع وسایل بهداشتی

مصرف آبگرم بر مبنای وسایل مصرف کننده	(Gal/hr)
دستشویی و توالت خصوصی	2
دستشویی و توالت عمومی	4
وان حمام	20
ماشین ظرفشویی	15
سینک آشپزخانه	10
رخت شویی	20
آبدارخانه	5
دوش	75
سینک ظرفشویی	20
ضریب تقاضا	0.3
ضریب ذخیره منبع	1.25

ضریب ذخیره منبع : برای تعیین حجم منبع آبگرم مصرفی، ضریبی بنام ضریب ذخیره منبع در جدول ۱۱-۱ ارائه شده است. در مواردی که آبگرم توسط وسایل مخزن‌دار نظیر منبع‌های آبگرم مورد استفاده در سیستم‌های حرارت مرکزی تامین می‌شود، با ضرب کردن این ضریب در مقدار واقعی مصرف آبگرم، حجم مورد نیاز منبع آبگرم تعیین می-شود. در سیستم‌های حرارت مرکزی، در صورتی که حجم محاسبه شده برای منبع بزرگ بدست آید، بهتر است با تقسیم آن به چند منبع کوچک جایگزین شود تا در صورت نیاز به تعمیر یا سرویس، ساختمان بطور کامل از آب گرم محروم نشود. ارقام بدست آمده از جدول ۴-۱۰ برای محاسبه میزان واقعی آبگرم مصرفی و حجم منبع آبگرم در فرمول‌های زیر بکار برده می‌شوند:

ضریب تقاضا × حداکثر مصرف آبگرم در ساعت = مقدارواقعی مصرف آبگرم در ساعت (۴-۱۵)

ضریب ذخیره منبع × ضریب تقاضا × حداکثر مصرف آبگرم در ساعت= حجم منبع آبگرم (۴-۱۶)

لازم است توجه شود که با توجه به اینکه در بویلرهای چگالشی مورد بررسی در پروژه حاضر، حالت پکیج در مقابل سیستم حرارت مرکزی مدنظر است و آبگرم مصرفی ساختمان در پکیج‌های تقطیری با روش آبگرم فوری تامین می-شود، نیازی به اعمال ضریب ذخیره منبع و محاسبه حجم منبع آبگرم در محاسبات مربوطه نمی‌باشد.

٤-١-١١ محاسبه بار حرارتی آبگرم مصرفی (Q_3)

پس از تعیین مقدار واقعی آبگرم مصرفی، بار حرارتی آبگرم مصرفی با استفاده از فرمول زیر تعیین می‌شود:

$$Q_3=V\times 8.33\times (T_2-T_1) \qquad (۴-۱۷)$$

Q_3: بار حرارتی آبگرم مصرفی (Btu/hr)

V: مقدار واقعی آبگرم مصرفی (GPH)

8.33: وزن مخصوص آب برحسب پوند بر گالن

T_1: دمای آب شهر ورودی به آبگرمکن (۴۰ F)

T_2: دمای آبگرم مصرفی خروجی از آبگرمکن (140 °F)

بدین ترتیب با محاسبه Q_3 (بار حرارتی آب مصرفی) و جمع کردن آن با $\sum Q_R$ (بار حرارتی ناشی از اتلاف حرارت از کل اتاق‌ها)، مقدار کل بار حرارتی ساختمان (Q_t) به دست می‌آید. اما برای انتخاب مبدل‌های حرارتی، (مثلاً رادیاتور) هر اتاق، از Q_R مربوط به همان اتاق باید استفاده نمود.

٤-٢ نمونه محاسبات بار حرارتی ساختمان

٤-٢-١ مقدمه

انتخاب پکیج مناسب برای ساختمان بر اساس بار حرارتی ساختمان انجام می‌پذیرد. به این منظور ابتدا باید بار حرارتی ساختمان بر اساس اصول مهندسی محاسبه شده و سپس پکیج متناسب با آن انتخاب شود. در این بخش نمونه‌ای از روش محاسبه بار حرارتی ساختمان‌ها ارائه شده است. به عنوان نمونه بار حرارتی دو ساختمان با ۵ و ۷ طبقه مورد بررسی قرار گرفته است. از آنجا که طراحی ساختمان بر بار حرارتی آن تأثیر دارد، پلان‌های مربوط به این ساختمان‌ها در ضمیمه ارائه شده است. چنین مدلی به سادگی امکان توسعه برای ساختمان‌های چهار طبقه را دارد. محل استقرار ساختمان مذکور شهر تهران در نظر گرفته شده و می‌توان از این مدل برای نقاط دیگر کشور نیز استفاده نمود. این در صورتی است که تاثیر اختلاف دمای طرح در محاسبات لحاظ گردد.

٤-٢-٢ مدل‌سازی حرارتی ساختمان

در این بخش ضمن بررسی مشخصات کلی ساختمان مدل مشخصات حرارتی آن ارائه می‌گردد. پلان طبقات مختلف ساختمان در انتهای این گزارش ارائه شده است. در نقشه پلان ساختمان محل قرار گرفتن رادیاتور ها، پکیج، برای هر واحد آپارتمان در ساختمان مشخص شده است. محاسبات بار حرارتی ساختمان با استفاده از روش ارائه شده در بخش ۴-۱ انجام گرفته و خواننده در صورت نیاز به چنین محاسباتی می‌تواند با استفاده از نرم افزار Carrier که تحت سیستم عامل Windows کار می‌کند و شرح آن در ضمیمه آمده است، اقدام به طراحی حرارتی نماید. همچنین انتخاب تجهیزات بر اساس موارد ذکر شده در فاز نخست پروژه انجام گرفته است. به علت اختلاف اساسی که در بار حرارتی آب گرم و بار حرارتی گرمایشی وجود دارد، مقادیر تفکیک شده در هنگام تشکیل جداول ارائه می‌شود، زیرا مقدار بار حرارتی آبگرم، بستگی به تعداد وسایل مصرف کننده دارد و بار حرارتی گرمایشی تابعی از سطوح خارجی آپارتمان است.

جدول ۴-۱۱ به منظور ارائه بار حرارتی هر واحد آپارتمانی، به تفکیک آپارتمان و نوع بار حرارتی تشکیل شده است. توجه نمائید که تعداد طبقات و محل قرارگیری آن از نظر طبقه (به استثناء طبقه هم کف و آخر) از اهمیت خاصی برخوردار نیست. مثلاً می‌توان چند طبقه به طبقه سوم اضافه نمود و یا یکی از طبقات سوم یا چهارم را حذف نمود و بدین ترتیب یک واحد جدید ساختمانی با استفاده از همین اطلاعات تولید نمود.

جدول (٤-١١) بار حرارتی هر واحد آپارتمانی به تفکیک واحد آپارتمانی و نوع بار

شماره واحد	مساحت زیر بنا m^2	بار حرارتی گرمایشی Btu/hr	بار حرارتی آبگرم Btu/hr	بار حرارتی کل Btu/hr
GF-A1	۸۵	۵۴۵۶۰	۲۳۵۰۰	۷۸۰۶۰
GF-A2	۸۵	۴۶۲۰۰	۲۳۵۰۰	۶۹۷۰۰
F1-A3	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F1-A4	۱۰۱	۴۶۶۴۰	۲۳۵۰۰	۷۰۱۴۰
F2-A5	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F2-A6	۱۰۱	۴۲۲۴۰	۲۳۵۰۰	۶۵۷۴۰
F3-A7	۷۷	۳۸۲۸۰	۲۳۵۰۰	۶۱۷۸۰
F3-A8	۷۷	۳۸۲۸۰	۲۳۵۰۰	۶۱۷۸۰
F4-A9	۷۳	۳۹۶۰۰	۲۳۵۰۰	۶۳۱۰۰
F4-A10	۷۳	۳۹۶۰۰	۲۳۵۰۰	۶۳۱۰۰
کل	۸۴۴	۴۱۶۶۸۰	۲۳۵۰۰۰	۶۵۱۶۸۰

معمولاً در تعیین وضعیت فنی یک واحد گرمایی، لازم است مشخص شود که تغییرات حرارتی از چه عواملی تاثیر می-پذیرند و هدف از بررسی، تعیین چه دستهای از اطلاعات است. به علت آنکه هدف ما آنالیز اقتصادی در سیستم پکیج معمولی و پکیج چگالشی برای واحدهای مختلف ساختمانی است، مهمترین تفاوت در دو واحد ساختمانی مشتمل بر:

۱- سطح متوسط زیر بنا هر واحد

۲- تعداد واحدهای آپارتمانی در هر طبقه

۳- تعداد طبقات

می‌باشد. لذا به تعیین مقادیر متوسط بر مبنای متغیرهای ارائه شده اقدام می نمائیم.

جدول (٤-١٢) بار بر واحد سطح به تفکیک واحد و نوع مصرف

شماره واحد	بار حرارتی گرمایشی برواحد سطح Btu/hr	بار حرارتی آبگرم برواحد آپارتمان Btu/hr	بار حرارتی کل برواحد سطح Btu/hr
GF-A1	۶۴۲	۲۳۵۰۰	۹۱۸
GF-A2	۵۴۳	۲۳۵۰۰	۸۲۰
F1-A3	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F1-A4	۴۶۲	۲۳۵۰۰	۶۹۴
F2-A5	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F2-A6	۴۱۸	۲۳۵۰۰	۶۵۱
F3-A7	۴۹۷	۲۳۵۰۰	۸۰۲
F3-A8	۴۹۷	۲۳۵۰۰	۸۰۲
F4-A9	۵۴۲	۲۳۵۰۰	۸۶۴
F4-A10	۵۴۲	۲۳۵۰۰	۸۶۴
کل	۴۹۳/۷	۲۳۵۰۰۰	۷۷۲/۵

با مطالعه دو جدول فوق اطلاعاتی به شرح زیر قابل استخراج است:

۱-مساحت متوسط هر واحد آپارتمانی m^2 ۸۴/۴

۲-تعداد واحدهای آپارتمانی در طبقه :۲

۳-تعداد کل واحدهای آپارتمانی : ۱۰

۴-تعدادطبقات :۵

۵-متوسط انرژی حرارتی بر واحد آپارتمان

* گرمایشی Btu/hr ۴۱۶۶۸

*آبگرم مصرفی Btu/hr ۲۳۵۰۰

*کل Btu/hr ۶۵۱۶۸

۶- متوسط انرژی حرارتی بر واحد سطح

* گرمایشی Btu/hr ۴۹۳/۷

* کل Btu/hr ۷۷۲/۵

۷- متوسط انرژی حرارتی بر واحد آپارتمان برواحد سطح : Btu/hr ۷۷/۲

مشابه آنچه برای یک ساختمان ۵ طبقه با ۱۰ واحد ارائه شد، مشخصات حرارتی یک ساختمان با ۷ طبقه نیز ارائه می-شود.

سیستم پکیج ساخت شرکت بوتان دارای قابلیت تولید انرژی به میزان ۲۰۰۰۰ کیلوکالری برساعت است. این مقدار معادل Btu/hr ۷۹۳۶۶/۴ می‌باشد. بر اساس جدول ۴-۱۳ از این آبگرمکن می‌توان در تمام واحدها بدون هیچ نگرانی استفاده نمود. نکته قابل توجه مقایسه مقدار انرژی مورد نیاز و میزان انرژی در دسترس است. چنین مقایسه‌ای در جدول ۴-۱۴ ارائه می‌شود. در تشکیل این جدول مبناء انرژی مورد نیاز است.

جدول (٤-١٣) درصد انرژی اضافی در دسترس نسبت به انرژی قابل تولید سیستم مستقل

شماره واحد	انرژی مورد نیاز	درصد انرزی اضا فی در دسترس نسبت به انرژی مورد نیاز
GF-A1	۷۸۰۶۰	۱/۷
GF-A2	۶۹۷۰۰	۱۳/۹
F1-A3	۵۹۱۴۰	۳۴/۲
F1-A4	۷۰۱۴۰	۱۳/۱
F2-A5	۵۹۱۴۰	۳۴/۲
F2-A6	۶۵۷۴۰	۲۰/۷
F3-A7	۶۱۷۸۰	۲۸/۵
F3-A8	۶۱۷۸۰	۲۸/۵
F4-A9	۶۳۱۰۰	۲۵/۷
F4-A10	۶۳۱۰۰	۲۵/۷

متوسط انرژی در دسترس نسبت به انرژی قابل تولید سیستم مستقل ۲۱/۸ است.

بنابراین به سادگی می‌توان دریافت که ظرفیت پکیج‌های بوتان برای آپارتمانهایA3-A5-A7-A8-A9-A10 اضافه می باشد و حداقل کاهش ظرفیت ۲۰٪ خواهد بود.

جدول (٤-١٤) بار حرارتی هر واحد آپارتمانی به تفکیک واحد آپارتمانی و نوع بار

شماره واحد	مساحت زیربنا –متر مربع	بارحرارتی گرمایشی	بار حرارتی آبگرم	بار حرارتی کل
GF-D1	۸۵	۵۲۳۶۰	۲۳۵۰۰	۷۵۸۶۰
GF-D2	۸۵	۴۶۲۰۰	۲۳۵۰۰	۶۹۷۰۰
F1-D3	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F1-D4	۱۰۱	۴۶۶۴۰	۲۳۵۰۰	۷۰۱۴۰
F2-D5	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F2-D6	۱۰۱	۴۲۲۴۰	۲۳۵۰۰	۶۵۷۴۰
F3-D7	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F3-D8	۱۰۱	۴۲۲۴۰	۲۳۵۰۰	۶۵۷۴۰
F4-D9	۸۶	۳۵۶۴۰	۲۳۵۰۰	۵۹۱۴۰
F4-D10	۱۰۱	۴۲۲۴۰	۲۳۵۰۰	۶۵۷۴۰
F5-D11	۷۷	۳۸۲۸۰	۲۳۵۰۰	۶۱۷۸۰
F5-D12	۷۷	۳۸۲۸۰	۲۳۵۰۰	۶۱۷۸۰
F6-D13	۷۳	۳۹۶۰۰	۲۳۵۰۰	۶۳۱۰۰
F6-D14	۷۳	۳۹۶۰۰	۲۳۵۰۰	۶۳۱۰۰
جمع کل	۱۲۱۸	۵۷۰۲۴۰	۳۲۹۰۰۰	۸۹۹۲۴۰

همانطور که گفته شد، بار حرارتی یک ساختمان را می‌توان تابعی از سطح آن ساختمان فرض نمود. لذا با استفاده از مقادیر جدول ۴-۱۴، بار واحد سطح هر واحد برحسب نوع مصرف را بدست آورده و نتیجه را در جدول ۴-۱۵ درج شده است.

جدول (٤-١٥) بار بر واحد سطح به تفکیک واحد و نوع مصرف

شماره واحد	بارحرارتی گرمایشی بر واحد سطح	بار حرارتی آبگرم بر واحد آپارتمان	بار حرارتی کل بر واحد سطح
GF-D1	۶۱۶	۲۳۵۰۰	۸۹۲
GF-D2	۵۳۷	۲۳۵۰۰	۸۲۰
F1-D3	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F1-D4	۴۶۲	۲۳۵۰۰	۶۹۴
F2-D5	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F2-D6	۴۱۸	۲۳۵۰۰	۶۵۱
F3-D7	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F3-D8	۴۱۸	۲۳۵۰۰	۶۵۱
F4-D9	۴۱۴	۲۳۵۰۰	۶۸۸
F4-D10	۴۱۸	۲۳۵۰۰	۶۵۱
F5-D11	۴۹۷	۲۳۵۰۰	۸۰۲
F5-D12	۴۹۷	۲۳۵۰۰	۸۰۲
F6-D13	۵۴۲	۲۳۵۰۰	۸۶۴
F6-D14	۵۴۲	۲۳۵۰۰	۸۶۴
جمع کل	۴۶۸/۲	۲۳۵۰۰	۷۳۸/۲

با مطالعه جداول ۴-۱۴ و ۴-۱۵ اطلاعات زیر قابل استخراج است:

مساحت متوسط هر واحد آپارتمانی: ۸۷ متر مربع

- تعداد واحدهای آپارتمانی در هر طبقه: ۲
- تعداد کل واحدهای آپارتمانی: ۱۰
- تعداد طبقات: ۷

متوسط انرژی حرارتی بر واحد آپارتمان

- گرمایشی: ۴۰۷۳۱ (Btu/hr)
- آبگرم مصرفی: ۲۳۵۰۰ (Btu/hr)
- کل: ۶۴۲۳۱ (Btu/hr)

متوسط انرژی حرارتی بر واحد سطح

- گرمایشی: ۴۶۸/۲ (Btu)
- کل: ۷۳۸/۲ (Btu)

متوسط انرژی حرارتی بر واحد آپارتمان بر واحد سطح (Btu/hr) ۵۷/۲

4-۳ تأسیسات ساختمانی مورد نیاز جهت استفاده از پکیج چگالشی

نحوه عملکرد پکیج‌های چگالشی بسیار به پکیج‌های معمولی شبیه می‌باشد. به همین دلیل بسیاری از ملزومات استفاده از پکیج چگالشی با ملزومات مربوط به پکیج‌های معمولی مشترک است. به عنوان مثال سیستم لوله کشی آب گرم مصرفی و آب گرم سیستم حرارت مرکزی در آنها بسیار مشابه است.

مهمترین تفاوت سیستم تأسیسات ساختمان جهت بکارگیری پکیج چگالشی مربوط به سیستم تخلیه محصولات چگالش می‌باشد. همانگونه که در بخش ۲ اشاره شد، بخار آب موجود در محصولات احتراق در مبدل حرارتی چگالشی با آب ورودی به پکیج انتقال حرارت کرده و چگالیده می‌شود. آب حاصل از این چگالش به صورت قطراتی بر روی دیواره مبدل حرارتی در مجاورت سایر گازهای حاصل از احتراق مانند دی اکسید کربن، مونو اکسید کربن و اکسیدهای نیتروژن قرار می‌گیرد. این مجاورت منجر به واکنش شیمیایی بین آب و گازهای مذکور شده و اسید تشکیل می‌شود.

مبدل حرارتی چگالشی به گونه‌ای طراحی شده است که در برابر محیط‌های اسیدی مقاوم است. ولی باید توجه داشت که علاوه بر مبدل حرارتی، مایعات اسیدی در سیستم تخلیه فاضلاب نیز جریان خواهند داشت. به همین دلیل این سیستم باید به گونه‌ای طراحی شود که در برابر محیط‌های اسیدی به میزان کافی مقاوم باشد.

فاز پنجم

تحلیل اقتصادی

۵-۱- مقدمه

با توجه به ارزش روز افزون انرژی و تاثیر مستقیم آن بر روی توسعه اقتصادی کشورها، استفاده از وسایلی که از لحاظ مصرف انرژی دارای بازدهی بسیار بالایی می‌باشند در کشورهای توسعه یافته رونق فراوانی یافته است، به گونه‌ای که دولتها با اعمال قوانین تشویقی در پی توسعه این محصولات چه از لحاظ تولید و چه مصرف می‌باشند. یکی از محصولات پر بازده در بخش گرمایشی، بویلرهای تقطیری می‌باشند که در طول دو دهه گذشته مورد استقبال قرار گرفته است. نکته مهم در مورد این نوع از بویلرها رشد چشم گیر این محصول و در نتیجه اهمیت اقتصادی آن در بین سه گروه مصرف کنندگان، تولید کنندگان و دولتها است. بنابراین بررسی تاثیرات این محصول از لحاظ اقتصادی امری مهم به نظر می‌رسد. در این گزارش با توجه به اطلاعات حاصل از بررسی‌های از پیش انجام شده، ضمن تشریح آمار مربوط به تولید و توسعه این محصول در کشورهای مختلف دنیا، شرایط زیست محیطی و تاثیرات مثبت و منفی این محصول و هزینه‌های اجتماعی ناشی از آن مورد بررسی قرار گرفته است. در نهایت نیز تحلیل اقتصادی این محصول از دیدگاه مصرف کننده و ملی با توجه به مفاهیم اساسی اقتصاد مهندسی صورت گرفته‌است.

در فرآیند تصمیم گیری برای پذیرش یا رد یک طرح، عوامل متعددی دخیل هستند که سرمایه‌گذار با در نظر گرفتن مجموعه این عوامل و ارزیابی تاثیرات مثبت و منفی آن‌ها، توجیه پذیری طرح را از جوانب گوناگون بررسی می‌کند و در نهایت تصمیم به پذیرش یا رد طرح می‌گیرد.

یکی از مهم‌ترین عوامل موثر در تصمیم‌گیری، به خصوص از دیدگاه سرمایه گذار، سوددهی طرح یا در واقع توجیه پذیری اقتصادی آن است. به همین منظور بخش اعظمی از فرآیند امکان سنجی یک طرح به تحلیل اقتصادی آن اختصاص می-یابد، که به زبان ساده شامل ارزیابی درآمدها و هزینه‌های سالیانه و نیز هزینه سرمایه‌گذاری اولیه طرح می‌باشد. این موضوع در مورد مصرف کننده و حتی دولت نیز صادق است، چرا که به طور مثال دولت هم در نهایت مایل است آثار مطلوب طرح را به لحاظ کمی بررسی کند تا امکان مقایسه و تصمیم گیری فراهم باشد. بنابراین ارزیابی اقتصادی طرح‌ها، باید به شکل دقیق و با بهره گیری از تکنیک‌های صحیح اقتصادی صورت گیرد، تا با بررسی ابعاد مختلف یک طرح، امکان یک تصمیم-گیری صحیح فراهم آید و عواقب تصمیم‌گیری های غیر اصولی و غلط گریبان گیر دولت و مردم نشود.

بررسی توجیه پذیری اقتصادی طرح‌های سرمایه‌گذاری بر اساس تئوری‌های اقتصادی صورت می‌گیرد که در قسمت بعد به توضیح این تئوری‌ها پرداخته شده است.

۵-۲ انرژی و اقتصاد

در آغاز قرن ۲۱، جهان شاهد علائمی از نگرانی‌های شدید در رابطه با مجموعه سیستم‌های اجتماعی، اقتصادی و زیست‌محیطی می‌باشد. جمعیت جهان در سال ۲۰۰۰ به ۶ میلیارد نفر رسیده است. در حالی که این میزان در سال ۱۹۸۰، ۴/۴ میلیارد نفر بوده است و انتظار می‌رود در سال ۲۰۲۵، جمعیت جهان به ۸ میلیارد نفر برسد.

انرژی از جمله عوامل ضروری برای توسعه کشورها می‌باشد و با روند رو به رشد جمعیت و در نتیجه مصرف جهانی، ضرورت فعالیت‌های مربوط به کاهش تلفات ناشی از مصرف سوخت در راستای توسعه اقتصادی به وضوح دیده می‌شود.

از طرفی منابع تجدیدناپذیر انرژی، در مقادیر محدود در دسترس‌اند. نفت، گاز و زغال سنگ نمونه‌ای بارز این منابع هستند که در برخی از متون به نام «منابع پایان پذیر» معرفی شده‌اند. پایان پذیری اقتصادی منابع تجدیدناپذیر است که اقتصاد منابع تجدیدپذیر را از نظریه متعارف سرمایه متمایز می‌کند. همچنین منابع تامین انرژی به خصوص سوختهای فسیلی، مهم‌ترین عامل آلودگی هوا و تغییرات آب و هوایی هستند و با صرفه جویی در این زمینه می‌توان از توسعه فزاینده روند تخریب محیط زیست نیز، به نحو مؤثری جلوگیری کرد. به همین دلیل مستقل کردن توسعه اقتصادی از مصرف انرژی، همواره به عنوان یک هدف مهم در توسعه پایدار مدنظر بوده، که این امر با بهینه‌سازی و بهبود روش‌های بهره‌برداری از منابع انرژی امکان پذیر است. در ادامه این پروژه، با استفاده از شاخص‌های کلان اقتصاد مهندسی و بررسی آن‌ها، تحلیل-های اقتصادی در بهره‌برداری از تکنولوژی جدید بویلر تقطیری مورد بررسی قرار گرفته است.

۵-۲-۱ مصرف سرانه

انرژی به عنوان یکی از اقلام مهم مصرفی در سبد خانوار، نقش به سزایی در تأمین رفاه جامعه دارد. عموماً مصرف سرانه انرژی در جوامع توسعه یافته، به دلیل درآمد سرانه بالا و امکان بهره برداری از کالاها و خدمات متنوع، بیشتر می‌باشد. در عین حال در این کشورها افزایش بهره‌وری، منجر به تعدیل مصرف انرژی شده است. در ایران و کشورهایی که از ذخایر انرژی قابل توجهی برخوردارند، مصرف انرژی در مقایسه با دیگر کشورهای در حال توسعه به وضوح بیشتر است. برای مثال با توجه به جدول ۵-۱ میتوان به کشورهای ترکیه، هند، چین و هنگ کنگ، پاکستان، آفریقا و آسیای میانه (بدون منطقه چین) اشاره نمود که مصرف سرانهٔ آنها از ایران کمتر است. این امر از بهره وری پائین در بهره‌برداری و مصرف انرژی و همچنین استفاده از کالاها و خدمات انرژی‌بر در ایران ناشی می‌شود. برای بررسی روند رشد مصرف سرانه، می-توان از اطلاعات داخلی موجود در ترازنامه انرژی استفاده نمود. براساس این اطلاعات، سرانه مصرف نهایی انرژی در سالهای ۷۶، ۸۱، ۸۲، ۸۳ و ۸۴ به ترتیب ۹/۱۱، ۱۰/۵۹، ۱۰/۸۵، ۱۱/۵۶ و ۱۲/۵۳ بشکه معادل نفت خام بوده است. بدین

ترتیب ملاحظه می‌شود که در دورهٔ ۸ ساله ۸۴-۱۳۷۶، سرانه مصرف نهایی انرژی بطور متوسط ۴/۱ درصد در سال رشد داشته است. نرخ رشد مزبور در سال۱۳۸۲ به حدود ۲/۵ درصد محدود شده بود، لیکن در سالهای ۱۳۸۳ و۱۳۸۴ به ترتیب به اعداد ۶/۶ و ۸/۳ درصد رسیده است، که بالاتر از متوسط دورهٔ بلندمدت می‌باشد.

جدول ۵-۱ - مصرف سرانه و شدت انرژی در کشورها و مناطق مختلف جهان در سال ۲۰۰٤

نام کشور یا گروه کشورها	تولید ناخالص داخلی براساس (میلیارد دلار)[1]		مصرف نهایی انرژی (میلیون تن معادل نفت خام)	جمعیت (میلیون نفر)	مصرف سرانه (تن معادل نفت خام / نفر)	شدت انرژی براساس (تن معادل نفت خام / میلیون دلار)	
	نرخ ارز	برابری قدرت خرید				نرخ ارز	برابری قدرت خرید
OECD	۲۷۶۹۸/۰	۲۹۴۹۲/۸	۳۴۳۷/۴	۱۱۶۳/۹	۲/۹۵	۱۲۴/۱	۱۱۶/۶
آمریکای شمالی	۱۲۱۱۰/۰	۱۲۶۰۷/۶	۱۷۱۱/۷	۴۲۹/۹	۳/۹۸	۱۴۱/۳	۱۳۵/۸
ژاپن	۴۹۳۲/۵	۳۴۳۱/۶	۳۱۱/۳	۱۲۷/۴	۲/۴۴	۶۳/۱	۹۰/۷
کره	۶۱۳/۱	۹۲۰/۷	۱۱۱/۷	۴۸/۱	۲/۳۲	۱۸۲/۲	۱۲۱/۳
ترکیه	۲۲۹/۳	۵۲۸/۷	۵۸/۸	۷۱/۸	۰/۸۲	۲۵۶/۴	۱۱۱/۲
آسیا (بدون چین)	۱۸۲۱/۹	۶۷۷۷/۰	۸۵۴/۳	۲۰۴۸/۲	۰/۴۲	۴۶۸/۹	۱۲۶/۱
آفریقا	۶۸۴/۸	۱۹۹۶/۶	۴۱۶/۸	۸۷۲/۰	۰/۴۸	۶۰۸/۶	۲۰۸/۸
خاورمیانه	۷۳۹/۸	۱۲۸۱/۹	۲۸۳/۰	۱۸۱/۸	۱/۵۶	۳۸۲/۵	۲۲۰/۸
شوروی سابق	۴۹۰/۶	۱۹۸۹/۴	۵۹۸/۱	۲۸۵/۸	۲/۰۹	۱۲۱۹/۱	۳۰۰/۶
چین و هنگ کنگ	۱۹۰۳/۹	۷۲۱۸/۷	۹۵۹/۳	۱۳۰۳/۰	۰/۷۴	۵۰۳/۹	۱۳۲/۹
هند	۵۸۱/۲	۳۱۱۵/۳	۳۷۷/۱	۱۰۷۹/۷	۰/۳۵	۶۴۸/۸	۱۲۱/۰
پاکستان	۸۶/۱	۳۱۱/۰	۵۸/۲	۱۵۲/۱	۰/۳۸	۶۷۶/۰	۱۸۷/۱
عربستان	۲۱۴/۹	۳۰۴/۳	۶۶/۰	۲۴/۰	۲/۷۵	۳۰۷/۱	۲۱۶/۹
ونزوئلا	۱۲۰/۱	۱۴۵/۱	۳۶/۲	۲۶/۱	۱/۳۹	۳۰۱/۴	۲۴۹/۵
ایران	۱۲۶/۳	۴۶۳/۴	۱۰۷/۶	۶۷/۰	۱/۶۱	۸۵۱/۹	۲۳۲/۲
جهان	۳۵۰۲۴/۸	۵۲۲۸۹/۲	۶۹۶۵/۵	۶۳۵۲/۴	۱/۱۰	۱۹۸/۹	۱۳۳/۲

مأخذ: *IEA, International Energy Agency, Energy Balances of OECD Countries, 2003-2004, 2006 Edition.*

IEA, International Energy Agency, Energy Balances of non- OECD Countries, 2003-2004, 2006 Edition.

۱) بر حسب قیمت‌های ثابت سال ۲۰۰۰.

۵-۲-۲ نگاهی به وضعیت مصرف انرژی در کشور

مصرف انرژی در بخشهای مختلف اقتصادی کشور در سالهای گذشته، روندی رو به رشد داشته است. آمارها نشان می دهد که طی سالهای ۱۳۷۳ تا ۱۳۸۰ مصرف نهایی انرژی با رشد متوسطی برابر ۴/۱٪ درسال افزایش یافته است. در بین مصرف انواع حاملهای انرژی، بیشترین رشد مربوط به گاز طبیعی است که ناشی از اجرای برنامه های توسعه گازرسانی و سیاستهای جایگزینی مصرف گاز طبیعی به جای فرآورده های نفتی بوده است. طی همین دوره، مصرف نفت گاز بالاترین سهم از کل مصرف فرآورده های نفتی را دارا بوده است و بنزین با رشد متوسطی برابر ۵/۶٪ در سال، بیشترین رشد مصرف را در مقایسه با سایر فراورده های نفتی داشته که متاسفانه این روند طی سالهای ۱۳۸۰ به بعد نیز به شکل بغرنج تری ادامه یافته است.

در جدول ۵-۲ ، آمار وضعیت مصرف انرژی در بخشهای مصرف کننده طی سال ۱۳۸۶ ارایه شده است.

جدول ۵-۲ آمار وضعیت مصرف انرژی در بخشهای مصرف کننده طی سال ۱۳۸٦

	مقدار (به میلیون بشکه معادل نفت خام)
خانگی	**۳۳۷.۰۳**
تجاری، خدماتی و عمومی	**۷٤.۸۲**
حمل و نقل	**۲٦٦.٤٤**
صنعت	**۲۱۲.۲۳**
کشاورزی	**۳٦.۳۲**

ادامه جدول ۵-۲ آمار وضعیت مصرف انرژی در بخشهای مصرف کننده طی سال ۱۳۸٦

	مقدار (به میلیون بشکه معادل نفت خام)
خوراک پتروشیمی	۹۰.۲۲
سایر	۲.۹۳
مصارف نامشخص	۱٤.۸۲
جمع کل	۱۰۳٤.۸۲

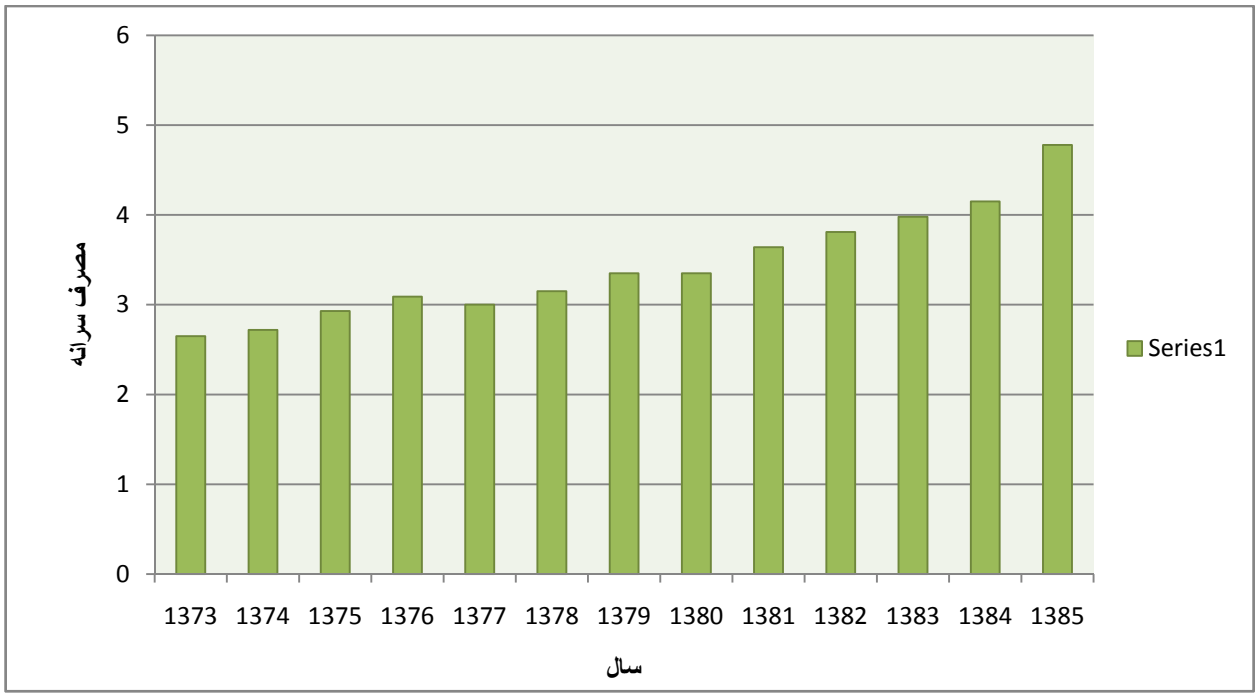
برای ارزیابی کارایی بهره برداری در مصرف انرژی، از یک آمار مقایسه‌ایی استفاده می‌شود که در آن شدت مصرف انرژی در ایران، با چند کشور در حال توسعه و صنعتی جهان مقایسه شده است. این اطلاعات نشان می‌دهد که در حالیکه در ایران در سال ۱۹۹۸، شاخص شدت مصرف انرژی ۱۰۳۷ (Toe /MM$95) بوده است، این رقم در منطقه آسیا ۲۵۸ و در متوسط جهانی ۲۷۴ بوده است.

۵-۲-۳ مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی

گاز طبیعی یکی از ارزانترین سوخت‌های در دسترس بخش خانگی است. که به ترتیب در تأمین آب گرم و پخت و پز و همچنین در بخش حرارتی و یا در مواردی تهویه مطبوع ساختمان مورد استفاده قرار می‌گیرد. اگر چه راندمان تجهیزات گازی بطور کلی بیش از تجهیزات مشابه با سایر سوخت های مایع می‌باشد؛ لیکن به دلیل امکان عدم کنترل درجه حرارت، سهولت در مصرف و قیمت ارزان، مصرف گاز را در بین خانواده ها افزایش داده است.

بطور کلی مصرف گاز طبیعی در بخش خانگی در کشور از ۱۴۲۵۲ میلیون مترمکعب در سال ۱۳۷۶، با متوسط رشد سالانه حدود ۱۱/۰ درصد با سهم ۳۵/۴ درصد از کل مصرف گاز، به ۴۰۴۵۰ میلیون مترمکعب در سال ۱۳۸۶ افزایش یافته است. در همین دوره، تعداد خانوارهای تحت پوشش از ۴۹۴۵۱۶۵ خانوار در سال ۱۳۷۶ به ۱۳۳۶۰۴۶۰ خانوار در سال ۱۳۸۶، با متوسط رشد سالانه ۱۰/۴۵ درصد، افزایش یافته است. که بیانگر تقریباً یکسان بودن رشد مصرف گاز با افزایش تعداد خانوار بهره‌مند از گاز طبیعی بوده است. جایگزینی گاز طبیعی بیشتر در جهت اهداف زیست محیطی، دسترسی آسان آن و صرفه اقتصادی مصرف گاز برای کشور، در مقابل سوخت‌های مایع که قیمت‌های جهانی بالاتر را دارند، بوده است؛ لیکن علیرغم بالاتر بودن راندمان تجهیزات گازی نسبت به تجهیزات نفت سفید سوز و نفت گازسوز، در خانوارهایی که سوخت مصرفی آن‌ها تغییر کرده مصرف گاز هر خانوار باتوجه به ارزش حرارتی معادل افزایش نشان می‌دهد که این امر را می‌توان به اطمینان از دریافت گاز طبیعی و سهولت دسترسی به آن برای این بخش نسبت داد، بطوریکه مدیریت مصرف انرژی در این بخش مفعول مانده است. شایان ذکر است که باتوجه به نقش این بخش در حجم گاز مصرفی در ایام پیک مصرف، موضوع مدیریت مصرف انرژی از اهمیت ویژه و مضاعفی برخوردار می‌باشد.

همانطور که در جدول ۵-۲ مشاهده شد، بخش خانگی درصد چشمگیری از مصرف انرژی را به خود اختصاص می‌دهد و همانطور که انتظار می‌رود، این مقدار روند رو به رشدی در طی سال‌های گذشته داشته است که در نمودار ۵-۱ به وضوح دیده می‌شود.



شکل ۵-۱ – نمودار رشد مصرف سرانه انرژی در بخش خانگی تا سال ۱۳۸۵

۵-۲-٤ مصرف گاز طبیعی در بخش تجاری / عمومی / خدمات

نوع مصرف گاز طبیعی در بخش تجاری بسیار شبیه مصرف در بخش خانگی می‌باشد. بخش تجاری شامل بخش‌های عمومی، ادارات، مدارس، هتلها، رستورانها، ساختمان‌های دولتی، بیمارستان‌ها و اماکن مشابه است. مصرف اصلی گاز طبیعی در این بخش شامل گرمایش ساختمان تأمین آب گرم و تولید برودت و نیز پخت و پز می‌باشد. مصرف گاز طبیعی در تولید حرارت و تأمین آب گرم شبیه بخش خانگی است و کارآیی و ارزان بودن آن باعث شده است که این سوخت یکی از اصلی-ترین حامل‌های انرژی این بخش باشد. تأمین برودت در این بخش با پیشرفت تکنولوژی تهویه مطبوع و توجه به چیلرهای جذبی و سایر موتورهای گازی در این بخش بتدریج بوجود آمده است. البته بجز چیلرهای جذبی دستگاه‌های دیگری نظیر

چیلر با موتورگازی بجای موتور برقی برای راه اندازی کمپرسور که حرارت آزاد شده آن برای تجهیزات گرمایشی کاربرد دارد و افزایش راندمان را نیز در پی خواهد داشت، مورد استفاده قرار می‌گیرند.

مصرف گاز طبیعی کشور در بخش تجاری در سال ۱۳۷۶، بالغ بر ۲۱۳۰ میلیون مترمکعب بوده است که با متوسط رشد سالانه ۹/۸ درصد با سهم ۴/۷۵ درصد از کل مصرف گاز، به ۵۴۱۹ میلیون مترمکعب درسال ۱۳۸۶ رسیده است. در سال ۱۳۷۶ سهم گاز طبیعی سبک در کل مصرف انرژی این بخش حدود ۲۸ درصد بوده است که در سال ۱۳۸۶ به بیش از ۴۲ درصد رسیده است.

۵-۳ مبانی اقتصاد مهندسی

در بررسی یک طرح یا مقایسه دو طرح به لحاظ اقتصادی، ساده ترین راه، محاسبه سود خالص هر یک از طرح ها و مقایسه آن ها با یکدیگر می‌باشد. منظور از سود خالص تفاضل درآمد[1]ها و هزینه[2] ها است. محاسبه درآمدها و هزینه‌ها را می‌توان به صورت سالیانه انجام داد، و یا ارزش کل آن ها را در زمان حال یا در زمان آینده (در پایان عمر مفید طرح) در نظر گرفت. نماد نمایش هر یک از این ارزش ها در جدول۵- ۳ آمده است:

[1] Income
[2] Cost

جدول ۵-۳- پارامترهای تحلیل اقتصادی

پارامترها	نماد
سرمایه اولیه یا ارزش فعلی سرمایه[3]	p
اصل و فرع یا ارزش آینده سرمایه[4]	F
هزینه یا درآمد یکنواخت سالیانه[5]	A

با توجه به این که ارزش پول در طول زمان تغییر می‌کند، بایستی این تغییر ارزش را در تبدیل P به F یا بالعکس لحاظ کرد. به این منظور پارامتری را تحت عنوان نرخ بهره[6] (i) در نظر می‌گیریم که نشان دهنده این است که مقدار مشخصی از پول در زمان فعلی با چه مقدار پول در سال آینده همین موقع برابری می‌کند. به عنوان مثال اگر نرخ بهره سالیانه ۱۰٪ باشد، به این معناست که ارزش ۱۰۰ تومان پول در حال حاضر برابر با ارزش ۱۱۰ تومان پول در سال آینده (پایان دوره یکساله) است.

$$F_1 = P + Pi \qquad \Rightarrow \qquad F_1 = 100 + 100 \times 10\% = 110$$

به همین ترتیب ارزش پول در پایان دوره دو ساله برابر است با:

$$F_2 = F_1 + F_1 i = F_1(1+i) = P(1+i)(1+i) = p(1+i)^2$$

و به طور کلی رابطه زیر بین P و F برقرار است:

$$F = P(1+i)^n$$

[3] Present Worth
[4] Future Worth
[5] Uniform Annual Cost(Income)
[6] Interest Rate

برای محاسبه ارزش فعلی یا آینده درآمدها و هزینه‌های سالیانه نیز لازم است رابطه ای بین P و A و بین F و A بدست آید. این روابط عبارتند از:

$$P = A\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}\right]$$

$$F = A\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i}\right]$$

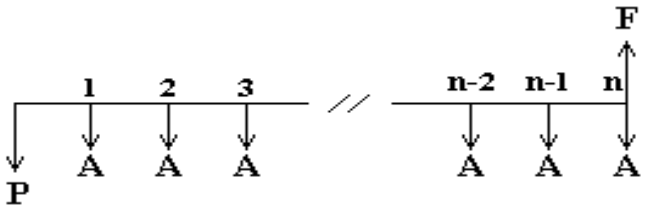
با استفاده از روابط فوق، که فاکتورهای تبدیل نامیده می‌شوند، می‌توان یک فرآیند مالی[۷] را تحلیل کرد و ارزش معادل فعلی سرمایه یا ارزش معادل آینده آن و یا ارزش معادل یکنواخت سالیانه را بدست آورد. برای سهولت کار هر یک از فاکتورهای فوق را به شکل زیر نشان می‌دهیم:

جدول۵-٤- فاکتورهای تبدیل

نام فاکتور	رابطه ریاضی	نماد
فاکتور تبدیل P به F	$(1+i)^n$	$(F/P, i\%, n)$
فاکتور تبدیل A به P	$\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i(1+i)^n}\right]$	$(P/A, i\%, n)$
فاکتور تبدیل A به F	$\left[\frac{(1+i)^n - 1}{i}\right]$	$(F/A, i\%, n)$

[7] Cash Flow

در کلی ترین حالت یک فرآیند مالی مطابق شکل۵-۲خواهد بود. در این شکل P نشـان دهنـده سـرمایه گـذاری اولیـه، F نشان دهنده ارزش طرح در پایان عمر مفید آن (مثلا ارزش زمین، ماشـین آلات، تجهیـزات و...)، و A نشـان دهنـده جمـع جبری درآمدها و هزینه‌های سالیانه (شامل هزینه تعمیر و نگهداری و حقوق کارکنان و ...) است. هزینه‌ها با علامت منفی و درآمدها با علامت مثبت در نظر گرفته شده‌اند. البته باید توجه داشت که در طول انجام این پروژه، هزینـه‌هـا مثبـت و سـود منفی در نظر گرفته شده است. دوره کارکرد طرح نیز n سال است.



شکل ۵-۲- شکل کلی یک فرآیند مالی

بنابراین ارزش فعلی خالص[8] عبارتست از:

$$NPV = -P + A(P/A, i\%, n) + F(P/F, i\%, n)$$

[8] Net Present Value(NPV)

توجه به این نکته ضروری است که در رابطه فوق، NPV از جنس درآمد است. در ضمن فاکتورP/F در واقع معکوس فاکتور F/P می‌باشد.

۵-۳-۱مقایسه دو طرح به روش دوره و نرخ بازگشت سرمایه

از دیدگاه سرمایه گذار، در بیش تر مواقع آنچه که اهمیت دارد، مدت زمانی است که یک طرح طی آن به سوددهی خواهد رسید؛ یعنی مدت زمانی که مجموع درآمدهای خالص کسب شده (با در نظر گرفتن ارزش زمانی پول در طول زمان)، بتواند هزینه سرمایه‌گذاری اولیه را جبران کند. بنابراین در این روش به دنبال مدت زمانی هستیم که طی آن سرمایه اولیه توسط درآمدهای سالیانه جبران شود. در واقع رابطه تعادل درآمدها و هزینه‌ها را برای هر یک از طرح های در دست بررسی تشکیل می‌دهیم و n (تعداد سال های کارکرد طرح) را طوری تعیین می‌کنیم که ارزش خالص هزینه‌ها و درآمدها برابر با صفر گردد. به این روش اصطلاحا روش تجزیه و تحلیل عمر خدمت[9] و به مقداری که برای n بدست می‌آید، عمر خدمت گفته می‌شود.

$$-P+\sum_{j=1}^{n}(CF)_j(P/F,i\%,j)=0$$

در رابطه فوق، $(CF)_j$ جمع جبری درآمدها و هزینه ها در پایان سال j ام می‌باشد.

پس از بدست آوردن عمر خدمت هر یک از طرح‌ها، آن را با حداکثر عمری که انتظار داریم آن طرح کار کند (عمر مفید) مقایسه می‌کنیم و اگر عمر خدمت بیش تر بود، طرح مردود است؛ زیرا نشان می‌دهد که در طول عمری که برای کارکرد در نظر گرفته‌ایم، درآمدها نتوانسته‌اند جبران هزینه‌ها را بکنند.

برای مقایسه دو طرح نیز کافی است عمر خدمت هر طرح را بدست آوریم و پس از اطمینان از توجیه پذیر بودن هر یک از طرح‌ها به تنهایی، طرحی را که عمر خدمت یا به عبارت دیگر دوره بازگشت سرمایه کوتاه تری دارد، انتخاب کنیم.

[9] Service – Life Analysis Method

نرخ بازگشت سرمایه نیز یکی دیگر از پارامتر های مقایسه اقتصادی دو طرح می‌باشد. نرخ بازگشت سرمایه، نرخ تنزیلی می‌باشد که در آن دوره بازگشت سرمایه برابر عمر مفید طرح می‌شود.

٥-٤ بررسی اقتصادی از دیدگاه مصرف کننده

همانگونه که اشاره شد، مصرف کننده زمانی به خرید یک محصول تمایل بیشتری پیدا می‌کند که هزینهٔ خرید و صرفهٔ اقتصادی که خرید آن محصول در طول مدت زمان مشخصی به دنبال دارد، معلوم شده باشد. در این بخش از بررسی اقتصادی، طرح جایگزینی بویلرهای چگالشی مورد استفاده در سیستم های حرارت مرکزی و صرفه جویی اقتصادی حاصل از این طرح از دید مصرف کننده مورد بررسی قرار گرفته شده‌است.

به طور عمده بویلرهای چگالشی با توجه به مواد استفاده شده در ساختار آن، دارای قیمت اولیهٔ نسبتاً بیشتری نسبت به نوع غیر چگالشی آن می‌باشند، اما بنا بر دلایلی که در ادامه ذکر خواهد شد، استفاده از این نوع بویلر در طولانی مدت دارای صرفه اقتصادی خواهد بود. همچنین می‌توان به این نکته نیز توجه داشت که با تکنولوژی موجود در صنعت ساخت مواد و پیشرفت روز افزون آن که ساخت و سازهای صنعتی را همواره با مواد جدیدتر و بهینه‌تری مواجه می‌کنند، می‌توان امید داشت که هزینه اولیه در ساخت بویلرهای چگالشی نیز در طول زمان کاهش پیدا کند.

دلایلی که بر صرفه اقتصادی استفاده از بویلرهای چگالشی در طولانی مدت تاکید می‌کنند عبارتند از:

- **بازدهی بالا و کاهش مصرف سوخت**

از آنجایی که اساس کار بویلرهای چگالشی بر مبنای بیشترین بازیابی از گرمایی که معمولا به محیط خارج باز می‌گردد می‌باشد، بیشترین میزان بازده را در میان بویلرهای موجود در بازار دارا می باشند و در نتیجه منجر به کاهش مصرف سوخت در مقایسه یا نوع غیر چگالشی آن خواهد شد. به گفته‌ی کمپانی‌های سازنده‌ی این محصول، بازده این نوع بویلرها در مواردی به ۹۶٪ نیز می‌رسد که در نتیجه آنها را در سطح بسیار بالاتری از بویلرهای همرفتی و نیز سایر سیستم‌های مورد

استفاده در حرارت مرکزی قرار می‌دهد. قیمت اولیه بویلرهای تقطیری به میزان ۵۰ درصد بیشتر از سایر بویلرهـای متـداول می باشد، اما بنا بر تحقیقات انجام شده این هزینه اضافی در عرض ۲ تا۳ سال برای مصرف‌کنندگان کشـور انگلسـتان و در عرض ۲ تا ۵ سال برای مصرف‌کنندگان کشور آمریکا، در نتیجه مصرف سوخت کمتر بازگردانده می‌شود.

قابل ذکر است که با توجه به مبدل‌های حرارتی استفاده شده در این نوع بویلرها، بازده بالاتر تنهـا منحصـر بـه حـالتی کـه چگالش به صورت کامل انجام می‌گیرد نمی‌باشد و درصورتی که چگالش در این مبدل ها تحقق نیابد نیز به بـازده بـالاتری دست خواهیم یافت.

- **کاهش انتشار دی اکسید کربن و مقابله با پدیده گرم شدن جهانی**

همانطور که در بخش گذشته اشاره شد، بازده بالاتر بویلرهای چگالشی منجر به کاهش مصرف سوخت شده و در نهایت دی‌اکسیدکربن منتشره ناشی از احتراق سوخت‌های فسیلی را نیز کاهش خواهد داد. در بسیاری از کاربردهای صنعتی کاهش میزان تولید آلاینده ها موجب تحمیل هزینه‌های اضافی بر تولید کننده خواهد شد و کارخانه‌ها موظف به نصب قطعات و تجهیزات اضافی برای از بین بردن آلاینده‌ها هستند. همچنین با توجه به افزایش اثر گلخانه‌ای در سالهای اخیر و روند رو به رشد گرمایش جهانی، با کاهش نشر دی‌اکسید کربن از طریق بویلرهای چگالشی، می‌توان گام موثری در حفظ محیط زیست برداشت و همچنین باعث کاهش هزینه‌های ثابت واحدهای تولید کننده به منظور کاستن آلاینده‌ها شد. سایر اطلاعات و تحلیل های مربوط به محیط زیست در ادامه با عنوان "انرژی و محیط زیست" به تفصیل آمده است.

باتوجه به دلایل فوق می توان نتیجه گرفت که بازده بیشتر، صرفه‌جویی در مصرف سوخت و کاهش نشر دی اکسید کربن در طولانی مدت منجر به صرفهٔ اقتصادی استفاده بویلرهای چگالشی می‌گردد.

۵-٤-۱ بررسی آلایندگی در اثر استفاده از بویلرهای تقطیری

میزان آلایندگی از طریق اطلاعات موجود در بازار مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. به منظور تخمین میزان مصرف انرژی، تعداد ساعات کار سالانه بویلر به همراه توان و بازده آن در نظر گرفته می‌شود. فرض بر این است که بویلرها برای تولید حرارت در مناطق سردسیر مورد استفاده قرار می‌گیرند و ۳ ماه در سال به مدت ۸ ساعت در روز کار خواهند کرد. میزان تولید آلایندگی در اثر استفاده از بویلرهای خانگی در حدود $15.2\ Mt\ CO_2$ در سال های ۱۹۹۹ تا ۲۰۰۰ بوده است که سهم زیادی از این مقدار آلایندگی مربوط به استفاده از بویلرها می‌باشد.

روش مشابهی برای تخمین میزان آلایندگی در اثر استفاده از بویلرهای صنعتی در نظر گرفته می‌شود، با این تفاوت که فرض بر این است که بویلرهای صنعتی در طول سال ۱۲ ماه و روزانه ۱۰ ساعت به تولید حرارت بپردازند. همچنین میزان تولید آلایندگی در اثر استفاده از بویلرهای صنعتی در حدود $0.79\ Mt\ CO_2$ در سال های ۱۹۹۹ تا ۲۰۰۰ بوده است که ۵۲ درصد از این مقدار برای تولید آب گرم و در صنایع غذایی تولید شده است.

۵-٤-۲ جنبه اقتصادی مواد مورد استفاده در بویلرهای تقطیری

مبدل‌های حرارتی در بویلرهای تقطیری از فولاد ضد زنگ یا آلومینیوم ساخته می‌شوند. نظارت منظم بر روی مایع در گردش در بویلرهای تقطیری از اهمیت بالایی برخوردار است. نگهداری یک مایع قلیایی (pH=8-9) به همراه مواد ضد خوردگی و عوامل شیمیایی دیگر موجب کاستن از میزان فرسایش و خوردگی آلومینیوم موجود در مبدل‌های حرارتی بویلرهای تقطیری می‌شود. متخصصین در این زمینه بر این عقیده هستند که مایع مقطر تولید شده در خروجی (که دارای

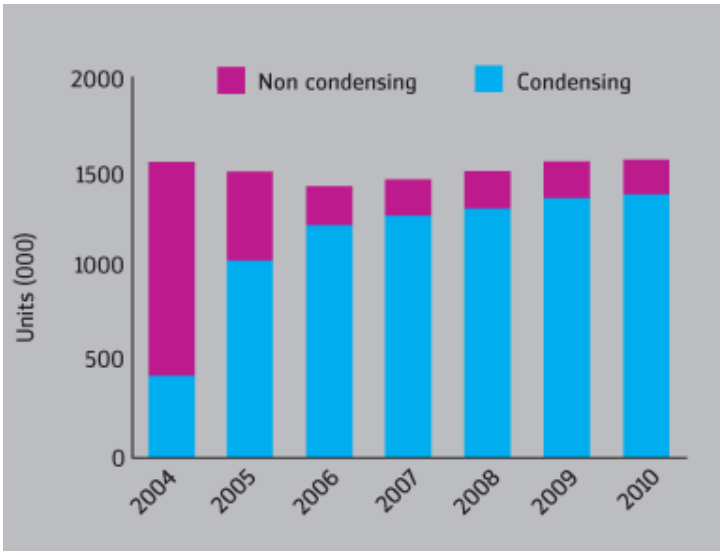
pH مابین ۳ تا ۴ می‌باشد) موجب خوردگی آلومینیوم مبدل‌های حرارتی و کوتاه کردن عمر کاری بویلر می‌شود. تحقیقات وسیعی در این زمینه در کشور آمریکا صورت گرفته است و در نهایت مبدل‌هایی از جنس چدن توسط محققان توصیه شده است. این مساله به همراه افزایش ضخامت دیواره مبدل‌های حرارتی، موجب افزایش عمر مفید بویلرهای تقطیری به میزان ۴ تا ۶ دهه خواهد شد که به مراتب بیشتر از عمر مفید بویلرهای متداول می‌باشد. استفاده از موادی با جنس‌هایی خاص و گرانتر در بویلرهای تقطیری نسبت به مواد مورد نیاز در بویلرهای متداول موجب افزایش قیمت بویلرهای تقطیری شده است که این امر نارضایتی برخی از خریداران را در پی خواهد داشت.

شکل ۵-۳ - خروجی از نوع فولاد ضد زنگ AL29-4C در یک بویلر تقطیری

از آنجا که در بویلرهای تقطیری دمای سیال خروجی کمتر از بویلرهای متداول می باشد، همواره این سیستم‌ها نیازمند به یک دمنده برای جابجایی سیال خروجی می‌باشند که این امر باعث افزایش قیمت تمام شده بویلرهای تقطیری در مقایسه با سایر بویلرها خواهد شد. در عوض پایین بودن دمای سیال خروجی موجب می‌گردد تا سیستم لوله‌کشی مورد استفاده در بویلرهای تقطیری از نوع دما پایین باشد، که دارای قیمت کمتری نسبت به سیستم‌های لوله‌کشی مقاوم به دمای بالا در بویلرهای متداول می‌باشد. همچنین به دلیل اسیدی بودن سیال خروجی (وجود ناخالصی های گوگرد دار و ازتی) در بویلرهای تقطیری ، این بویلرها نیازمند به یک سیستم زهکشی خاص می‌باشند که بر میزان قیمت اولیه آن‌ها خواهد افزود.

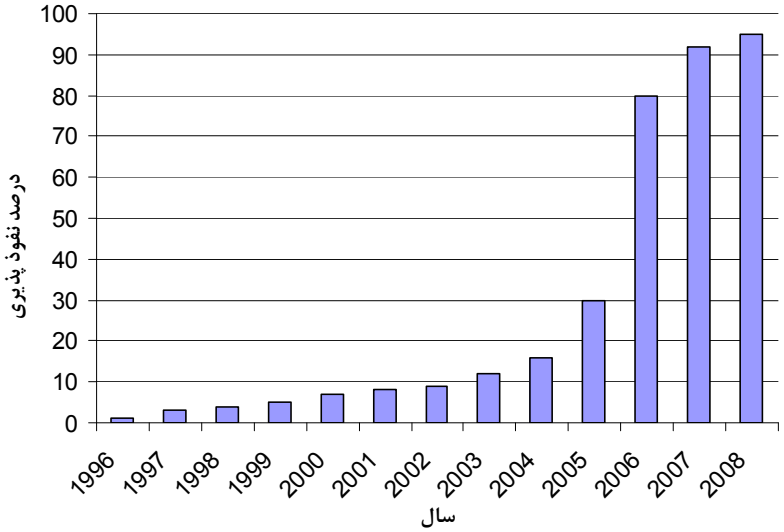
۵-4-۳ بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیرتقطیری

اطلاعات مربوط به تولید بویلر تقطیری در کشورهای مختلف جهان، به تفصیل در فصل ۱ آمده است. بویلرهای دیواری غیر چگالشی، که در حدود ۵۰ درصد از کل حجم بازار بویلرهای تولیدی دنیا را تشکیل می‌دهند، در چند سال آینده با کاهش تقاضا روبرو خواهند شد. از طرف دیگر، بویلرهای تقطیری با افزایش میزان تولید همراه خواهند بود که این افزایش به میزان ۱۵ درصد در سال برآورد می‌شود. سهم تولید بویلرهای تقطیری از ۲۰ درصد به ۸۵ درصد در سال ۲۰۱۰ افزایش خواهد یافت. بیشترین میزان رشد بازار بویلرهای تقطیری مربوط به سال های ۲۰۰۵ و ۲۰۰۶ است و پس از آن سهم تولید بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیر تقطیری بسیار چشمگیر خواهد بود و در یک روند تقریبا ثابت باقی خواهد ماند. میزان حجم تولید بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیر تقطیری در شکل ۵-۴ نشان داده شده است. به طور کلی درصد نفوذپذیری بویلرهای تقطیری در بازارهای بین‌المللی رو به افزایش است که این افزایش در شکل ۵-۵ به وضوح دیده می‌شود. در سال ۱۹۹۶ میزان نفوذپذیری بویلرهای تقطیری کمتر از ۲ درصد بوده ولی این مقدار در سال ۲۰۰۸ به ۹۵ درصد رسیده است.



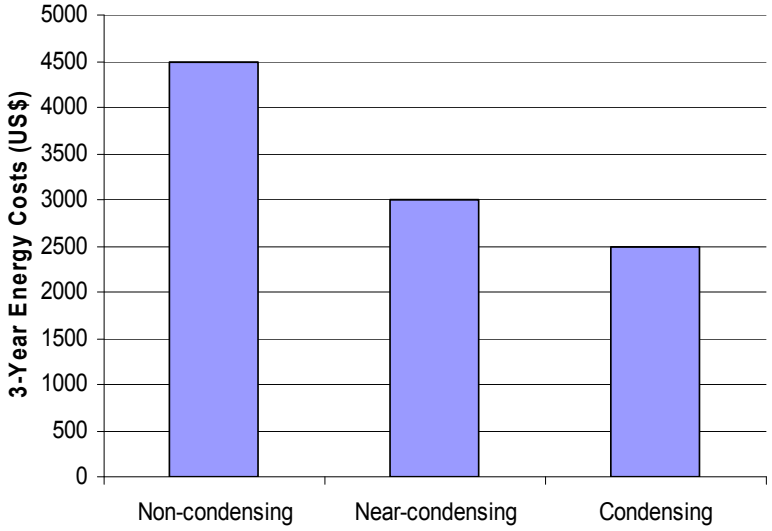
شکل ٥-٤- میزان حجم تولید بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای غیر تقطیری

به راحتی می توان نتیجه گرفت که بازارهای بین‌المللی تولید بویلر در یک دوره ۱۲ ساله از تولید بویلرهای متداول، به سمت تولید بویلرهایی با تکنولوژی تقطیری حرکت کرده است. بیشترین میزان تغییر مربوط به سال ۲۰۰۵ می‌باشد که با توجه به شکل ۵-۵ حدود ۵۰ درصد افزایش را نشان می‌دهد.



شکل ۵-۵- درصد نفوذپذیری بویلرهای تقطیری در بازارهای بین المللی

همچنین در شکل ۵-۶ میزان مصرف ۳ ساله بویلرهای تقطیری در مقایسه با بویلرهای نیمه تقطیری و غیر تقطیری نشان داده شده است. کاملا مشخص است که استفاده از بویلرهای نیمه تقطیری موجب ۳۳ درصد صرفه جویی در میزان مصرف انرژی در طول یک دوره سه ساله نسبت به استفاده از بویلرهای غیر تقطیری می‌گردد. در صورت نصب بویلرهای تقطیری میزان صرفه جویی در مصرف انرژی بیشتر شده و به مقدار ۴۵ درصد هم می‌رسد که این امر لزوم استفاده از بویلرهای تقطیری را تقویت می‌نماید.



شکل ٥-٦- میزان مصرف ۳ ساله بویلرهای تقطیری، نیمه تقطیری و غیر تقطیری

٥-٤-٤ بویلرهای تقطیری از دیدگاه هزینه اولیه

هزینه خرید و نصب بویلرهای چگالشی در بریتانیا و آمریکا به میزان ۵۰٪ بیشتر از بویلرهای معمولی است. اگر چه، مطابق با آمار ارایه شده در سال ۲۰۰۶، در بریتانیا هزینه‌های اضافی نصب یک بویلر چگالشی باید در طی ۲ تا ۳ سال و در آمریکا بین ۲ تا ۵ سال از طریق کاهش مصرف انرژی جبران شوند. واضح است که شکل دقیق این مسئله بستگی به راندمان اصلی بویلر نصب شده، الگوی مصرف آن، هزینه های مربوط به نصب بویلر جدید دارد.

هزینهٔ اولیه نصب بویلرهای چگالشی بیشتر از بویلرهای معمولی می‌باشد. در ضمن باید به این نکته توجه داشت که بازده ۹۴-۹۲ درصد در حدی که توسط سازنده ارائه می‌شود، به شدت به شرایط کار وابسته می‌باشد.

با یک حساب ساده می‌توان نشان داد که گرمایش بوسیله بویلر چگالشی ارزانتر از بویلرهای معمولی خواهد بود. استفاده از بویلر چگالشی باعث اعمال یک هزینه اضافی (بین ۱۰۰ تا ۳۰۰ پوند در انگلستان) برای نصب آن می‌شود ولی به علت کاهش مصرف گاز این هزینه در طول چند سال آینده برگشت می‌کند.

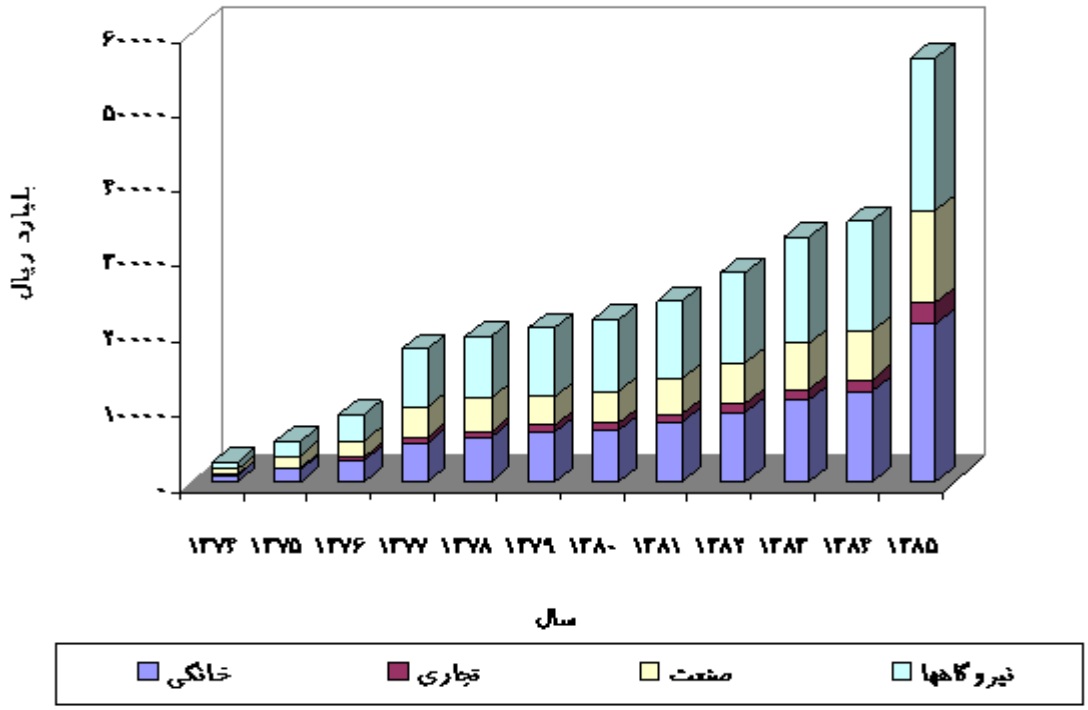
بویلرهای چگالشی با بالاترین بازده حرارتی، راندمانی در حدود ۱۵٪ بیشتر از بهترین بویلرهای معمولی دارند. این مطلب به این معنی است که اگر هزینه مصرف سوخت شما در سال ۴۰۰ پوند باشد، شما می‌توانید با استفاده از بویلرهای چگالشی در حدود ۶۰ پوند در سال صرفه جویی کنید. یک بویلر چگالشی که هزینه اضافی در حدود ۲۵۰ پوند دارد این مبلغ را در یک دوره چهار ساله برگشت می‌دهد، و در یک دوره ۱۰ تا ۱۵ سال بسیار ارزانتر خواهد بود. همچنین تغییر قیمت گاز در زمان بازگشت هزینه اضافی تاثیر می‌گذارد.

در حال حاضر تولید بویلرهای چگلالشی در داخل کشور ما صورت نمی‌گیرد و واردات این محصول نیز بسیار محدود بوده و تنها منحصر به شرکت‌های مطرح در زمینه تولید و واردات سیستم‌های گرمایشی و سرمایشی در داخل کشور می‌باشد. اختلاف هزینه اولیه بویلرهای تقطیری با پکیج‌های معمولی در حدود ۴،۰۰۰،۰۰۰ تا ۶،۰۰۰،۰۰۰ ریال برآورد شده است که با توجه به کاهش مصرف سوخت در استفاده از بویلرهای چگالشی این اختلاف با توجه به محاسبات انجام شده در بخش تحلیل اقتصادی، در مدت زمان مشخصی بازگردانده می‌شود.

۵-۵ تعرفه گاز طبیعی در کاربری‌های متفاوت

در صرفه‌جویی حاصل از کاهش مصرف سوخت بایستی در نظر گرفته شود که قیمت گاز داخلی در کشور باتوجه به نوع کاربری متغیر است، که متعاقباً منجر به مجزا نمودن تحلیل های اقتصادی از جمله دوره بازگشت سرمایه، نرخ خالص فعلی و... ، که پیشتر به توضیح آنها پرداخته شد، برای هر یک از کاربری‌های مذکور می‌شود. به همین دلیل جهت انجام بررسی اقتصادی، ۳ نوع کاربری عمده مورد توجه قرار گرفته است. قیمت داخلی گاز طبیعی در کاربری‌های مختلف مورد نظر در

جدول ۵-۵ و ۵-۶ و شکل ۵-۷ ارائه شده است. این آمار از ترازنامه هیدروکربوری سال ۱۳۸۶ و مدیریت اطلاع رسانی شرکت ملی گاز ایران استخراج شده است.



شکل ۵-۷ نمودار میله‌ای تعرفه گاز طبیعی در بخش‌های مختلف

جدول۵-۵ قیمت داخلی گاز طبیعی(ریال بر متر مکعب) در سال ۱۳۸۶

شماره تعرفه	نوع مصرف		شامل	گازبهاء (ریال)
۱	خانگی			*
۲	عمومی	گروه ۱	کسب و خدمات	۲۵۰
		گروه ۲	آموزشی، پژوهشی، مدارس علوم دینی، موسسات خیریه، اماکن مذهبی، مراکز شبانه روزی معلولین سازمان بهزیستی کشور و کمیته امداد امام خمینی (ره)	۹۰
		گروه ۳	مساجد، حسینیه ها، تکایا ، مهدیه ها	۹۰
		گروه ۴	نانوائی های سنتی با آرد یارانه ای، گرمابه ها	۴۸/۷۵
		گروه ۵	اماکن و تاسیسات دولتی	۶۹۰
۳	صنعتی	گروه ۱	واحدهای صنعتی، هتل ها، مسافرخانه ها ، سایر نانوائی ها	۱۵۸/۵
		گروه ۲	پالایشگاه و تلمبه خانه ها (در مالکیت وزارت نفت)	۱۵۸/۵
			پتروشیمی کود اوره	۱۵۸/۵
			سایر پتروشیمی های دولتی	۱۵۸/۵
		گروه ۳	نیروگاهها (در مالکیت وزارت نیرو)	۴۹/۳
		گروه ۴	حمل و نقل (برای ایستگاههای CNG)	۸۰
		گروه ۵	کشاورزی، دامپروری	۱۵۸/۵

(*مطابق جدول۵-۶)

تعرفه های فروش گاز طبیعی بخش خانگی در ۷ ماهه اول سال ۱۳۸۶

ردیف	منطقه	تعداد اول و دوم تا حد	تعداد سوم تا حد	دهک هشتم						دهک نهم						دهک دهم									
		تعداد مصرف	تعداد مصرف	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۵	پله ۶	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۵	پله ۶	پله ۷	پله ۸	پله ۹	پله ۱۰	پله ۱۱
۱	سرد ۱	تا ۶۵	۶۶–۵۵۰	۵۸۰ – ۵۵۰	۶۱۰ – ۵۸۱	۶۳۰ – ۶۱۱	۶۶۰ – ۶۴۱	۷۰۰ – ۶۷۱	۷۳۰ – ۷۰۱	۷۶۰ – ۷۳۱	۷۹۰ – ۷۶۱	۸۲۰ – ۷۹۱	۸۵۰ – ۸۲۱	۸۸۰ – ۸۵۱	۹۱۰ – ۸۸۱	۹۲۰ – ۹۱۱	۹۷۰ – ۹۴۱	۱۰۰۰ – ۹۷۱	۱۰۳۰ – ۱۰۰۱	۱۰۶۰ – ۱۰۳۱	۱۰۹۰ – ۱۰۶۱	۱۱۳۰ = ۱۰۹۱	۱۱۵۰ – ۱۱۳۱	۱۱۵۰ به بالا
۲	سرد ۲	تا ۵۵	۶۶–۴۵۰	۶۸۰ – ۴۵۱	۵۱۰ – ۴۸۱	۵۳۰ – ۵۱۱	۵۵۰ – ۵۳۱	۵۷۱ – ۵۵۱	۶۰۰ – ۵۷۱	۶۳۰ – ۶۰۱	۶۶۰ – ۶۳۱	۶۹۰ – ۶۶۱	۷۲۰ – ۶۹۱	۷۵۰ – ۷۲۱	۷۸۰ – ۷۵۱	۸۱۰ – ۷۸۱	۸۴۰ – ۸۱۱	۸۷۰ – ۸۴۱	۹۰۰ – ۸۷۱	۹۳۰ – ۹۰۱	۹۶۰ – ۹۳۱	۹۹۰ – ۹۶۱	۱۰۳۰ - ۹۹۱	۱۰۵۰ – ۱۰۳۱	۱۰۵۰ به بالا
۳	سرد ۳	تا ۴۵	۴۶–۴۰۰	۶۳۰ – ۴۰۱	۴۶۰ – ۴۳۱	۴۹۰ – ۴۶۱	۵۲۰ – ۴۹۱	۵۵۰ – ۵۲۱	۵۸۰ – ۵۵۱	۶۱۰ – ۵۸۱	۶۴۰ – ۶۱۱	۶۷۰ – ۶۴۱	۷۰۰ – ۶۷۱	۷۳۰ – ۷۰۱	۷۶۰ – ۷۳۱	۷۹۰ – ۷۶۱	۸۲۰ – ۷۹۱	۸۵۰ – ۸۲۱	۸۸۰ – ۸۵۱	۹۱۰ – ۸۸۱	۹۴۰ – ۹۱۱	۹۷۰ - ۹۴۱	۱۰۰۰ – ۹۷۱	۱۰۰۰ به بالا
۴	معدنی	تا ۳۰	۳۱–۲۵۰	۳۸۰ – ۲۵۱	۴۱۰ – ۳۸۱	۴۳۰ – ۴۱۱	۴۷۰ – ۴۳۱	۵۰۰ – ۴۷۱	۵۳۰ – ۵۰۱	۵۶۰ – ۵۳۱	۵۹۰ – ۵۶۱	۶۲۰ – ۵۹۱	۶۵۰ – ۶۲۱	۶۸۰ – ۶۵۱	۷۱۰ – ۶۸۱	۷۴۰ – ۷۱۱	۷۷۰ – ۷۴۱	۸۰۰ – ۷۷۱	۸۳۰ – ۸۰۱	۸۶۰ – ۸۳۱	۸۹۰ – ۸۶۱	۹۳۰ - ۸۹۱	۹۵۰ – ۹۳۱	۹۵۰ به بالا
۵	کوم	تا ۲۰	۲۱–۲۰۰	۲۳۰ – ۲۰۱	۲۶۰ – ۲۳۱	۲۹۰ – ۲۶۱	۳۲۰ – ۲۹۱	۳۴۰ – ۳۲۱	۳۶۰ – ۳۴۱	۳۸۱ – ۳۶۱	۴۱۰ – ۳۸۱	۴۳۰ – ۴۱۱	۴۵۰ – ۴۳۱	۵۰۰ – ۴۸۱	۵۳۰ – ۵۰۱	۵۶۰ – ۵۳۱	۵۸۰ – ۵۶۱	۶۲۰ – ۵۹۱	۶۵۰ – ۶۲۱	۶۸۰ – ۶۵۱	۷۱۰ – ۶۸۱	۷۴۰ - ۷۱۱	۸۰۰ – ۷۴۱	۸۰۰ به بالا
تعرفه (ریال)		۴۵	۱۰۰	۱۱۳/۵	۱۱۹	۱۲۴/۵	۱۳۰	۱۴۱	۱۵۲	۱۶۳	۱۷۴	۱۸۵	۱۹۶	۲۱۸	۲۴۰	۲۶۲	۲۸۴	۳۰۶	۳۲۸	۳۵۰	۳۷۲	۳۹۴	۴۱۶	۷۷۹

تعرفه های فروش گاز طبیعی بخش خانگی در ۵ ماهه آخرسال ۱۳۸۶

ردیف	منطقه	تعداد اول و دوم تا حد	تعداد سوم تا حد	دهک هشتم						دهک نهم						دهک دهم									
		تعداد مصرف	تعداد مصرف	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۵	پله ۶	پله ۱	پله ۲	پله ۳	پله ۴	پله ۵	پله ۶	پله ۷	پله ۸	پله ۹	پله ۱۰	پله ۱۱
۱	سرد ۱	تا ۳۰۰	۳۰۱–۸۵۰	۸۸۰ – ۸۵۱	۹۱۰ – ۸۸۱	۹۳۰ – ۹۱۱	۹۶۰ – ۹۳۱	۱۰۰۰ – ۹۷۱	۱۰۳۰ – ۱۰۰۱	۱۰۶۰ – ۱۰۳۱	۱۰۹۰ – ۱۰۶۱	۱۱۲۰ – ۱۰۹۱	۱۱۲۱ – ۱۱۵۰	۱۱۵۰ – ۱۱۸۰	۱۲۱۰ – ۱۱۸۱	۱۲۳۰ – ۱۲۱۱	۱۲۷۰ – ۱۲۳۱	۱۳۰۰ – ۱۲۷۱	۱۳۳۰ – ۱۳۰۱	۱۳۶۰ – ۱۳۳۱	۱۳۹۰ – ۱۳۶۱	۱۴۲۰ - ۱۳۹۱	۱۴۵۰ – ۱۴۲۱	۱۴۵۰ به بالا
۲	سرد ۲	تا ۲۵۰	۲۵۱–۷۵۰	۷۸۰ – ۷۵۱	۸۱۰ – ۷۸۱	۸۳۰ – ۸۱۱	۸۶۰ – ۸۳۱	۹۰۰ – ۸۷۱	۹۳۰ – ۹۰۱	۹۶۰ – ۹۳۱	۹۹۰ – ۹۶۱	۱۰۲۰ – ۹۹۱	۱۰۵۰ – ۱۰۲۱	۱۰۸۰ – ۱۰۵۱	۱۱۱۰ – ۱۰۸۱	۱۱۴۰ – ۱۱۱۱	۱۱۷۰ – ۱۱۴۱	۱۲۰۰ – ۱۱۷۱	۱۲۳۰ – ۱۲۰۱	۱۲۶۰ – ۱۲۳۱	۱۲۹۰ – ۱۲۶۱	۱۳۲۰ - ۱۲۹۱	۱۳۵۰ – ۱۳۲۱	۱۳۵۰ به بالا
۳	سرد ۳	تا ۲۰۰	۲۰۱–۶۵۰	۶۸۰ – ۶۵۱	۷۱۰ – ۶۸۱	۷۳۰ – ۷۱۱	۷۷۰ – ۷۴۱	۸۰۰ – ۷۷۱	۸۳۰ – ۸۰۱	۸۶۰ – ۸۳۱	۸۹۰ – ۸۶۱	۹۲۰ – ۸۹۱	۹۵۰ – ۹۲۱	۹۸۰ – ۹۵۱	۱۰۱۰ – ۹۸۱	۱۰۴۰ – ۱۰۱۱	۱۰۷۰ – ۱۰۴۱	۱۱۰۰ – ۱۰۷۱	۱۱۳۰ – ۱۱۰۱	۱۱۶۰ – ۱۱۳۱	۱۱۹۰ – ۱۱۶۱	۱۲۳۰ - ۱۱۹۱	۱۲۵۰ – ۱۲۳۱	۱۲۵۰ به بالا
۴	معدنی	تا ۱۵۰	۱۵۱–۵۰۰	۵۳۰ – ۵۰۱	۵۶۰ – ۵۳۱	۵۹۰ – ۵۶۱	۶۲۰ – ۵۹۱	۶۵۰ – ۶۲۱	۶۸۰ – ۶۵۱	۷۱۰ – ۶۸۱	۷۴۰ – ۷۱۱	۷۷۰ – ۷۴۱	۸۰۰ – ۷۷۱	۸۳۰ – ۸۰۱	۸۶۰ – ۸۳۱	۸۹۰ – ۸۶۱	۹۲۰ – ۸۹۱	۹۵۰ – ۹۲۱	۹۸۰ – ۹۵۱	۱۰۱۰ – ۹۸۱	۱۰۴۰ – ۱۰۱۱	۱۰۷۰ - ۱۰۴۱	۱۱۰۰ – ۱۰۷۱	۱۱۰۰ به بالا
۵	کوم	تا ۷۵	۷۶–۳۵۰	۳۸۰ – ۳۵۱	۴۱۰ – ۳۸۱	۴۳۰ – ۴۱۱	۴۷۰ – ۴۳۱	۵۰۰ – ۴۷۱	۵۳۰ – ۵۰۱	۵۶۰ – ۵۳۱	۵۹۰ – ۵۶۱	۶۲۰ – ۵۹۱	۶۵۰ – ۶۲۱	۶۸۰ – ۶۵۱	۷۱۰ – ۶۸۱	۷۴۰ – ۷۱۱	۷۷۰ – ۷۴۱	۸۰۰ – ۷۷۱	۸۳۰ – ۸۰۱	۸۶۰ – ۸۳۱	۸۹۰ – ۸۶۱	۹۳۰ - ۸۹۱	۹۵۰ – ۹۳۱	۹۵۰ به بالا
تعرفه (ریال)		۴۵	۱۰۰	۱۱۳/۵	۱۱۹	۱۲۴/۵	۱۳۰	۱۴۱	۱۵۲	۱۶۴	۱۷۴	۱۸۵	۱۹۶	۲۱۸	۲۴۰	۲۶۲	۲۸۴	۳۰۶	۳۲۸	۳۵۰	۳۷۲	۳۹۴	۴۱۶	۷۷۹

منطقه سردسیر ۱ شامل استانهای: آذربایجان شرقی ، اذربایجان غربی، اردبیل ، زنجان، کردستان، همدان، مرکزی و چهارمحال و بختیاری

منطقه سردسیر ۲ شامل استانهای: استان تهران (باستثنای تهران بزرگ)، کرمانشاه، قزوین ، خراسان شمالی، خراسان رضوی، خراسان جنوبی، کهکیلویه و بویر احمد، اصفهان، سمنان

منطقه سردسیر ۳ شامل استانهای : تهران بزرگ، فارس ، قم، کرمان ، گیلان ، لرستان، ایلام

منطقه معتدل شامل استانهای: گلستان، مازندران ، یزد

منطقه گرم شامل استانهای: خوزستان، بو شهر، هرمزگان، سیستان و بلوچستان

جدول۵-٦ - تعرفه فروش گاز دربخش خانگی در سالهای ۱۳۸٦-۱۳۸۷

۵-٦ انرژی و محیط زیست

امروزه یکی از چالشهای اصلی، ضروری، پیچیده و چند جانبه در جامعه جهانی از بحث انرژی برای توسعه پایدار، توسعه صنعتی، آلودگی هوا/جو و تغییر آب و هوا نشأت می‌گیرد. این موارد بر تمامی بخشهای اقتصادی، فعالیتهای اجتماعی، سلامت جوامع بشری و کره زمین در ابعاد محلی، منطقهای و جهانی تأثیر می‌گذارند. در جهانی که یک سوم جمعیت آن از دسترسی به خدمات مدرن انرژی محروم هستند، دستیابی به پایداری امکان پذیر نخواهد بود.

کمبود و عدم دسترسی به خدمات انرژی مدرن، زیر ساختارهای ضعیف و کمبود ظرفیتهای نهادی و انسانی، علاوه بر دسترسی محدود به فنآوری‌های نوین و منابع مالی کافی، موجب ممانعت از توسعه صنعتی در بسیاری از کشورهای در حال توسعه شده است و تعهدات و اهداف این عوامل مشکلات کلیدی در دستیابی به اهداف توسعه هزاره (MDG)[۱۰] بیانیه ژوهانسبورگ محسوب می‌شوند. در دستیابی به توسعه پایدار، لزوم افزایش پایداری و قابل پیش‌بینی بودن بازارهای جهانی انرژی، بهبود فضای سرمایه‌گذاری در بخش انرژی شامل توسعه زیر ساختهای انرژی، بهبود راندمان انرژی و صرفه‌جویی انرژی، تنوع منابع انرژی و کاهش فقر انرژی غیرقابل انکار می‌باشد.

در روند حرکت جهانی به سوی توسعه پایدار، توجه به آسیب‌های زیست محیطی ناشی از بخش انرژی، امری ضروری محسوب می‌گردد. در این راستا، توجه به میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای ناشی از بخش‌های مختلف انرژی از منظر اثرات محلی، منطقه‌ای و جهانی آن از اهمیت بسزایی برخوردار است. به همین منظور اثرات زیست‌محیطی بخش-های مصرف‌کننده انرژی کشور در سال ۱۳۸۴ در این بخش مورد بررسی قرار می‌گیرد. میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای (SPM, CO2، NOx، SO3، SO2، CO، CH4) ناشی از مصرف سوخت‌های مختلف به تفکیک بخش‌های مصرف کننده شامل بخشهای خانگی، تجاری و عمومی، صنعت، کشاورزی، حمل و نقل (جاده ای، ریلی، هوایی، دریایی) و

[۱۰] Millennium Development Goals

انواع نیروگاه‌ها به همراه هزینه‌های اجتماعی و هزینه‌های تخریب هر بخش (براساس ضرایب اعلام شده از سوی آژانس حفاظت محیط زیست آمریکا (EPA)[11] و گزارش بازنگری زیست محیطی انرژی کشور)، هزینه اجتماعی بخش نیروگاهی به ازای هر کیلووات ساعت برق تولیدی و شاخص شدت انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای بخش‌های کشاورزی و صنعت در بخش تراز انرژی و محیط زیست ملی بررسی شده است. در این بخش، روند انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای در بخش نیروگاهی کشور (به تفکیک نوع نیروگاه و فصل) طی ۶ سال اخیر، نیز محاسبه و بررسی شده است.

جداول۵-۷ و ۵-۸ میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه‌ای و سهم هریک از بخشهای مصرف کننده انرژی در انتشار این گازها را در سال ۱۳۸۴ نشان می‌دهند. براساس این جداول مشخص می‌گردد که بخش حمل و نقل با تولید ۶۴/۷ درصد از کل انتشار NOx، ۴۴/۷ درصد SO2، ۲۷/۵ درصد CO2، ۴۰/۵ درصد SO3، ۹۸/۸ درصد CO، ۹۶/۷ درصد و CH ۷۹/۴ درصد از ذرات معلق، دارای بیشترین مقدار انتشار انواع گازها در میان سایر بخشهای مصرف کنندهٔ انرژی کشور می باشد. لازم به ذکر است که این ارقام مقایسه با ارقام مشابه سال گذشته، تغییر محسوسی نداشته است.

بخش های حمل و نقل، نیروگاهها و صنایع سهم به سزایی در تولید دی اکسید گوگرد دارند، بطوریکه حدود ۸۰/۷ درصد از انتشار کل این گاز در ایران مربوط به این بخشها می‌باشد. منبع اصلی تولید گاز دی اکسید کربن نیز بخشهای خانگی، تجاری و عمومی، حمل و نقل و نیروگاهها است. با توجه به آن که نیروگاههای برق آبی برای تولید برق از انرژی فسیلی استفاده نمی‌کنند لذا میزان انتشار CO2 این نیروگاهها در جداول ارائه نشده است.

[11] Environmental Protection Agency

جدول ۵-۷- مقدار انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کلیه بخش های مصرف کننده انرژی در سال ۱۳۸٤

(تن)

بخش/ گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
خانگی، تجاری و عمومی	۱۰۷۵۸۷	۸۶۷۲۳	۱۱۱۹۹۸۳۵۲	۹۳۴	۶۸۰۸۲	۱۱۵۱۳	۱۱۳۵۵
صنایع	۱۲۸۰۷۲	۱۳۶۸۴۷	۵۸۸۳۷۹۱۵	۱۹۷۹	۲۲۰۶۵	۷۳۳۵	۱۴۶۱۴
حمل و نقل	۸۱۳۰۰۴	۳۴۳۶۳۴	۱۰۵۲۲۰۷۷۳	۳۶۸۸	۸۶۴۰۹۸۳	۱۹۲۲۶۸۱	۲۶۶۲۴۲
کشاورزی	۵۹۸۹۸	۶۱۳۷۰	۱۰۰۸۶۸۷۸	۳۷۳	۱۷۸۰۳	۴۱۸۷۴	۲۶۱۲۷
نیروگاهها	۱۴۷۶۶۱	۱۴۰۲۲۰	۹۵۷۹۳۶۱۱[1]	۲۱۳۹	۱۹۸	۵۳۰۲	۱۶۸۱۰
جمع	۱۲۵۶۲۲۲	۷۶۸۷۹۳	۳۸۱۹۳۷۵۲۹	۹۱۱۳	۸۷۴۹۱۳۲	۱۹۸۸۷۰۵	۳۳۵۱۴۸

۱) دی اکسید کربن ناشی از نیروگاههای برق آبی (به میزان ۱۰۶۱۸۲ تن) در نظر گرفته نشده است.

مقدار انتشار آلاینده‌های هوا از کلیه بخش‌های مصرف کننده انرژی کشور به تفکیک نوع سوخت مصرفی (نفت کوره، نفت گاز، نفت سفید، بنزین، گاز مایع و گاز طبیعی) در جداول ۵-۹ و ۵-۱۰ ارائه شده است. دو سوخت گازوئیل و بنزین که عمدتاً در بخش حمل و نقل کشور مورد استفاده قرار می‌گیرند، بیشترین مقدار آلودگی را تولید می‌کنند. بطوریکه سوخت بنزین ۹۷/۶ درصد از کل CO تولیدی، ۷۷/۳ درصد از CH و ۲۶/۳ درصد از NOx را تولید می‌نماید. احتراق گازوئیل نیز ۷۶/۶ درصد از SPM، ۶۱/۲ درصد از دی اکسید گوگرد، ۵۹/۹ درصد از SO3 و ۴۴/۱ درصد از NOx را در جو منتشر می‌کند. گاز طبیعی در مقایسه با سایر سوختهای فسیلی، سوختی پاک بشمار می‌رود و کمترین NOx مقدار آلودگی را دارا می‌باشد. با این وجود، ۴۷ درصد از کل انتشار دی‌اکسیدکربن بخش انرژی کشور مربوط به این سوخت است که از نظر مسئله تغییرات اقلیم قابل توجه می‌باشد.

جدول ۵-۸- سهم هر یک از بخش های مصرف کننده انرژی کشور در انتشار گازهای آلاینده و گلخانه در سال ۱۳۸٤
(درصد)

بخش / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
خانگی، تجاری و عمومی	۸/۶	۱۱/۳	۲۹/۳	۱۰/۳	۰/۸	۰/۶	۳/۴
صنایع	۱۰/۲	۱۷/۸	۱۵/۴	۲۱/۷	۰/۳	۰/۴	۴/۴
حمل و نقل	۶۴/۷	۴۴/۷	۲۷/۵	۴۰/۵	۹۸/۸	۹۶/۷	۷۹/۴
کشاورزی	۴/۸	۸/۰	۲/۶	۴/۱	۰/۲	۲/۱	۷/۸
نیروگاهها	۱۱/۸	۱۸/۲	۲۵/۱	۲۳/۵	*	۰/۳	۵/۰
جمع	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰

* رقم ناچیز می‌باشد.

در جدول ۵-۱۱ میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخش انرژی کشور طی دوره ۸۴-۱۳۴۶ و در مقاطع ۵ ساله درج شده است. شکلهای ۵-۸ و ۵-۹ نیز بیانگر روند تغییرات انتشار گازهای فوق در کل بخش انرژی کشور می-باشند.

جدول ۵-۹- مقدار انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از انواع سوخت های مصرفی در سال ۱۳۸٤
(تن)

سوخت / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
نفت کوره	۱۱۳۲۱۴	۲۲۶۶۳۲	۴۳۱۳۸۸۸۲	۳۴۶۲	۵۴	۵۷۹۴	۱۴۴۸۶
نفت گاز	۵۵۳۴۸۲	۴۷۰۵۷۰	۷۵۸۱۷۲۷۱	۵۴۵۸	۱۳۴۸۶۰	۴۱۲۰۲۴	۲۵۶۸۴۴
نفت سفید	۳۷۴۳	۱۷۹۶۸	۱۸۰۸۰۱۳۹	--	۵۸۴۰	--	--
بنزین	۳۲۹۳۶۸	۳۶۵۹۶	۵۶۶۷۵۶۲۵	--	۸۵۳۹۱۶۰	۱۵۳۷۰۴۹	۳۱۷۱۷
گاز مایع	۱۵۵۰	۲۹	۵۸۳۸۸۳۳	--	۱۳۱۰۸	۸۸۸	--
گازطبیعی	۲۲۷۳۱۷	۵۹۲	۱۷۹۵۷۸۷۶۳	--	۱۱۸۷۴	۴۹۶۷	۱۹۱۹۹
ATK	۲۶۱۰۹	۱۶۲۴۶	۲۵۶۰۶۱۶	۱۹۳	۶۹۶۲	۲۱۲۷۴	۱۲۷۶۴
JP4	۱۴۳۸	۱۶۰	۲۴۷۴۰۰	--	۳۷۲۷۵	۶۷۱۰	۱۳۸
جمع	۱۲۵۶۲۲۲	۷۶۸۷۹۳	۳۸۱۹۳۷۵۲۹	۹۱۱۳	۸۷۴۹۱۳۲	۱۹۸۸۷۰۵	۳۳۵۱۴۸

جدول ۵-۱۰- سهم هر یک از انواع سوخت های فسیلی در انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای در سال ۱۳۸٤

سوخت / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
نفت کوره	۹/۰	۲۹/۵	۱۱/۳	۳۸/۰	*	۰/۳	۴/۳
نفت گاز	۴۴/۱	۶۱/۲	۱۹/۹	۵۹/۹	۱/۵	۲۰/۷	۷۶/۶
نفت سفید	۰/۳	۲/۳	۴/۷	--	۰/۱	--	--
بنزین	۲۶/۲	۴/۸	۱۴/۸	--	۹۷/۶	۷۷/۳	۹/۵
گاز مایع	۰/۱	*	۱/۵	--	۰/۱	*	--
گازطبیعی	۱۸/۱	۰/۱	۴۷/۰	--	۰/۱	۰/۲	۵/۷
ATK	۲/۱	۲/۱	۰/۷	۲/۱	۰/۱	۱/۱	۳/۸
JP4	۰/۱	*	۰/۱	--	۰/۴	۰/۳	*
جمع	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰

* رقم ناچیز می‌باشد.

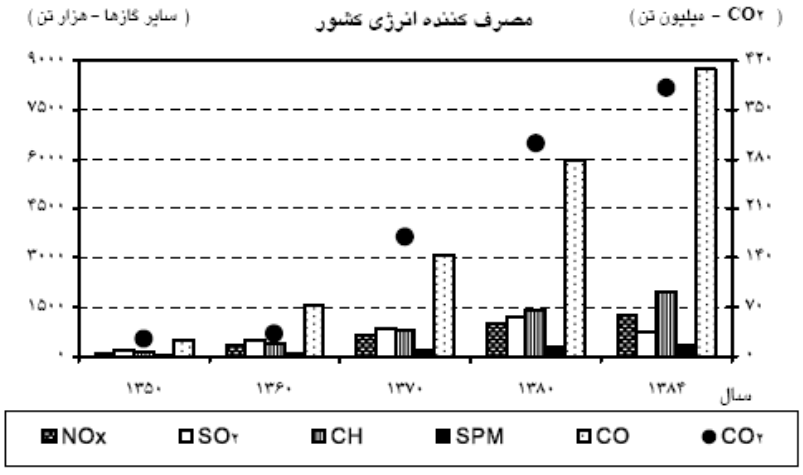
بر اساس جدول ۵-۱۲ سرانه نشر NOx از ۲/۴ کیلوگرم به ازای هر نفر در سال ۱۳۴۶ به ۱۸/۳ کیلوگرم در سال ۱۳۸۴، سرانه نشر SO2 از ۴/۱ کیلوگرم به ۱۱/۲ کیلوگرم، سرانه نشر CO2 از ۶۰۷ کیلوگرم به ۵۵۷۸/۴ کیلوگرم، سرانه نشر CO از ۱۱/۲ کیلوگرم به ۱۲۷/۸ کیلوگرم در محدوده زمانی فوق افزایش یافته است . افزایش مصرف حاملهای انرژی و برق در کشور در راستای توسعه و تغییر شرایط زندگی و رفاه اجتماعی، یکی از عوامل تأثیرگذار بر روند فوق می باشد در مورد برخی از گازها، تغییر سوخت مصرفی از فرآورده های نفتی به گاز طبیعی و اصلاح سوخت اولیه طی دهه اخیر باعث تعدیل این روند صعودی شده است. در آینده نیز عوامل مؤثری نظیر افزایش کارآیی انرژی، کاهش تقاضای حاملهای انرژی فسیلی و بهبود کیفیت فرآورده های نفتی می تواند تأثیر بیشتری بر کاهش میزان انتشار این آلاینده ها داشته باشد. با توجه به اقدامات انجام شده در زمینه بهینه سازی مصرف انرژی، علیرغم افزایش مصرف انرژی، انتظار میرود میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای سطح تثبیت شده ای را در کشور داشته باشند؛ با این وجود میزان انتشار برآورد شده در سال ۱۳۸۴ بیانگر افزایش انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای می‌باشد. در سالهای آتی میتوان از طریق بهبود کیفیت سوختهای

مصرفی، ترکیب حاملهای انرژی مصرفی، افزایش کارآیی تجهیزات مورد استفاده، سامانه مدیریتی و نظارتی مؤثر و مستمر، میزان انتشار این گازها را تثبیت کرده و یا حتی کاهش داد.

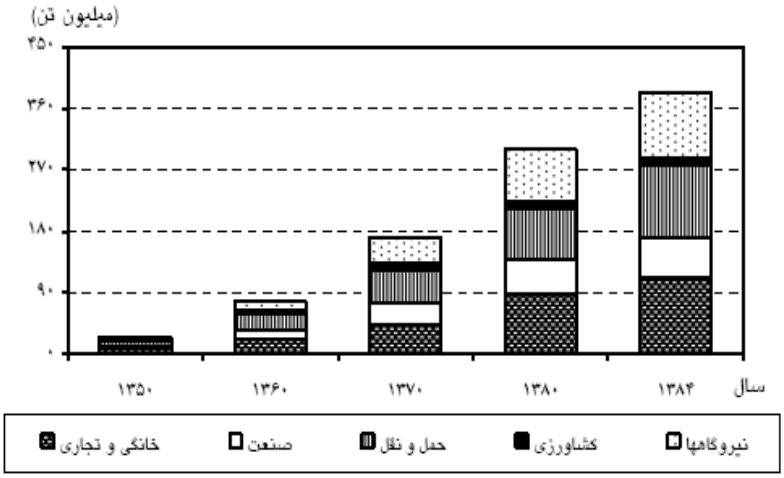
جدول ۵-۱۱- میزان انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخش انرژی کشور طی سالهای ۱۳٤٦-۱۳۸٤

(تن)

سال / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
۱۳٤٦	۶۳۹۹۴	۱۰۸۷۵۶	۱۶۰۷۹۱۵۸	۱۴۴۲	۲۹۶۰۶۴	۸۰۳۹۵	۲۰۳۹۹
۱۳۵۰	۹۹۷۳۳	۱۶۸۴۷۴	۲۴۷۷۲۳۰۴	۲۲۴۲	۴۸۵۹۴۰	۱۲۹۱۷۹	۳۱۵۲۱
۱۳۵۵	۲۳۱۶۰۹	۳۴۸۸۴۴	۴۷۹۰۴۵۵۰	۴۵۸۶	۱۳۴۴۰۷۳	۳۳۴۸۳۱	۷۱۲۰۴
۱۳٦۰	۳۰۶۷۵۴	۴۸۲۲۷۹	۳۱۸۹۴۳۸۸	۶۴۱۱	۱۵۲۷۵۴۳	۳۹۹۶۶۱	۹۵۱۰۳
۱۳٦۵	۴۸۹۰۳۶	۷۸۴۸۴۵	۹۳۱۸۲۱۵۴	۱۰۶۰۳	۲۳۲۸۱۸۴	۶۲۱۶۸۴	۱۵۴۰۶۸
۱۳۷۰	۶۲۹۹۰۴	۸۵۰۴۴۳	۱۷۰۱۱۰۲۷۷	۱۱۹۷۴	۳۰۹۲۳۷۵	۸۰۷۲۲۱	۱۹۲۲۴۳
۱۳۷۵	۸۱۴۶۹۸	۱۱۴۴۲۹۵	۲۴۰۳۵۳۴۳۳	۱۵۳۰۳	۴۲۶۳۱۵۶	۱۰۶۵۱۳۸	۲۳۶۴۱۹
۱۳۸۰	۹۹۴۴۲۴	۱۱۷۴۹۴۵	۳۰۲۳۱۵۶۴۵	۱۵۶۵۳	۵۹۸۹۱۳۷	۱۴۱۷۶۲۳	۲۷۲۰۱۳
۱۳۸٤	۱۲۵۶۲۲۲	۷۶۸۷۹۳	۳۸۱۹۳۷۵۲۹	۹۱۱۳	۸۷۴۹۱۳۲	۱۹۸۸۷۰۵	۳۳۵۱۴۸



شکل ۵-۸- روند تغییر انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخشهای مصرف کننده انرژی کشور



شکل ۵-۹- روند تغییر انتشار CO2 از کل بخشهای مصرف کننده

جدول ۵-۱۲- سرانه انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از کل بخش انرژی کشور طی سالهای ۸۴-۱۳۴۶

(کیلوگرم به ازای هر نفر)

سال / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_2	CO	CH	SPM
۱۳۴۶	۲/۴	۴/۱	۶۰۷	۰/۰۵	۱۱/۲	۳/۰	۰/۷
۱۳۵۰	۳/۸	۵/۷	۸۴۰	۰/۰۷	۱۶/۵	۴/۳	۱/۰
۱۳۵۵	۶/۸	۱۰/۳	۱۴۲۱	۰/۱	۳۹/۸	۹/۳	۲/۰
۱۳۶۰	۷/۵	۱۱/۸	۷۱۸	۰/۱	۳۷/۴	۹/۷	۲/۰
۱۳۶۵	۹/۹	۱۵/۸	۱۸۸۴	۰/۲	۴۷/۰	۱۲/۶	۳/۱
۱۳۷۰	۱۱/۳	۱۵/۲	۳۰۴۶	۰/۲	۵۵/۰	۱۴/۴	۳/۴
۱۳۷۵	۱۳/۵	۱۹/۰	۴۰۰۲	۰/۲	۷۱/۰	۱۷/۷	۳/۹
۱۳۸۰	۱۵/۴	۱۸/۲	۴۶۸۵	۰/۲	۹۲/۸	۲۱/۹	۴/۲
۱۳۸۴	۱۸/۳	۱۱/۲	۵۵۷۸/۴	۰/۱	۱۲۷/۸	۲۹/۰	۴/۹

۵-۶-۱ هزینه‌های اجتماعی

هزینه‌ای که به علت اثرات زیست محیطی مستقیم (مانند انتشار آلاینده‌ها) نظیر تخریب اکوسیستم‌ها، آسیب به ساختارها (اعم از ساختمانها، پلها و ...) و اثرات بهداشتی در افراد ایجاد می‌گردد، هزینه تخریب نامیده می‌شود. در واقع هزینه تخریب، هزینه‌ای است که اثرات تخریب کننده یا سوء یک آلاینده یا فعالیت بر محصولات کشاورزی، اکوسیستم‌ها، مواد و سلامت انسان را بیان می‌کند و اغلب هزینه‌ای خارجی است که در قیمت بازار در نظر گرفته نمی‌شود. به عبارت دیگر به مجموع پولی که بتواند صدمات ناشی از انتشار مواد آلاینده و گازهای گلخانه‌ای را جبران نماید، هزینه تخریب یا هزینه-های خارجی گفته می‌شود. جهت محاسبه هزینه‌های تخریب نیاز به کم کردن اثر آلاینده‌ها و فعالیت در محیط‌های اثر پذیر (مردم، ساختمان ها، اکوسیستم‌ها) می‌باشد.

هزینه‌های اجتماعی ناشی از مصرف حاملهای انرژی فسیلی در کشور در سال ۱۳۸۴ برای گازهای NO_x، SPM، SO_2، CO2، CH و CO مشخص گردیده است. این هزینه‌ها مطابق با در جدول ۵-۱۳، براساس مطالعات انجام شده توسط بانک جهانی و سازمان حفاظت محیط زیست ایران و همچنین براساس ضرایب EPA آمریکا محاسبه شده است. این ارقام به ترتیب ۵۲۱۱۱ و ۱۳۱۳۴۳ میلیارد ریال می‌باشد. در جدول ۵-۱۴ سهم هر یک از بخش‌های انرژی کشور در هزینه‌های اجتماعی محاسبه شده است.

جدول ۵-۱۳- هزینه‌های اجتماعی گازهای انتشار یافته از بخش های مصرف کننده انرژی در سال ۱۳۸٤

(میلیارد ریال)

بخش / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	CO	CH	SPM
براساس مطالعه بانک جهانی و سازمان محیط زیست:						
خانگی، تجاری و عمومی	۵۱۶	۱۲۶۶	۲۶۸۸	۱۰۲	۶	۳۹۱
صنایع	۶۱۵	۱۹۹۸	۱۴۱۲	۳۳	۴	۵۰۳
حمل و نقل	۳۹۰۲	۵۰۱۷	۲۵۲۵	۱۲۹۹۶	۹۶۹	۹۱۵۹
کشاورزی	۲۸۸	۸۹۶	۲۴۲	۲۷	۲۱	۸۹۹
نیروگاهها	۷۰۹	۲۰۴۷	۲۲۹۹	*	۳	۵۷۸
جمع	۶۰۳۰	۱۱۲۲۴	۹۱۶۷	۱۳۱۵۹	۱۰۰۲	۱۱۵۲۹
براساس ضرایب EPA آمریکا :						
خانگی، تجاری و عمومی	۵۵۵۱	۶۱۱	۱۷۹۲۰	•	•	•
صنایع	۶۶۰۸	۹۶۳	۹۴۱۴	•	•	•
حمل و نقل	۴۱۹۵۱	۲۴۱۹	۱۶۸۳۵	•	•	•
کشاورزی	۳۰۹۱	۴۳۲	۱۶۱۴	•	•	•
نیروگاهها	۷۶۱۹	۹۸۷	۱۵۳۲۷	•	•	•
جمع	۶۴۸۲۱	۵۴۱۲	۶۱۱۱۰	•	•	•

• *ارقام در دسترس نمی‌باشد.*

* *رقم ناچیز می‌باشد.*

جدول ۵-۱٤- سهم هریک از بخشهای مصرف کننده انرژی کشور در هزینه های اجتماعی در سال ۱۳۸٤

(درصد)

بخش‌ها	NO_x	SO_2	CO_2	CO	CH	SPM
براساس مطالعه بانک جهانی و سازمان محیط زیست:						
خانگی، تجاری و عمومی	۸/۶	۱۱/۳	۲۹/۳	۰/۸	۰/۶	۳/۴
صنایع	۱۰/۲	۱۷/۸	۱۵/۴	۰/۳	۰/۴	۴/۴
حمل و نقل	۶۴/۷	۴۴/۷	۲۷/۵	۹۸/۸	۹۶/۷	۷۹/۴
کشاورزی	۴/۸	۸/۰	۲/۶	۰/۲	۲/۱	۷/۸
نیروگاهها	۱۱/۸	۱۸/۲	۲۵/۱	*	۰/۳	۵/۰
جمع	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰	۱۰۰/۰

۱) *سهم هر یک از بخشهای انرژی در هزینه‌های اجتماعی (تخریب) با استفاده از ضرایب EPA و بانک جهانی در مورد NO_x، SO_2 و CO_2 یکسان می‌باشد.*

* *رقم ناچیز می‌باشد.*

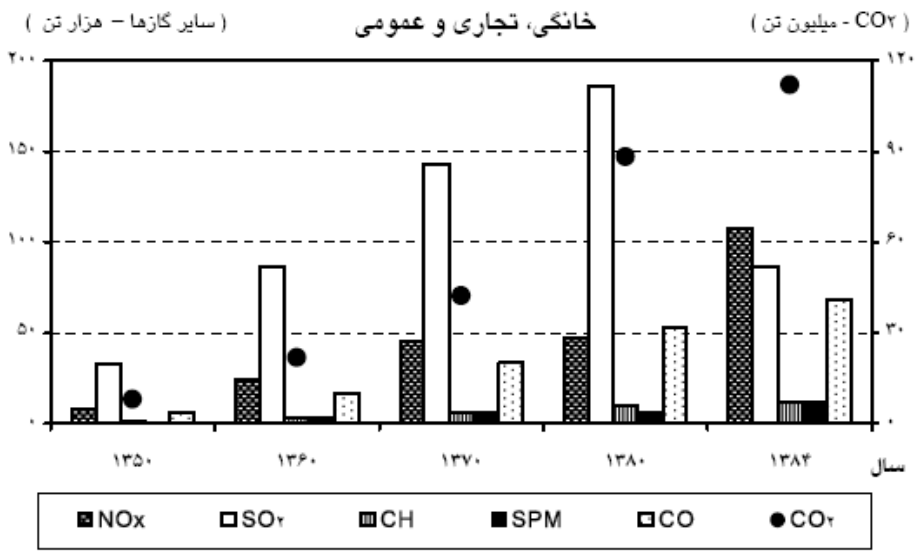
۵-٦-۲ بخش خانگی، تجاری و عمومی

در بخش‌های خانگی، تجاری و عمومی، انواع سوختهای مایع و گاز به مصرف می‌رسند. مقدار مصرف این سوخت‌ها در سال ۱۳۸۴ برای نفت سفید ۷۳۶۲/۶ میلیون لیتر، گازوئیل ۲۸۴۳/۶ میلیون لیتر، نفت کوره ۱۵۲۹/۳میلیون لیتر، بنزین ۱۱۲/۱ میلیون لیتر، گازمایع ۳۴۹۶ میلیون لیتر و گاز طبیعی ۳۵۹۷۴ میلیون مترمکعب بوده است. لازم به ذکر است که بخش خانگی، تجاری و عمومی به تنهایی بیشترین مصرف کننده نفت سفید در کشور بوده و حدود۹۸/۳ درصد از کل مصرف این فرآورده در کشور مربوط به این بخش می‌باشد. مقدار آلاینده‌هایی که در اثر احتراق سوختهای فسیلی در بخش‌های خانگی، تجاری و عمومی وارد هوا می‌شوند به تفکیک نوع سوخت در جدول ۵-۱۵ ارائه شده است. همچنین شکل ۵-۱۰ روند مقدار انتشار گازهای آلاینده از این بخش را طی دوره زمانی ۸۴-۱۳۵۰ نشان می‌دهد.

جدول ۵-۱۵- انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از بخش خانگی، تجاری و عمومی در سال ۱۳۸٤ به تفکیک نوع سوخت مصرفی

(تن)

سوخت / گاز	NO_x	SO_2	CO_2	SO_3	CO	CH	SPM
نفت کوره	۱۵۲۹۳	۲۳۹۲۶	۴۵۵۴۲۵۵	۳۶۶	۶	۶۱۲	۱۵۲۹
نفت گاز	۱۴۲۱۸	۴۴۶۴۵	۷۵۲۹۸۵۳	۵۶۹	۵۶۹	۸۵۳	۲۸۴۴
نفت سفید	۳۶۸۱	۱۷۶۷۰	۱۷۷۸۰۶۷۹	--	۵۷۴۳	--	--
بنزین	۱۵۱۳	۱۶۸	۲۶۰۴۰۸	--	۳۹۲۳۵	۷۰۶۲	۱۴۶
گازطبیعی	۷۱۵۸۸	۲۸۶	۷۶۳۴۸۶۰۲	--	۹۵۹۳	۲۱۱۲	۶۸۳۷
گازمایع	۱۲۹۴	۲۸	۵۵۲۴۵۵۴	--	۱۲۹۳۷	۸۷۴	--
جمع	۱۰۷۵۸۷	۸۶۷۲۳	۱۱۱۹۹۸۳۵۲	۹۳۴	۶۸۰۸۲	۱۱۵۱۳	۱۱۳۵۵



شکل ۵-۱۰- روند تغییرات انتشار گازهای آلاینده و گلخانه ای از بخش خانگی، تجاری و عمومی

۵-۷ نتایج بررسی اقتصادی طرح استفاده از بویلرهای تقطیری به جای پکیج‌های معمولی

در این بخش با استناد به ارقام بدست آمده در بخش قبل و با بهره‌گیری از روابط و تئوری های موجود در علم اقتصاد مهندسی، توجیه پذیری طرح استفاده از بویلرهای تقطیری (چگالشی) به جای پکیج‌های معمولی از دو دیدگاه ملی و مصرف کننده مورد بررسی قرار می‌گیرد و نتایج بدست آمده در قالب نمودار ارائه می‌گردد.

۵-۷-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده

در اجرای طرح جایگزینی بویلرهای تقطیری، بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف‌کنندگان بسیار حائز اهمیت است. تصمیم‌گیری مناسب مصرف‌کنندگان در انتخاب و جایگزینی بویلر تقطیری در صورتی تحقق خواهد یافت که بررسی‌های مربوط به تحلیل‌های اقتصادی مربوطه انجام گرفته باشد و اطلاعات مورد نظر در دسترس باشد.

برای بررسی طرح از دیدگاه مصرف کننده، به طور معمول دو حالت مدنظر است. در حالت اول فرض می‌کنیم که مصرف کننده بخواهد در ساختمانی که در حال احداث است، از بویلر تقطیری و یا پکیج معمولی استفاده کند و در صورت انتخاب هر یک از آن‌ها، کلیه هزینه‌های خریداری و نصب به عهده مصرف کننده خواهد بود. حالت دوم مربوط به جایگزینی بویلرهای تقطیری در ساختمان‌های موجود می‌باشد که دارای سایر سیستم‌های حرارت از جمله پکیج‌های معمولی می‌باشند. هر یک از این دو حالت به صورت مجزا از دیدگاه اقتصادی در این بخش مورد بحث و بررسی قرار گرفته‌اند.

همان گونه که در بخش تئوری اقتصادی ذکر شد، معیارهای متفاوتی را می‌توان برای بررسی توجیه پذیری یک طرح در نظر گرفت که متداول‌ترین آن‌ها عبارتند از:

- ✓ دوره بازگشت سرمایه
- ✓ ارزش فعلی خالص (NPV)

۵-۷-۱-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده در ساختمان‌های در دست احداث

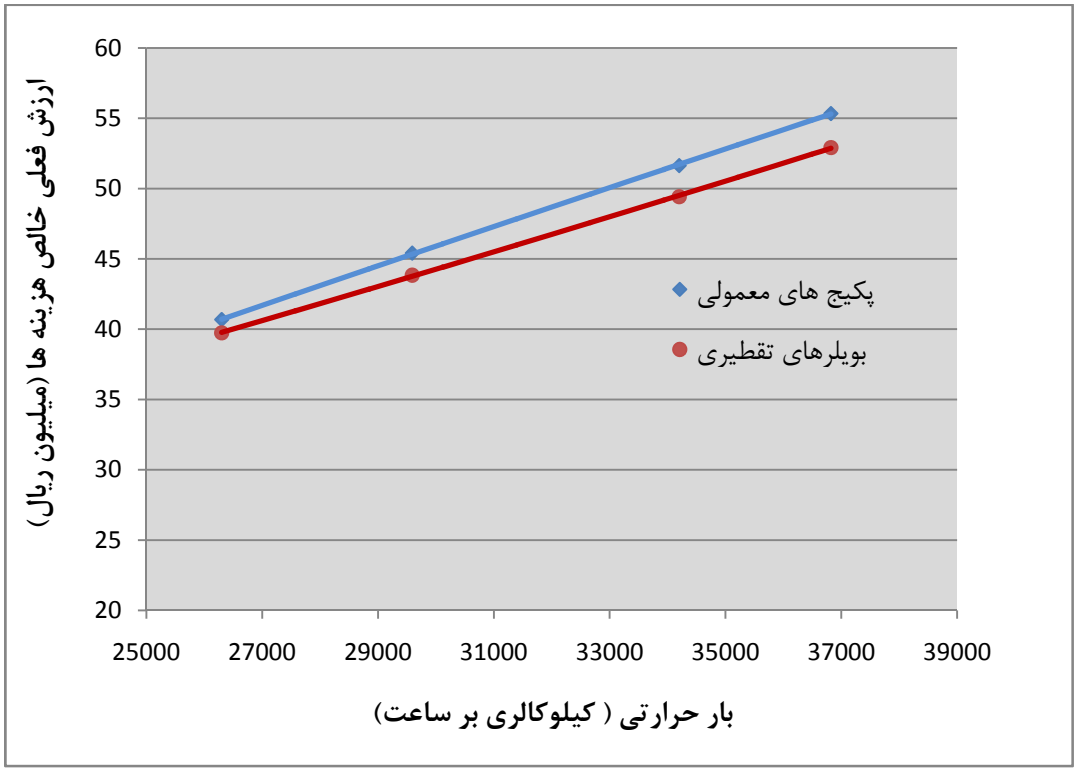
یکی از عوامل موثر در انتخاب سیستم حرارتی مناسب در ساختمان‌های در دست احداث، تحلیل معیارهای اقتصادی در هر یک از این سیستم‌ها می‌باشد. در صورتی که طرح جایگزینی بویلرهای چگالشی با پکیج‌های معمولی، با فرض کاربرد در ساختمان‌های در حال احداث مورد بررسی قرار گیرد، هزینه اضافی تحمیلی به کاربر با انتخاب بویلر چگالشی، مربوط به اختلاف هزینه این نوع بویلرها با پکیج‌های معمولی و همچنین اختلاف هزینه تعمیر و نگه‌داری این دو سیستم می‌باشد. در مقابل، همانطور که پیشتر نیز شرح داده شد، صرفه‌جوئی در مصرف گاز با مرور زمان این هزینه‌های اضافی تحمیلی را جبران خواهد کرد. در ادامه به بررسی دقیق‌تر این طرح پرداخته‌شده است.

۵-۷-۱-۱-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار ارزش فعلی خالص (NPV)

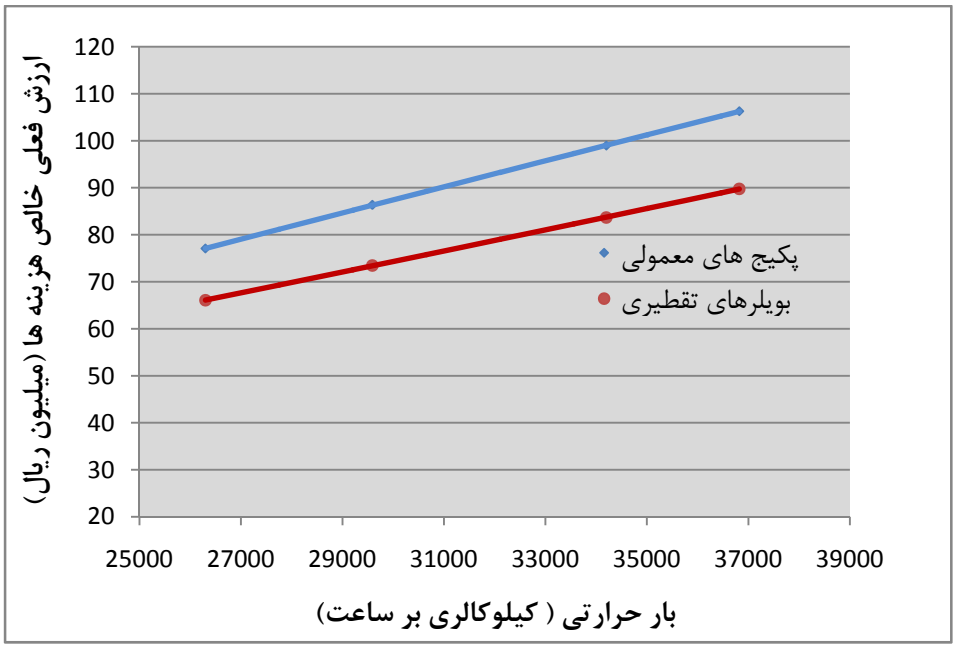
در این روش ارزش فعلی خالص (NPV) استفاده از بویلر تقطیری و پکیج معمولی به طور جداگانه محاسبه شده و با یکدیگر مقایسه می‌گردند. ارقامی که در محاسبه ارزش فعلی خالص برای هر یک از دو سیستم باید منظور شود شامل موارد زیر می‌باشد:

- ✓ هزینه خرید اولیه
- ✓ هزینه سالیانه مصرف گاز
- ✓ هزینه های تعمیر و نگهداری دوره‌ای

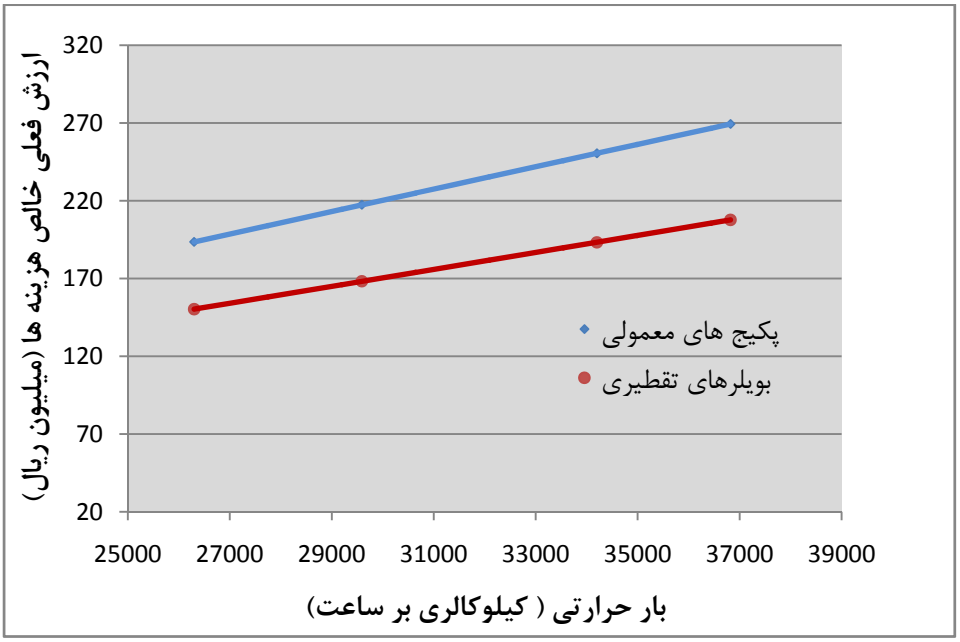
به منظور بررسی اختلاف هزینه‌های بویلر تقطیری و پکیج معمولی در بارهای حرارتی مختلف و قیمت‌های مختلف گاز مصرفی، نمودار ارزش فعلی خالص هزینه ها برای سه تعرفه مختلف گاز مصرفی، به ازای چهار بار حرارتی مختلف در شکل‌های ۵-۱۱ تا ۵-۱۳ آورده شده است.



شکل ۵-۱۱ مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز خانگی (۱۱۲/۵ ریال)



شکل ۵-۱۲ مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز تجاری (۲۵۰ ریال)



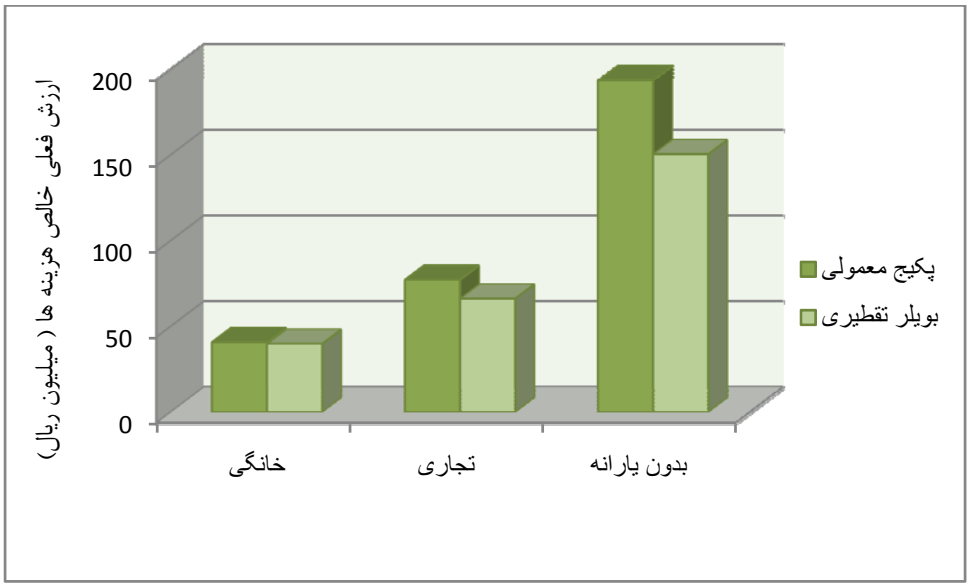
شکل ۵-۱۳ مقایسه ارزش فعلی خالص هزینه ها در طول ۱۵ سال عمر مفید با تعرفه گاز بدون یارانه (۶۹۰ ریال)

همانطور که در شکل‌های فوق مشخص است، برای هر سه تعرفه گاز مصرفی در بارهای حرارتی پایین‌تر، تفاوت کمتری در مقدار ارزش فعلی خالص هزینه‌ها وجود دارد و با افزایش بار حرارتی این اختلاف بیش‌تر می شود. این روند را می‌توان با توجه به تفاوت موجود در بازده حرارتی بویلرهای تقطیری و پکیج‌های معمولی، که در حدود ۱۰–۸ درصد می‌باشد توجیه نمود. همانطور که پیش‌تر نیز اشاره شد، در محاسبه ارزش فعلی خالص هزینه‌ها، علاوه بر هزینه‌های تعمیر و نگهداری و هزینه سالیانه مصرف انرژی، هزینه اولیه نیز پارامتر مؤثری خواهد بود. اما با مطالعه روند تغییرات ارزش فعلی خالص هزینه-ها بر حسب بار حرارتی مشاهده می‌شود که کاهش هزینه مصرف انرژی که ناشی از بیش‌تر بودن بازده بویلر تقطیری نسبت به پکیج معمولی است، سهم مهم‌تری در ارزش فعلی خالص هزینه‌ها دارد و به همین دلیل در بارهای حرارتی بیش‌تر، اختلاف ارزش فعلی خالص هزینه‌ها بیش‌تر می‌شود.

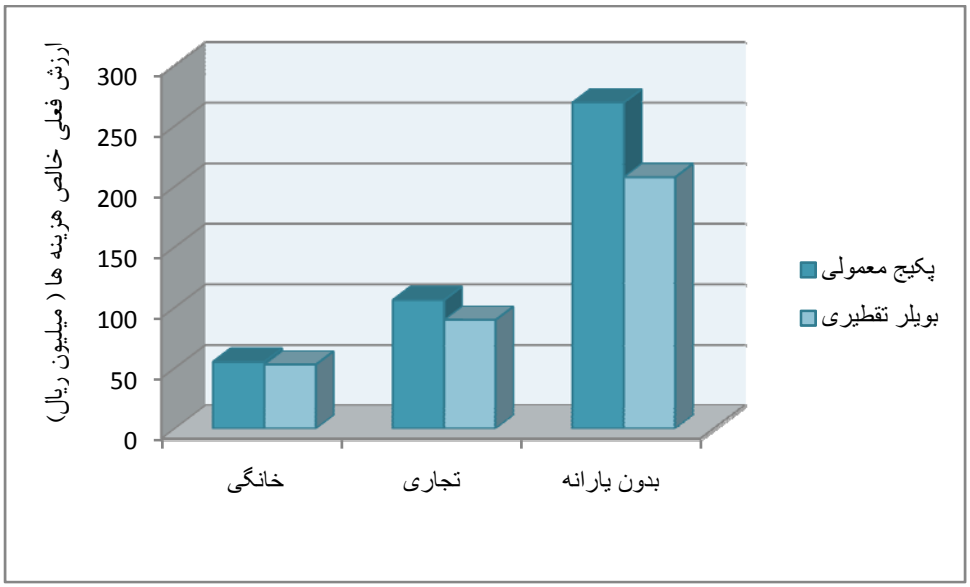
همچنین نمودارهای فوق نشان می‌دهند که برای هر سه تعرفه گاز مصرفی، همواره ارزش فعلی خالص هزینه‌های بویلر تقطیری کم‌تر از پکیج معمولی است. با توجه به این که در محاسبه NPV، همه ارقام به صورت هزینه هستند، در نهایت سیستمی که ارزش فعلی خالص آن رقم کم تری باشد، به لحاظ اقتصادی برای مصرف کننده مقرون به صرفه تر خواهد بود. بنابراین، با در نظر گرفتن هر یک از سه تعرفه گاز استفاده از بویلر تقطیری مقرون به صرفه خواهد بود. البته اختلاف مقدار فعلی هزینه های دو سیستم، با افزایش تعرفه گاز زیاد می شود که به معنای توجیه پذیرتر بودن استفاده از سیستم پکیج مرکزی در تعرفه های بالاتر گاز مصرفی است.

با افزایش قیمت داخلی گاز، مقدار ارزش فعلی خالص هزینه‌ها نیز با توجه به روند رو به رشد هزینه مصرف سوخت افزایش می‌یابد که این تغییرات را می‌توان در شکل ۵–۱۴ و ۵–۱۵، که در آن به مقایسه تفاوت ارزش فعلی خالص هزینه در پکیج-های معمولی و بویلرهای چگالشی به ازای کاربری های متفاوت در ۲ بار حرارتی ۲۶۳۰۰ و ۳۶۸۰۰ کیلوکالری بر ساعت پرداخته شده است، ملاحظه نمود. همانطور که در این ۲ نمودار نیز مشاهده می‌شود، در مصارف خانگی تفاوت ارزش فعلی

خالص هزینه‌های پکیج و بویلر چگالشی ناچیز می‌باشد. اما این تفاوت با افزایش قیمت داخلی گاز در کاربری‌های دیگر بیشتر می‌شود که نشان‌دهنده‌ی مناسب‌تر بودن این طرح برای مصارف تجاری و بدون یارانه می‌باشد. همچنین مشاهده می‌شود که در مصارف خانگی با افزایش بار حرارتی ارزش فعلی خالص هزینه‌ها مقدار کمی تغییر می‌کند، در صورتی که برای مصارف تجاری و بدون یارانه با افزایش بار حرارتی تغییرات قابل توجهی در مقدار ارزش فعلی خالص مشاهده می‌شود.

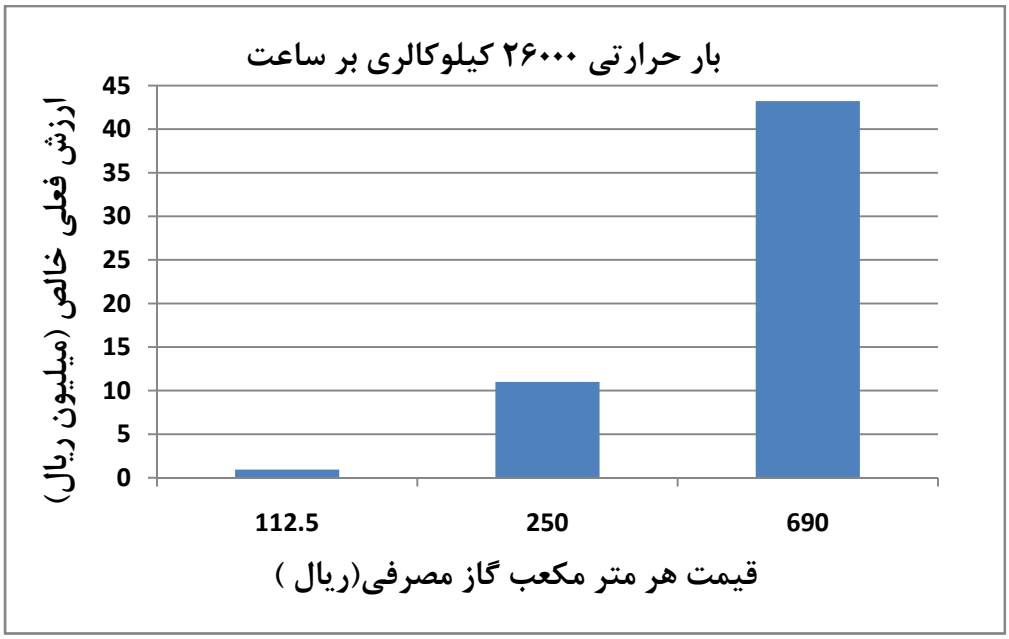


شکل ۵-۱٤ مقایسه تفاوت ارزش فعلی خالص هزینه های پکیج‌های معمولی و بویلر چگالشی در کاربری‌های متفاوت بر مبنای بار حرارتی ۲٦۳۰۰ کیلوکالری بر ساعت

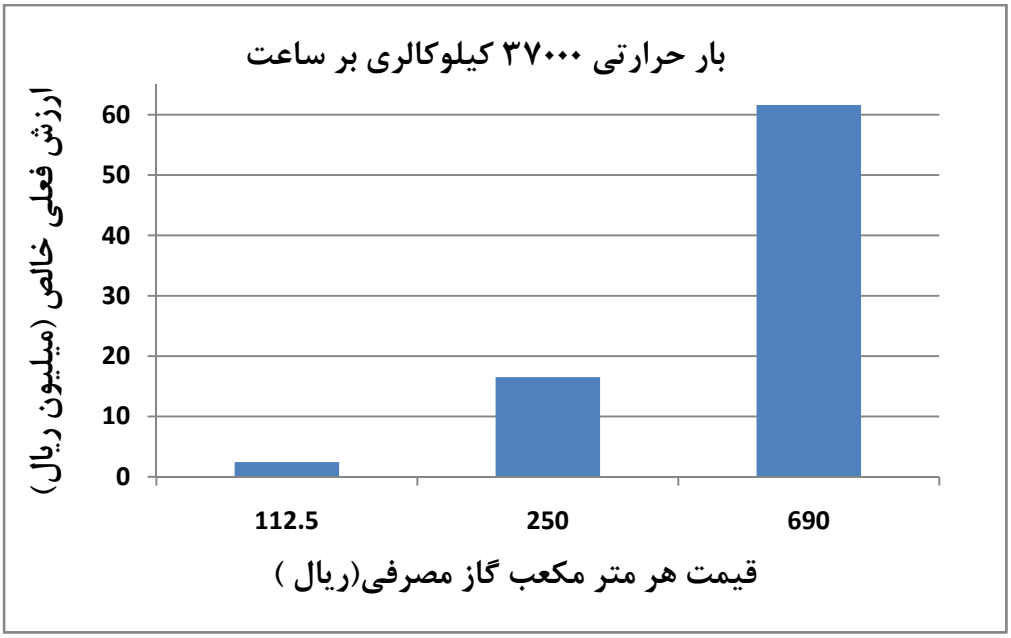


شکل۵-۱۵ مقایسه تفاوت ارزش فعلی خالص هزینه های پکیج‌های معمولی و بویلر چگالشی در کاربری‌های متفاوت بر مبنای بار حرارتی ۳۶۸۰۰ کیلوکالری بر ساعت

ارزش فعلی خالص اجرای طرح جایگزینی در ساختمان‌های در دست اداث نیز با مثبت در نظر گرفته شدن سود حاصل از اجرای طرح محاسبه شده است. شکل‌های ۵-۱۶ و ۵-۱۷ مقادیر ارزش فعلی خالص را در بارهای حرارتی متفاوت نشان می‌دهد.



شکل ۵-۱۶ ارزش فعلی خالص در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

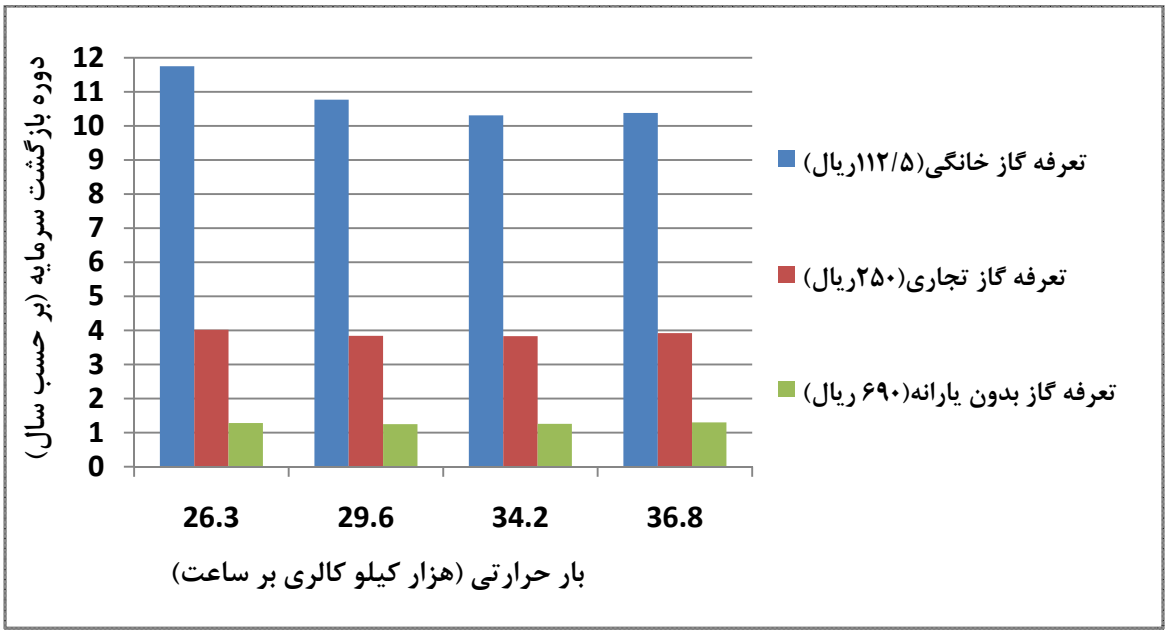


شکل ۵-۱۷ ارزش فعلی خالص در بار حرارتی ۳۷۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

۵-۷-۱-۱-۲ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار دوره بازگشت سرمایه

اگر چه ارزش فعلی خالص هزینه‌ها معیار قابل قبولی برای مقایسه دو طرح می‌باشد، برای مقایسه دو طرح از لحاظ زمانی که بازگشت سرمایه مصرف کننده در آن محقق می‌شود، بایستی دوره بازگشت سرمایه برای قیمت‌های مختلف گاز و برای بارهای حرارتی مختلف محاسبه گردد.

برای محاسبه دوره بازگشت سرمایه، هزینه خریداری بویلر تقطیری را به عنوان هزینه اولیه و کلیه درآمدهای ناشی از صرفه‌جویی در مصرف گاز و کاهش هزینه های تعمیر و نگهداری را نسبت به حالتی که از پکیج معمولی استفاده می‌شود، به عنوان درآمد سالیانه در نظر می‌گیریم و ارزش فعلی آن ها را محاسبه می‌کنیم. با برابر قرار دادن ارزش فعلی هزینه‌ها و درآمدها، مدتی که از آغاز سرمایه گذاری باید سپری شود تا هزینه و درآمد مساوی شوند بدست می‌آید که تحت عنوان نرخ بازگشت سرمایه شناخته می‌شود و هر قدر این زمان کوتاه‌تر باشد به این مفهوم است که زمان کم تری طول می‌کشد تا هزینه اولیه توسط درآمد ناشی از صرفه جویی در مصرف گاز و کاهش هزینه تعمیر و نگهداری جبران شود و توجیه پذیری استفاده از بویلر تقطیری بیش تر خواهد بود. دوره بازگشت سرمایه برای سه نرخ مختلف گاز و برای سه بار حرارتی در شکل ۵-۱۸ بدست آمده است.



شکل۵-۱۸- دوره بازگشت سرمایه برای استفاده از بویلر تقطیری به جای پکیج معمولی

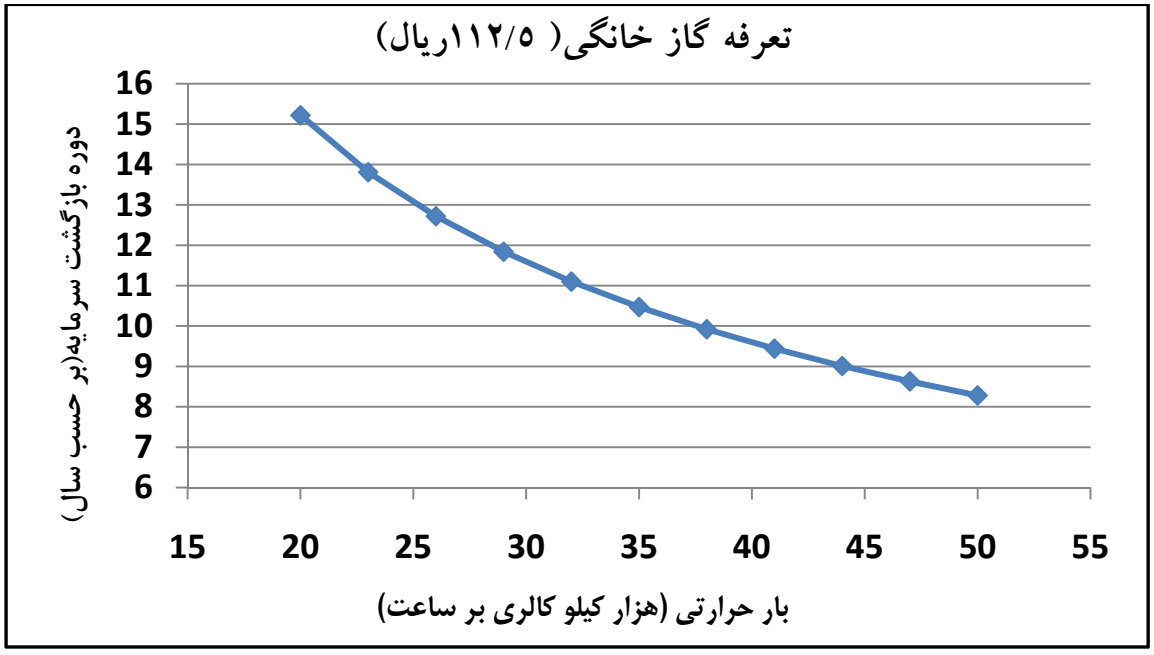
همانطور که در نمودار میله‌ای فوق مشخص است، با افزایش تعرفه گاز مصرفی و نیز با کاهش بار حرارتی، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد. البته تاثیر بار حرارتی بر دوره بازگشت سرمایه بسیار اندک است، به طوری که مثلاً در تعرفه گاز خانگی، دوره بازگشت سرمایه در بار حرارتی ۲۶۳۰۰ کیلو کالری بر ساعت و ۳۶۸۰۰ کیلو کالری بر ساعت، به ترتیب ۱۱/۷سال و ۱۰/۴ سال است که نشان دهنده تفاوت کم در دوره بازگشت سرمایه در صورت افزایش بار حرارتی می‌باشد.

از طرف دیگر با افزایش تعرفه گاز مصرفی، دوره بازگشت سرمایه به طور قابل توجهی کاهش می‌یابد. به طور مثال برای بار حرارتی ۲۶۳۰۰ کیلو کالری بر ساعت، دوره باز گشت سرمایه برای سه تعرفه گاز مصرفی خانگی، تجاری و بدون یارانه، به ترتیب ۱۱/۷، ۴ و ۱/۳ سال می‌باشد. بنابراین هر چه تعرفه گاز مصرفی بالاتر باشد، استفاده از بویلر تقطیری بیش‌تر به صرفه خواهد بود که دقیقاً با نتیجه بدست آمده از معیار ارزش فعلی خالص همخوانی دارد.

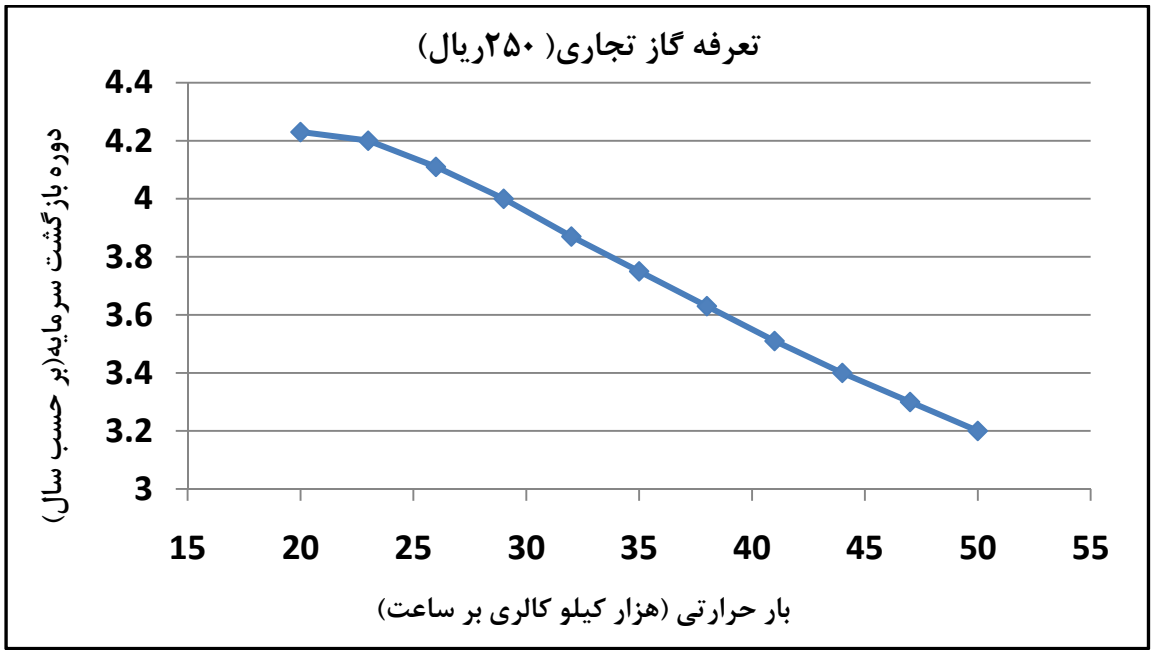
۵-۷-۱-۱-۳ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه مصرف‌کننده

بررسی طرح با استفاده از هر دو معیار ارزش فعلی خالص و دوره بازگشت سرمایه نشان داد که استفاده از بویلر تقطیری مقرون به صرفه‌تر است. اما به منظور مشخص نمودن قیمت های گاز و بارهای حرارتی که به ازای آن ها توجیه پذیری استفاده از بویلر تقطیری بیش‌تر است، لازم است که آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به تعرفه گاز مصرفی و بار حرارتی انجام شود.

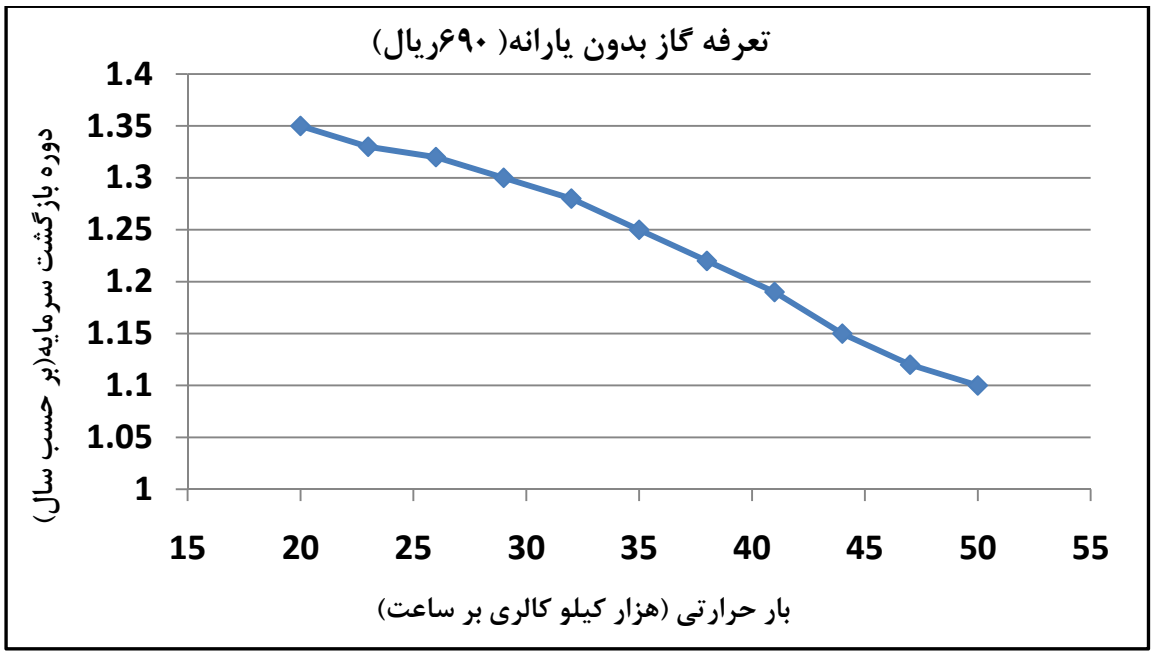
نمودارهای مربوط به آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای سه تعرفه مختلف گاز مصرفی در شکل‌های ۵-۱۹ تا ۵-۲۱ نمایش داده‌شده‌اند.



شکل۵-۱۹- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز خانگی (۱۱۲/۵ ریال)



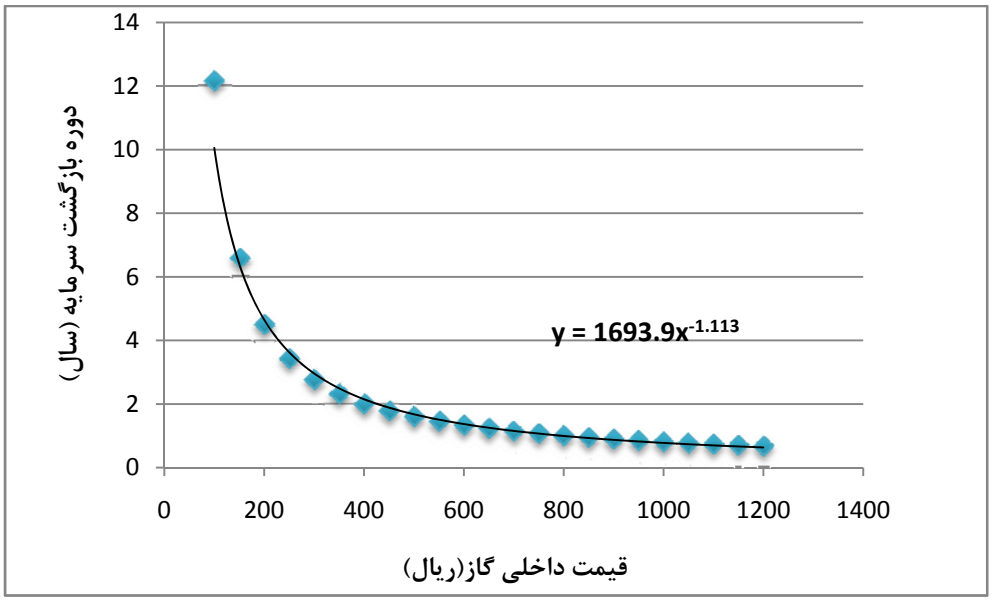
شکل۵-۲۰- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز تجاری (۲۵۰ ریال)



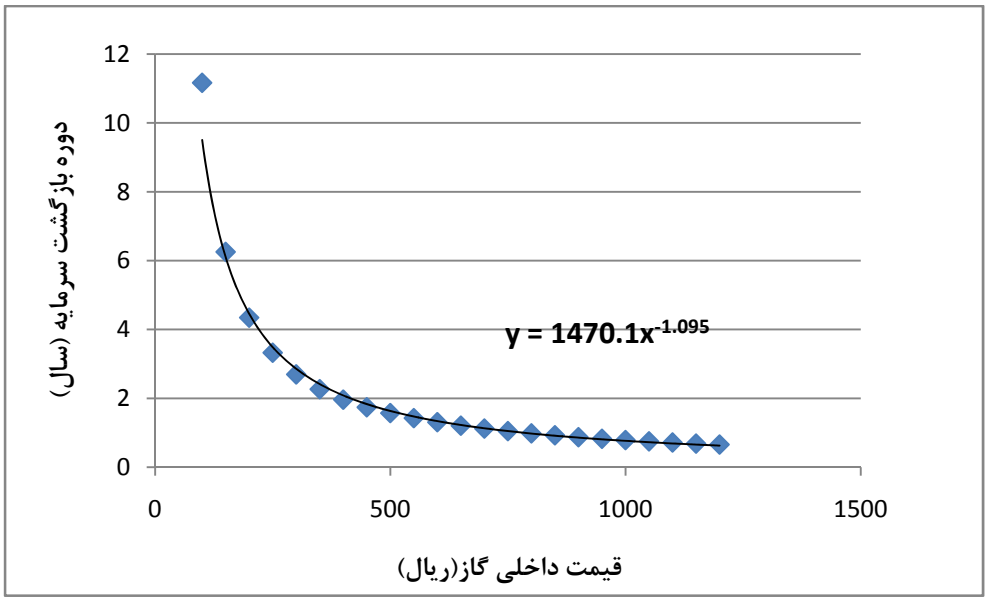
شکل۵-۲۱-آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به بار حرارتی برای تعرفه گاز بدون یارانه (۶۹۰ ریال)

نمودارهای فوق نشان می دهند که با افزایش بار حرارتی دوره بازگشت سرمایه زیاد می‌شود، به طوری که مثلاً برای تعرفه گاز خانگی، دوره بازگشت سرمایه در بار حرارتی ۲۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت و ۵۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت، از ۱۵/۲ سال به ۸/۲ سال کاهش می‌یابد. البته این کاهش در تعرفه‌های گاز بالاتر، میزان کم‌تری دارد. به طور مثال برای تعرفه گاز ۶۹۰ ریال، دوره بازگشت سرمایه در بار حرارتی ۲۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت و ۵۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت از ۱/۳۵ سال به ۱/۱ سال کاهش می‌یابد، که کاهش بسیار کمتری را در دوره بازگشت سرمایه نشان می‌دهد. این موضوع بیانگر حساسیت بالای دوره بازگشت سرمایه به قیمت گز می‌باشد.

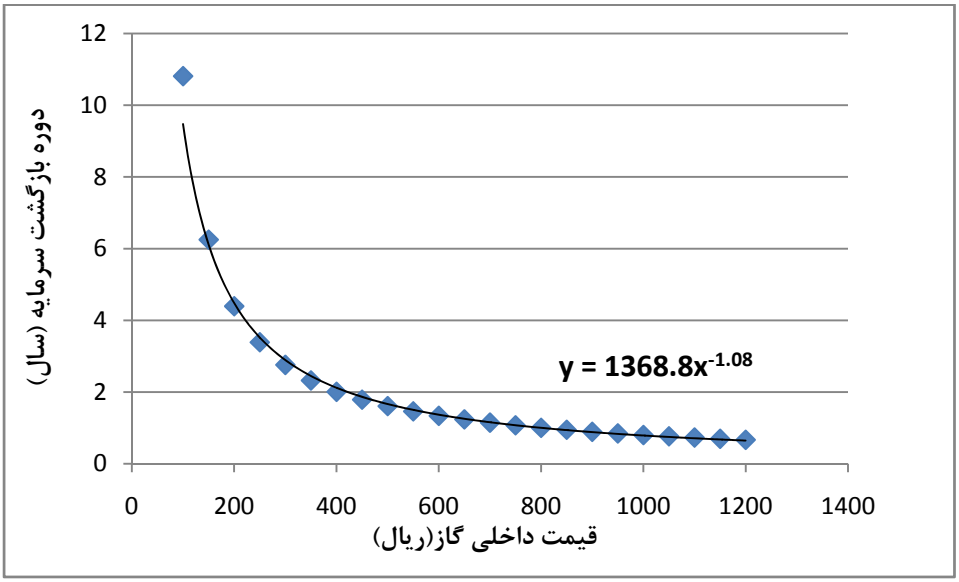
نمودارهای مربوط به آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه نسبت به تعرفه مختلف گاز مصرفی برای چهار بار حرارتی در شکل‌های ۵-۲۲ تا ۵-۲۵ نمایش داده‌شده‌اند.



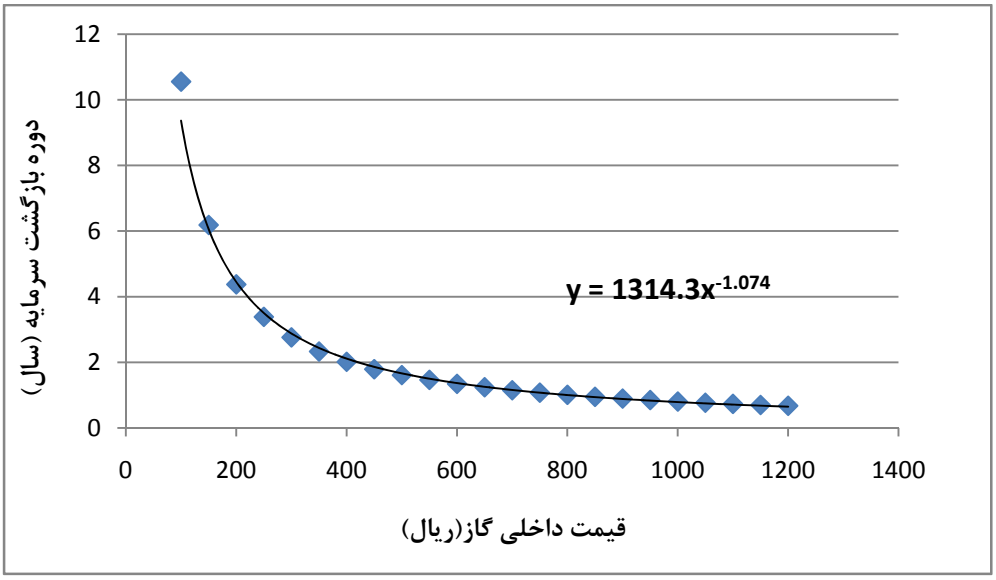
شکل ۵-۲۲- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۶۳۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۲۳- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۹۶۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۲۴- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۴۲۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۲۵- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۶۸۰۰ کیلوکالری بر ساعت

چهار نمودار فوق نشان می‌دهند که اولاً در بارهای حرارتی بیش تر، دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر است و ثانیاً در هر بار حرارتی با افزایش تعرفه گاز مصرفی، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد؛ بدین معنی که اهمیت درآمد ناشی از صرفه جویی در مصرف گاز در صورت استفاده از بویلر تقطیری افزایش یافته و استفاده از این سیستم توجیه اقتصادی بیش تری خواهد داشت. منحنی‌های گذرنده در هر یک از این نمودارها رابطه‌ی عددی دوره بازگشت سرمایه با تعرفه گاز مصرفی را مشخص می‌کند. با توجه به کاهش ضرایب و توان X - تعرفه گاز مصرفی- در این نمودار ها با افزایش بار حرارتی، می‌توان نتیجه گرفت که حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت داخلی گاز با افزایش بارهای حرارتی کمتر خواهد بود.

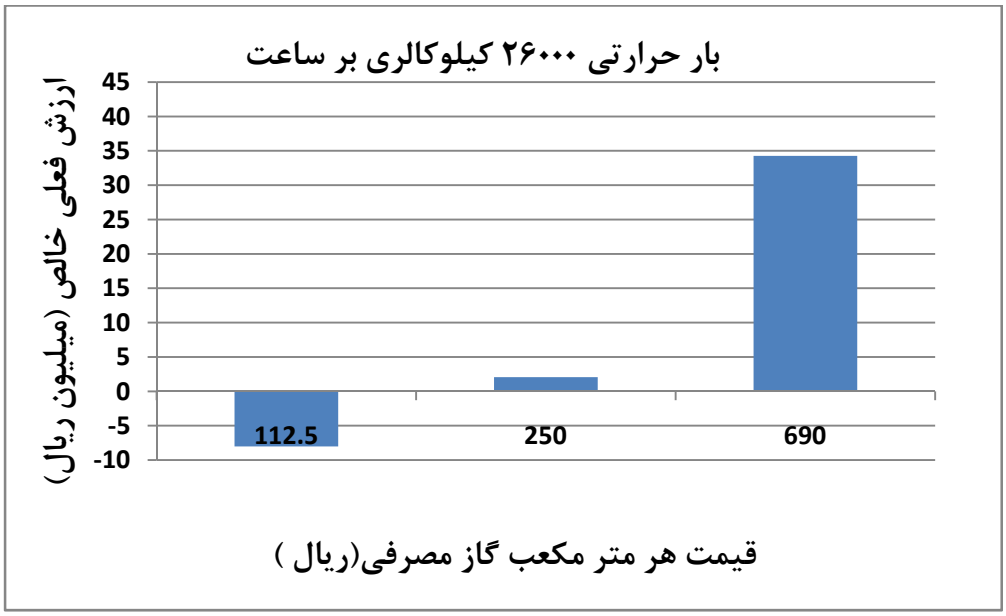
۵-۷-۱-۲ بررسی اقتصادی طرح جایگزینی پکیج چگالشی از دیدگاه مصرف کننده در ساختمان‌های موجود

در بخش گذشته جنبه‌های اقتصادی جایگزینی بویلر تقطیری در ساختمان‌های در دست احداث مورد بحث و بررسی قرار گرفت. در صورتی که بویلرهای تقطیری جایگزین سایر سیستم‌های حرارتی موجود در ساختمان‌ها، از جمله پکیج‌های معمولی شود، کاربر ملزم به تقبل کل هزینه بویلر تقطیری بعلاوه اختلاف هزینه تعمیر و نگهداری خواهد بود.

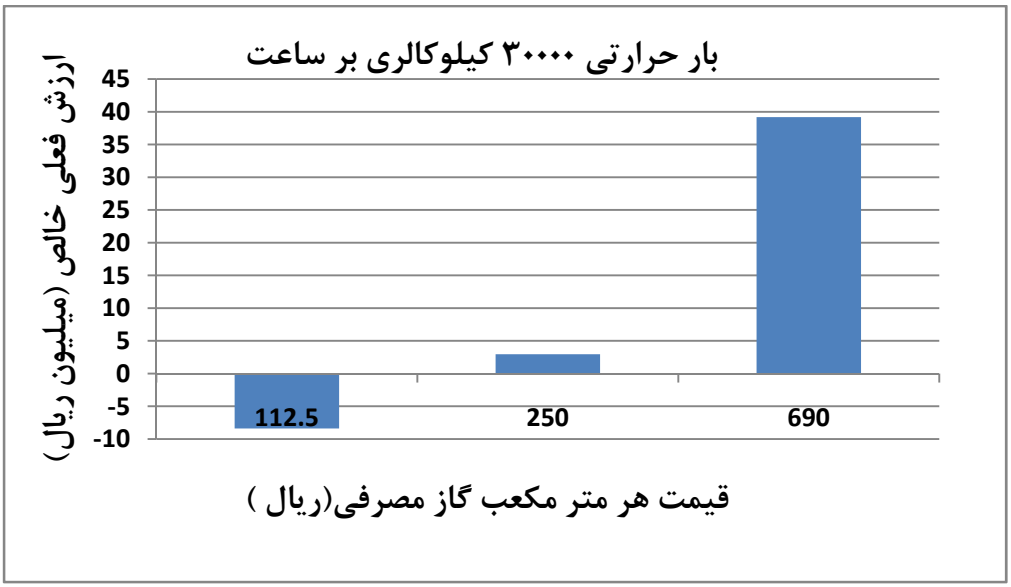
در این قسمت استفاده از بویلرهای تقطیری در ساختمان های موجود بررسی می‌شود. همان‌طور که پیشتر نیز اشاره شد، در جایگزینی بویلرهای چگالشی در ساختمان‌های موجود، ملزوماتی برای اتصال میعانات اسیدی به سیستم تخلیه آب‌های حاصل از چگالش در سیستم لوله‌کشی ساختمان مورد نیاز است. به طور عمده هزینه اتصال این نوع بویلرها بسیار ناچیز بوده و نسبت به هزینه اولیه بویلر چگالشی رقم چشمگیری نخواهد بود. اما در مواردی که سیستم حرارتی پیشین، مجهز به دودکش استاندارد برای تخلیه گازهای حاصل از احتراق نمی‌باشد، لازم است که هزینه‌ای برای تهیه دودکش نیز در نظر گرفته شود. در بویلرهای چگالشی، به علت استفاده از مبدل حرارتی دوم که دمای محصولات احتراق را کاهش می‌دهد و در مواردی منجر به چگالش آن‌ها می‌شود، سرعت خروج گازها کاهش یافته و در صورت استفاده از دودکش نامناسب، به علت وجود تلفات ممکن است که جریان بازگشتی گاز بوجود آید. در نتیجه، استفاده از دودکش استاندارد و مناسب در جایگزینی بویلرهای تقطیری در ساختمان‌های موجود بسیار حائز اهمیت است. با توجه به استعلام‌های صورت گرفته از متخصصین شرکت بوتان، هزینه‌های مازاد، که شامل نصب و راه‌اندازی و تهیه ملزومات اتصال بویلر به سیستم لوله‌کشی ساختمان می‌باشد، در حدود ۶۵۰۰۰۰ ریال است و در محاسبات نیز لحاظ شده است. شایان ذکر است که این هزینه برابر بارهای حرارتی مختلف تقریباً ثابت است.

۵-۷-۱-۲-۱ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار ارزش فعلی خالص (NPV) در ساختمان‌های موجود

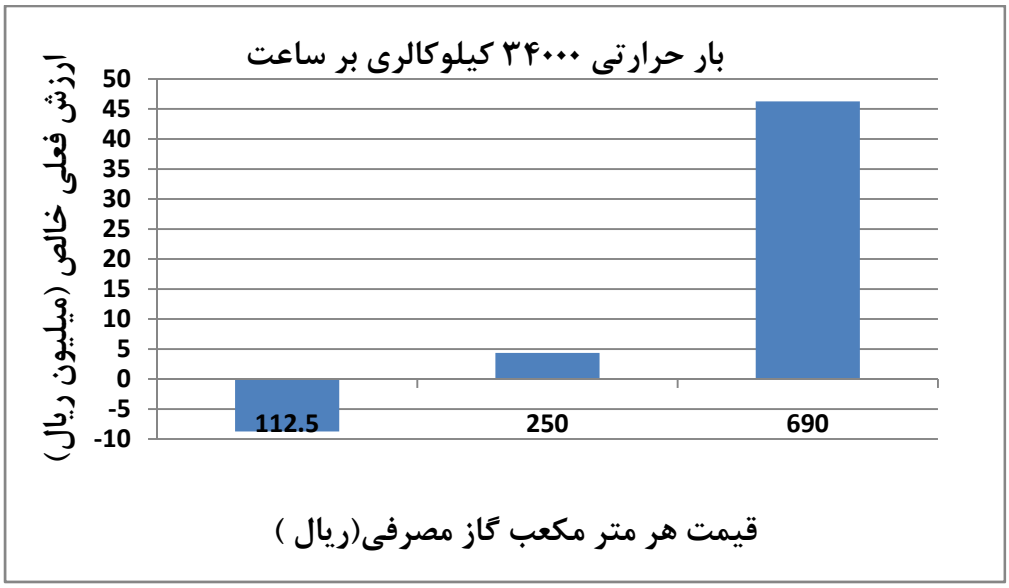
اجرای طرح جایگزینی در ساختمان‌های موجود هزینه بیشتری را به مصرف کننده تحمیل می‌کند. با توجه به افزایش هزینه اولیه، توجیه اقتصادی استفاده از بویلرهای چگالشی نسبت به ساختمان‌های در دست احداث کاهش می‌یابد. نتایج بدست آمده نشان می‌دهد که در صورت سرمایه گذاری در ساختمان‌های موجود جهت استفاده از پکیج چگالشی با توجه به قیمت فعلی گاز مصرفی، زمان بازگشت سرمایه از طول عمر پکیج بیشتر خواهد بود. شکل‌های ۵-۲۶، ۵-۲۷، ۵-۲۸ و ۵-۲۹ ارزش فعلی خالص(با در نظر گرفتن سود مثبت) را برای بارهای حرارتی مختلف نشان می‌دهد.



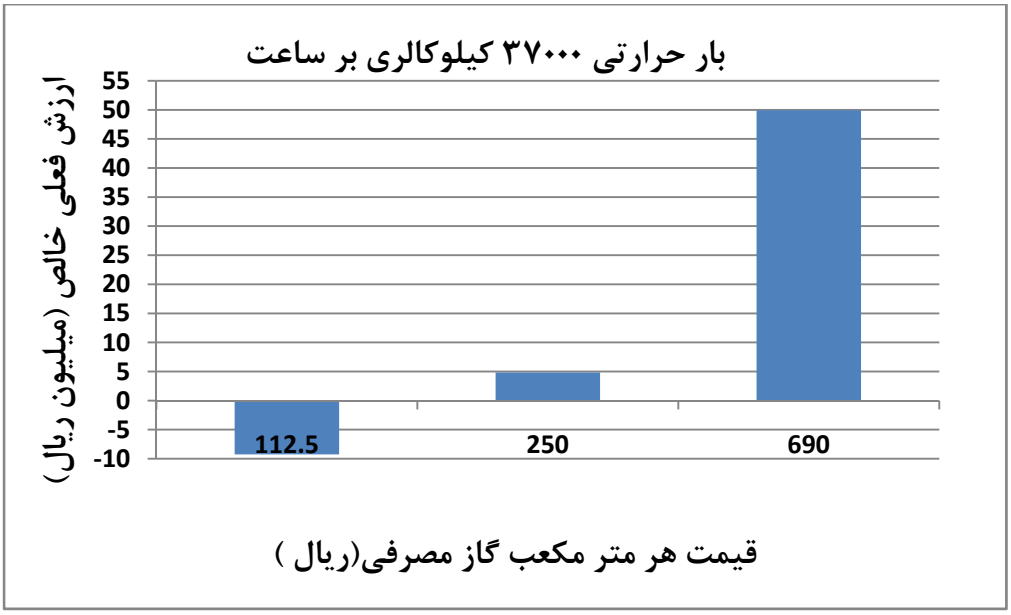
شکل ۵-۲۶- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۲۷- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۲۸- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۴۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

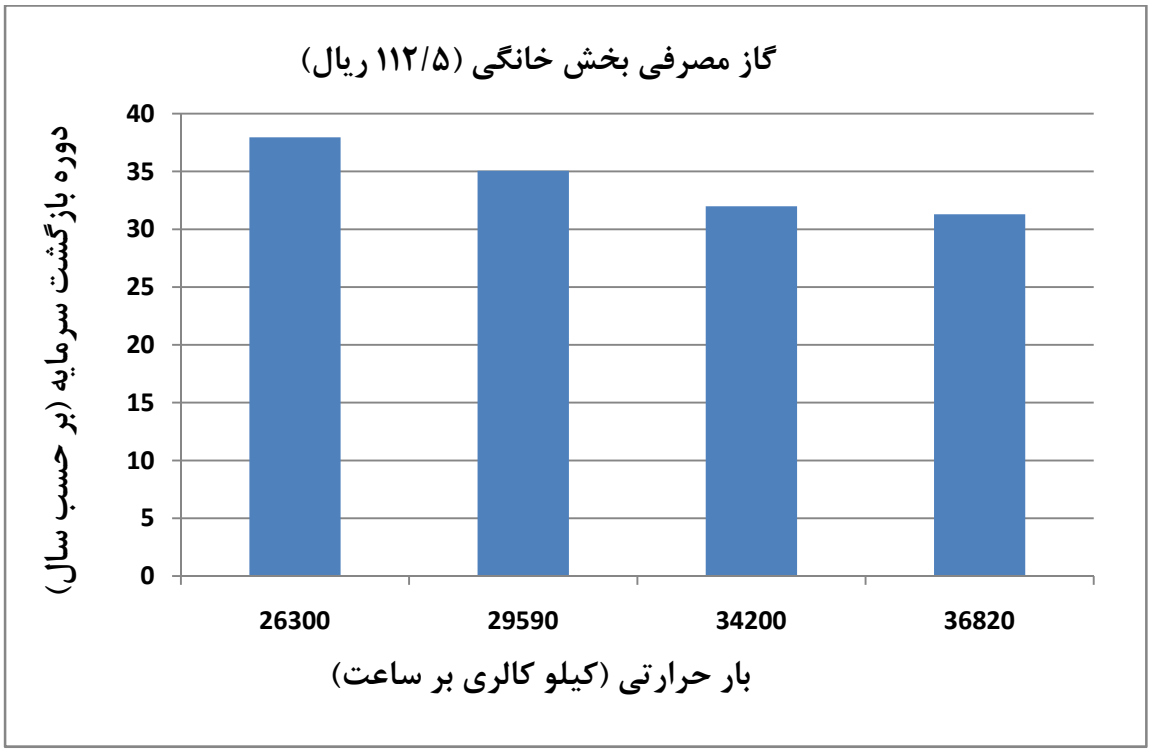


شکل ۵-۲۹- ارزش فعلی خالص استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود در بار حرارتی ۳۷۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

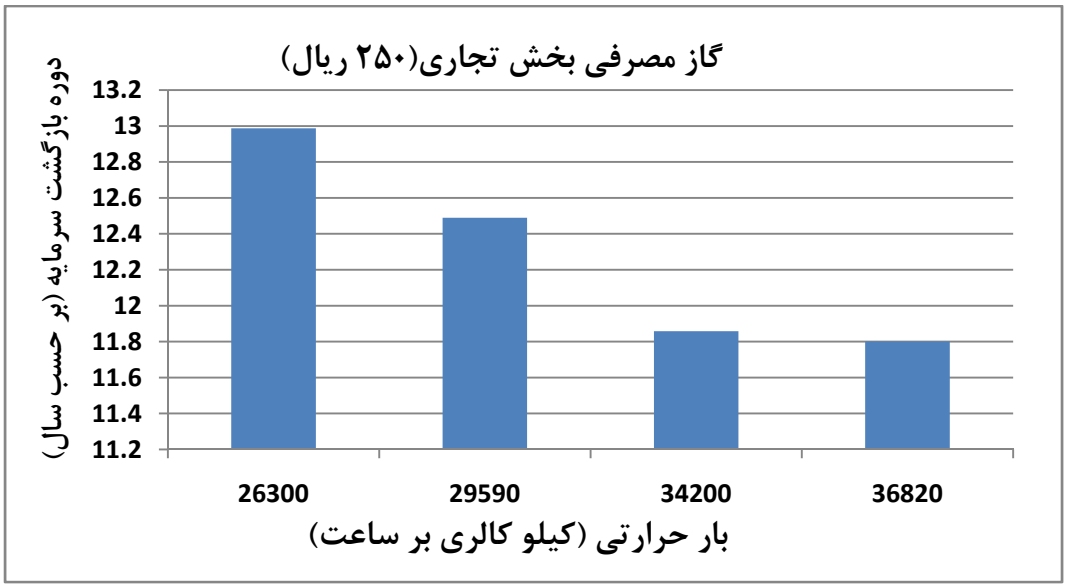
با توجه به این نمودارها می‌توان نتیجه گرفت با افزایش بار حرارتی ساختمان، اجرای طرح جایگزینی استفاده از لحاظ اقتصادی توجیه پذیرتر می‌شود. علاوه بر این مشخص است که صرفه اقتصادی این طرح با افزایش قیمت گاز طبیعی نیز افزایش می‌یابد. باید توجه داشت که با توجه به افزایش هزینه اولیه جایگزینی پکیج چگالشی در ساختمان‌های موجود، حساسیت ارزش فعلی خالص طرح به قیمت گاز طبیعی کاهش یافته است.

۵-۷-۱-۲-۲ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه مصرف کننده با معیار دوره بازگشت سرمایه در ساختمان‌های موجود

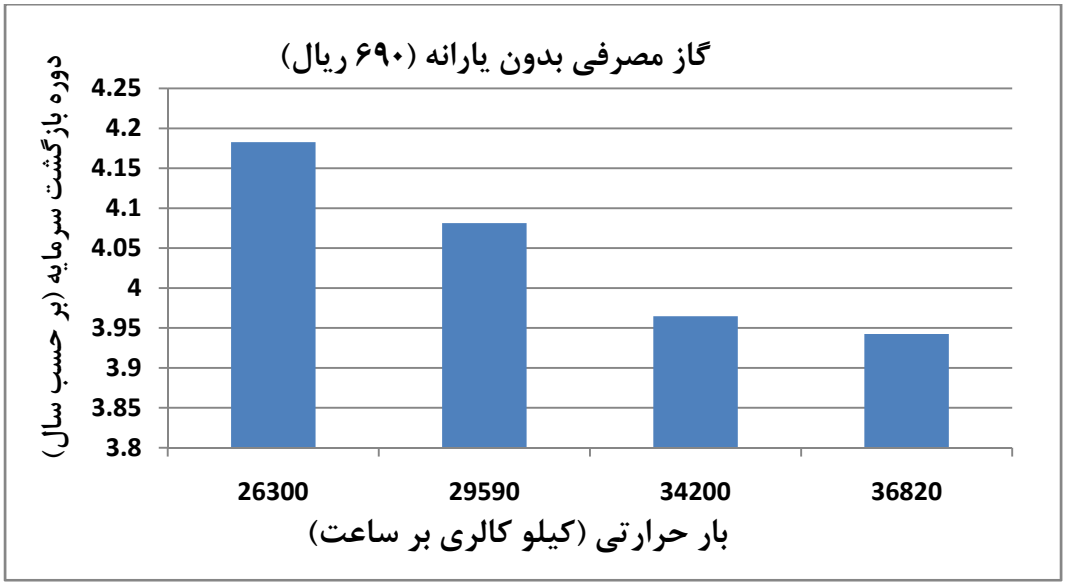
همانگونه که در بخش بررسی اقتصادی اجرای طرح جایگزینی پکیج چگالشی در ساختمان‌های در دست احداث مشاهده شد، استفاده از دوره بازگشت سرمایه نیز یکی از روش‌های بررسی توجیه اقتصادی یک طرح می‌باشد. با توجه به افزایش هزینه اولیه در سرمایه گذاری جهت جایگزینی بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود، دوره بازگشت سرمایه در این بخش نسبت به این اجرای طرح در ساختمان‌های در دست احداث افزایش می‌یابد. شکل‌های ۵-۳۰، ۵-۳۱ و ۵-۳۲ دوره بازگشت سرمایه جایگزینی بویلر چگالشی در ساختمان‌هایی با بار حرارتی متفاوت را در قیمت‌های مختلف گاز طبیعی نشان می‌دهند.



شکل ۵-۳۰- دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۱۱۲/۵ ریال

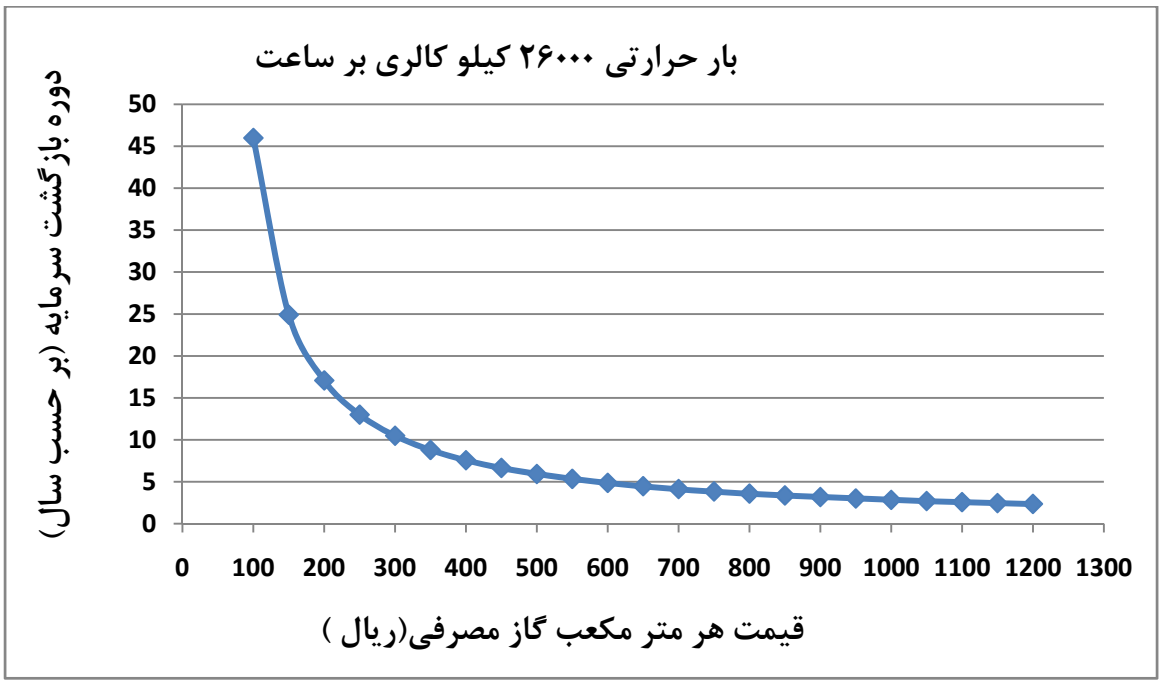


شکل ۵-۳۱- دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۲۵۰ ریال

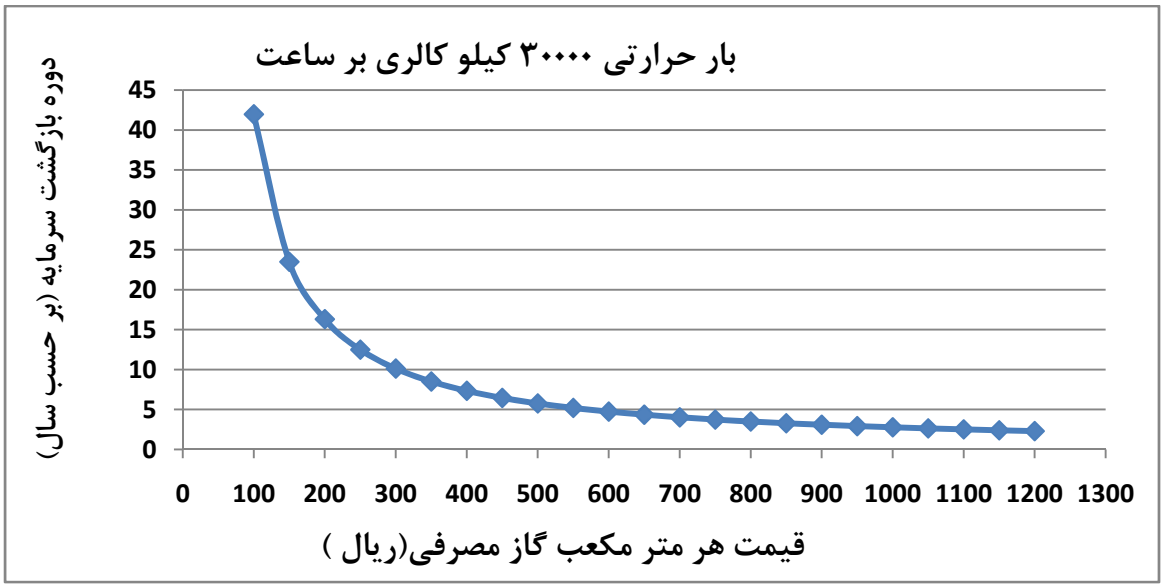


شکل ۵-۳۲- دوره بازگشت سرمایه استفاده از بویلر چگالشی در ساختمان‌های موجود به ازای قیمت گاز ۶۹۰ ریال

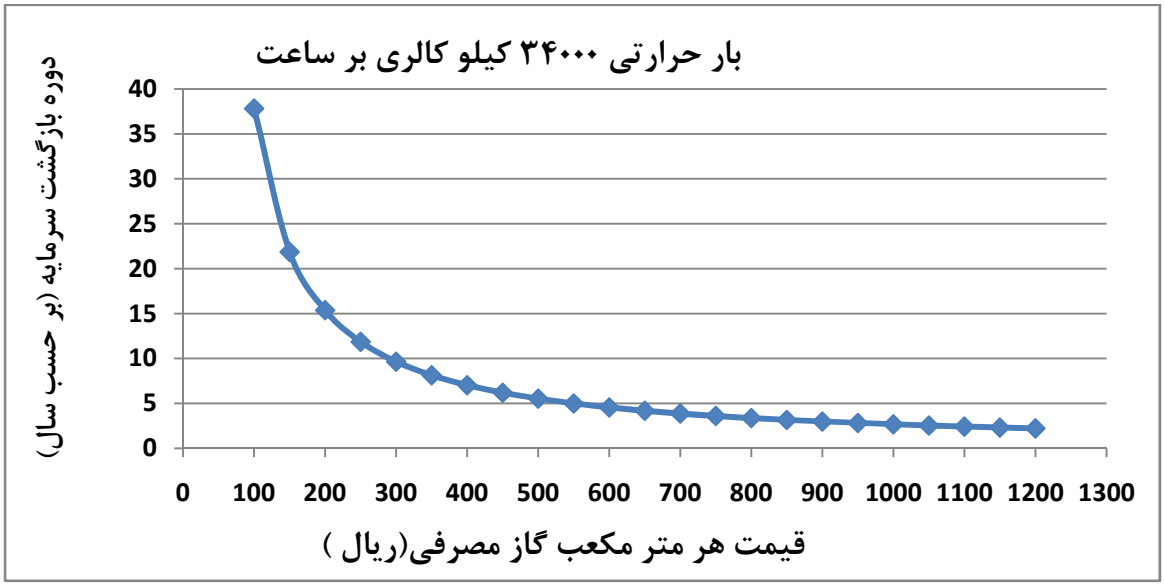
با توجه به آنالیزهای صورت گرفته در بررسی اقتصادی اجرای طرح جایگزینی در ساختمان‌های در دست احداث، یکی از پارامترهای تأثیر گذار بر دوره بازگشت سرمایه جایگزینی بویلر چگالشی در ساختمان‌ها، قیمت گاز می‌باشد. به منظور بررسی تأثیر این پارامتر بر دوره بازگشت سرمایه، آنالیز حساسیت قیمت گاز در بارهای حرارتی متفاوت انجام شده است. شکل‌های ۵-۳۳، ۵-۳۴ و ۵-۳۵ نتایج حاصل از آنالیز حساسیت را نشان می‌دهد.



شکل ۵-۳۳- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۲۶۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۳٤- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳۰۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت



شکل ۵-۳۵- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت گاز در بار حرارتی ۳٤۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

۵-۷-۲ بررسی اقتصادی طرح از دیدگاه ملی

صرفه اقتصادی جایگزینی بویلرهای تقطیری با پکیج‌های معمولی از دید مصرف کننده در بخش قبل مورد بررسی قرار گرفت. در این بخش، جایگزینی در صورت سرمایه گذاری ملی از منظر اقتصادی مورد بررسی قرار می‌گیرد. در این بررسی دولت با پرداخت کل هزینه اولیه اجرای طرح و یا بخشی از آن در اجرای طرح مشارکت خواهد کرد. نتایج به صورت نمودارهایی با در نظر گرفتن آنالیز حساسیت پارامترهای مختلف ارائه شده‌اند.

به منظور بررسی اقتصادی جایگزینی بویلرهای تقطیری با پکیج‌های معمولی، سرمایه گذاری به دو بخش مجزا تقسیم می-شود. بخش اول سرمایه‌گذاری مربوط به استفاده از این بویلرها در ساختمان های موجود می‌باشد. این بخش، سرمایه گذاری بسیار بیشتری را نسبت به سرمایهٔ لازم در ساختمان‌های در دست احداث طلب می‌کند. با توجه به اسیدی بودن میعانات حاصل از چگالش لازم است که از موادی در سیستم لوله‌کشی ساختمان استفاده شود که توانایی مقابله با میعانات اسیدی و خوردگی را داشته باشند. از آنجایی که محلی برای تخلیه آب‌های حاصل از چگالش در سیستم لوله‌کشی ساختمان به طور معمول تعبیه می‌شود، تنها لازم است ملزمات اتصال محل خروج میعانات حاصل از چگالش در بویلرهای چگالشی به آن‌ها در نظر گرفته شود.

۵-۷-۲-۱ بررسی اقتصادی بویلرهای تقطیری در ساختمان های در دست احداث

در این قسمت استفاده از بویلرهای تقطیری در ساختمان های دردست احداث بررسی می شود. در طول بررسی اقتصادی فرض شده است که دولت در ابتدای هر سال تعداد بویلر تقطیری مورد نیاز جهت استفاده در ساختمان های دردست احداث همان سال را تهیه می کند. به این صورت هر سال یک مقدار مشخص سرمایه گذاری نیاز است. به منظور دسته بندی این سرمایه‌گذاری ۳ استراتژی در نظر گرفته شده است که به شرح ذیر می‌باشند:

- استراتژی اول: دولت درصدی از تفاوت قیمت بویلر تقطیری با پکیجهای معمولی را پرداخت می‌کند..

- استراتژی دوم: دولت تمام تفاوت قیمت بویلر تقطیری با پکیجهای معمولی را پرداخت می‌کند.
- استراتژی سوم: دولت علاوه بر پرداخت تفاوت قیمت بویلر تقطیری با پکیجهای معمولی ملزم به پرداخت درصدی از قیمت اولیه بویلرهای تقطیری نیز می‌باشد.

هر یک از استراتژی‌های مطرح شده نیازمند محاسبات و تحلیل‌های اقتصادی مربوطه می‌باشند که در ادامه با دیدگاه ارزش فعلی خالص هزینه‌ها و دوره بازگشت سرمایه و همچنین با توجه به درصد سهم سرمایه‌گذاری، به بررسی هر یک پرداخته شده است. علاوه بر این، بدلیل اهمیت بالای پارامتر قیمت منطقه‌ای گاز، حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه-ای گاز نیز مورد مطالعه قرار گرفته است. باید در نظر داشت که نتایج ارائه شده مربوط به بررسی هزینه–فرصت طرح می-باشد.

در طول بررسی اقتصادی ابتدا با توجه به استراتژی‌های در نظر گرفته شده، هزینهٔ لازم جهت تهیهٔ بویلر تقطیری به منظور تأمین نیاز بخش ساختمان بطور سالانه مشخص می شود. این هزینه ها از سال ۸۹ آغاز می شوند. سپس درآمد حاصل از کاهش مصرف گاز نیز بطور ماهانه محاسبه می گردد. این درآمد از فروش گاز صرفه جویی شده، به قیمت منطقه ای به خارج از کشور حاصل می گردد. در ادامه، نحوهٔ محاسبهٔ هریک از موارد فوق بطور مفصل ذکر شده در نهایت مدل اقتصادی ارائه می شود. نتیجهٔ نهایی تحلیل بصورت دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازگشت سرمایه در طول استفاده از بویلرهای تقطیری بجای پکیج‌های معمولی ارائه شده است.

۵-۷-۲-۱-۱ برآورد سود حاصل از سرمایه گذاری در هر سال

علت اصلی جایگزینی بویلرهای تقطیری با پکیج‌های معمولی یا هر سایر منابع متداول در سیستم های حرارت ، بازده بالای این نوع بویلرها می باشد. اختلاف بازده بین بویلرهای تقطیری و پکیج‌های معمولی موجود منجر به کاهش مصرف گاز در

سیستم حرارت می شود. کاهش مصرف گاز علاوه بر کاهش هزینه های مصرف کننده که در بخش قبل بطور کامل مورد بررسی قرار گرفتند، از دیدگاه ملی(سرمایه گذاری دولتی) نیز دارای مزایای بسیار زیادی می باشد.

مهمترین مزیت استفاده از بویلرهای تقطیری با بازده بالا در سیستمهای حرارتی از دیدگاه ملی کاهش هزینهٔ تأمین انرژی توسط دولت می باشد. مزایای دیگری نظیر کاهش هزینه های اجتماعی نیز در کنار کاهش هزینهٔ تأمین گاز نقش ایفا می کنند. این هزینه ها شامل مواردی همچون هزینهٔ کنترل آلودگی هوا، آلودگی صوتی و .... می باشد. این هزینه ها تنها منجر به کاهش دورهٔ بازگشت سرمایه محاسبه شده می شوند.

در تحلیل‌های اقتصادی ارزش افزوده با توجه به در آمد حاصل از سرمایه گذاری در این بخش از فروش گاز طبیعی با قیمت منطقه ای به کشورهای دیگر حاصل می‌شود. به منظور انجام محاسبات قیمت منطقه‌ای گاز در مرحله اول برابر ۱۶ سنت در نظر گرفته شده است که در ادامه تاثیر تغییرات قیمت منطقه‌ای گاز نیز لحاظ خواهد شد. مقدار سود محاسبه شده در یک سال ثابت است اما این مقدار با توجه به نرخ تنزیل داخلی در هر سال افزایش می یابد.

۵-۷-۲-۱-۲ نتایج حاصل از بررسی اقتصادی طرح جایگزینی در ساختمان های در دست احداث

همانگونه که در بخش قبل ذکر شد، دورهٔ بازگشت سرمایهٔ هر سال با توجه به نرخ منطقه‌ای گاز و استراتژی مورد نظر محاسبه می‌شود. طول مدت زمان این دوره با استفاده از نرم افزار بدست آمده است. برخی از اطلاعات مورد استفاده در ورودی این نرم‌افزار در جدول ۵-۱۶ ارائه شده است.

جدول ۵-۱۶- اطلاعات مورد استفاده در محاسبه دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی

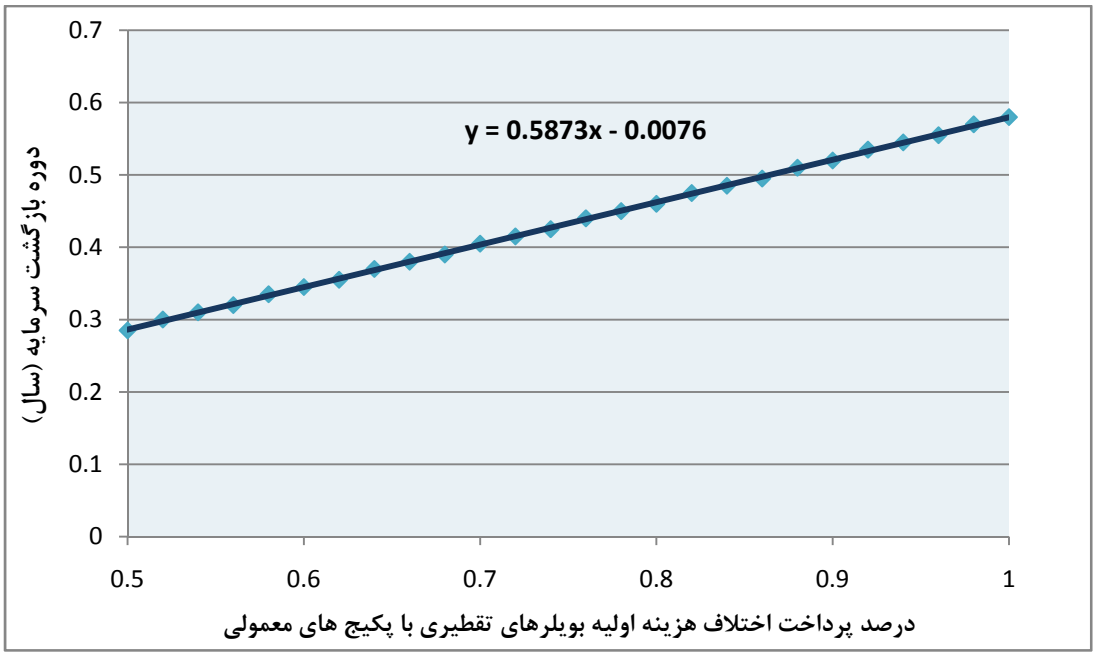
پارامتر	مقدار
هزینه اولیه تهیه پکیج معمولی	۹۸/۰۰۰/۰۰۰ ریال
هزینه اولیه تهیه بویلر تقطیری	۱۵۳/۰۰۰/۰۰۰ ریال
قیمت منطقه ای گاز	۱۶ سنت
بار حرارتی	۲۴۰۰۰ کیلوکالری بر ساعت

بر اساس محاسبات انجام شده، دوره بازگشت سرمایه در ۳ حالت خاص از استراتژی‌های مطرح‌شده، با در نظر گرفتن قیمت منطقه‌ای گاز برابر با ۱۶ سنت، مطابق با شکل۵-۳۶ می باشد. در این نمودار ستون مربوط به استراتژی اول بیانگر پرداخت ۸۰ درصد از تفاوت قیمت بویلرهای چگالشی با پکیج معمولی و ستون مربوط به استراتژی سوم معرف پرداخت ۲۰ درصد از هزینه‌ی اولیه بویلرهای تقطیری بعلاوه اختلاف قیمت بویلرهای چگالشی با پکیج معمولی می‌باشد. همانطور که پیشتر نیز اشاره شد، سهم سرمایه‌گذاری در نظر گرفته‌شده در بالا حالت خاصی از استراتژی های اول و سوم می‌باشد. با توجه به نمودار میله‌ای ۵-۳۶ مشاهده می‌شود که دوره بازگشت سرمایه برای هر ۳ استراتژی کمتر از یک سال می‌باشد و همان‌گونه که پیش‌بینی می‌شد با افزایش سهم سرمایه‌گذاری این مقدار نیز افزایش می‌یابد.

شکل ۵-۳۶ - مقایسه دوره بازگشت سرمایه در استراتژی‌های مختلف با قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه سرمایه‌گذاری ملی

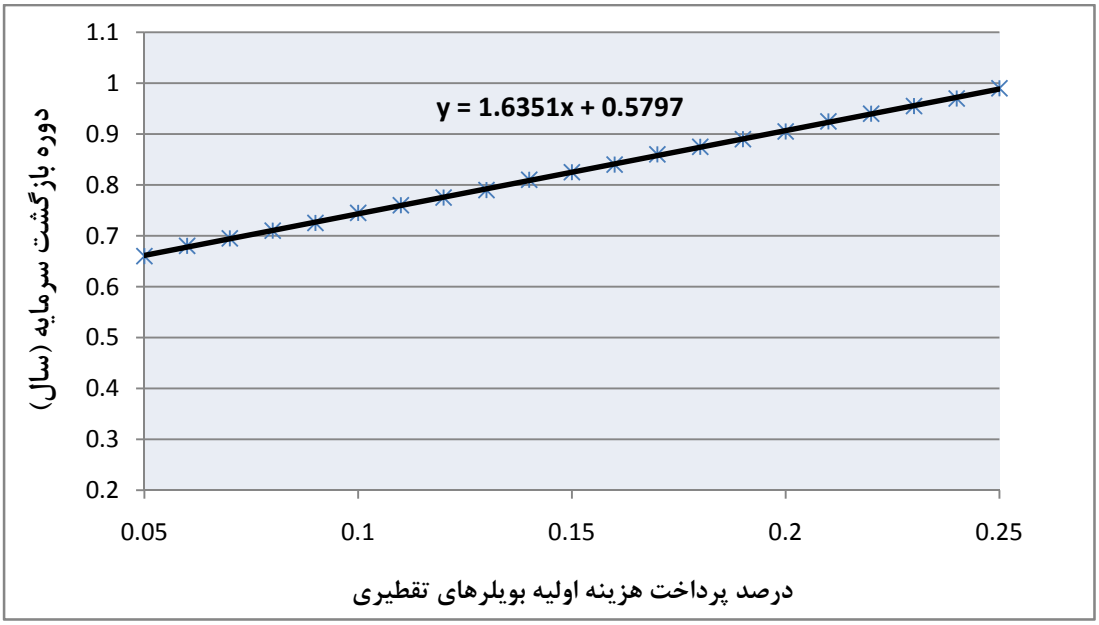
۵-۷-۲-۱-۳ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی

با در نظر گرفتن این موضوع که نتایج نشان داده‌شده در شکل ۵-۳۶ تنها در برگیرنده‌ی حالت های خاصی از استراتژی اول و سوم می‌باشد تحلیل دقیق‌تر در این زمینه نیازمند بررسی حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد مشارکت در دیدگاه ملی می‌باشد. نتایج این محاسبات در شکل های ۵-۳۷ و ۵-۳۸ نشان داده شده‌اند که به ترتیب بیانگر آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه بر حسب سهم سرمایه گذاری در استراتژی اول و سوم می‌باشد.



شکل۵-۳۷ – آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت اختلاف هزینه اولیه بویلر تقطیری با پکیج معمولی در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت در دیدگاه ملی

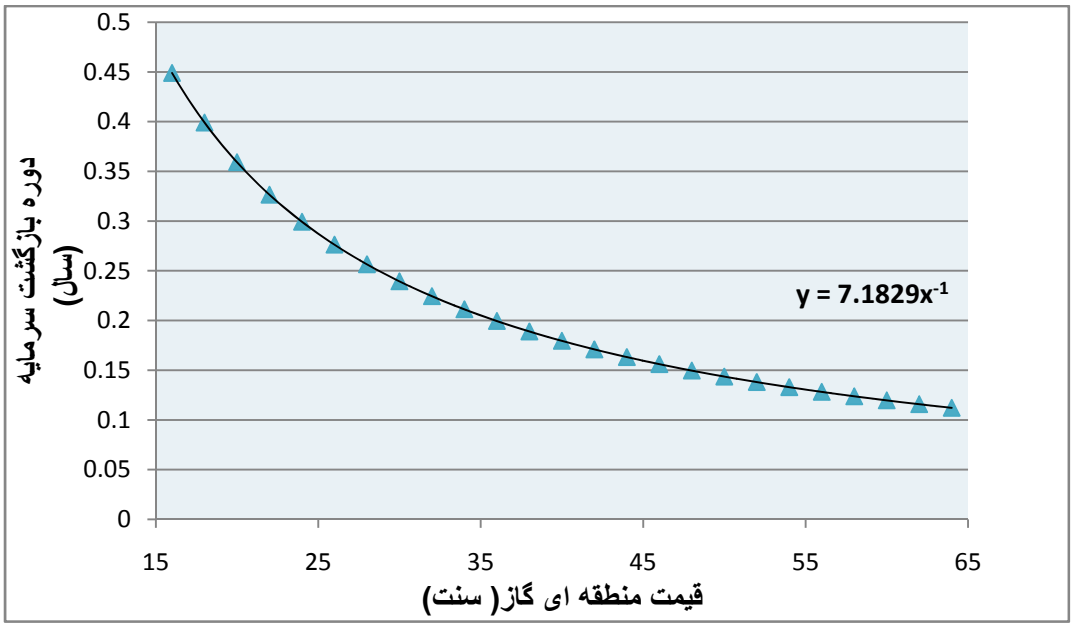
در شکل ۵-۲۵ مولفه افقی نمودار بیانگر درصدی از اختلاف هزینه‌های اولیه در استراتژی اول می‌باشد که در سرمایه‌گذاری ملی، دولت ملزم به پرداخت آن می‌باشد و در بازه‌ی ۵۰ تا ۱۰۰ درصد در نظر گرفته شده است همچنین در شکل ۵-۳۸ این پارامتر درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری مازاد بر تفاوت هزینه‌های اولیه در استراتژی سوم را نشان می‌دهد که مابین مقادیر ۰ تا ۲۵ درصد متغیر می‌باشد. با مقایسه منحنی‌های موجود در این دو نمودار می‌توان دریافت که حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد سهم مشارکت دولت در استراتژی سوم، که مربوط به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت می‌باشد، بیشتر است.



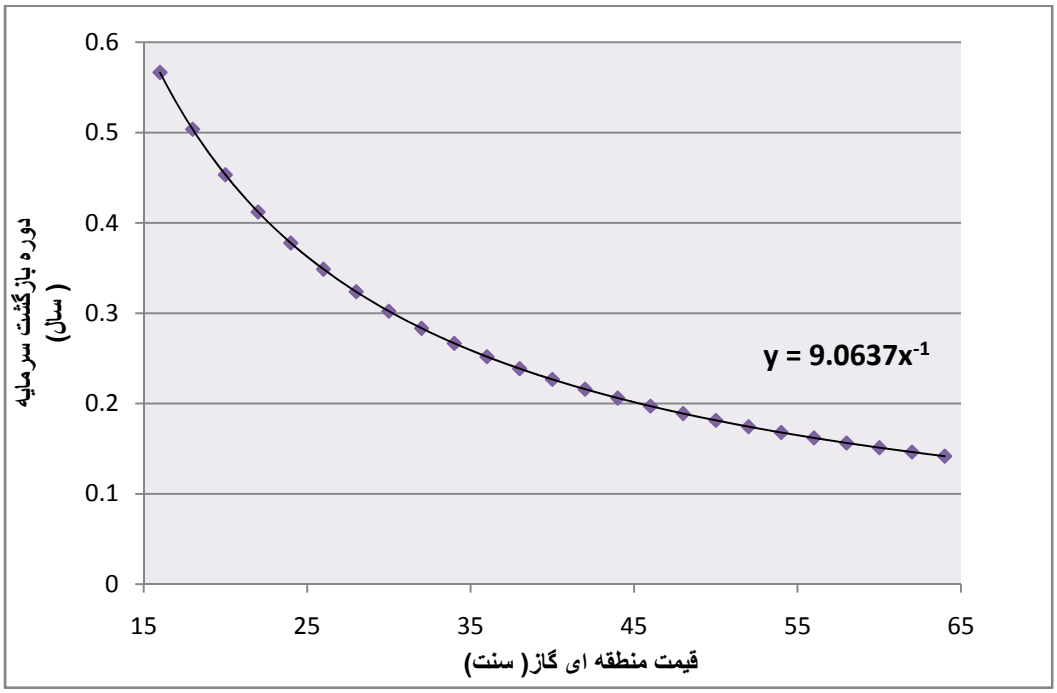
شکل ۵-۳۸ - آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه ملی

با توجه به آنالیز حساسیت فوق می‌توان نتیجه گرفت که در دیدگاه ملی اجرای طرح استفاده از بویلر تقطیری از لحاظ اقتصادی دارای توجیه می‌باشد. مشاهده می‌شود که حتی در حالتی که دولت کل اختلاف هزینه بین پکیج معمولی با بویلرهای تقطیری بعلاوه ۲۵ درصد از هزینه اولیه بویلر تقطیری را تامین کند، دوره بازگشت سرمایه کم تر از یک سال خواهد بود.

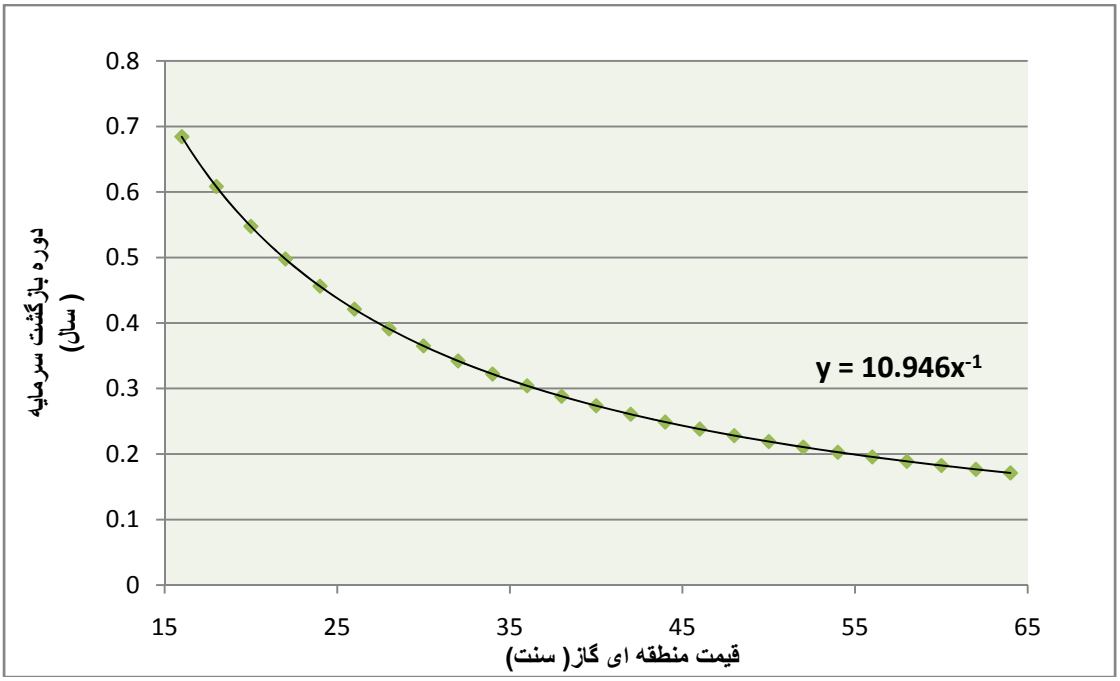
این ۲ نمودار محاسبات انجام شده بر حسب قیمت منطقه‌ای گاز برابر با ۱۶ سنت بر متر مکعب را نشان می‌دهند اما با توجه به روند رو به رشد قیمت منطقه‌ای گاز و در نظر گرفتن این اصل که افزایش قیمت گاز در محاسبات دوره بازگشت سرمایه تاثیر بسزایی دارد، حساسیت مدت زمان این دوره به قیمت منطقه گاز نیز مورد بررسی قرار گرفته‌است. شکل‌های ۵-۳۹ تا ۵-۴۱ حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز را در حالت‌های خاص هریک از استراتژی‌ها، که پیش‌تر به آنها اشاره شد، نشان می‌دهد.



شکل ۵-۳۹- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی اول از دیدگاه ملی



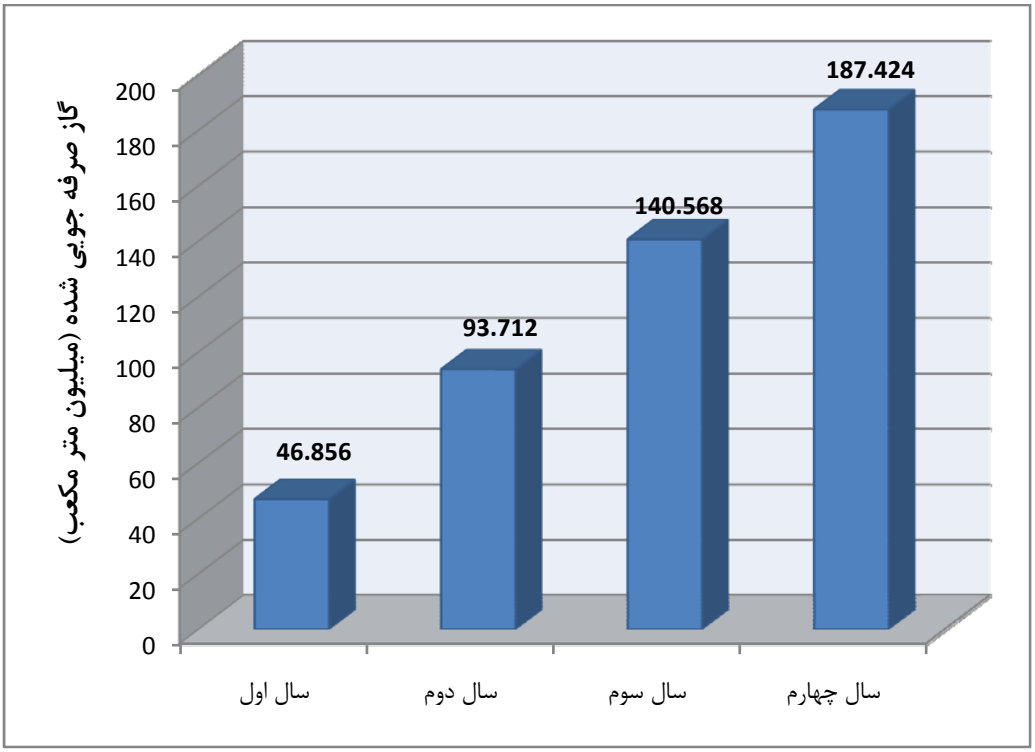
شکل ۵-۴۰- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی دوم از دیدگاه ملی



شکل۵-٤١-آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی سوم از دیدگاه ملی

همانگونه که در شکل مشخص است، با افزایش قیمت منطقه ای گاز، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد بگونه ای که با افزایش قیمت منطقه ای گاز از ۱۶ به ۳۲ سنت، دوره بازگشت سرمایه از 0/45 سال به ۰/۲۳ ماه کاهش می‌یابد. منحنی-های موجود در این نمودارها نشان می‌دهد که تغییرات دوره بازگشت سرمایه با تغییرات معکوس قیمت منطقه‌ای گاز متناسب می‌باشد. همچنین با افزایش درصد سهم مشارکت دولت از استراتژی اول تا استراتژی سوم ضریب منحنی معکوس افزایش می‌یابد که نشان‌دهنده‌ی حساسیت بیشتر دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی سوم می‌باشد. میزان گاز صرفه جویی شده متناسب با درصد بویلرهای تقطیری جایگزین شده با پکیج‌های معمولی خواهد بود. شکل۵-۳۰ میزان تقریبی گاز صرفه جویی شده را بر اساس تعداد بویلر تقطیری نصب شده در هر سال نشان می‌دهد. در محاسبات مربوط به تخمین گاز صرفه‌جویی در نظر گرفته شده است که در هر سال ۱۰ ٪ از پکیج‌های مصرفی با بویلرهای تقطیری جایگزین شود. با توجه به آمارهای بدست آمده از تولیدات و واردات شرکت‌های عمده و مطرح در زمینه پکیج‌های معمولی،

حداقل ۸۰،۰۰۰ دستگاه پکیج در سال مصرف خواهد شد که شامل واردات و تولید داخلی خواهد بود. شکل ۵-۴۲ مقدار گاز صرفه‌جویی شده در ۴ سال آینده با توجه به مقدار کل مصرف سالیانه پکیج و با فرض ۱۰ ٪ جایگزینی بویلر تقطیری را برآورد می‌کند.



شکل ۵-۴۲ – میزان تجمعی گاز صرفه جویی شده به ازای سالانه ۱۰ ٪ جایگزینی پکیج معمولی با بویلر تقطیری

۵-۷-۲-۲ بررسی اقتصادی بویلرهای تقطیری در ساختمان های موجود

در این قسمت استفاده از بویلرهای تقطیری در ساختمان‌های موجود، از دیدگاه ملی بررسی می‌شود. همان‌طور که پیشتر نیز اشاره شد، در جایگزینی بویلرهای چگالشی در ساختمان‌های موجود، ملزوماتی برای اتصال میعانات اسیدی به سیستم تخلیه آب‌های حاصل از چگالش در سیستم لوله‌کشی ساختمان مورد نیاز است. در صورتی که طرح جایگزینی بویلرهای تقطیری از دیدگاه ملی بررسی شود، هزینه‌ای که دولت می‌تواند سرمایه‌گذاری کند، به صورت درصدی از مجموع هزینه‌ی اولیه بویلر چگالشی بعلاوه‌ی تاسیسات مربوط به اتصال و نصب این نوع بویلرها به سیستم لوله‌کشی ساختمان می‌باشد. به منظور بررسی تاثیر سهم سرمایه‌گذاری دولت بر روی پارامترهای اقتصادی در این بخش، ۲ استراتژی در نظر گرفته شده است که به شرح ذیر می‌باشند:

- استراتژی اول: دولت ملزم به پرداخت درصدی از قیمت اولیه بویلر تقطیری بعلاوه‌ی تاسیسات مربوط به اتصال و نصب می‌باشد.
- استراتژی دوم: دولت ملزم به پرداخت تمام قیمت اولیه بویلر تقطیری بعلاوه‌ی تاسیسات مربوط به اتصال و نصب می‌باشد.

هر یک از استراتژی‌های مطرح شده نیازمند محاسبات و تحلیل‌های اقتصادی مربوطه می‌باشند که در ادامه با دیدگاه ارزش فعلی خالص هزینه‌ها و دوره بازگشت سرمایه و همچنین با توجه به درصد سهم سرمایه‌گذاری، به بررسی هر یک پرداخته شده است. علاوه بر این، بدلیل اهمیت بالای پارامتر قیمت منطقه‌ای گاز، حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه-ای گاز نیز مورد مطالعه قرار گرفته است.

مشابه محاسبات انجام شده در بخش ساختمان‌های در حال احداث، در طول بررسی اقتصادی ابتدا با توجه به استراتژی‌های در نظر گرفته شده، هزینهٔ لازم جهت تهیهٔ بویلر تقطیری به منظور تأمین نیاز بخش ساختمان مشخص می‌شود. این هزینه-ها از سال ۸۹ آغاز می شوند. سپس درآمد حاصل از کاهش مصرف گاز نیز بطور ماهانه محاسبه می گردد. این درآمد از

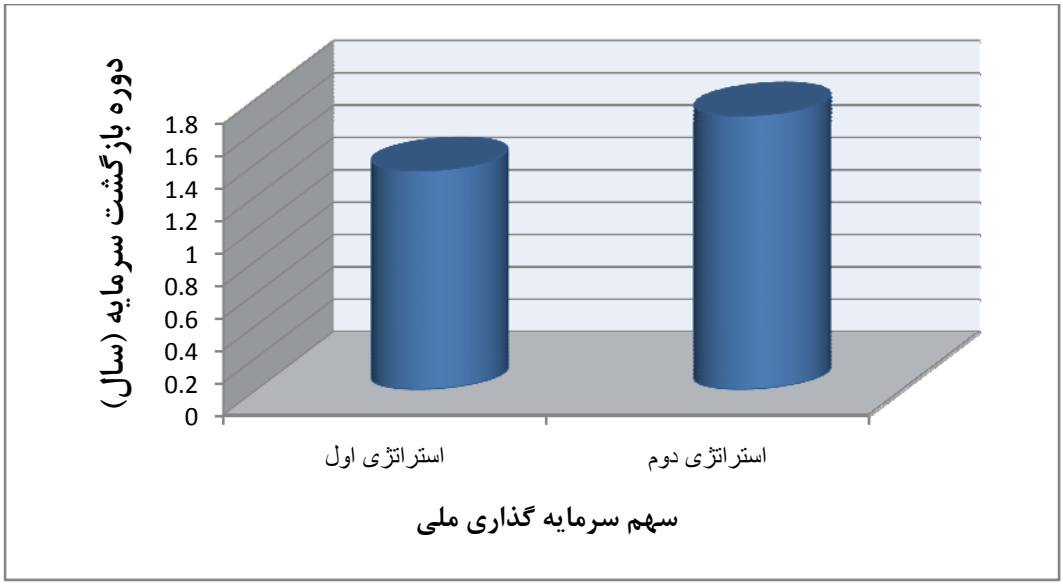
فروش گاز صرفه جویی شده، به قیمت منطقه ای به خارج از کشور حاصل می گردد. در ادامه، نحوهٔ محاسبهٔ هریک از موارد فوق بطور مفصل ذکر شده در نهایت مدل اقتصادی ارائه می شود. نتیجهٔ نهایی تحلیل بصورت دوره بازگشت سرمایه و نرخ بازگشت سرمایه در طول استفاده از بویلرهای تقطیری بجای پکیج‌های معمولی در ساختمان‌های موجود ارائه شده است. سایر نحوه انجام و روند محاسبات در این بخش مشابه با قسمت مربوط به ساختمان‌های در حال احداث می‌باشد.

۵-۷-۲-۲-۱ نتایج حاصل از بررسی اقتصادی طرح جایگزینی در ساختمان‌های موجود

همانگونه که در بخش قبل ذکر شد، دورهٔ بازگشت سرمایهٔ هر سال با توجه به نرخ منطقه‌ای گاز و استراتژی مورد نظر محاسبه می‌شود. طول مدت زمان این دوره با استفاده از نرم افزار بدست آمده است. اطلاعات مورد استفاده در این بخش، که به عنوان ورودی این نرم‌افزار در نظر گرفته شده‌اند، مشابه با حالت قبل و مطابق با اطلاعات مندرج در جدول ۵-۱۶ می‌باشد. با توجه به استعلام‌های صورت گرفته از متخصصین شرکت بوتان، هزینه‌های مازاد، که شامل نصب و راه‌اندازی و تهیه ملزومات اتصال بویلر به سیستم لوله‌کشی ساختمان می‌باشد، در حدود ۶۵۰۰۰۰ ریال در نظر گرفته شده است و در محاسبات نیز لحاظ شده است.

بر اساس محاسبات انجام شده، دوره بازگشت سرمایه در حالت خاصی از استراتژی اول، که در آن دولت ۸۰٪ از مجموع هزینه‌های ذکر شده را تقبل می‌کند و استراتژی دوم با در نظر گرفتن قیمت منطقه‌ای گاز برابر با ۱۶ سنت، مطابق با شکل۵-۴۳ می‌باشد.

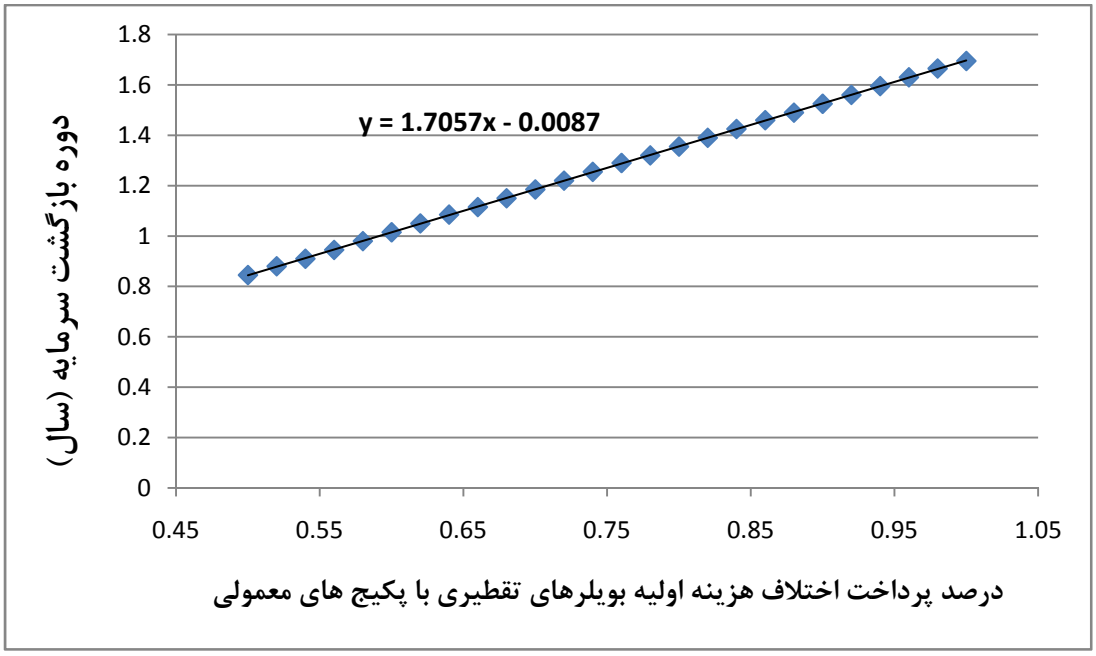
با توجه به نمودار میله‌ای ۵-۴۳، مشاهده می‌شود که دوره بازگشت سرمایه برای هر ۲ استراتژی کمتر از دو سال می‌باشد و همان‌گونه که پیش‌بینی می‌شد با افزایش سهم سرمایه‌گذاری این مقدار نیز افزایش می‌یابد.



شکل ۵-۴۳ - مقایسه دوره بازگشت سرمایه در استراتژی‌های مختلف با قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت از دیدگاه سرمایه‌گذاری ملی

۵-۷-۲-۲-۲ آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه از دیدگاه ملی

با در نظر گرفتن این موضوع که نتایج نشان داده‌شده در شکل ۵-۴۳ تنها در برگیرنده‌ی حالت خاصی از استراتژی اول می-باشد، تحلیل دقیق‌تر در این زمینه نیازمند بررسی حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد مشارکت در دیدگاه ملی می-باشد. نتایج این محاسبات در شکل ۵-۴۴ نشان داده شده‌است که به ترتیب بیانگر آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه بر حسب سهم سرمایه گذاری در استراتژی اول می‌باشد. قابل ذکر است که این داده‌ها به‌ازای قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت در نظر گرفته شده است.

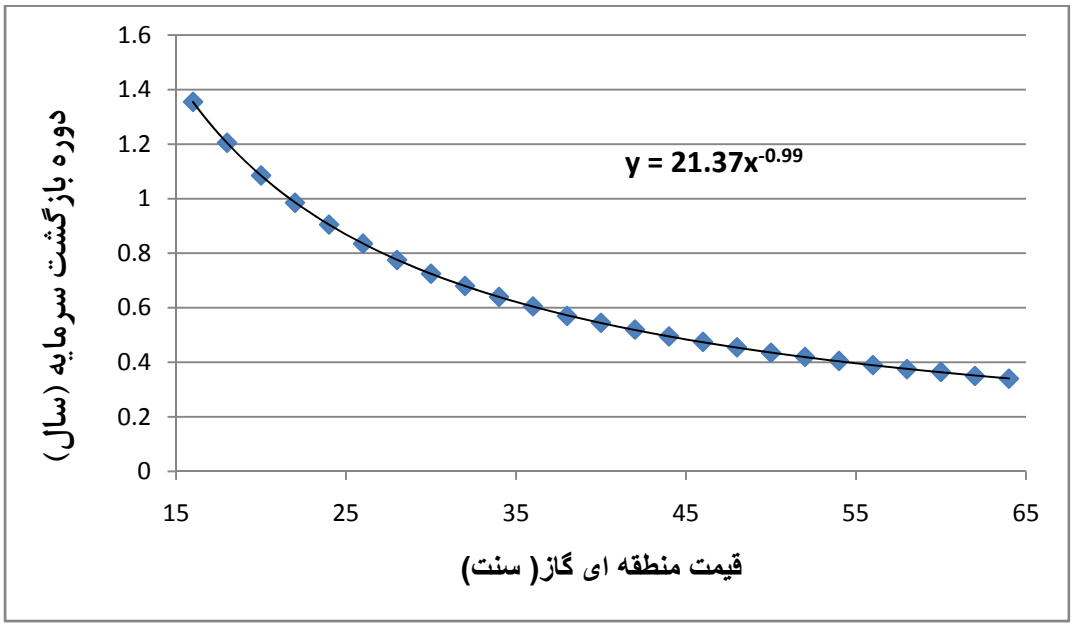


شکل۵-٤٤ – آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ١٦ سنت در دیدگاه ملی

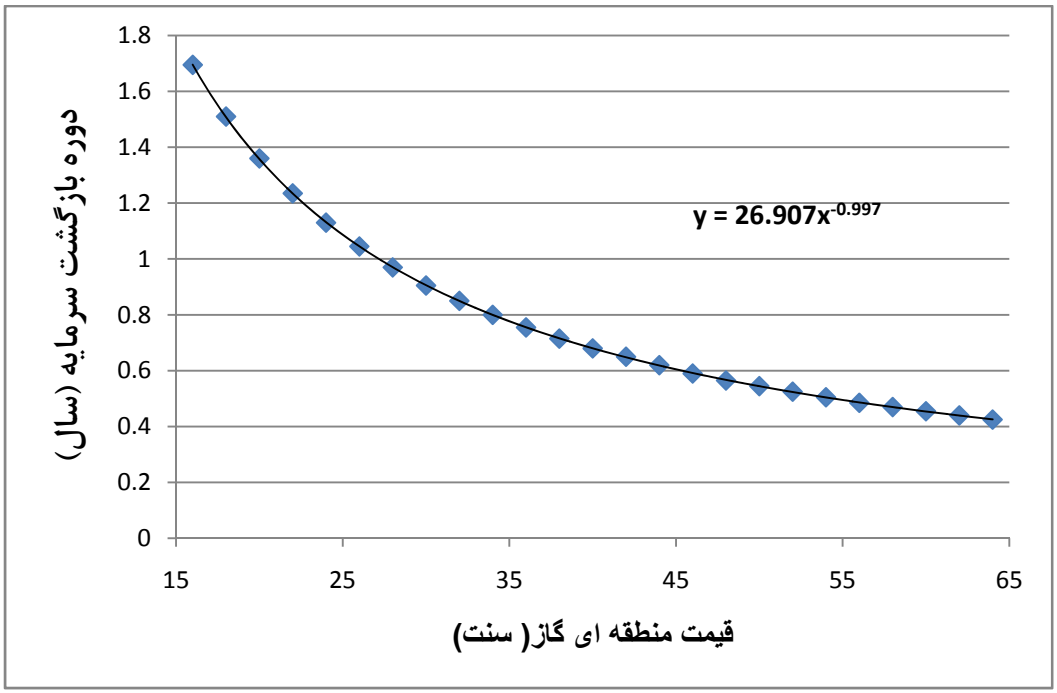
در شکل ۵-۴۴ مولفه افقی نمودار بیانگر درصدی از اختلاف هزینه‌های اولیه در استراتژی اول می‌باشد که در سرمایه‌گذاری ملی، دولت ملزم به پرداخت آن می‌باشد و در بازه‌ی ۵۰ تا ۱۰۰ درصد در نظر گرفته شده است. با بررسی منحنی موجود در این نمودار می‌توان دریافت که دوره بازگشت سرمایه در استراتژی اول، که مربوط به درصد پرداخت هزینه اولیه بویلر تقطیری در قیمت منطقه‌ای گاز ۱۶ سنت می‌باشد، با افزایش درصد سهم مشارکت دولت افزایش خواهد یافت.

با توجه به آنالیز حساسیت فوق می‌توان نتیجه گرفت که در دیدگاه ملی اجرای طرح جایگزینی بویلر تقطیری در ساختمان-های موجود از لحاظ اقتصادی دارای توجیه می‌باشد. مشاهده می‌شود که حتی در حالتی که دولت مجموع هزینه اولیه بویلرهای تقطیری بعلاوه هزینه نصب و ملزومات راه‌اندازی را تامین کند، دوره بازگشت سرمایه کم تر از دو سال خواهد بود.

نمودار مندرج در شکل ۵-۴۴، محاسبات انجام شده بر حسب قیمت منطقه‌ای گاز برابر با ۱۶ سنت بر متر مکعب را نشان می‌دهند، اما با توجه به روند رو به رشد قیمت منطقه‌ای گاز و در نظر گرفتن این اصل که افزایش قیمت گاز در محاسبات دوره بازگشت سرمایه تاثیر بسزایی دارد، حساسیت مدت زمان این دوره به قیمت منطقه گاز نیز مورد بررسی قرار گرفته-است. شکل‌های ۵-۴۵ و ۵-۴۶ حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز را در حالت خاصی از استراتژی اول، که پیشتر به آن اشاره شد و استراتژی دوم به ترتیب نشان می‌دهند.



شکل ۵-٤٥- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی اول از دیدگاه ملی



شکل ٥-٤٦- آنالیز حساسیت دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی دوم از دیدگاه ملی

همانگونه که در شکل مشخص است، با افزایش قیمت منطقه ای گاز، دوره بازگشت سرمایه کاهش می‌یابد؛ بگونه‌ای که در استراتژی دوم با افزایش قیمت منطقه‌ای گاز از ۱۶ به ۳۲ سنت، مطابق با شکل ۵-۴۶، دوره بازگشت سرمایه از ۱/۷ سال به ۸ ماه کاهش می‌یابد و به طور تقریبی نصف می‌شود. منحنی‌های موجود در این نمودارها نشان می‌دهد که تغییرات دوره بازگشت سرمایه به طور تقریبی با تغییرات معکوس قیمت منطقه‌ای گاز متناسب می‌باشد. همچنین با افزایش درصد سهم مشارکت دولت از استراتژی اول تا استراتژی دوم ضریب منحنی معکوس افزایش می‌یابد که نشان‌دهنده‌ی حساسیت بیشتر دوره بازگشت سرمایه به قیمت منطقه‌ای گاز در استراتژی دوم می‌باشد.

۵-۸ نتیجه گیری

در این قسمت نتایجی که از تحلیل اقتصادی طرح جایگزینی سیستم پکیج معمولی با سیستم بویلر تقطیری به دست آمده است، به طور خلاصه ذکر شده است. در ارزیابی اقتصادی، دوره بازگشت سرمایه برای این طرح از دو دیدگاه مصرف کننده و ملی بدست آمد و همچنین مقایسه ارزش خالص فعلی سرمایه گذاری از دیدگاه مصرف کننده صورت گرفت.

به منظور بررسی طرح جایگزینی پکیج معمولی با پکیج چگالشی از دو دیدگاه متفاوت در نظر گرفته شده است. دیدگاه اول مربوط به اجرای طرح توسط مصرف کننده و دیدگاه دوم مربوط به اجرای طرح بصورت ملی می‌باشد. در دیدگاه اول فرض بر این است که مصرف کننده می خواهد در مورد نوع سیستم گرمایشی که قرار است در ساختمان در حال ساخت و یا ساخته شده به کار گیرد، تصمیم گیری کند و در این راستا بایستی معایب و محاسن استفاده از هر یک را بررسی کرده و در نهایت طرحی را که از لحاظ اقتصادی مقرون به صرفه تر است، انتخاب کند. در این دیدگاه هزینه اولیه اجرای طرح جایگزینی در ساختمان در دست احداث مربوط به اختلاف هزینه دو نوع پکیج و در ساختمان موجود برابر هزینه اولیه پکیج چگالشی می‌باشد. نتایج بدست آمده نشان می دهد که در سرمایه گذاری در ساختمان‌های در دست احداث برای هر یک از ۴ بار حرارتی در نظر گرفته‌شده و برای هر کدام از تعرفه های گاز مصرفی، ارزش فعلی خالص طرح استفاده از پکیج چگالشی بیش تر از ارزش فعلی خالص طرح استفاده از پکیج معمولی است. علت این موضوع این است که صرفه جویی ناشی از مصرف گاز در صورت استفاده از بویلر تقطیری به اندازه‌ای است که در مدت چندین سال استفاده، هزینه اولیه بالای آن را جبران می کند. به منظور آن که مشخص شود این سرمایه گذاری در چه مدت به سودآوری می رسد، دوره بازگشت سرمایه برای ۴ بار حرارتی و سه تعرفه مختلف گاز مصرفی محاسبه گردید.

آنالیز حساسیت دوره های بازگشت سرمایه نشان می دهند که با افزایش تعرفه گاز مصرفی دوره بازگشت سرمایه کوتاه تر می شود که به دلیل افزایش میزان صرفه جویی ناشی از کاهش مصرف گاز است. همچنین با افزایش بار حرارتی نیز دوره بازگشت سرمایه کوتاه‌تر می شود که دلیل آن صرفه‌جویی بیشتر در مصرف گاز در بارهای حرارتی بالاتر است. با مطالعه

روند تغییرات هزینه‌ی اولیه بر حسب بار حرارتی مشاهده می‌شود که کاهش هزینه مصرف انرژی، سهم مهم‌تری در دوره بازگشت سرمایه نسبت به افزایش هزینه‌ی اولیه دارد و به همین دلیل در بارهای حرارتی بیش‌تر، دوره بازگشت سرمایه کمتر می شود.

همچنین در این بخش مشاهده شد که حساسیت دوره بازگشت سرمایه به تعرفه گاز مصرفی بسیار بیشتر از حساسیت آن به بار حرارتی می‌باشد، به گونه‌ای که به ازای تعرفه گاز در مصارف خانگی و در بار حرارتی ۲۷۰۰۰ کیلوکالری، دوره بازگشت سرمایه در حدود ۱۲ سال محاسبه شده است اما در تعرفه بدون یارانه این مقدار به کمتر از ۲ سال تغییر می‌یابد.

نتایج بدست آمده در بررسی اقتصادی جایگزینی پکیج چگالشی در ساختمان‌های موجود نشان می‌دهد که با توجه به افزایش هزینه اولیه، دوره بازگشت سرمایه نسبت به این معیار در صورت سرمایه‌گذاری در ساختمان‌های در دست احداث کاهش می‌یابد.

در دیدگاه دوم که دیدگاه ملی است فرض بر این است که دولت می خواهد در ۳ استراتژی مختلف درصدی از اختلاف هزینه اولیه پکیج تقطیری و پکیج معمولی و یا مقداری از هزینه اولیه بویلر تقطیری را برای مصرف کننده تأمین کند. میزان صرفه جویی در مصرف گاز برای حالتی که دولت در جایگزینی ۱۰٪ از مصرف کل پکیج‌های معمولی مشارکت کند، بدست آمد و در حالتی که مصرف کل پکیج معمولی ۸۰،۰۰۰ دستگاه در سال در نظر گرفته شده است، در ۴ سال آینده به صورت تجمعی در حدود ۱۸۸ میلیون متر مکعب در مصرف گاز صرفه جویی خواهد شد. در محاسبات بعدی فرض بر این است که دولت مقدار گاز صرفه جویی شده را با قیمت منطقه ای صادر کند. دوره بازگشت سرمایه در حالتی که دولت مشارکت ۱۰۰ درصدی در تأمین اختلاف هزینه پکیج معمولی و پکیج تقطیری داشته باشد و قیمت منطقه ای گاز ۱۶ سنت باشد، در حدود ۰/۶ سال است. همچنین در حالتی که دولت کل اختلاف هزینه بین پکیج معمولی با بویلرهای تقطیری بعلاوه ۲۵ درصد از هزینه اولیه بویلر تقطیری را تامین کند، دوره بازگشت سرمایه کم تر از یک سال خواهد بود. آنالیز حساسیت نشان می دهد که در صورت تأمین بخش کم تری از این اختلاف هزینه توسط دولت (به طور مثال تا ۵۰ درصد)، دوره بازگشت سرمایه به

حدود ۰/۳ سال کاهش می یابد. همچنین در صورت بالا رفتن نرخ منطقه ای گاز تا ۶۴ سنت نیز دوره بازگشت سرمایه به میزان قابل توجهی کاهش یافته و در استراتژی دوم به ۰/۱۵ سال می رسد.

نتایج تحلیل اقتصادی، چه از دیدگاه مصرف کننده و چه از دیدگاه ملی، نشان داد که استفاده از پکیج تقطیری بجای پکیج معمولی، علیرغم هزینه اولیه بالاتر از لحاظ اقتصادی به صرفه خواهد بود و این به سبب صرفه جویی در مصرف گاز در صورت استفاده از بویلر تقطیری می باشد. با این وجود باید توجه داشت که در صورت استفاده از پکیج تقطیری در مصارف خانگی و بار حرارتی پایین، دوره بازگشت سرمایه در حدود ۱۲ سال محاسبه شده است که نسبتا مدت زمان طولانی خواهد بود. اما با افزایش تعرفه گاز طبیعی در سایر مصارف و یا در بارهای حرارتی بالاتر این مقدار به میزان قابل توجهی کاهش می‌یابد و این طرح توجیه بیشتری پیدا خواهد کرد.

لازم به ذکر است که با توجه به کاهش آلودگی در نتیجه استفاده از بویلرهای تقطیری، هزینه‌های اجتماعی جانبی نیز کاهش خواهد یافت و با در نظر گرفتن روند رو به رشد گرم‌شدن جهانی در اثر پدیده گلخانه‌ای، با کاهش نشر دی‌اکسید کربن از طریق بویلرهای چگالشی می‌توان گام موثری در حفظ محیط زیست برداشت و همچنین باعث کاهش هزینه های واحدهای تولید کننده به منظور کاستن آلاینده ها شد.

مراجع

[1] www.alpha-boilers.com

[2] www.ariston.co.uk

[3] www.baxi.co.uk

[4] www.buderus.net

[5] www.chaffoteaux.co.uk/boilers.php

[6] www.ferroli.co.uk

[7] www.glow-worm.co.uk

[8] www.idealboilers.com

[9] www.potterton.co.uk

[10] www.vaillant.co.uk

[11] www.viessmann.ca

[12] www.vokera.co.uk

[13] www.worcester-bosch.co.uk

[14] www.biasi.co.uk/frameset_acro.htm

[15] www.chxheat.com

[16] www.Thermona.cz

[17] www.riellogroup.com

[18] Mahone D., et al "Gas Boilers", Southern California Gas Company, New Buildings Institute, Advanced Design Guideline Series, November, 1998

[19] Kemna R., et al "Study on Eco-Design of CH-Boilers", Report prepared for European Commission, September 2007

[20] Albrecht, R., et al "A Market Assessment for Condensing Boilers in Commercial Heating Applications", Consortium for Energy Efficiency one State Street, Suite 1400, Boston, MA 02109, 2001, www.cee1.org

[21] Incropera Frank P. et al "Introduction to Heat Transfer", John Wiley & Sons, New York, 2006

[22] Moe, E., "Maximizing Condensing Boiler System Efficiency", HPAC Mag., Sep. 2007

[23] Borekar, M. U., Sapkal, V.S. and Sapkal, R.S. "STUDY OF OPTIMUM DESIGN-PARAMETERS OF A CONDENSING HEAT EXCHANGER (CHX) FOR WASTE HEAT RECOVERY", Advances in Energy Research (AER – 2006), pp. 245-249. 2006

[24] Meyer, J. P. and Coetzee, H., 1999, “Tube-in-Tube Heat Exchanger with Enhanced Heat Transfer,” Patent no. 99/5561 (South Africa).

[25] Briggs, D. E. and Young, E. H., 1969, “Modified Wilson Plot Techniques for Obtaining Heat Transfer Correlations for Shell and Tube Heat Exchangers,” Chem. Eng. Prog. Symp., Ser. 92, Vol. 65, pp. 35-45.

[26] The Japan Iron and Steel Federation, Unused energy in the integrated steelworks, p.10. 1992

[27] M. Sakakibara, Tetsu-to-Hagane, 76(1990), pp.1587-1596.

[28] M. Ishida, Thermodynamics-Its Perfect Comprehension and Applications- (in Japanese), Baifukan, Tokyo, Japan, (1995), p.93.

[29] S.Machida, T.Akiyama and J.Yagi, Kagaku Kogaku Ronbunshu, 24(1998), pp.462-470.

[30] D. Ottoy, et al. “New lines for assembly of boilers at SAUNIER DUVAL”, R&D SANIER DUVAL Co. 2001. (French)

[31] J. I. Levenhagen, "HVAC Control System Design Diagrams", McGraw-Hill, 1999.

[32] Sachs H., "A Market Assessment for Condensing Boilers in Commercial Heating Applications", Consortium for Energy Efficiency, 2001.

[33] Ellis M., et al, "Analysis of Potential for Minimum Energy Performance Standards for Packaged Boilers", Prepared for the Australian Greenhouse Office, Final report, March 2001.

[34] دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی، "ترازنامه انرژی سال ۱۳۸۴"، وزارت نیرو امور برق و انـرژی، زمسـتان ۱۳۸۵

[35] م. طباطبایی، " محاسبات تاسیسات ساختمان شامل: حرارت مرکزی، تهویه مطبوع، آبرسانی و ..."، ۱۳۸۳

پیوست الف

تصحیح بازده تعیین شده در آزمون در دمای آب پایین برای بویلرهای تقطیری اگر رطوبت هوای احتراق در شرایط آزمون با مقدار استاندارد متفاوت باشد , بازده بدست آمده در آزمونهای دما پایین (دمای آب برگشتی Tret,st=30°C) به صورت زیر تصحیح می شود.

[Δηcond.1=0.08(Xair,st-Xair,m) مقدار مطلق بر حسب درصد]

که در آن :

Δηcond.1 تصحیح بازده مفید اندازه گیری شده برای منظور کردن انحراف رطوبت هوا از مقدار مرجع می باشد و بر حسب درصد بیان می شود.

Xair,m رطوبت هوای احتراق در شرایط آزمون بر حسب گرم در هر کیلوگرم هوای خشک است .

Xair,st رطوبت هوای احتراق در شرایط مرجع بر حسب گرم در هر کیلو گرم هوای خشک است (Xair,st=10 g/kg)

اگر دمای آب بازگشتی با مقدار استاندارد برای آزمونهای دما پایین متفاوت باشد , بازده بدست آمده به صورت زیر تصحیح می شود.

[Δηcond.2=0.12(Tnet,m-Tret,st)مقدار مطلق بر حسب درصد]

که در آن :

ηcond.2 تصحیح بازده مفید اندازه گیری شده برای منظور کردن انحراف دمای بازگشت از مقدار مرجع بر حسب درصد می باشد.

Tnet,m دمای آب بازگشتی در شرایط آزمون , بر حسب درجه سلسیوس می باشد .

Tret,s مقدار مرجع برای دمای آب بازگشتی در آزمونهای دما پایین (30°c) می باشند.

تصحیح نهایی به صورت زیر است .

$$\eta_u=\eta_m+\Delta\eta cond.1+\Delta\eta cond.2$$

که در آن :

ηu عبارتست از بازده مفید در شرایط مرجع , بر حسب درصد .

ηm بازده مفید اندازه گیری شده بر حسب درصد.

این تصحیحات باید در حالات زیر بر شرایط آزمون اعمال شود.

$0\leq Xair,m\leq 20g/kg$

$25\leq Tret,m\leq 35°c$

پیوست ب

ب-۱ آشنایی با نرم افزار Carrier (HAP)

نرم افزار تحلیل ساعتی (HAP(Hourly Analysis program یا carier یک ابزار رایانه ای است که به مهندسان کمک می‌کند سیستمهای HAVAC را برای ساختمانها طراحی کنند. نرم افزارHAP در واقع دو ابزار در یک نرم افزار است. اولین ابزار برای تخمین بارها و طراحی سیستم ها در نظر گرفته شده است و ابزار دوم یک ابزار شبیه سازی مصرف انرژی ساختمان و محاسبه هزینه های انرژی آن میباشد. نرم افزار HAP از روش عملکرد تایید شده توسط ASHRAE برای محاسبات بار و تکنیک های شبیه سازی ۸۷۶۰ ساعتی برای تحلیل های انرژی استفاده می‌کند.

این نرم افزار به صورت دو محصول جداگانه اما مشابه ارایه میشود . نرم افزار " HAP SYSTEM Design load" ویژگی های تخمین بار و طراحی سیستم را ارایه میدهد. نرم افزار کامل همان ویژگی های طراحی فوق به اضافه ویژگی های تحلیل انرژی را ارایه می‌کند.

ب-۲ الزامات سخت افزاری و نرم افزاری

- سیستم عامل : ویندوز ۲۰۰۰,۹۸ xp یا NT(سرویس پک ۴ یا جدیدتر)
- حافظه : حداقل ۶۴ مگا بایت
- نمایشگر :VGA با حداقل دقت تصویر ۶۰۰ × ۸۰۰ و ۲۵۶ رنگ
- یک درایو CD-ROM

ب-۳ اصطلاحات پایه

نرم افزار HAP اطلاعات موجود در مورد یک ساختمان و تجهیزات HAVC آن را به شش دسته زیر تقسیم میکند . این موارد به صورت سلسله مراتب تنظیم شده اند و به شما امکان میدهد تا توصیف ساختمان خود و تجهیزات HAVC آن را به شکل انعطاف پذیرگرد آوری نمایید . عبارت کلیدی برای هر گروه اجزا در زیر تعریف شده و با پایین ترین بخش سلسله مراتب آغاز میشود و به بخش کلی تر ختم میگردد.

- **یک عنصر(ELEMENT)** : جزیی از سازه ی ساختمان یا کاربرد ساختمان مرتبط با دریافت یا اتلاف گرمایی می باشد (دریافت گرمایی و اتلاف گرمایی به ترتیب عبارات HEAT GAIN و HEAT LOSS در نظر گرفته شده اند) عناصر شامل دیوارها، پنجره ها، درها، بام ها، نورگیرها،کف ها، جدار های جدا کننده (Partition) تجهیزات روشنایی، افراد، تجهیزات برقی، منابع متفرقه گرما و همچنین نفوذ می‌گردد. یک عنصر، توسط خصوصیاتی از آن که بر روی انتقال حرارت تاثیر می گذارد تعریف میشود . به عنوان مثال ،یک دیوار با مساحت ،جبهه خارجی (exposure) و مواد به کار رفته در آن توصیف می گردد.
- **یک فضا (space)** : منطقه ای از ساختمان است که از یک یا چند جزء جریان حرارتی تشکیل شده است و توسط یک یا چند پایانه توزیع هوا سرویس دهی میشود . معمولا" ،یک فضا نمایانگر یک اتاق منفرد می باشد .

اما تعریف فضا یک تعریف انعطاف پذیر است در مورد بعضی کاربردها بهتر این است که یک فضا نمایانگر گروهی از اتاق ها و یا حتی یک ساختمان کامل باشد .

- **یک منطقه (zone)** گروهی متشکل از یک یا چند فضاست که دارای ترموستاتیک منفرد می باشد . در بعضی سیستم ها هر اتاق دارای یک ترموستات است . بنابراین ،هر منطقه دارای یک فضا خواهد بود که نمایانگر یک اتاق منفرد است . در شرایط دیگر یک ترموستات برای گروهی از اتاق ها در نظر گرفته میشود . در این مورد منطقه مورد نظر دارای فضاهای متعدد ی خواهد بود .
- **یک سیستم هوا (Air system)** عبارت است از دستگاه و کنترل های مورد استفاده برای تامین سرمایش و گرمایش یک بخش از ساختمان ،یک سیستم هوا ،به یک یا چند منطقه سرویس میدهد . وجود یک ترموستات در هر منطقه امکان کنترل ویژه ی دما در هر منطقه را فراهم میکند . مثال هایی از سیستم ها شامل هواساز ها ،واحدهای یکپارچه پشت بامی ،سیستم های یک پارچه عمودی ،سیستم های دو تکه(SPLIT) فن کویل ها ی یک پارچه انبساط مستقیم ،فن کویل های آبی (Hydronic) و پمپ های حرارتی با منبع گرمایی آب (water –source heat pump) میگردند (فن کویل های آبی که در این کتاب به آنها اشاره شده است در واقع همان تجهیزاتی هستند که در کشور ما با نام عمومی فن کویل شناخته میشوند و از جریان آب گرم یا سرد به عنوان منبع گرمایشی یا سرمایشی کویل استفاده میکنند . انواع دیگری از فن کویل ها نیز موجودند که در کویل (های) آنها به جای آب مبرد جریان دارد ولی این تجهیزات در ایران کاربرد ندارد) در تمام موارد سیستم هوا شامل کانال کشی های مربوطه پایانه های هوای رفت و بخشهای کنترلی نیز میگردد . برای کاربردهای تحلیل انرژ ی این سیستم شامل سرمایش انبساط مستقیم ،گرمایش مقاومت الکتریکی و دستگاهها ی گرمایش احتراقی نیز میگردد .

- یک تاسیسات مرکزی یا موتورخانه (plant) عبارت است از تجهیزات و بخش های کنتلری مورد استفاده برای تامین سرمایش یا گرمایش برای کویل های موجود در یک یا چند سیستم هوا ،مثال هایی از تاسیسات مرکزی شامل تاسیسات مرکزی چیلر ،موتورخانه دیگ آب گرم و موتورخانه دیگ بخار است .
- یک ساختمان (Building) : سازهای است که شامل تمام سیستم های HVAC مطرح شده میگردد. هنگام انجام مطالعات تحلیل انرژی برای ساختمان و تمام سیستم های مصرف کننده انرژی که در آن واقع است محاسبه میگردد. در واقع یک ساختمان نمایانگر یک سازه ی مجزا می باشد . اما ،تعریف ساختمان یک تعریف انعطاف پذیر است . این تعریف میتواند نمایانگر گروهی از سازه ها نیز باشد . به عنوان مثال یک ساختمان میتواند نمایانگر یک محوطه دانشگاه باشد که در آن تمام سازه ها توسط مجموعه مشترکی از تجهیزات تاسیسات مرکزی سرویس دهی میشوند. در طول مراحل طراحی سیستم پنج آیتم اول از این موارد مورد توجه قرار میگیرند. آیتم ساختمان تنها هنگام انجام مطالعات انرژی سالیانه بررسی میشود .

ب-٤ نحوه استفاده از نرم افزار HAP برای طراحی سیستم ها و تاسیسات مرکزی

تمام فعالیت های طراحی مستلزم انجام یک رویه پنج مرحله ای هستند :

۱-تعریف مساله :

ابتدا حوزه عملکرد و اهداف مربوط به تحلیل طراحی را مشخص کنید . به عنوان مثال ،با چه نوع ساختمانی سرو کار دارید ؟ چه نوع سیستم ها و تجهیزاتی مورد نیازند ؟ چه الزامات خاصی بر روی ویزگی ها ی سیستم تاثیر گذار خواهد بود ؟

۲- گرد آوری داده ها :

قبل از این که محاسبات بتوانند انجام شوند باید اطلاعاتی درباره ساختمان محیط اطراف آن و تجهیزات HVAC آن گرد آوری گردند . این مرحله مستلزم استخراج داده ها از نقشه های ساختمان ،بررسی کاربری ساختمان و مطالعه نیازهای مربوط به سیستم HVAC می باشد . اطلاعات خاصی که در این رابطه مورد نیازند عبارتند از :

- داده های آب و هوایی برای محل ساختمان
- داده های مربوط به مواد سازه برای دیوارها ،بام ها ،پنجره ها ،درها ،ابزارهای سایه افکنی خارجی و نیز کف ها و نیز برای جدارهای جداکننده داخلی بین فضاهای گرم یا سرد شده و گرم یا سرد نشده (فضاهای گرم یا سرد شده ،فضاهایی هستند که توسط سیستم هوا سرویس دهی شده و گرم یا سرد میشوند . این عبارت معادل Conditioned space است که در برخی متون به نام فضای تهویه شده به آنها اشاره شده است که یک غلط مصطلح به شمار می آید .)
- داده های مربوط به اندازه و آرایش ساختمان مانند مناطق قرار گیری دیوا ر،بام ،پنجره ،در و غیره ،جهت های قرار گیری در معرض شرایط بیرون و نیز ویژگیهای سایه افکنی خارجی .
- مشخصات بار داخلی که توسط میزان و برنامه ریزی حضور افراد سیستم های روشنایی،تجهیزات دفتری ،لوازم و ماشین آلات موجود در ساختمان تعیین میشوند .
- داده های مربوط به تجهیزات کنترل ها و اجزای HVAC مورد استفاده .

ب-۵ وارد کردن داده ها به نرم افزار HAP :

در مرحله بعدی از نرم افزار HAP برای وارد کردن داده های آب و هوا ،ساختمان و تجهیزات HVAC استفاده کنید. هنگام استفاده از HAP مبنای کار شما پنجره اصلی نرم افزار می باشد . از پنجره اصلی نرم افزار ابتدا یک پنجره جدید

ایجاد کرده و یا یک پروژه موجود را باز کنید . سپس انواع داده های زیر را که برای طراحی سیستم مورد نیاز هستند تعریف نمایید :

الف) وارد کردن داده های آب و هوا : داده های آب و هوا مواردی مانند دما رطوبت و شرلیط تابش خورشیدی که ساختمان در طول دوره یک سال با آن روبروست را تعریف میکنند . این شرایط تاثیر مهمی بر روی بارها و کارکرد سیستم دارند . برای تعریف داده های آب و هوامیتوان یک شهر را از پایگاه داده های آب و هوای نرم افزار انتخاب کرده و یا پارامترهای آب و هوا را مستقیما" وارد نمود . داده های آب و هوا با استفاده از فرم WEATHER (آب و هوا) وارد میشوند.

ب) وارد کردن داده های فضا : یک فضا بخشی از ساختمان است که از یک یا چند جزء جریان حرارتی تشکیل شده است و توسط یک یا چند پایانه توزیع هوا سرویس دهی میشود. معمولا" یک فضا نمایانگر یک اتاق منفرد می باشد. اما تعریف فضا یک تعریف انعطاف پذیر است درمورد بعضی کاربردها بهتر این است که یک فضا نمایانگر گروهی از اتاق ها و یا حتی یک ساختمان کامل باشد.

برای تعریف یک فضا تمام اجزایی که بر روی جریان حرارتی فضا تاثیر میگذارند باید توصیف شوند. این عناصر شامل دیوارها، پنجره ها، درها، بام ها، جدارهای جدا کننده، نورگیرها، کف ها، تجهیزات روشنایی، افراد، تجهیزات برقی و منابع متفرقه گرما و همچنین نفوذ می گردند. این داده ها با استفاده از فرم SPACE وارد میشوند.

هنگام تعریف یک فضا اطلاعات درباره ساختار دیوارها، پنجره ها، درها، بام ها، و سایبان های خارجی و همچنین اطلاعات در مورد برنامه ریزی ساعتی برای دریافت های گرمایی داخلی مورد نیاز میباشد. این داده های مربوط به ساختار و برنامه ریزی را میتوان مستقیما" از فرم وردی فضا (از طریق پیوند به فرم های ساختار و برنامه ریزی) و یا با تعریف کردن آنها قبل از وارد کردن داده های فضا مشخص نمود. اطلاعات فضا در پایگاه داده های پروژه ذخیره شده و بعدا" به منطقه ها در یک سیستم هوا پیوند داده میشوند.

ج) وارد کردن داده های سیستم هوا: یک سیستم هوا (air system) عبارت است از تجهیزات و کنترل های مورد استفاده برای تامین سرمایش و گرمایش یک بخش از ساختمان یک سیستم هوا به یک یا چند منطقه سرویس میدهد. منطقه ها گروه هایی از فضا هستند که دارای یک کنترل ترموستات منفرد می باشند. مثال هایی از سیستم ها شامل هوا ساز ها واحد های یک پارچه پشت بامی سیستم های یک پارچه عمودی سیستم های دو تکه فن کویل های یک پارچه انبساط مستقیم فن کویل های آب و پمپ های حرارتی با منبع گرمایی آب میگردند. در تمام موارد سیستم هوا شامل کانال کشی های مربوطه پایانه های هوای رفت و بخش های کنترلی نیز میگردد. برای تعریف یک سیستم هوا باید اجزا کنترل ها و منطقه های مرتبط با آن سیستم و همچنین معیارهای تعیین اندازه سیستم تعزیف شوند . این داده ها با استفاده از فرم air system وارد میشوند. هر پروژه میتواند حداکثر تا ۲۵۰ سیستم داشته باشد .

د) وارد کردن داده های تاسیسات مرکزی : یک تاسیسات مرکزی (plant) عبارت است از تجهیزات و بخش های کنترلی مورد استفاده برای تامین سرمایش یا گرمایش برای کویل های موجود در یک یا چند سیستم هوا مثال هایی از تاسیسات مرکزی شامل تاسیسات مرکزی چیلر تاسیسات مرکزی دیگ آب گرم و تاسیسات مرکزی دیگ بخار می گردند. این مرحله اختیاری است و فقط در صورتی مورد نیاز است که بخواهید تاسیسات مرکزی چیلر یا دیگ را تعیین اندازه نمایید.برای تعریف یک تاسیسات مرکزی برای مقاصد طراحینوع تاسیسات مرکزی و سیستم های هوایی که به آن سرویس دهی میکند باید تعریف شوند. این داده ها با استفاده از فرم plant (تاسیسات مرکزی) وارد میشوند. هر پروژه میتواند حداکثر تا ۱۰۰ تاسیسات مرکزی داشته باشد .

استفاده از نرم افزار HAPبرای ایجاد گزارشات طراحی :هنگامی که داده های آب و هوا فضا سیستم هوا و تاسیسات مرکزی وارد شدند نرم افزار HAP میتواند برای ایجاد گزارشات طراحی سیستم و تاسیسات مرکزی به کار گرفته شود . برای ایجاد گزارشات طراحی به پنجره اصلی نرم افزار رفته و سیستم هوا یا تاسیسات مرکزی مورد نظر را انتخاب کنید سپس گزینه " PRINT /VIEW design data " در نوار منو دکمه نوار ابزار یا منوی گشودنی را انتخاب کنید

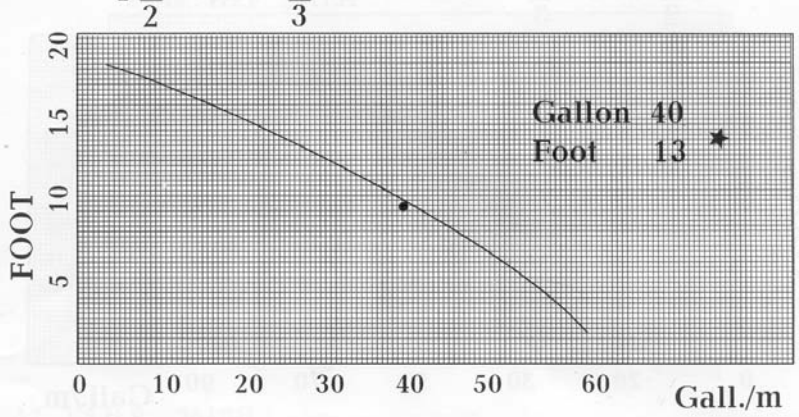
. این گزینه فرم system design reports را برای سیستم ها و فرم plant design reports را برای تاسیسات مرکزی نمایان میسازد . گزینه های گزارش مورد نظر را در این فرم انتخاب کنید .

۵- انتخاب تجهیزات : در آخر حاصل از گزارشات ایجاد شده برای انتخاب تجهیزات سرمایشی و گرمایشی مناسب با استفاده از کاتالوگ های محصولات یا نرم افزار های انتخاب محصولات استفاده نمایید . گزارشات طراحی سیستم ها و تاسیسات مرکزی اطلاعات لازم برای انتخاب تمام اجزای سیستم HVAC شما از جمله هواساز ها – تجهیزات یک پارچه – پایانه های هوای رفت – سیستم های کانال – سیستم های لوله کشی و تجهیزات مربوط به تاسیسات مرکزی را ارائه می کنند .

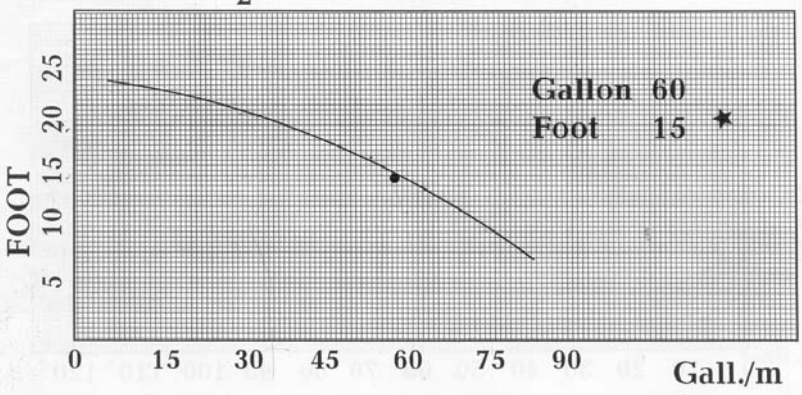
پیوست ج:

کاتالوگهای مورد استفاده در طراحی

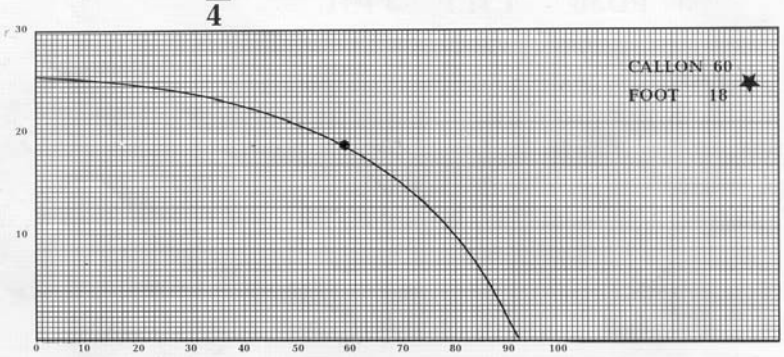
$1\frac{1}{2}$ "AA $\frac{1}{3}$ H.P 1P.H

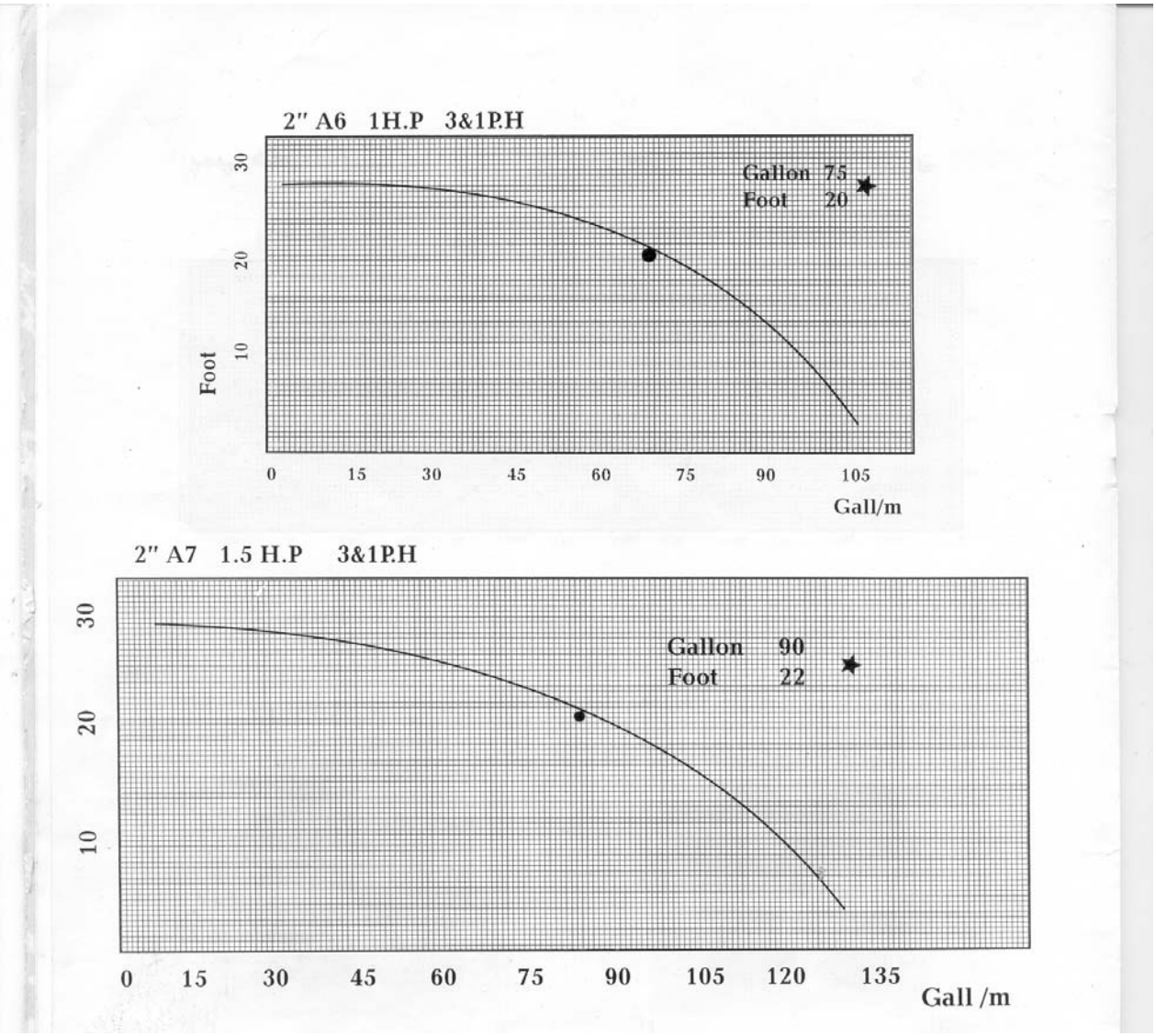


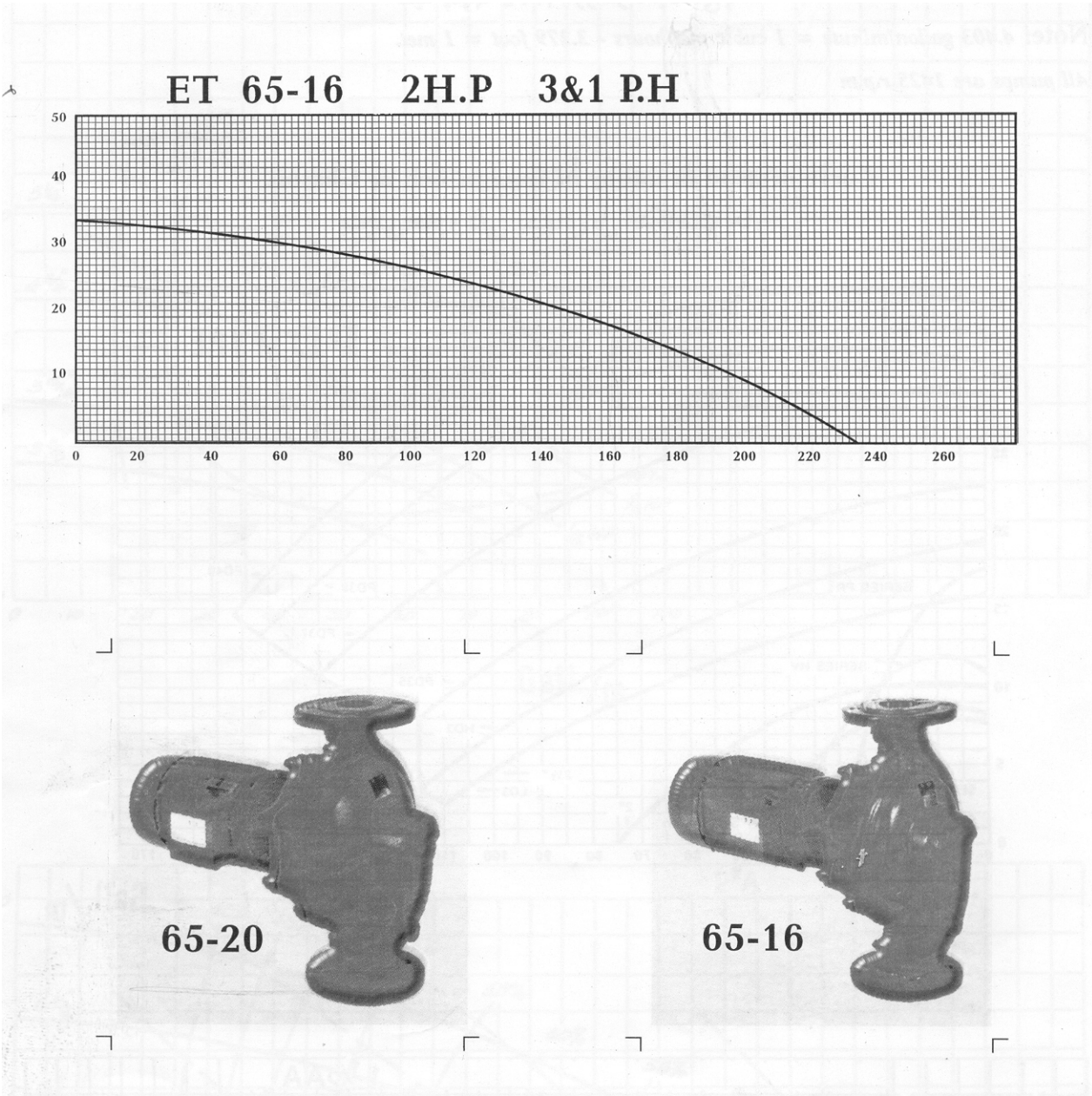
2" AA $\frac{1}{2}$ H.P 1P.H



2" AA $\frac{3}{4}$ H.P 1 P.H




2" A6 1H.P 3&1P.H
Gallon 75
Foot 20
Foot
30
20
10
0
15
30
45
60
75
90
105
Gall/m
2" A7 1.5 H.P 3&1P.H
Gallon 90
Foot 22
30
20
10
0
15
30
45
60
75
90
105
120
135
Gall /m

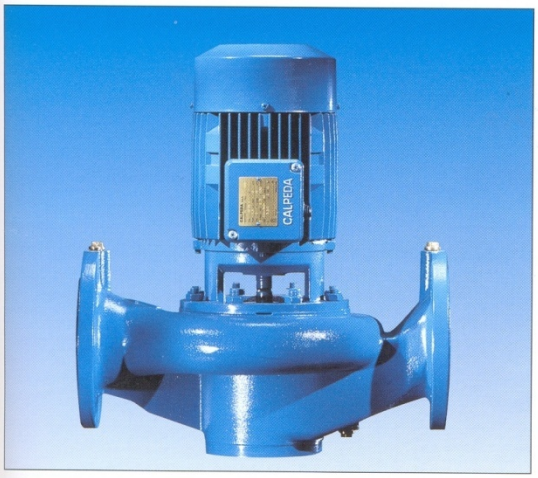

ET 65-16 2H.P 3&1 P.H
50
40
30
20
10
0 20 40 60 80 100 120 140 160 180 200 220 240 260
65-20
65-16

NR

In-line Pumps

n ≈ 2900 1/min
n ≈ 1450 1/min

calpeda



Construction

Close-coupled, single-impeller, centrifugal pumps; electric motor with extended shaft directly connected to the pump. Pump casing with suction and delivery connections with the same diameter and on the same axis (in-line).

Connections: Flanges PN 10, UNI 2236, UNI 2237.

Counterflanges (on request)

Sizes	Flanges
NR 50, NR 65	Screwed flanges PN 16, UNI 2247
NR 80, NR 100, NR 125	Flanges for welding PN 10, UNI 2277, UNI 2278

5

Applications

For clean liquids, without abrasives, which are non-aggressive for the pump materials (contents of solids up to 0.2%).
For heating, conditioning, cooling and circulation plants.
For civil and industrial applications.
When low noise operation is required (n = 1450 rpm).

Operating conditions

Liquid temperature up to 100° C.
Ambient temperature up to 40° C.
Total suction lift up to 7 m.
Maximum permissible working pressure up to 10 bar.
Continuous duty.

Materials

Component	Material
Pump casing Lantern bracket	Cast iron 200 ISO 185
Impeller	Cast iron 200 ISO 185 (Brass P-Cu Zn Pb 2 UNI 5705 for NR 50)
Shaft	Chrome-nickel steel AISI 303 for pumps up to 1.1 kW Chrome steel AISI 430 for pumps from 1.5 to 4 kW
Mecanical seal	Carbon - Ceramic
Counterflanges	Steel Fe 42 UNI 7070

Motor

4-pole induction motor, 50 Hz (n = 1450 rpm).
NR: three-phase 230/400 V ± 10%.
NRM: single-phase 230 V ± 10%.

2-pole induction motor, 50 Hz (n = 2900 rpm).
NR .../2: three-phase 230/400 V ± 10%.
NRM .../2: single-phase 230 V ± 10%.

Insulation class F.
Protection IP 54.
Constructed in accordance with IEC 34.

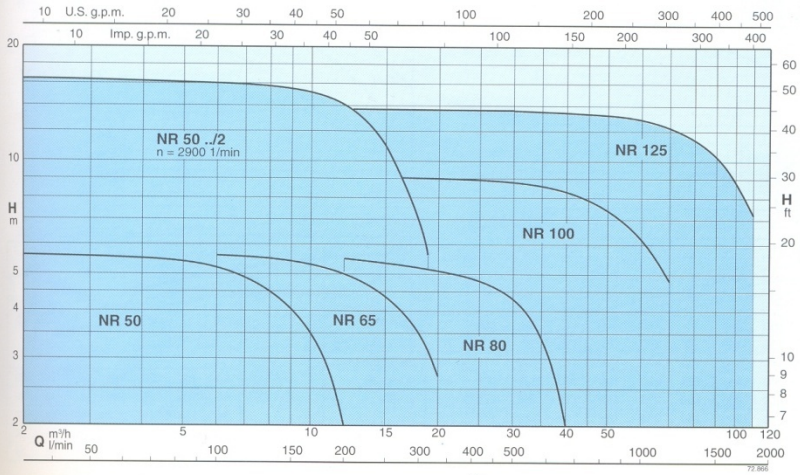
Special features on request

- Other voltages. - Frequency 60 Hz (as per 60 Hz data sheet). - Protection IP 55.
- Special mechanical seal. - Higher liquid or ambient temperatures.

Warranty

One year (as per our general sales conditions).

Coverage chart n ≈ 2900 rpm and n ≈ 1450 rpm



53

NR In-line Pumps

calpeda

Performance $n \approx 2900$ rpm and $n \approx 1450$ rpm

$n \approx 2900$ rpm

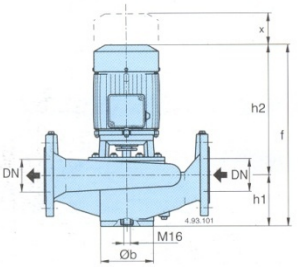
3 ~	230V A	400V A	1 ~	230V A	P1 kW	P2 kW	P2 HP	Q m³/h	6	6,6	7,5	8,4	9,6	10,8	12	13,2	15	16,8	18,9			
								l/min	100	110	125	140	160	180	200	220	250	280	315			
NR 50DE/2	2,3	1,3	NRM 50DE/2	3,6	0,72	0,45	0,6	H	11	10,8	10,5	10,2	9,5	8,5	7	6						
NR 50CE/2	3,7	2,2	NRM 50CE/2	5,7	1,13	0,75	1	m	16	15,9	15,8	15,7	15,3	14,6	14	13	11	9	5,5			

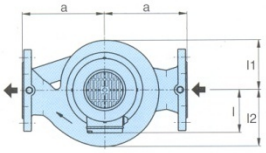
$n \approx 1450$ rpm

3 ~	230V A	400V A	1 ~	230V A	P1 kW	P2 kW	P2 HP	Q m³/h	2	4	6	8	10	12	14	16	18	20	25	30	35	40	50	60	70	80	90	100	110
								l/min	33	67	100	133	167	200	233	267	300	333	417	500	583	667	833	1000	1167	1333	1500	1667	1840
NR 50CE	1,4	0,8	NRM 50CE	2,1	0,27	0,25	0,34		3,9	3,8	3,3	2,5																	
NR 50BE	1,4	0,8	NRM 50BE	2,1	0,29	0,25	0,34		4,7	4,6	4,3	3,5	2,3																
NR 50AE	1,4	0,8	NRM 50AE	2,1	0,33	0,25	0,34		5,6	5,5	5,2	4,5	3,5	2															
NR 65CE	1,4	0,8	NRM 65CE	2,1	0,31	0,25	0,34				3,8	3,7	3,5	3,1	2,6	1,9													
NR 65BE	2,1	1,2				0,37	0,5				4,7	4,6	4,5	4,2	3,8	3,2	2,5												
NR 65AE	2,1	1,2				0,37	0,5				5,6	5,5	5,3	5	4,6	4,1	3,5	2,7											
NR 80CE	2,8	1,6				0,55	0,75	H						3,9	3,8	3,7	3,6	3,5	3,2	2,5									
NR 80BE	2,8	1,6				0,55	0,75	m						4,7	4,6	4,5	4,4	4,3	3,8	3,3	2,4								
NR 80AE	3,5	2				0,75	1							5,5	5,4	5,3	5,2	5,1	4,8	4,3	3,4	2							
NR 100CE	5	2,9				1,1	1,5											6,6	6,4	6,3	6	5,6	4,6	3,3					
NR 100BE	5	2,9				1,1	1,5											7,5	7,4	7,2	7	6,6	5,6	4,4					
NR 100AE	6,2	3,6				1,5	2											9	8,9	8,8	8,6	8,3	7,4	6,2	4,8				
NR 125CE	9,2	5,3				2,2	3													10,2	10,1	10	9,6	9	8,2	7,1	5,7	4	
NR 125BE	11	6,3				3	4													12	11,9	11,8	11,6	11	10,4	9,4	8,2	6,7	5,1
NR 125AE	16	9,2				4	5,5													13,6	13,5	13,4	13,2	12,9	12,3	11,4	10,3	8,8	7,2

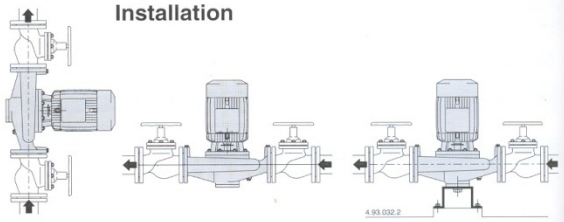
P1 Maximum power input. P2 Rated motor power output. H Rated motor power output. Tolerances according to ISO 2548, annex B.

Dimensions and weights

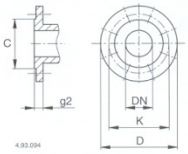




Installation



Flanges PN 10 UNI 2236, UNI 2237



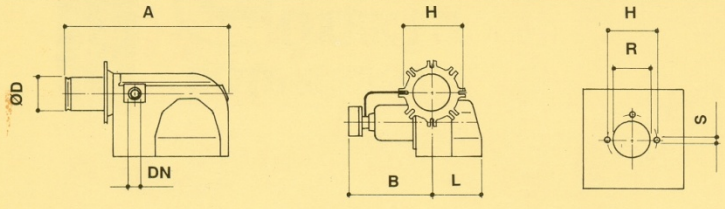
TYPE	mm DN	a	f	h1	h2	Øb	l	l1	l2	x	kg
NR 50DE/2-CE/2	50	160	360	90	270	98	110	93	100	70	23,5-23,5
NR 50AE-BE-CE	50	160	360	90	270	98	110	93	100	70	23,5-23,5-23,5
NR 65AE-BE-CE	65	180	370	100	270	118	110	102	114	70	28,5-28,5-26,5
NR 80AE-BE-CE	80	200	445	125	320	130	110	123	140	80	40-36-36
NR 100BE-CE	100	250	485	150	335	162	110	153	173	105	60-60
NR 100AE	100	250	545	150	355	162	140	153	173	105	65
NR 125CE	125	300	535	170	365	194	140	172	195	120	91
NR 125AE-BE	125	300	610	170	440	194	170	172	195	120	110-94

mm DN	C	K	D	Fori N°	Fori Ø	g2
50	102	125	165	4	18	20
65	122	145	185	4	18	20
80	138	160	200	4	18	22
100	158	180	220	8	18	24
125	188	210	250	8	18	24

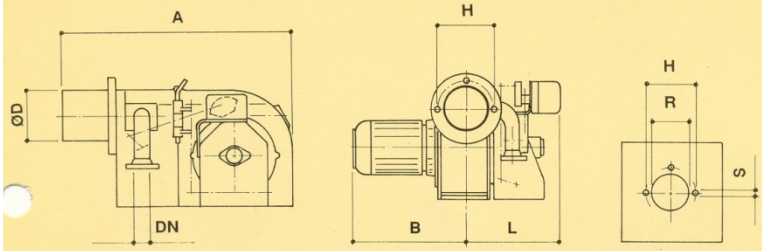
مشعل‌های گازسوز
ایران رادیاتور

IRANRADIATOR

مدل : JGN و RAN



مدل : PGN



جدول ابعاد بر حسب mm

مدل مشعل	نحوه عملکرد	سرو و موتور	موتور	A	B	D	H	L	R	S	DN
RAN 15	یک مرحله‌ای	_	1~ 90 W	417	213	80	130	108	85	M 8	R 1/2"
RAN 25	یک مرحله‌ای	_	1~ 90 W	417	213	87	130	108	90	M 8	R 1/2"
RAN 35	یک مرحله‌ای	_	1~ 100 W	417	213	166	130	108	90	M 8	R 1/2"
JGN 80/0	یک مرحله‌ای	_	1~ 240 W	552	240	110	160	145	115	M 8	R 1"
JGN 80/1	یک مرحله‌ای	_	1~ 240 W	552	240	110	160	145	115	M 8	R 1"
JGN 80/2	یک مرحله‌ای	_	1~ 240 W	552	240	120	160	145	125	M 8	R 1"
PGN 0	یک مرحله‌ای	_	1~ 550 W	580	335	132	175	305	140	M10	R 1"
PGN 1 A	یک مرحله‌ای	_	1~ 1.1 KW	710	338	153	206	368	160	M12	R 1 1/2"
PGN 1 B	دو مرحله‌ای	LKS 310	1~ 1.1 KW	710	338	153	206	368	160	M12	R 1 1/2"
PGN 1	دو مرحله‌ای	LKS 310	3~ 1.5 KW	710	340	153	206	335	160	M12	R 2"
PGN 1 - SP	دو مرحله‌ای	LKS 310	3~ 1.5 KW	710	340	170	206	335	175	M12	R 2"
PGN 2 A	دو مرحله‌ای	LKS 310	3~ 2.2 KW	880	430	194	272	390	200	M12	R 2"
PGN 2	دو مرحله‌ای	LKS 310	3~ 3 KW	880	430	194	272	390	200	M12	DN 65
PGN 2 - SP	دو مرحله‌ای	LKS 310	3~ 4 KW	880	430	219	272	390	225	M12	DN 65

ظرفیت حرارتی

مدل مشعل	ظرفیت حرارتی kcal/h	مقدارگازمصرفی m^3n/h	لوازم مشعل
RAN 15	7.500 - 75.000	0.8 - 7.9	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1/2 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
RAN 25	37.000 - 107.000	3.9 - 11.3	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1/2 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
RAN 35	37.000 - 118.000	3.9 - 12.5	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1/2 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
JGN 80/0	44.000 - 160.000	4.6 - 17.1	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "3/4 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
JGN 80/1	54.000 - 192.000	5.7 - 20.4	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
JGN 80/2	75.000 - 267.000	7.9 - 28.3	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
PGN 0	89.600 - 372.000	9.5 - 39.5	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1 ، کلید کنترل فشار هوا و گاز
PGN 1 A	212.000 - 500.000	22.5 - 53	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1/2 1 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز
PGN 1 B	212.000 - 600.000	22.5 - 63.5	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز "1/2 1 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز
PGN 1	212.000 - 800.000	22.5 - 85	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز و ۱ عدد تکضرب "1/2 1 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز ، تابلو برق
PGN 1 - SP	297.000 - 1.070.000	31.5 - 114	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز و ۱ عدد تکضرب "2 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز ، تابلو برق
PGN 2 A	424.000 - 1.500.000	45 - 159	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز و ۱ عدد تکضرب "2 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز ، تابلو برق
PGN 2	424.000 - 1.800.000	45 - 192	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز و ۱ عدد تکضرب "2 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز ، تابلو برق
PGN 2 - SP	500.000 - 2.260.000	54 - 240	۱ عدد شیر برقی تدریجی گاز و ۱ عدد تکضرب "1/2 2 ،کلید کنترل فشار هوا و گاز ، تابلو برق

لوازم تابلو برق شامل: (رله ساترونیک ـ رله شیشه‌ای ـ کنتاکتور ـ بی‌متال ـ کلیدفیوز ـ ...)

تهران ـ خیابان طالقانی ـ نبش چهارراه بهار ـ شماره ۴۹۵ ، کدپستی : ۱۵۷۱۸
تلفن : ۲۱ ـ ۸۸۳۵۵۱۹ و ۸۳۳۱۰۸ فکس : ۲۴ ـ ۸۸۳۰۵۲۳
پست الکترونیک : IRAD@dpi.net.ir
ALL-THERM@NEDA.NET

تکنولوژی منحصر بفرد پاس اول کوره دیگ ۱۳۰۰ سوپر هیت
با استراکچر مقاوم - گسترده وبالاترین امکان جذب و تبادل حرارت

اجزاء و مشخصات فنی دیگهای چدنی ۱۳۰۰ سوپرهیت

مدل دیگ چدنی	تعداد پره‌ها	ظرفیت حرارتی دیگ Kw	ظرفیت حرارتی دیگ Kcal/h	حجم آبگیر دیگ لیتر	قطر تقریبی دودکش در ساختمان mm	ظرفیت‌تقریبی نازل‌گازوئیلی ۳۰° نوع S	عرض دیگ mm	ارتفاع دیگ mm	طول دیگ mm	وزن تقریبی دیگ kg
۱۳۰۰_۷	۷	۵۷۴	۴۹۴۰۰۰	۲۲۱	۴۰۰	۳و۵	۸۰۰	۱۱۵۰	۱۴۲۰	۱۷۶۰
۱۳۰۰_۸	۸	۶۴۶	۵۵۶۰۰۰	۲۵۲	۴۰۰	۴و۵	۸۰۰	۱۱۵۰	۱۵۸۰	۱۹۸۰
۱۳۰۰_۹	۹	۷۱۸	۶۱۸۰۰۰	۲۸۳	۴۰۰	۴و۶	۸۰۰	۱۱۵۰	۱۷۴۰	۲۲۷۰
۱۳۰۰_۱۰	۱۰	۷۹۰	۶۸۰۰۰۰	۳۱۴	۴۰۰	۴و۷	۸۰۰	۱۱۵۰	۱۹۰۰	۲۴۲۰
۱۳۰۰_۱۱	۱۱	۸۶۲	۷۴۲۰۰۰	۳۴۵	۴۵۰	۵و۷	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۰۶۰	۲۶۴۰
۱۳۰۰_۱۲	۱۲	۹۳۴	۸۰۴۰۰۰	۳۷۶	۴۵۰	۵و۸	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۲۲۰	۲۸۶۰
۱۳۰۰_۱۳	۱۳	۱۰۰۶	۸۶۶۰۰۰	۴۰۷	۴۵۰	۵و۹	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۳۸۰	۳۰۸۰
۱۳۰۰_۱۴	۱۴	۱۰۷۹	۹۲۸۰۰۰	۴۳۸	۵۰۰	۵/۵و۹	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۵۴۰	۳۳۰۰
۱۳۰۰_۱۵	۱۵	۱۱۵۱	۹۹۰۰۰۰	۴۶۹	۵۰۰	۶و۹	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۷۰۰	۳۵۲۰
۱۳۰۰_۱۶	۱۶	۱۲۲۳	۱۰۵۲۰۰۰	۵۰۰	۵۰۰	۶/۵و۹	۸۰۰	۱۱۵۰	۲۸۶۰	۳۷۴۰
۱۳۰۰_۱۷	۱۷	۱۲۹۵	۱۱۱۴۰۰۰	۵۳۱	۵۵۰	۷و۹	۸۰۰	۱۱۵۰	۳۰۲۰	۳۹۶۰
۱۳۰۰_۱۸	۱۸	۱۳۹۵	۱۱۷۶۰۰۰	۵۶۲	۵۵۰	۷و۹/۵	۸۰۰	۱۱۵۰	۳۱۸۰	۴۱۸۰
۱۳۰۰_۱۹	۱۹	۱۴۳۹	۱۲۳۸۰۰۰	۵۹۳	۵۵۰	۷و۱۰	۸۰۰	۱۱۵۰	۳۳۴۰	۴۴۰۰
۱۳۰۰_۲۰	۲۰	۱۵۱۱	۱۳۰۰۰۰۰	۶۲۴	۵۵۰	۷و۱۱	۸۰۰	۱۱۵۰	۳۵۰۰	۴۶۲۰

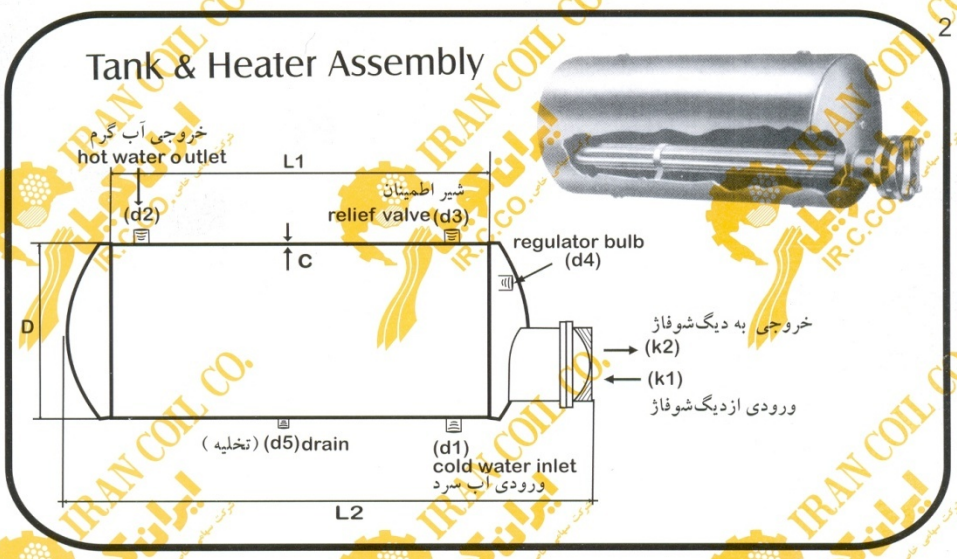
اجزاء و مشخصات فنی دیگهای چدنی مدل سوپر ۴۰۰

شماره مدل سوپر ۴۰۰	تعداد پره‌ها	ظرفیت گرمائی KW	ظرفیت گرمائی Kcal/h	حداکثر افت فشار در اطاق احتراق دیگ m bar	حداکثر افت فشار در دیگ m bar	قطرتقریبی نازل گازوئیل ۳۰° نوع S	طول دیگ میلیمتر	عرض دیگ میلیمتر	ارتفاع دیگ میلیمتر
S -۵	۵	۱۳۸	۱۲۰۰۰۰	۰/۵۱	۰/۷	۲	۹۰۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۶	۶	۱۷۰	۱۴۸۰۰۰	۰/۸۴	۱/۱	۲/۵	۱۰۲۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۷	۷	۲۰۳	۱۷۶۰۰۰	۱/۲۲	۱/۵	۲/۵	۱۱۴۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۸	۸	۲۳۵	۲۰۴۰۰۰	۱/۵۷	۲	۳	۱۲۶۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۹	۹	۲۶۷	۲۳۲۰۰۰	۱/۶۳	۲/۲	۳	۱۳۸۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۱۰	۱۰	۳۰۰	۲۶۰۰۰۰	۱/۷۸	۲/۵	۳/۵	۱۵۰۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۱۱	۱۱	۳۳۲	۲۸۸۰۰۰	۲/۲۴	۱/۶	۱/۵و۲/۵	۱۶۲۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۱۲	۱۲	۳۶۵	۳۱۶۰۰۰	۲/۷۴	۱/۹	۲و۲/۵	۱۷۴۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۱۳	۱۳	۳۹۷	۳۴۴۰۰۰	۳/۲	۲/۲	۲/۵و۳	۱۸۶۰	۵۸۰	۷۸۰
S -۱۴	۱۴	۴۳۰	۳۷۲۰۰۰	۳/۷	۲/۴	۲/۵و۳/۵	۱۹۸۰	۵۸۰	۷۸۰

پیچ و مهره درب جلو	26
پیچ و مهره درب عقب	25
عایق حرارتی فلانچ مشغل گیر	24
پین دریچه بازدید	23
عایق حرارتی تونی درب جلو	22
روپوش بالا	21
روپوش جانبی	20
تونی روپوش جلو	19
روپوش عقب	18
روپوش جلو	17
درب دودکش	16
دودکش	15
دریچه بازدید	14
فلانچ مشغل گیر	13
درب جلو	12
مهره میل مهار	11
میل مهار	10
درب عقب	9
عایق حرارتی	8
تونی درب جلو	7
نگهدارنده عایق حرارتی درب جلو	6
بوش	5
عایق حرارتی درب جلو	4
پره عقب	3
پره وسط	2
پره جلو	1

پکیج آذرخش بدون روپوش

۴۵



Horizontal Tank Heater

مخزن آب گرم کویلدار (افقی)

ردیف	capacity ظرفیت	Heating surface سطح حرارتی	MODLE NO.	Heating capacity ظرفیت حرارتی	TANK DIMENSION ابعاد مخزن			Thick-ness ضخامت ورق	BOILER WATER 180°F ورودی وخروجی به کویل		Fitting اندازه بوشنها				
NO.	LITS	FT^2	GWTH	kca/h x1000	D (mm)	L_1 (mm)	L_2 (mm)	c (mm)	k_1 (in)	k_2 (in)	d_1 (in)	d_2 (in)	d_3 (in)	d_4 (in)	d_5 (in)
1	200	4	436	11	500	1000	1300	3	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
2	300	6	448	16	560	1200	1500	4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
3	400	8	466	22	635	1200	1500	4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
4	500	10	484	27	650	1500	1800	4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
5	600	12.7	636	33	710	1500	1800	4	2	2	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
6	700	15	642	38	760	1500	1800	4	2	2	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
7	800	15	642	44	710	2000	2300	4	2	2	1 1/4	1 1/4	3/4	3/4	3/4
8	900	15	642	49	750	2000	2300	4	2	2	1 1/2	1 1/2	3/4	3/4	3/4
9	1000	19.7	654	55	800	2000	2300	5	2	2	1 1/2	1 1/2	3/4	3/4	3/4
10	1200	22	836	66	870	2000	2300	5	3	3	1 1/2	1 1/2	3/4	1 1/4	3/4
11	1500	27	842	82	970	2000	2300	5	3	3	1 1/2	1 1/2	3/4	1 1/4	3/4
12	2000	42	1036	110	1000	2500	2850	5	4	4	2	2	3/4	1 1/4	3/4
13	2500	49.5	1042	137	1120	2500	2850	6	4	4	2	2	3/4	1 1/4	3/4
14	3000	63.5	1054	164	1250	2500	2850	6	4	4	2 1/2	2 1/2	3/4	1 1/4	3/4
15	4000	72	1060	220	1300	3000	3400	6	4	4	3	3	3/4	1 1/4	1
16	5000	83	1248	274	1440	3000	3400	8	4	4	3	3	3/4	1 1/4	1
17	6000	104	1260	329	1600	3000	3400	8	4	4	3	3	3/4	1 1/4	1
18	7000	126	1272	384	1600	3500	3850	8	4	4	3	3	3/4	1 1/4	1
19	8000	137	1278	439	1750	3500	3850	10	4	4	4	4	3/4	1 1/4	1
20	10000	147	1284	550	1780	4000	4350	10	4	4	4	4	3/4	1 1/4	1

توجه :تهیه ونصب لوازم وتجهیزات اندازه گیری بعهده خریدار میباشد

IRAN COIL CO. ایران کویل

پیوست ت:

نقشه ها