

## روشی ساده جهت محاسبه اتلاف انرژی حرارتی در ساختمانها

حمیدرضا غفوری، سید عبدالله حسینی دهدشتی، سید عباس طباطبایی، ابراهیم مظهری  
اعضای هیئت علمی دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز

### چکیده:

در این مقاله روشی ساده و در عین حال نسبتاً دقیق جهت محاسبه گذر انرژی حرارتی اجزاء مختلف ساختمان ارائه شده که به کمک آن می‌توان میزان اتلاف انرژی ساختمان را محاسبه و بر این اساس طراحی را مورد ارزیابی و اصلاح قرار داد. جهت انجام این کار ساختمان به تعدادی اجزاء مختلف تجزیه شده و برای هر یک از این اجزاء میزان اتلاف حرارتی به کمک یک مدل رایانه ای اجزاء محدود محاسبه می‌گردد. اتلاف انرژی حرارتی کل ساختمان از جمع کردن اتلاف های حرارتی محاسبه شده در هر یک از اجزاء و با در نظر گرفتن ضرائب کاهش یا افزایش مربوطه بدست خواهد آمد.

### ۱- مقدمه:

محاسبه دقیق میزان اتلاف انرژی حرارتی در فضاهای مختلف ساختمانها به هنگام طراحی کاری دشوار و پیچیده است که تنها با به کارگیری مدل های فیزیکی یا رایانه ای پیشرفته امکان پذیر می باشد. صعوبت و هزینه های این امر سبب شده است که در طراحی ساختمانهای متداول ، غالباً انجام این محاسبات نادیده گرفته شود و یا در صورت لزوم به تخمین های غیر دقیق که بر اساس دستورالعملهای آئین نامه های مختلف صورت می گیرد اکتفا گردد. تحقیق حاضر تلاشی جهت ارائه راه حلی است که در عین دارا بودن دقت قابل قبول ، از پیچیدگیهای معمول برای چنین محاسباتی بدور باشد. اساس این روش بر استفاده از مدل ریاضی انتقال حرارت و حل رایانه ای آن استوار می باشد که در ادامه توضیح داده می شود.

## ۲- مدل ریاضی انتقال حرارت :

قانون حاکم بر انتقال حرارت در جامدات تحت تاثیر عامل کنوکسیون (همرفت) و نیز عامل هدایت حرارتی به صورت معادله ریاضی ذیل برای یک حجم کنترل دلخواه نوشته می شود:

$$\rho c \left( \frac{\partial T}{\partial t} + v_x \frac{\partial T}{\partial x} + v_y \frac{\partial T}{\partial y} + v_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) = \ddot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left( k_x \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left( k_y \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( k_z \frac{\partial T}{\partial z} \right) \quad (1)$$

در این معادله  $\rho$  چگالی ماده،  $c$  گرمای ویژه،  $T$  درجه حرارت،  $t$  زمان،  $\ddot{q}$  نرخ زمانی تولید حرارت در واحد حجم، و  $k_x, k_y, k_z$  هدایت گرمایی یک جسم در جهات  $x$  و  $y$  و  $z$  می باشند. برای بیان روابط در اینجا از دستگاه مختصات کارتزین استفاده شده است. مثل هر مسئله مشابه دیگر، حل معادله دیفرانسیل فوق نیازمند اعمال شرایط مرزی می باشد سه نوع شرایط مرزی برای این مسئله قابل اعمال خواهد بود و فرض می شود که سه نوع شرط مرزی زیر، تمام جسم را پوشش خواهد داد:

۱- سطح  $S_1$  از جسم دارای درجه حرارت معینی است یعنی:

$$T = T_0 \quad (2)$$

۲- بر سطح  $S_2$  از جسم جریان یعنی گرما عبور می کند یعنی:

$$\{q\}^T \cdot n = -q_0 \quad (3)$$

که در آن  $n$ : برداری که عمود بر سطح  $S_2$  به طرف خارج و  $q_0$  جریان حرارتی معین است.

۳- سطح  $S_3$  از جسم در معرض انتقال حرارت بوسیله عامل همرفت می باشد (قانون تبرید نیوتون) یعنی:

$$\{q\}^T \cdot n = -h_f (T_B - T_s) \quad (4)$$

که در آن:  $h_f$  ضریب غشایی که معمولاً در دمای  $(T_B + T_s)/2$  برآورده می شود،  $T_B$  دمای حجم سیال (هوا) در مجاورت سطح جسم و  $T_s$  دمای سطح جسم است. توجه کنید که مطابق قرار داد جریان گرمایی معین با علامت مثبت به طرف درون جسم خواهد بود. برای حل معادلاتی به شکل فوق، می توان از دو شیوه حل تحلیلی و یا حل عددی استفاده نمود که امروزه بعلاوه گسترش فن آوری رایانه ای از یک سو و ورود مسائل پیچیده به عرصه مهندسی از سوی دیگر استفاده از مدل های عددی رایانه ای بیشتر مورد استقبال مهندسين قرار گرفته است. از بین روش های عددی متداول برای حل این دسته از مسائل روش اجزاء محدود بعلاوه توانایی های گسترده، بیشتر مورد توجه و استقبال بوده است و لذا در اینجا نیز از این روش در حل مسائل مربوط به انتقال حرارت استفاده شده است.

## ۳- حل اجزاء محدود معادله انتقال حرارت :

همانگونه که پیشتر نیز بیان شد، متغیر  $T$  می تواند در مکان و زمان تغییر کند. برای یافتن نحوه این تغییرات در زمانهای مختلف و نقاط متفاوت جسم می توان کل جسم را به تعدادی جزء محدود (المان) تجزیه نمود و سپس معادله (۱) را برای هر یک از المانها با استفاده از روش های واریاسیونی و با اعمال

روش اجزای محدود به یک دستگاه از معادلات جبری همزمان تبدیل کرد که به شکل ماتریسی به صورت زیر نمایش داده می‌شود:

$$[C^t]_e \{T\}_e + ([K^{tm}]_e + [K^{tb}]_e + [K^{to}]_e) \{T\}_e = \{Q^c\}_e + \{Q^g\}_e + \{Q\}_e \quad (۵)$$

که در آن:

$$\begin{aligned} \text{ماتریس گرمای ویژه المان (میرایی حرارتی)} &= [C^t] = \rho \int_{\Omega_e} c \{N\} \{N\}^T d\Omega_e \\ \text{ماتریس هدایت حرارتی المان} &= [K^{tm}] = \rho \int_{\Omega_e} c \{N\} \{N\}^T [B] d\Omega_e \\ \text{ماتریس هدایت پراکنش المان} &= [K^{tb}] = \int_{\Omega_e} [B]^T [D] [B] d\Omega_e \\ \text{ماتریس هدایت انتقال سطح المان} &= [K^{tc}] = \int_{S_3} h_f \{N\} \{N\}^T dS_3 \\ \text{بردار فلاکس جرمی المان} &= [Q^f] = \int_{S_2} \{N\} q_0 dS_2 \\ \text{بردار جریان حرارتی انتقال سطحی المان} &= [Q^c] = \int_{S_3} T_B h_f \{N\} dS_3 \\ \text{بردار بار تولید گرمای المان} &= \int_{\Omega_e} \ddot{q} \{N\} d\Omega_e \end{aligned}$$

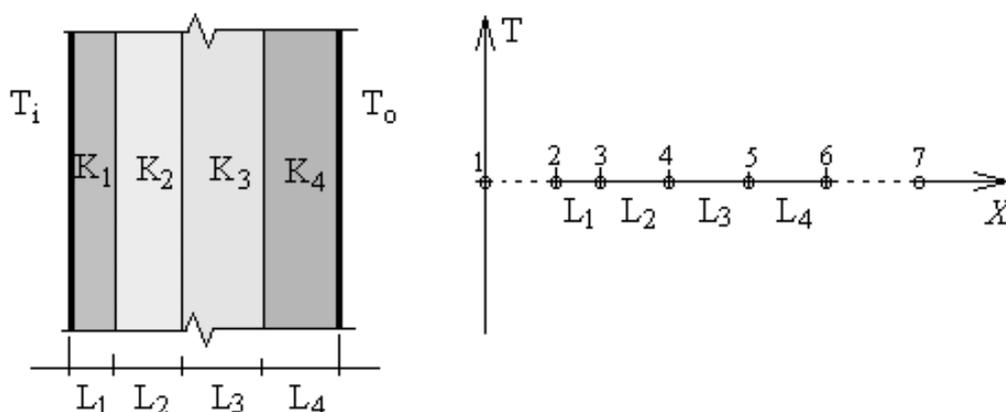
زیر نویس  $e$  نشان دهنده آنست که انتگرال گیری بر روی یک المان صورت می‌گیرد. پس از آنکه دستگاه معادلاتی که به شکل ماتریس توسط روابطه (۵) نمایش داده شد، برای تمام المانهای یک جسم تشکیل شد؛ دستگاه معادلات کلی با رویهم گذاری معادلات مربوط به یکایک المانها حاصل می‌گردد. با حل این دستگاه دمای نقاط مختلف جسم در هر زمان دلخواه قابل محاسبه خواهد بود  $T(x, y, z, t)$ . با داشتن این مقادیر سپس می‌توان میزان انرژی گرمایی جریان یافته از هر قسمت جسم مورد نظر را محاسبه نمود. برای اینکار از رابطه زیر استفاده می‌کنیم:

$$\{q\} = -[D][B]\{T\} \quad (۶)$$

که در آن:  $\{q\}$  بردار انرژی گرمایی جریان یافته،  $[D]$  ماتریس هدایت حرارتی،  $\{B\}$  ماتریس مشتقات توابع شکلی  $\{N\}$  که در نقاط انتگرال گیری محاسبه شده‌اند و  $[T]$  بردار دمای نقاط گرهی می‌باشند.

#### ۴ - کاربرد مدل کامپیوتری اجزاء محدود

براساس فرمول بندی ارائه شده، برنامه‌های کامپیوتری متعددی ارائه گردیده است که می‌توان در غیاب مدل‌های فیزیکی برای محاسبه میزان انرژی گرمایی انتقال یافته از سطوح دیوارها از آنها استفاده کرد. در تحقیق حاضر بدین منظور از برنامه کامپیوتری ANSYS 5.41 که برنامه‌ای چند منظوره برای حل مسائل مختلف مهندسی به روش اجزاء محدود است، استفاده گردیده است. بدین منظور جداره مورد نظر که از دو یا چند جنس مختلف ساخته شده است. مطابق شکل (۱) مدل شده‌اند.



شکل ۱ - مدل سازی یک بعدی جداره

دیواره مورد نظر از لایه‌های مختلفی با ضخامت‌های  $L_1$  و  $L_2$  و... ساخته شده است که بعلاوه اختلاف جنس آنها، دارای ضرایب هدایت حرارتی مختلف  $K_1$ ،  $K_2$  و... می‌باشند. پس از شروع جریان انرژی گرمایی از درون به بیرون فضای محصور، مدتی طول خواهد کشید تا جریان به حالت تعادل دائمی برسد. در این حالت فرض می‌شود دمای نقاط مختلف جسم دارای مقداری خواهند بود که با گذشت زمان تغییر نمی‌کند (S steady state). در این حالت می‌توان انرژی گرمایی جریان یافته از سطح مورد نظر را از رابطه (۶) محاسبه نمود. این کار را عیناً برای سطوح کف، سقف و درب و پنجره‌ها نیز می‌توان انجام داد و به این ترتیب کل انرژی گرمایی انتقال یافته به درون فضا را یافت. با محاسبه این میزان انرژی گرمایی، می‌توان میزان انرژی لازم برای خنک نگه داشتن دمای درونی را نیز محاسبه نمود چرا که بر طبق قانون اول ترمودینامیک اگر بخواهیم دمای درونی همان مقدار  $T_i$  باقی بماند. ایندو با هم برابر خواهند بود و این در حقیقت به مهندس طراح اجازه می‌دهد که نوع و ظرفیت دستگاه خنک کننده مورد نیاز را برای فضای مورد نظر پیش بینی نماید و در صورتی که ظرفیت مورد نیاز متناسب با نیازهای اقتصادی طرح نبود نسبت به

جدول (۱) - مقدار گرمای انتقالی در واحد سطح و زمان برای مقاطع با مصالح بنائی مختلف ( T )

شکل	تیپ	ضخامت t(mm)	گرمای انتقالی	شکل	تیپ	ضخامت t(mm)	گرمای انتقالی T	شکل	تیپ	ضخامت t(mm)	گرمای انتقالی T
۱	-۱	۱۱۰	۲۶۷/۳	۲	-۱	۱۱۰	۲۷۸/۹	۳	۳-۱	۱۱۰	۲۲۱/۱
	۱				۲				۳-۲	۲۲۰	۱۶۹/۶
	-۲	۲۲۰	۱۹۵/۵		۲	۲۲۰	۲۰۱/۶		۳-۳	۳۳۰	۱۳۷/۵
	۱				۲						
	-۳	۳۳۰	۱۵۴/۱		-۳	۳۳۰	۱۵۷/۹				
	۱				۲						
۴	-۱	۱۱۰	۲۱۳/۷	۵	-۱	۱۱۰	۱۰۱/۸	۶	۶-۱	۵۰	۱۶/۰۵
	۴				۵				۶-۲	۱۰۰	۱۱/۱۷
	-۲	۲۲۰	۱۶۵/۲		۵	۲۲۰	۷۶/۷				
	۴				۵						
	-۳	۳۳۰	۱۳۴/۶		-۳	۳۳۰	۶۱/۶				
	۴				۵						
۷	-۱	۱۱۰	۵۸/۴	۸	-۱	۱۱۰	۴۵/۳	۹	۹-۱	۵۰	۳۷/۷
	۷				۸				۹-۲	۱۰۰	۲۶/۵
	-۲	۲۲۰	۲۷/۸		۸	۲۲۰	۲۲/۳				
	۷				۸						
	-۱	۲۰۰	۳۴/۷		-۱	۲۰۰	۷۶/۸۸		-۱	۲۰۰	۷۱
	۱۰				۱۱				۱۲		
۱۰	-۲	۲۵۰	۳۲	۱۱	-۲	۲۵۰	۶۶/۴	۱۲	-۲	۲۵۰	۶۵/۶۷
	۱۰				۱۱				۱۲		
۱۳		۴۰	۱۶۷/۳	۱۴		۴	۶۱۶/۲	۱۵		۱/۵	۶۳۰

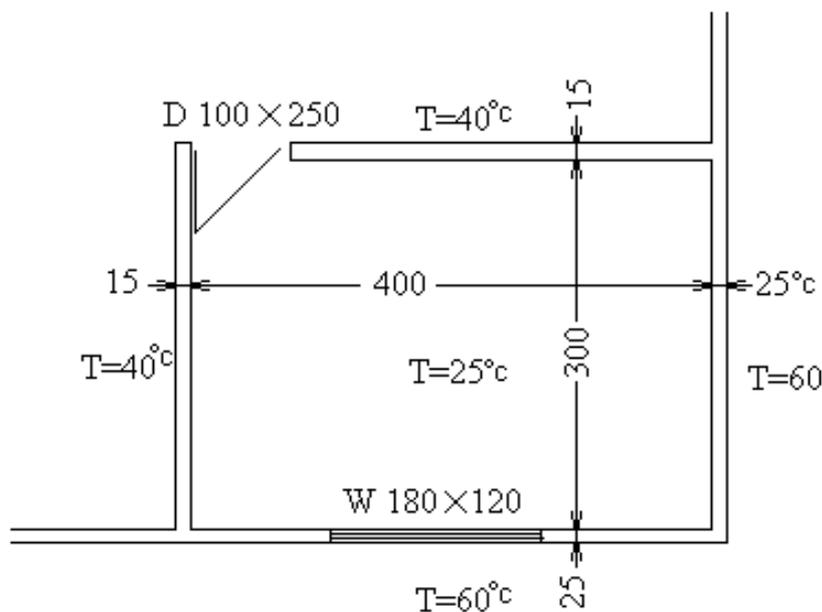
جدول شماره (۲)

ضریب هدایت حرارتی BTU * in / (ft <sup>2</sup> * hr)	نام ماده	ضریب هدایت حرارتی BTU * in / (ft <sup>2</sup> * hr)	نام ماده
۰/۲	فوم پلی یستر	۰/۴	پشم
۰/۵	سنگ آهک	۰/۸	چوب کاج
۱/۲	گچ	۱/۱	چوب بلوط
۷	شیشه	۱۷	آب
۰/۳	عایق فایبرگلاس	۳۱۴	فولاد
۱۵۳۶	آلومینیم	۱۲	بتن
		۵	آجر

تغییر مشخصات معماری و یا سازه‌ای اجزای طرح نظیر دیوارها، سقف و کفها اقدام نماید. در جدول شماره (۱) انواع مختلف سیستم‌های دیوار، سقف و کف که در ساختمانهای معمولی متداول هستند. آورده شده و میزان انرژی گرمایی عبوری از هر یک از آنها در واحد سطح و در واحد زمان به روش فوق محاسبه گردیده است برای انتخاب ضریب هدایت حرارتی هر یک از مصالح از جدول شماره (۲) استفاده شده است.

### ۵ - چند مثال کاربردی

**مثال ۱:** با توجه به شکل (۲) و مشخصات ذیل می‌خواهیم مقدار گرمایی که در واحد زمان (ساعت) وارد اتاق می‌شود محاسبه نماییم.



شکل ۲- پلان

### مشخصات پلان:

- دیوار جنوبی متشکل از آجر مجوف سفالی با پلاستر سیمان و گچ از داخل و نمای آجر دوغابی از بیرون (تیپ ۲-۹)
- دیوار شرقی مشابه دیوار جنوبی است.
- دیوارهای داخلی متشکل از آجر مجوف سفالی با پلاستر سیمان و گچ از هر دو طرف (تیپ ۱-۶)
- کف متشکل از تیرچه و بلوک و پلاستر گچ از زیر و ملات و موزائیک روی آن است (تیپ ۱-۱۰)
- سقف متشکل از تیرچه و بلوک و پلاستر گچ از زیر و مصالح شیب بندی و ملات و ایزوگام روی آن (تیپ ۱-۱۲)
- ارتفاع مفید طبقه ۲۸۰ cm می‌باشد.



حل: محاسبه گرمای انتقالی از دیوار جنوبی

سطح دیوار پس از کسر بازشوها :

$$S = [(4 \times 2.8) - (1.8 \times 1.2)] = 9.40 \text{ m}^2$$

گرمای انتقالی در واحد سطح دیواره جدول (۱):

$$T = 26.5 \text{ BTU/hr.m}^2$$

- گرمای انتقالی از دیوار:

$$H_1 = 9.40 \times 26.5 \text{ BTU/hr}$$

به همین ترتیب برای سایر قسمت‌ها نیز می‌توان نوشت :

- گرمای انتقالی در دیوار شمالی:

$$H_2 = [(4 \times 2.8) - (2.5 \times 1)] \times 16.05 = 140 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از دیوار شرقی:

$$H_3 = (3 \times 2.8) \times 26.5 = 223 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از دیوار غربی:

$$H_4 = (3 \times 2.8) \times 16.5 = 135 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از کف:

$$H_5 = (3 \times 4) \times 34.7 = 416 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از سقف

$$H_6 = (3 \times 4) \times 71 = 852 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از پنجره (در حالت بسته):

$$H_7 = (1.8 \times 1.2) \times 616.2 = 1331 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از درب چوبی (در حالت بسته):

$$H_8 = (2.1 \times 1) \times 164.3 = 351 \text{ BTU/hr}$$

- گرمای انتقالی از شیشه بالایی درب چوبی:

$$H_9 = (0.4 \times 1) \times 616.2 = 264 \text{ BTU/hr}$$

به این ترتیب کل گرمای انتقالی وارد شده به اطاق با جمع کلیه مقادیر فوق بدست می‌آید که عبارتست از:

$$\bullet H_1 = 3934 \text{ BTU/hr}$$

لازم به ذکر است که رقم فوق نشان دهنده کل گرمای ورودی به اطاق در واحد زمان نیست و فقط سهم عامل هدایت حرارتی را نشان میدهد. این در حالی است که علاوه بر مقدار فوق درصد قابل توجهی از انرژی حرارتی به طرق دیگر یعنی از طریق همرفت و یا تابش وارد اطاق می‌شود که این مقادیر در محاسبه فوق منظور نشده‌اند. بعنوان مثال میزان قابل ملاحظه‌ای از انرژی گرمایی ممکن است از طریق

درزهای درب یا پنجره‌ها بصورت انتقال همراه با جریان هوا(همرفت) به فضای اطاق وارد شود. همچنین هر بار که در یا پنجره اطاق باز و بسته شود مقدار قابل ملاحظه‌ای از انرژی گرمایی با کوران هوا وارد اطاق خواهد شد(همرفت). میزان این انرژی بسیار متغیر بوده و به همین دلیل بطور دقیق قابل محاسبه نیست و فقط بر اساس تواتر باز و بسته شدن درب و پنجره و نیز معماری اطاق که در کوران هوا موثر است می‌توان مقداری برای آن تخمین زد. این مقدار معمولاً بین ۵۰ الی ۱۵۰ درصد از کل گرمای انتقال محاسبه شده خواهد بود. در این مثال با توجه به کوچک بودن فضای اطاق و تاثیر زیاد روی نوسان دمای اطاق بر اثر باز و بسته شدن درب و پنجره مقدار ۱۰۰ درصد را انتخاب می‌کنیم. یعنی:

$$3934 \times (1+1) = 7868 \text{ BTU/hr}$$
 مقدار گرمای انتقالی ناشی از اثر توام هدایت گرمایی و همرفت از طرف دیگر تابش نیز سهم قابل توجهی از انرژی گرمایی وارد شده به اطاق را به خود اختصاص می‌دهد که باز در محاسبات فوق منظور نگردیده است. میزان این انرژی نیز بسیار متغیر است و به همین دلیل محاسبه آن کار آسانی نخواهد بود. میزان این انرژی بستگی زیادی به شدت تابش و زاویه تابش خورشید، طول دوره تابش، ضریب انعکاس شیشه‌ها، سطح نورگیر و غیره دارد. مطالعات مختلف تجربی نشان داده است که سهم این عامل در انرژی گرمایی وارده به اطاق نیز دارای گستره‌ای وسیع است و معمولاً عددی بین ۴۰ الی ۱۸۰ درصد از مقدار انرژی انتقال یافته از سطح نورگیر می‌باشد. در مثال حاضر فرض می‌کنیم که این سهم نیز عددی برابر ۱۰۰ درصد باشد. به این ترتیب کل انرژی وارده به اطاق در اثر سه عامل هدایت گرمایی، همرفت و تابش برابر مقدار ذیل می‌باشد

$$H = 7868 + 1 \times 1331 = 9199 \text{ BTU/hr}$$

یعنی برای خنک نگه داشتن اطاق با مشخصات فوق نیاز به یک دستگاه خنک کننده با ظرفیت حداقل  $10000 \text{ BTU/hr}$  می‌باشد.

**مثال ۲** - با توجه به شکل مثالی قبلی، در صورتیکه سیستم کف و سقف تغییر نکند ولی دیوارهای خارجی و داخلی مشابه یکی از تیپ‌های ذکر شده در جدول (۱) باشد، جهت مقایسه انواع دیوارها از نظر میزان گرمای انتقالی، نتایج بدست آمده در جدول (۳) گردآوری شده‌اند. لازم به ذکر است که سهم همرفت به میزان ۱۰۰ درصد و سهم تابش نیز به میزان ۱۰۰ درصد در نتایج منظور شده‌اند.

از مقایسه نتایج فوق در می‌یابیم که در بین همه مصالح ذکر شده، آجر سفالی مجوف بدلیل تو خالی بودن آن عایق خوبی در پدیده انتقال حرارت می‌باشد و در مقایسه دو ردیف ۱ و ۷ دیده می‌شود که میزان گرمای انتقالی در ساختمان با دیوار سفالی مجوف نصف گرمای انتقالی در ساختمان با دیوار آجری توپر می‌باشد. همچنین تاثیر پلاستر گچی نسبت به پلاستر سیمانی در مقایسه ردیف‌های (۴ و ۵) و (۶ و ۷) ملاحظه می‌شود که در صورت استفاده از پلاستر گچ حدود  $1000 \text{ BTU/hr}$  گرما کمتر وارد اطاق می‌گردد.

## ۶- نتیجه گیری:

بر اساس آنچه که مطرح گردید این نتیجه حاصل می شود که جهت محاسبه دقیق انتقال حرارت در ساختمان و کنترل آن به کمک رایانه ؛ می توان با استفاده از برنامه های موجود که نمونه ای از آن ارائه گردید، برای انواع دتایل های اجرایی با مصالح مختلف میزان انتقال حرارت را محاسبه و هنگام طراحی ساختمان جهت کاهش مصرف انرژی از بهترین دتایل اجرایی استفاده نمود. همچنین با این روش طراح می تواند برای یک ساختمان با مشخصات اجرایی معین، اندازه دستگاه گرم کننده و یا خنک کننده را تعیین و یا با بررسی اقتصادی، مشخصات اجرایی را متناسب با دستگاه گرمایش و یا سرمایش معینی تغییر دهد. در جهت افزایش دقت محاسبات صورت گرفته می توان اثرات انتقال حرارت ناشی از جریان هوا به صورت همرفت و نیز انتقال ناشی از تابش را به مدل رایانه ای اضافه کرد که البته در چنین حالتی پیچیدگی های مدل افزایش خواهد یافت.

جدول ۳

مثال نمونه	تیپ دیوار	نوع مصالح بکار رفته در دیوار	گرمای انتقالی در واحد سطح T	کل گرمای انتقال یافته H(BTU/hr)
۱	۹-۲	دیوار خارجی: سفالی مجوف با نمای آجر دوغابی	۲۶،۵	۹۱۹۹
	۶-۱	دیوار داخلی: سفالی مجوف	۱۶،۰۵	
۲	۸-۱	دیوار خارجی: دو جداره با آجر سفالی توپر و لایه میانی یونولیت	۴۵،۳	۹۸۶۶
	۶-۱	دیواره داخلی: سفالی مجوف	۱۶،۵	
۳	۷-۱	دیوار خارجی: جداره با آجر سفالی توپر و لایه میانی هوا	۵۸،۴	۱۰۳۳۱
	۶-۱	دیوار داخلی: سفالی مجوف	۱۶،۰۵	

۴	۴-۲	دیوار خارجی: آجر سفالی توپر با نمای سنگی و پلاستر گچی در داخل	۱۶۵،۲	۱۷۰،۵۳
	۵-۱	دیوار داخلی: سفالی توپر	۱۰۱،۸	
۵	۱-۲	دیوار خارجی: آجر سفالی توپر با نمای سنگی و پلاستر سیمانی در	۱۹۵،۵	۱۸۰،۲۶
	۵-۱	دیوار داخلی: سفالی توپر	۱۰۱،۸	
۶	۳-۲	دیوار خارجی: آجر سفالی توپر و پلاستر گچی در داخل	۱۶۹،۶	۱۷۲،۰۹
	۵-۱	دیوار داخلی: سفالی توپر	۱۰۱،۸	
۷	۲-۱	دیوار خارجی: آجر سفالی توپر و پلاستر سیمانی در داخل	۲۰۱،۶	۱۸۲،۳۵
	۵-۱	دیوار داخلی: سفالی توپر	۱۰۱،۸	

## مراجع

1. Reddy, J.N., "An introduction to the Finite Element Method", McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, London, 2<sup>nd</sup> edition, 1984.
  2. Zienkiewicz, O.C. & Taylor, R.L., "The Finite Element Method, Vol.2, Solid and Fluid Mechanics, Dynamics and Non-Linearity", McGraw-Hill, London, 1991.
  3. Lewis, R.W., Cross, J.T., "Numerical Methods in Thermal Problem", Proc. of the 10<sup>th</sup> International Conference for Numerical Methods in Thermal Problems, Pineridge Press, 1997.
  4. ANSYS 5.41 User Manual, Release 5.4, 1997
- ۵- حسینی دهدشتی، ع. و غفوری، ح. ر. و طباطبایی، ع. و مظهری، ا. "عایق حرارتی در ساختمان"، گزارش پروژه تحقیقاتی انجام شده جهت اداره کل مسکن و شهرسازی خوزستان، ۱۳۸۰