Archive of SID

مجموعه مقالات اولین کنفرانس بین المللی تهویه مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
۳۱ اردیبهشت ۱۳۹۴، ایران، تهران، مرکز همایش‌های صدا و سیما
مجری: انجمن علمی مهندسی حرارتی و برودتی ایران
HVACconf-IRSHRAE-1-050

آنالیز انتقال حرارت در سیستم های پکیج های حرارتی با اتاقک احتراق بسته

قنبرعلی شیخ زاده، دانشیار گروه مکانیک دانشگاه کاشان، Sheikhz@kashanu.ac.ir
امین تاج دانی، دانشجوی دکتری مکانیک دانشگاه کاشان، Tajdani.amin@yahoo.com

چکیده

در دنیای امروز، گسترش روز افزون شهر نشینی و محدودیت منابع انرژی فسیلی ما را بر ان می دارند تا با ارائه طرحها وپیشنهادات علمی، گامهایی هر چند کوچک درجهت بهینه سازی مصرف سوخت و انرژی های تجدید ناپذیر برداریم. از آنجا که میل به نصب پکیجهای حرارتی در واحدهای آپارتمانی روز به روز افزایش می یابد، باید به طریقی مصرف سوخت این دستگاهها را بهینه نماییم. در این تحقیق به بررسی ترمودینامیکی این موضوع پرداخته و سعی داریم که میزان دقیق کاهش مصرف گاز طبیعی را محاسبه کنیم. لذا در این مقاله به وسیله آنالیز انتقال حرارت در مورد مبدل یاد شده،میزان صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی برای شرایط طرح خارج شهر تهران (به عنوان نمونه) محاسبه می گردد و در نهایت پیشنهاد می شود که در سیستمهای پکیج حرارتی با اتاقک احتراق بسته (هرمتیک) از دو لوله هم مرکز به عنوان دودکش و هواکش استفاده شود.

کلمات کلیدی: پکیج حرارتی – اتاقک احتراق – تهویه مطبوع – تاسیسات حرارتی

مقدمه

با توسعه زندگی آپارتمان نشینی و توسعه روز افزون سیستمهای لوله کشی گاز خانگی و تجاری ، استفاده از دیگهای پکیچ گا ز سوز با مشعل اتمسفریک توسعه قابل توجهی پیدا نموده ا ست. پکیج های شوفاژ جایگزین مناسبی برای سیستم های مرکزی سنتی هستند که ضمن تامین گرمایش مطبوع و آب گرم واحدهای مسکونی، فاقد بسیاری از اشکالات و محدودیت های موتورخانه بوده و آسایش بیشتری را فراهم می کنند(لیاکوس[1]،2000). با تولید پکیج شوفاژ دیواری ، امکان استقلال واحدهای آپارتمانی و کاهش مصرف گاز فراهم شد و با آگاه شدن تدریجی خانواده ها از مزایای متعدد این فن آوری جدید، استقبال از آن افزایش یافت، به طوری که امروز بخش قابل توجهی از ساختمان ها برای تامین گرمایش و آب گرم به پکیج های شوفاژ دیواری تجهیز می شوند. پکیج های حرارتی از نظرنوع سیستم تهویه، مکش هوا و خروج دود به چند دسته تقسیم می شوند. جدیدترین نوع آنها "هرمتیک" با اتاقک احتراق بسته می باشند که در آنها هوای مورد نیاز برای انجام واکنش احتراق، از بیرون ساختمان تامین می

[1] Liakos

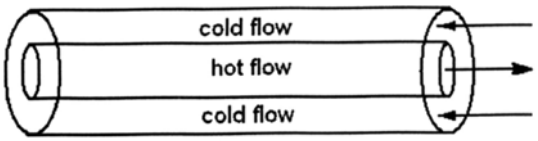
www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID

شود و از این رو، اتاقک احتراق این نوع دستگاهها از محیط ساختمان مسکونی کاملا ایزوله می باشد. پکیجهای حرارتی- و همچنین آب گرمکن های خانگی- که تا بحال مورد استفاده بوده اند، تماما از نوع باز هستند. یعنی هوای مورد نیاز برای عمل احتراق از هوای محیط داخل ساختمان تهیه می شده اما استانداردهای روز اروپایی خواه ناخواه در آینده ای نزدیک ما را مجبور به استفاده از پکیجهای "هرمتیک" می کند. از این رو یافتن راهی علمی برای بهینه کردن مصرف سوخت این نوع دستگاهها، لازم به نظر می رسد. فلسفه سوختن گاز در این دستگاهها و ایجاد انرژی گرمایی لازم جهت بالا بردن دمای آب گرم، یا برای رادیاتورها ویا برای تامین آب گرم مصرفی می باشد که در انواع قبلی،هوا با شرایط طرح داخل باید به دمایی حدود 700 (k) میرسید ولی در پکیجهای هرمتیک باید هوا با شرایط طرح خارج، که در زمستان دمایی به مراتب پایین تر از دمای هوای ساختمان دارد. به حدود 700 (k) برسد که این امر مستلزم مصرف میزان بالاتری از سوخت می باشد. البته مزیت دستگاههای هرمتیک در این است که گازهای حاصل از احتراق به هیچ وجه نمی توانند به فضای مسکونی راه یابند، ولی این امر تا به حال باعث مصرف سوخت بیشتری شده است که دلیل آن نیز ذکر شد. اگر برای سیستم تهویه این دستگاهها از دو لوله هم مرکز، یکی برای خروج دود و محصولات احتراق و دیگری برای ورود هوا استفاده شود، این سیستم خود تشکیل یک مبدل حرارتی می دهد که هوای مصرفی برای عمل احتراق در آن پیش گرم شده و دمای خروجی دود نیز پایین می آید که به تبع آن بازدهی دستگاه بالاتر و مصرف سوخت آن کمتر می شود.

طرح کلی مبدل

طرح کلی مبدلی که عنوان شد به صورت شکل زیر می باشد:



شکل ۱: شماتیک مبدل حرارتی دودکش – هواکش

که دو جریان مخالف جهت به شرح زیر در آن وجود دارد:

۱ - جریان گرم که همان محصولات احتراق است و از میان لوله داخلی می باشد. دمای خروجی دود حدودا 200 (C) است که همان دمای اولی جریان گرم است.

۲- جریان سرد که میان هواست و ازمیان لوله های داخلی وخارجی جریان دارد. دمای ورودی هوا نیز همان دمای طرح خارج است که 6 (C) در زمستان فرض می شود (T_c[1]) (برای شرایط آب وهوایی شهر تهران)

با بررسی ترمودینامیکی این مبدل می توانیم دمای ثانویه جریانهای گرم و سرد در نتیجه مقدار انرژی گرمایی مبادله شده و نهایتا میزان صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی را محاسبه کنیم برای این کار ابتدا باید مقادیر c_p (ظرفیت حرارتی) هر دو جریان را بدست آوریم .

معادله واکنش احتراق در مشعل دستگاه به صورت زیر می باشد :

(۱)

www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID

$0\ .\ 8411CH_4 + 0\ .\ 1019\ C_2\ H_6 + 0\ .0384\ C_2H_8 + 1592\ (O_2 + 3.76\ N_2) \rightarrow 1.1601CO_2 + 2.1415\ H_2O + 13.69O_2 + 59.8\ N_2$

که در آن سه جمله اول معرف مواد تشکیل دهنده گاز طبیعی و جملات داخل پرانتز همان هوا می باشد . برای هوا از جداول حالات مواد (هوا) در فشار اتمسفری داریم :

$T = 267\ (K)\ ,\ \ Cp = 1.0054\ (Kj\ /\ C)$

و برای دود باید ابتدا Cp مربوط به تک تک مواد تشکیل دهنده آنرا بدست آوریم و سپس با توجه به معادله احتراق Cp مربوط به محصولات به محصولات احتراق را حساب کنیم .

برای اکسیژن :

$T = 473\ (k)\ ,\ Cp = 0.9638\ (kj\ /Kg\ C)$

و برای نیتروژن :

$T = 473\ (k)\ ,\ Cp = 1.0529\ (Kj/Kg\ C)$

به ازای دی اکسید کربن

$T = 473\ (k)\ ,\ Cp = 09950\ (Kj/Kg\ C)$

.و برای بخار آب :

$T = 473\ (k)\ .\ Cp = 1.9820\ (Kj/\ kg\ C)$

نهایتا :

$$Cp = \frac{1.11601\times0.095 + 2.1415\times 1.982+13.69\times0.9638+59.86\times1.0529}{1.1601+2.1415+13.69+59.86}$$

اکنون باید مقدار دبی جرمی دو جریان را بدست آوریم. برای این کار ابتدا مقادیر ρ (چگالی) را محاسبه کرده و آنرا در دبی حجمی ضرب می کنیم دبی حجمی هوای لازم برای یک دستگاه پکیج با ظرفیت حرارتی (kcal .hr) 3000 مساوی $31.4\ (m^2/hr)$ است و در دمای (k) 267 چگالی هوا معادل $1,3327\ (kg\ /m^3)$ می باشد بنابراین :

$$m = V \times \rho = 0.0072\ (kg\ /\ s)$$

اکنون برای آنالیز انتقال حرارت در مبدل دودکش ـ هوا کش و بدست آوردن دماهای ثانویه می توانیم از روش $\varepsilon - NTU$ استفاده کنیم .

محاسبه NTU , C برای سیستم

در جریان سرد داریم :

$Cc = 1.0054\ (kj/\ kg\ C) \times 0.0116\ (kg\ /\ s) = 0.0117\ (kw\ /\ c)$

و برای جریان گرم :

$Ch = 1.0620\ (\ kj\ /\ kg\ C) \times 0\ .0072\ (kg\ /s) = 0.0076\ (kw/\ c)$

بنابراین :

$$C = 0.65\ \frac{C\min}{C\max}$$

حال مساحت سطح انتقال حرارت را برای مبدل بدست می آوریم با فرض (m) 2 طول مبدل و قطر (cm) 15 برای دودکش خواهیم داشت :

$$A = \pi \times 0.\ 15 \times 2 = 0.9425\ (m^2)$$

www.Hvacconf.ir

www.SID.ir

Archive of SID

و مقدار ضریب انتقال حرارت کلی با توجه به جنس دودکش (آهن گالوانیزه) می شود :

f. = 0.0057 = (kw /m^2 .C)◦ u = 1.0 (btu/ $hr.ft^2$

بنابراین :

(۲)

$$NTU = \frac{u.A}{c\min} = \frac{0.577 \times 0.9425}{0.0076} = 0.71$$

اکنون می توانیم با توجه به نمودار $\varepsilon - NTU$ برای دو جریان مخالف جهت مقدار $\varepsilon -$ (بازده انتقال حرارت) را تعیین کنیم .

$$\varepsilon = 44\ \%$$

حال باداشتن مقدار ε و دماهای وروی هر دو جریان می توانیم مقدار کل انتقال حرارت را محاسبه کنیم .

(۳)

$$Q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{h1} - T_{c2}) = 0.44 \times 0.0076 \times (473 - 276) = 0.6889\ (kw)$$

با مشخص شدن مقدار حرارت در مبدل دودکش هواکش اکنون به راحتی می توتانیم دماهای خروجی دو جریان را بدست آوریم برای جریان سرد (هوا) دمای خروجی همان دمای ورودی هوا به اتاقک احتراق است ، که می شود :

$$Q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{h1} - T_{c2})$$
$$\rightarrow T_{h2} = 326\ (k)$$

مشاهده می کنیم که هوا به اندازه

$326 - 267 = 59\ (k)$ پیش گرم شده است .

دمای خروجی دود را نیز از این رو محاسبه می کنیم که با دمای نقطه شبنم مقایسه کنیم.

در واقع نقطه شبنم محصولات احتراق ، محدودیت انتقال حرارت در مبدل را بیان می کند و دمای خروجی دود نباید از این مقدار کمتر باشد دمای نقطه شبنم برای محصولات احتراق در این واکنش مساوی (C) 30 یا (k) 303 است .

$$Q = \varepsilon\, C_{min}\,(T_{h1} - T_{c2})$$
$$\rightarrow T_{h2} = 328\ (k)$$

و مشخص است که از این بابت مشکلی نخواهیم داشت .

حال با توجه به اینکه قبلا دمای هوای ورودی به اتاقک احتراق همان دمای طرح بود (267 k) می توانیم با فرض ثابت ماندن Cp هوا (که فرض قابل قبولی است) میزان صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی را بدست آوریم که می شود :

$$\frac{326 - 367}{680 - 267} = 0.1429 = 14.3\ \%$$

و میزان صرفه جویی برای یک دستگاه پکیج (با ظرفیت حرارتی (kcal/hr) 30000 در مدت یک سال می شود:

$$3.14 \times 0.143 \times 24 \times 30 \times 6 = 1940\ (m^3 / year)$$

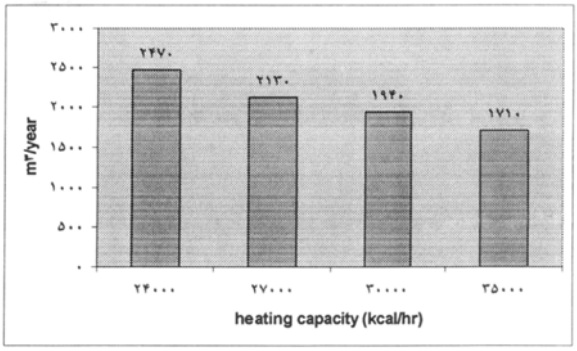
پس در ازای استفاده از یک پکیج (30000(kcal \ hr در سال می توانیم به مقدار (m^3) 1940 در مصرف گاز طبیعی صرفه جویی داشته باشیم

اگر به همین ترتیب میزان صرفه جویی را برای ظرفیت های حرارتی متفاوت محاسبه کنیم به نتیجه جالبی می رسیم این مقادیر در نمودار نشان داده شده اند .

www.Hvacconf.ir

www.SID.ir

Archive of SID



شکل ۲: میزان صرفه جویی به ازای ظرفیت حرارتی

نتیجه بحث

دیگهای گاز سوز با مشعل اتمسفریک (پکیج) استفاده بسیار وسیعی جهت تهیه نیازهای حرارتی خانگی دارند . این دیگها قادرند گرمایش لازم برای ساختمان و آب گرم مصرفی آنرا همزمان فراهم نمایند. همانطور که مشاهده می کنیم میزان صرفه جویی با افزایش ظرفیت حرارتی دستگاه کاهش می یابد دلیل این امر آن است که با زیاد شدن ظرفیت حرارتی پکیج دبی حجمی لازم گاز و در نتیجه دبی حجمی دو جریان سرد و گرم که همان هوا و در دست است افزایش می یابد، و اگر قطر دودکش ثابت بماند سرعت گازها در مبدل زیاد می شود . در واقع در این حالت دو جریان وقت کمتری برای تبادل حرارت دارند و به همین دلیل درمقدار صرفه جویی اندکی کاهش خواهیم داشت . به نظر می رسد که با تغییر دادن در ساختار ساده این مبدل، بتوانیم بازده دستگاه را باز هم بالاتر ببریم . به عنوان مثال می توان تعبیه نوارهای باریکی بین دیواره های دو لوله، اغتشاشات جریانها را زیاد کرد که به تبع آن عدد رینولدز ومیزان انتقال حرارت بیشتر می شود.

حال می توانیم برآوردی از میزان کلی کاهش بر آوردی از میزان کلی کاهش مصرف سوخت داشته باشیم. به ازای تعداد 1000 دستگاه از هر ظرفیت حرارتی خواهیم داشت :

$$1000\times (2470 + 2130 +1940+1710) = 8250000 (m^2 / year)$$

که رقم قابل توجهی است . لذاپیشنهاد میشود که در سیستمهای پکیج حرارتی با اتاقک احتراق بسته (هرمتیک) از دو لوله هم مرکز به عنوان دودکش و هواکش استفاده شود. در واقع با این کار یک مبدل پیش گرمکن هوا تهیه می شود که هوای ورودی به مشعل اتمسفریک دستگاه را گرم می کند . این گرما از گرمای دود گرفته می شود که در انواع قبلی پکیجهای حرارتی همراه دود به هدر می رفت.بدین ترتیب کاهش بی حجمی گاز مصرفی را خواهیم داشت که این امر هم به نوبه خود به معنی صرفه جویی در مصرف گاز طبیعی و یک نوع بازیافت انرژی میباشد.

منابع :

[1] علیمی ونداد،شماخته یعقوب ،(۱۳۸۲) طراحی پکیج حرارتی(پایان نامه کارشناسی)، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر طوسی

[2] هولمن،جک (HOLMAN JAK) (۱۳۸۱) انتقال حرارت، ترجمه شهاب الدین رفیعی ،چاپ هشتم

www.Hvacconf.ir
www.SID.ir

Archive of SID

[3] سادیک کاکا (Sadik Kakac) (۱۳۸۹) مبدله کن های گرما، مترجم دکتر سپهر صنایع، ناشر دانشگاه علم و صنعت ایران، چاپ اول

[4] اشرایی هندبوک (ASHRAE Handbook)، (۲۰۰۳)، heating, ventilating, and air-conditioning applications، نشر(۱۳۸۴)، نشر تهران

[5] موسوی نائینان، سید مجتبی(۱۳۸۶)، تاسیسات ساختمان، نشر دانش، چاپ سوم

[6] Liakos H.H, Founti M.A., Markatos N.C,"Modelling of stretched natural gas diffusion flames" Applied mathematical modelling 24 ,2000, p419-435

[7] Ayhan Demirbas, "potential applications of renewable energy sources, biomass combustion," problems in boiler power system and combustion related environ mental issues', Progressin Energy combustion science 31 ,2005, 171-192.

www.Hvacconf.ir

www.SID.ir