

4



دانشگاه صنعتی شاهرود

دانشکده: مکانیک

گروه: حرارت و سیالات

پایان نامه کارشناسی ارشد

**بررسی شرایط عملکرد ژانگستروم در شرایط مختلف بهره برداری با**

**استفاده از مدل عددی**

دانشجو: زینب اخوان ثالث

**استاد راهنما:**

دکتر محمد محسن شاه مردان

استاد مشاور:

دکتر سید مجید هاشمیان

تیرماه ۱۳۹۰

شکرتقدردانی

پاس خدا را بر آنچه از شکرش به ما الهام فرموده و بر آن در پی دانشی که به پروردگارش به ما گشوده است. الهی ادای شکر تو را بیچ زبان یا نیست و دیبای فضل تو را بیچ کمران نیست و سر حقیقت تو بر بیچ کس عیان نیست، هدایت کن بر ما را بی که بهتر از آن نیست.

اکنون که به یاری خداوند متعال این دوره را به پایان رسانده ام، بر رسم ادب و احترام بر خود واجب می دانم از زحمات اساتید بزرگوارم آقایان دکتر شاه مردان و دکتر هاشمیان که علاوه بر تحقیق و پژوهش با نظرات ارزنده و بداندی خود بهتر فکر کردن را به من آموختند، همچنین از مدیریت محترم نیروگاه شند و واحد تحقیق و توسعه که در راستای اهداف این پروژه از یگانه تلاشی دریغ نکردند، از محبت دوستان بسیار عزیزم خانم مهندس خسروی، خانم مهندس نصراننده زاده، آقای دکتر حوادی و آقای مهندس مهاجر و همچنین از اساتید گرانقدر و پرسنل زحمتمش دانشکده مکانیک شکر می نمایم.

### چکیده:

با افزایش روزافزون مصرف انرژی الکتریکی در جهان، بهینه سازی انرژی در نیروگاه های تولید برق امری اجتناب ناپذیر می باشد. پیش گرمکن هوای ژانگستروم با بازیافت انرژی و پیش گرم کردن هوا، به میزان قابل توجهی در مصرف انرژی صرفه جویی می کند.

بازیاب چرخان یا پیش‌گرمکن هوا (ژانگستروم)، یکی از مهم‌ترین مبدل‌ها جهت بازیابی و بهبود وضعیت انرژی می‌باشد. ژانگستروم با پیش‌گرم کردن هوای ورودی به بویلر به منظور بالا بردن بازدهی، در بسیاری از نیروگاه‌های سراسر جهان به کار می‌رود. در این تحقیق به منظور بررسی بهبود عملکرد ژانگستروم، مدل عددی انتقال حرارت مورد بررسی قرار گرفته است. مدل ارائه شده سه بعدی است و با توجه به تقارن موجود در هندسه، شامل قسمتی از صفحات انتقال حرارت می‌باشد. مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نتایج واقعی در حالت پایدار، نشان می‌دهد که مدل ارائه شده مدل قابل قبولی می‌باشد. همچنین در تحلیل عملکرد گذرای این مدل، زمان عملکرد ژانگستروم تا رسیدن به شرایط پایدار بررسی شده است. نتایج نشان می‌دهند که تطابق زمانی لازم بین قسمت‌های گرم و سرد برای ایجاد شرایط دینامیکی پایدار وجود دارد.

بررسی رابطه بین دمای خروجی هوا و دود و سرعت چرخشی ژانگستروم به صورت منحنی‌هایی ارائه شده است.

در پایان جهت بررسی نقش پروفیل هندسی صفحات انتقال حرارت، تحلیل مشابهی بر یکی از انواع صفحات انتقال حرارت انجام گرفته و با در نظر گرفتن تغییراتی در ضخامت و فاصله بین صفحات پیشنهاداتی ارائه گردیده است.

**واژه‌های کلیدی:** بهینه‌سازی، پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، بررسی عددی، شرایط پایدار، سرعت چرخشی، صفحه انتقال حرارت

لیست مقالات مستخرج از پایان نامه:

- ۱- اخوان ثالث ز، شاهمردان م و هاشمیان م، بررسی عددی انتقال حرارت در پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، (۱۳۹۰)، اولین همایش ملی توسعه تکنولوژی در صنایع نفت و گاز و پتروشیمی

## فهرست مطالب

صفحه

فصل اول: مقدمه ای بر ژانگستروم

۱-۱- مقدمه ..... ۱



## فصل سوم: مدل سازی و بررسی عددی انتقال حرارت ژانگستروم

- ۳-۱- مقدمه ..... ۶۱
- ۳-۲- نحوه عملکرد ژانگستروم ..... ۶۱
- ۳-۳- مقایسه شرایط عملکرد ژانگستروم در حل عددی و تجربی ..... ۶۳
- ۳-۳-۱- بررسی میزان انتقال گرما در سطوح مختلف مدل ..... ۶۷
- ۳-۳-۲- بررسی دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی ..... ۶۷
- ۳-۴- بررسی هندسه صفحات انتقال حرارت ..... ۶۷

## فصل چهارم: نتایج حل عددی

- ۴-۱- مقدمه ..... ۷۰
- ۴-۲- بررسی عددی انتقال حرارت ..... ۷۰
- ۴-۲-۱- بررسی انتقال گرما در سطوح مختلف مدل ..... ۹۲
- ۴-۲-۲- بررسی دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی ..... ۹۴
- ۴-۳- بررسی هندسه صفحات انتقال حرارت ..... ۹۵

## فصل پنجم: نتیجه گیری و پیشنهادات

- ۵-۱- نتیجه گیری ..... ۹۹
- ۵-۲- پیشنهادات ..... ۱۰۰
- پیوست الف) تنظیمات نرم افزار ..... ۱۰۲

## صفحه

## فهرست جداول

- جدول ۳-۱- داده های مربوط به ژانگستروم [۴۴] ..... ۶۲
- جدول ۳-۲- ویژگی های سیال [۴۴] ..... ۶۲

جدول ۴-۱- مقایسه نتایج نمونه واقعی با حل عددی .....	۸۸
جدول ۴-۲- مساحت و انتقال حرارت در سطوح نشان داده شده در شکل (۳-۷) .....	۹۳
جدول ۴-۳- دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی .....	۹۴
جدول ۴-۴- مقایسه دمای خروجی هوا و دود در صفحات موجدار و NF .....	۹۶

## صفحه

## فهرست اشکال

شکل ۱-۱- نمونه ای از پیش گرمکن های اولیه (مجموعه ای از ژانگستروم و فن ها) [۶] .....	۵
شکل ۱-۲- دسته بندی بر اساس فرایند انتقال [۱۹] .....	۱۰



- شکل ۲-۲-۲- دسته بندی بر اساس تعداد سیالات [۱۹]..... ۱۲
- شکل ۲-۳-۲- دسته بندی بر اساس تراکم سطوح [۱۹]..... ۱۲
- شکل ۲-۴-۲- گستره چگالی سطح صفحات انتقال حرارت در مبدل ها [۱۹]..... ۱۴
- شکل ۲-۵-۲- دسته بندی بر اساس ساختار [۱۹]..... ۱۵
- شکل ۲-۶-۲- پیش گرمکن هوا، ژانگستروم [۱۹]..... ۱۶
- شکل ۲-۷-۲- چرخ حرارتی یا مبدل چرخان ساخته شده از لایه پلی استر [۱۹]..... ۱۶
- شکل ۲-۸-۲- کوره کوپر [۱۹]..... ۱۷
- شکل ۲-۹-۲- مبدل رتمول [۱۹]..... ۱۸
- شکل ۲-۱۰-۲- سطوح ممتد به کار رفته در ماتریس بازیاب چرخان . (a) صفحات دنداندار ؛ (b) سطوح مثلثی [۱۹]..... ۲۱
- شکل ۲-۱۱-۲- نمایش آبندهای موجود در یک مبدل بازیاب؛ (A) آبندهای محوری، (P) آبندهای محوری، (R) آبندهای شعاعی [۲۳]..... ۲۲
- شکل ۲-۱۲-۲- سیل های به کاررفته در بازیاب ها ؛ (a) قطاع دایروی شکل ؛ (b) با عرض یکنواخت [۱۹]..... ۲۲
- شکل ۲-۱۳-۲- (a) بازیاب حرارتی با سه گرمکن و به صورت موازی ؛ (b) روش عملکرد. H بخش گاز داغ ؛ C بخش هوا [۱۹]..... ۲۴
- شکل ۲-۱۴-۲- (a) بازیاب با چهار گرمکن و به صورت موازی؛ (b) روش عملکرد. H دوره گاز داغ؛ C دوره هوا [۱۹]..... ۲۵
- شکل ۲-۱۵-۲- اشکال مورد استفاده در کوره هوای بازیاب [۱۹]..... ۲۵
- شکل ۲-۱۶-۲- دسته بندی بر اساس آرایش جریان [۱۹]..... ۲۶
- شکل ۲-۱۷-۲- (a) مبدل دو لوله ای با جریان مخالف خالص (b تا f) مبدلهای صفحه-فین با جریان مخالف هسته و جریان عمودی هدرها [۱۹]..... ۲۶
- شکل ۲-۱۸-۲- توزیع دما در یک مبدل جریان مخالف از سیالات تک فازی (بدون جوشش یا تقطیر). در اینجا می باشد. T نشان دهندهی دما، h و c به ترتیب سیال گرم و سرد و i و o به ترتیب ورودی و خروجی مبدل را نشان می دهند [۱۹]..... ۲۷
- شکل ۲-۱۹-۲- دسته بندی بر اساس مکانیزم انتقال حرارت [۱۹]..... ۲۷
- شکل ۲-۲۰-۲- مشخصات یک لایه از مبدل فشرده - (۱) صفحات بالایی و پایینی، (۲) صفحات جانبی، (۳) فین های چین زده که از یک ورق ساخته می شوند و پس از قرار گرفتن میان صفحات فوقانی و تحتانی به کمک پودر (braze) و قرار دادن لایه در کوره، محل اتصالات به هم جوش می خورند [۲۴]..... ۲۹

- شکل ۲-۲۱- نمایش یک مبدل فشرده که هدرها هنوز جایگذاری نشده‌اند [۲۴]..... ۲۹
- شکل ۲-۲۲- نمایش چند نوع لایه در مبدلهای فشرده [۲۴]..... ۳۱
- شکل ۲-۲۳- انواع مختلف پروفیل صفحات به کار رفته در بازیاب چرخان [۱۴]..... ۳۵
- شکل ۲-۲۴- (a) بازیاب چرخان با برش X و dx جهت استخراج معادلات حاکم؛ (b) مسیر جریان اصلی بازیاب و ماتریس وابسته به دوره جریان گرم؛ (c) مطابق (b) اما برای دوره جریان سرد [۲۵]..... ۳۸
- شکل ۲-۲۵- معادلات حاکم مورد استفاده در تحلیل بازیاب [۲۵]..... ۳۹
- شکل ۲-۲۶- ضریب عملکرد بازیاب دوار جریان معکوس به عنوان تابعی از  $Ntu_0$  و  $C^* = 1$  [۱۰]..... ۴۶
- شکل ۲-۲۷- ترمهای انرژی مربوط به المان دیفرانسیلی در نظر گرفته شده برای دیواره طی تناوب گرم با در نظر گرفتن رسانش طولی [۲۵]..... ۴۷
- شکل ۲-۲۸- تأثیر رسانش طولی در عملکرد بازیاب دوار جریان معکوس برای  $C^* = 0.95$  [۲۶]..... ۴۹
- شکل ۲-۲۹- تغییرات دمایی طی یک سیکل کامل در ورود، میانه و خروج هر بازیاب دوار [۳۱]..... ۵۲
- شکل ۲-۳۰- توزیع دمای دیواره و سیال طی تناوب گرم [۳۱]..... ۵۲
- شکل ۲-۳۱- چگونگی توزیع دما در انتهای دوره تناوب [۳۱]..... ۵۲
- شکل ۲-۳۲- (الف) ضخامت دیواره به همراه المان دیفرانسیلی (ب) توزیع سهموی دما درون دیواره در X ثابت (ج) ترمهای انرژی برای المان دیفرانسیلی در نظر گرفته شده [۲۵]..... ۵۴
- شکل ۲-۳۳- انواع مختلف صفحات انتقال حرارت [۳۴]..... ۵۹
- شکل ۲-۳۴- بخشی از یک صفحه انتقال حرارت [۱۹]..... ۶۰
- شکل ۳-۱- پیشگرمکن هوا، ژانگستروم [۴۳]..... ۶۳
- شکل ۳-۲- محفظه های قرارگیری صفحات انتقال حرارت [۴۵]..... ۶۴
- شکل ۳-۳- بخشی از صفحه انتقال حرارت NF به عنوان مدل جامد..... ۶۵
- شکل ۳-۴- مدل سیال..... ۶۵
- شکل ۳-۵- مدل مش بندی شده (جامد و سیال)..... ۶۶
- شکل ۳-۶- مقطع عرضی کانال عبور سیال..... ۶۶
- شکل ۳-۷- نمایش سطوح مختلف در مدل جامد..... ۶۸
- شکل ۳-۸- صفحات انتقال حرارت موجدار..... ۶۸
- شکل ۳-۹- قسمتی از مدل مش بندی شده با نمایش شرایط مرزی..... ۶۹
- شکل ۴-۱- منحنی تغییرات میانگین دمای خروجی هوا بر حسب زمان..... ۷۱
- شکل ۴-۲- منحنی تغییرات میانگین دمای خروجی دود بر حسب زمان..... ۷۱

- شکل ۳-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل برای  $t=55$  s ..... ۷۲
- شکل ۴-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=165$  s ..... ۷۲
- شکل ۵-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=275$  s ..... ۷۲
- شکل ۶-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=385$  s ..... ۷۳
- شکل ۷-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=495$  s ..... ۷۳
- شکل ۸-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=825$  s ..... ۷۳
- شکل ۹-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=110$  s ..... ۷۴
- شکل ۱۰-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=330$  s ..... ۷۴
- شکل ۱۱-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=550$  s ..... ۷۴
- شکل ۱۲-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=770$  s ..... ۷۵
- شکل ۱۳-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=880$  s ..... ۷۵
- شکل ۱۴-۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=924$  s ..... ۷۵
- شکل ۱۵-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=55$  s ..... ۷۶
- شکل ۱۶-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=275$  s ..... ۷۷
- شکل ۱۷-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=385$  s ..... ۷۸
- شکل ۱۸-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=495$  s ..... ۷۹
- شکل ۱۹-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=825$  s ..... ۸۰
- شکل ۲۰-۴- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=935$  ..... ۸۱
- شکل ۲۱-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=110$  s ..... ۸۲
- شکل ۲۲-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=330$  s ..... ۸۳
- شکل ۲۳-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=550$  s ..... ۸۴
- شکل ۲۴-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=770$  s ..... ۸۵
- شکل ۲۵-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=880$  s ..... ۸۶
- شکل ۲۶-۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=924$ s ..... ۸۷
- شکل ۲۷-۴- منحنی میانگین دمای صفحات بر حسب زمان در حالت پایدار ..... ۸۸
- شکل ۲۸-۴- ترازهای دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد ..... ۸۹
- شکل ۲۹-۴- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد در جهت Z (بررسی رسانش طولی) ..... ۸۹
- شکل ۳۰-۴- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد در جهت محور X (بررسی رسانش عرضی) ..... ۹۰

- شکل ۴-۳۱- ترازهای دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم ..... ۹۰
- شکل ۴-۳۲- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم در جهت Z (بررسی رسانش طولی) ..... ۹۱
- شکل ۴-۳۳- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم در جهت محور X (بررسی رسانش عرضی) ..... ۹۱
- شکل ۴-۳۴- تغییرات فشار نسبی بر حسب ارتفاع ژانگستروم در تناوب سرد ..... ۹۲
- شکل ۴-۳۵- تغییرات فشار نسبی بر حسب ارتفاع ژانگستروم در تناوب گرم ..... ۹۲
- شکل ۴-۳۶- منحنی انتقال حرارت از سطوح نشان داده شده در شکل (۷-۳) در تناوب گرم ..... ۹۳
- شکل ۴-۳۷- منحنی انتقال حرارت از سطوح نشان داده شده در شکل (۷-۳) در تناوب سرد ..... ۹۳
- شکل ۴-۳۸- منحنی تغییرات دمای خروجی هوا با تغییر سرعت چرخشی ..... ۹۵
- شکل ۴-۳۹- منحنی تغییرات دمای خروجی دود با تغییر سرعت چرخشی ..... ۹۵
- شکل ۴-۴۰- تغییر دمای خروجی دود و هوا بر اساس تغییر ضخامت صفحه ..... ۹۶
- شکل ۴-۴۱- تغییر دمای خروجی دود و هوا بر اساس تغییر فاصله بین سطوح ..... ۹۶
- شکل ۴-۴۲- منحنی بازدهی بر اساس تغییرات ضخامت صفحه ..... ۹۷
- شکل ۴-۴۳- منحنی بازدهی بر اساس تغییرات فاصله بین سطوح ..... ۹۷
- شکل ۴-۴۴- تغییرات فشار نسبت به تغییر فاصله بین صفحات انتقال حرارت ..... ۹۸

## فهرست علائم

## علائم لاتین

$m^2$	سطح مقطع عبور جریان	A
$m^2$	مساحت صفحه انتقال حرارت در بخش	$A_c$
$m^2$	مساحت مقابل جریان	$A_f$
$m^2$	مساحت صفحه انتقال حرارت در بخش گرم	$A_h$
$m^2$	سطح انتقال حرارت جابجایی	$A_{conv.}$
mm	ضخامت صفحه انتقال حرارت	a
mm	ضخامت لایه	b
m	طول کانال	$a'$
m	عرض کانال	$b'$
W / K	ظرفیت گرمایی	C
J / kg.K	ظرفیت گرمایی	$c_p$
W / K	ظرفیت گرمایی ویژه بازیاب	$C_r$
W.s / K	ظرفیت گرمایی کل ماتریس	$\bar{C}_r$
m	عمق مبدل	D
m	قطر هیدرولیکی	$D_h$
mm	فاصله بین صفحات	d
-	ضریب تناسب	$F_t$
kg / m <sup>2</sup> . s	سرعت جرم	G
m / s <sup>2</sup>	شتاب ثقل محلی	$g'_c$
m	ارتفاع مبدل	H
W / m <sup>2</sup> .K	ضریب انتقال حرارت	h
-	ضریب انتقال حرارت کلبرن	$J_h$
W / m.K	ضریب هدایت حرارتی	k
-	ضریب اتلاف در ورودی	$K_c$
-	ضریب اتلاف در خروجی	$K_e$

$m$	طول ماتریس	$L$
$kg$	جرم سیال	$M$
$kg$	جرم کل صفحات ماتریس	$M_w$
$kg/s$	نرخ دبی	$\dot{m}$
-	تعداد واحدهای انتقال	$NTU$
-	تعداد لایه های صفحات انتقال حرارت	$n$
$m$	محیط تر شده	$P$
$pa$	فشار ورودی	$P_1$
$s$	دور تناوب	$p$
$W$	نرخ انتقال حرارت	$q$
-	نسبت ظرفیت گرمایی دو جریان	$R$
-	عدد رینولدز	$Re$
$m$	شعاع هیدرولیکی	$r_h$
$m^2$	سطح کل تبادل حرارتی	$S$
$m^2$	مساحت سطح تبادل حرارتی در لایه	$s$
$K$	دما	$T$
$mm$	ضخامت صفحه	$t$
$W / K$	ضریب انتقال حرارت کلی	$U$
$w/m^2 \cdot K$	ضریب انتقال حرارت کلی	$u$
$m/s$	سرعت محوری متوسط	$u_m$
$m^3 / kg$	حجم مخصوص سیال در ورودی	$V_1$
$m^3 / kg$	حجم مخصوص سیال در خروجی	$V_2$
$m^3$	حجم اشغال شده مبدل توسط سیال گرم	$V_h$
$m^3$	حجم اشغال شده مبدل توسط سیال سرد	$V_c$
$m^3$	حجم مبدل	$V$
$m$	عرض مبدل	$W$
$kg$	وزن	$w$

## علائم یونانی

-	سطح تبادل حرارتی به سطح حرارتی موجود، ضریب	$\alpha$
-	پخش گرمایی	
-	چگالی سطح صفحه انتقال حرارت	$\beta$
-	ضریب تأثیر پذیری	$\varepsilon$
-	بازده	$\eta$
-	زاویه	$\theta$
$N.s/m^2$	ویسکوزیته دینامیکی	$\mu$
$kg/m^3$	جرم مخصوص	$\rho$
-	تخلخل بازیاب	$\sigma$
s	زمان سکون	$\tau_d$
rpm	سرعت چرخشی	$\omega$

## زیرنویس‌ها

-	ناحیه سرد	c
-	جریان مقابل	f
-	ناحیه گرم	h
-	ورودی	i
-	نشان دهنده سیال سرد یا گرم	j
-	مقدار متوسط	m
-	حداقل مقدار	Min
-	خروجی	o
-	روتور	r
-	مقدار کل	t

- حجم پر نشده: حجم کل - حجم ماتریس void
- دیواره ماتریس w



## فصل اول:

### مقدمه‌ای بر ژانگستروم

#### ۱-۱- مقدمه

مبدل حرارتی ژانگستروم جهت بازیافت حرارت و صرفه‌جویی در مصرف انرژی در بسیاری از نیروگاه‌ها به کار می‌رود. در این فصل ابتدا تاریخچه‌ی ژانگستروم شرح داده شده و سپس مروری بر مطالعات انجام شده در زمینه‌ی مبدل مذکور صورت گرفته است.

#### ۱-۲- مقدمه‌ای بر ژانگستروم<sup>۱</sup>

یکی از مواردی که در بهینه‌سازی مصرف سوخت اهمیت بسیاری در صنعت دارد، نقش مبدل‌های حرارتی در کاهش مصرف سوخت می‌باشد. پیش‌گرمکن هوا یکی از تجهیزات کمکی جهت بازیابی انرژی در دیگ‌های بخار می‌باشد. این مبدل حرارتی گرما را از دود خروجی از دیگ جذب کرده و به هوای سرد منتقل می‌کند، بنابراین دود سرد شده و به سمت دودکش هدایت می‌شود و هوا گرم شده جهت احتراق آمده می‌گردد. در دیگ‌های بخار، هوای مورد نیاز برای احتراق جهت افزایش بازدهی

---

1 - Ljungstrom

نیروگاه باید پیش‌گرم شود. به طور کلی پیش‌گرمکن‌ها به دو دسته بهبوددهنده<sup>۱</sup> (گرمکن لوله‌ای، گرمکن صفحه‌ای و گرمکن با کویل بخار) و بازیاب<sup>۲</sup> (پیش‌گرمکن ژانگستروم و روتمول<sup>۳</sup>) تقسیم می‌شوند. سطوح انتقال حرارت کارا و جریان مخالف بودن پیش‌گرمکن آن را به یک مبدل ضروری و با بازده بالا تبدیل کرده است. این نوع مبدل در صنایعی چون تولید و انتقال قدرت، حمل و نقل، ارتباطات، انرژی‌های تجدید شونی و دفاع کاربرد دارند [۱].

### ۱-۳- تاریخچه ژانگستروم :

در تاریخچه بویلرها همواره سعی به بهینه‌سازی با کاهش مصرف سوخت بوده است. در این زمینه هیچ اختراعی به اندازه ژانگستروم در رابطه با کاهش مصرف سوخت موفقیت‌آمیز نبوده است، که توسط فردریک ژانگستروم اختراع شد. ژانگستروم برای اولین بار در یک بویلر، میزان مصرف سوخت را تا ۲۵ درصد کاهش داد. در یک بویلر مدرن ژانگستروم تا ۲۰ درصد کل انتقال حرارت در فرآیند بویلر را فراهم می‌کرد اما تنها ۲ درصد سرمایه‌گذاری روی آن شده بود. ژانگستروم از بسیاری جهات اختراع قابل توجهی بود. تا سال ۱۹۹۴ حدود ۲۰۰۰۰ ژانگستروم در گوشه و کنار جهان وجود داشت. تأسیسات اولیه پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، به دلیل خرابی نیروگاه‌ها از رده خارج شده بود، در نتیجه زمانی که انجمن مهندسی مکانیک ASME در استکهلم<sup>۴</sup> نمایشگاه دائمی برپا کرده بود مدل اولیه ژانگستروم که در سال‌های ۱۹۶۱ تا ۱۹۷۷ در اسونسکا<sup>۵</sup> به طور آزمایشی به کار رفته بود، به نمایش گذاشته شد [۲].

### ۱-۳-۱ - تأثیرات اقتصادی:

استفاده از پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، در یک نیروگاه مدرن مقدار قابل توجهی در مصرف سوخت صرفه‌جویی می‌کند که تنها بعد از چند هفته استفاده از پیش‌گرمکن، قیمت آن را پوشش می‌دهد. در

---

1 - recuperative  
2 - regenerative  
3 - rothemuhle  
4 - Stockholm  
5 - Svenska

سال ۱۹۹۵ تخمین زده شده که میزان ذخیره سوخت برای تمام پیش‌گرمکن‌های سراسر جهان از سال ۱۹۲۰ تا آن زمان، معادل ۴,۵۰۰,۰۰۰,۰۰۰ تن سوخت می‌باشد یعنی سالانه حدود ۳ میلیارد دلار آمریکایی ذخیره انرژی صورت می‌گیرد [۲]. در سال ۲۰۰۸ تخمین زده شده است که ۱۸۰۰۰ بازیاب در حال کار است و در مجموع در مصرف انرژی به میزان ۳۰۰۰ TWh/year صرفه جویی می‌شود [۳].

پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، یک مبدل بازیاب حرارت است که شامل یک روتور می‌باشد که به آرامی می‌چرخد و با صفحات انتقال حرارت پر شده است. کانال‌های گاز سرد و گرم به گونه‌ای طراحی شده است که نیمی از روتور در کانال دود و نیمه دیگر در کانال هوای ورودی می‌باشد که هوای لازم جهت احتراق در کوره را تأمین می‌کند. دود قسمتی از روتور را که در مسیر خود می‌باشد گرم می‌کند و هنگامی که روتور می‌چرخد بخش گرم به سمت هوای احتراق حرکت می‌کند و آن را پیش‌گرم می‌کند. روتور به چند قسمت تقسیم می‌شود و بین هر بخش آببندهایی جهت جلوگیری از ترکیب شدن دود و هوا، تعبیه شده است [۴].

روتور در یک پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، ممکن است قطری تا ۲۰ متر و ارتفاعی تا حدود ۲ متر داشته باشد. وزن کلی چنین روتوری ممکن است تا ۱۰۰۰ تن باشد. دود معمولاً با دمایی حدود ۳۵۰ درجه سانتیگراد وارد روتور می‌شود و تا دمای حدود ۱۲۰ درجه سانتیگراد سرد می‌شود. این دماها با توجه به نوع سوخت ممکن است تغییر کند. دبی گاز در بزرگترین پیش‌گرمکن در هر بخش ۲ میلیون مترمکعب بر ساعت می‌باشد، نسبت افت دما در هر بخش به حداکثر اختلاف دمای موجود، نوعاً ۸۵٪ می‌باشد. یکی از مزایای ژانگستروم نسبت به سایر مبدل‌ها این است که دمای دود بدون هیچ مشکلی می‌تواند تا زیر نقطه شبنم اسید سولفوریک کاهش یابد. در مبدل حرارتی بهبوددهنده که گرما از میان یک دیوار جدا کننده جریان می‌یابد، اگر دمای دود به زیر نقطه شبنم برسد، بازدهی به سرعت کم می‌شود، به دلیل اینکه رسوب روی صفحات انتقال حرارت تشکیل می‌شود و به عنوان سپر حرارتی عمل می‌کند. از طرف دیگر رسوبات روی صفحات انتقال حرارت ژانگستروم اثر قابل ملاحظه‌ای روی عملکرد انتقال حرارت ندارد. پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم همچنین نسبت به خوردگی حساس می‌باشد. هر قسمتی که در اثر خوردگی از بین رفته باشد، با هزینه نسبتاً کم می‌تواند

جایگزین شود و نشستی هوا به بخش دود روی خوردگی صفحات انتقال حرارت تأثیری نخواهد داشت [۵].

### ۱-۳-۲- پیشرفت تاریخی

برادران برگر<sup>۱</sup> و فردریک ژانگستروم در ۲۹ فوریه سال ۱۹۰۸ (ALÅ)<sup>۲</sup> را جهت توسعه توربین بخار چرخان دوتایی تأسیس کردند. این اختراع در فینسپانگ<sup>۳</sup> در شرکت تابعه (STAL)<sup>۴</sup> ساخته شد. هنگامی که توسعه و ساخت توربین‌های قدرت لوکوموتیوها در گاشاگا<sup>۵</sup> نزدیک استکهلم شروع شد، در سال ۱۹۱۶ ALA، جانشین STAL گشت [۲].

فردریک ژانگستروم که از بیماری آسم رنج می‌برد، هنگام شام در رستوران اپراکالاران<sup>۶</sup> در استکهلم، از تراکم دود سیگار آزاده شده بود و به این فکر افتاد که چگونه می‌توان تهویه را بدون از دست دادن گرما افزایش داد. با استفاده از این نظریه، در سال ۱۸۹۵ تئوری ساخت مبدل حرارتی بازیاب با استفاده از صفحات انتقال حرارت موج‌دار در یک نیروگاه بخار پرفشار به وجود آمد و پیش‌گرمکن هوای ژانگستروم ایجاد شد. تست‌های اولیه در تأسیسات ALA در گاشاگا با ورق به عنوان عناصر حرارتی انجام شد. نمونه اولیه پیش‌گرمکن در بویلر کارخانه گاشاگا نصب شد. اولین تأسیساتی که ژانگستروم در آن به هدف تجاری ساخته شد، در سال ۱۹۲۲ برای یک کارخانه سازنده شکلات<sup>۷</sup> در جزیره ای در استکهلم بود. بعد از اولین عملکرد موفقیت‌آمیز پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم، به عنوان وسیله‌ای جهت ذخیره سوخت در بویلرها در بازارهای جهانی معرفی شد. علی‌رغم اینکه بسیاری از بویلرها جهت عملکرد با هوایی با دمای بالاتر، باید اصلاح می‌شدند، نتیجه موفقیت‌آمیز بود. در آن زمان بویلرها معمولاً با فن‌های جریان القایی کار نمی‌کردند، بنابراین مطابق شکل (۱-۱) فن‌ها در پیش‌گرمکن جاسازی شده بود [۲].

1 - Birger

2 - Aktiebolaget Ljungström Ångturbin

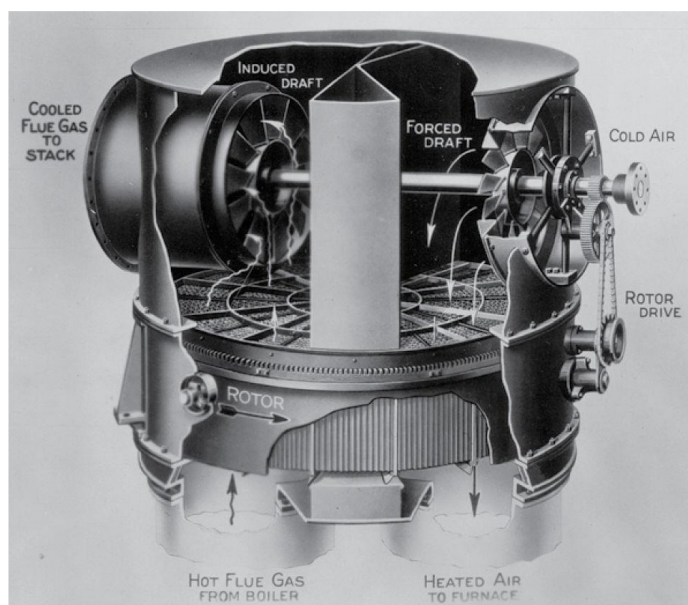
3 - Finspång

4 - Svenska Turbinaahtiebolaget Ljungstrom

5 - Gåshaga

6 - Operakällaren

7 - AB Forenade Choklad Fabrikema



شکل ۱-۱- نمونه‌ای از پیش‌گرمکن‌های اولیه (مجموعه‌ای از ژانگستروم و فن‌ها) [۶]

بعضی از توربین‌های بخار لوکوموتیوهای ساخته توسط شرکت با پیش‌گرمکن هوا، متناسب بود و جهت افزایش بازدهی در جلو نصب می‌شد [۲]. همان‌گونه که اشاره شد، پیش‌گرمکن‌های چرخان اولیه به صورت ترکیبی از فن‌ها و مبدل ژانگستروم که در یک بسته قرار داده شده بود، ساخته می‌شد. بازمانده این طراحی در سال ۱۹۷۲ در بلفیید ساناتاریوم<sup>۱</sup> در لانارک شایر<sup>۲</sup> کار می‌کرد. هرچند در حدود سال ۱۹۳۰ جداسازی فن‌ها و پیش‌گرمکن‌ها ضروری بود. از آن پس توسعه پیش‌گرمکن متأثر از توسعه بویلر بود، به این دلیل که در گذشته دامنه وسیعی از کاربرد برای پیش‌گرمکن چرخان تحت تأثیر بویلرها وجود داشت. در سال ۱۹۴۵ یک بویلر ۳۰ مگاواتی توسط دو پیش‌گرمکن هوا تأمین می‌شد، که هر کدام قطری حدود ۳/۷ متر داشت. در یک بویلر مدرن ۶۶۰ مگاواتی دو پیش‌گرمکن نصب می‌شود که هر کدام دارای قطر ۱۵ متر می‌باشد [۱].

#### ۴-۱- مروری بر مطالعات انجام شده در رابطه با مبدل ژانگستروم

بررسی‌هایی که در زمینه مبدل بازیاب چرخان انجام شده است تأثیر میزان کارایی در این مبدل با در نظر گرفتن موارد زیر را بررسی کرده‌اند:

1 - Bellefield Sanatorium

2 - Lanarkshire

- انتقال حرارت هدایت طولی در صفحات

- انتقال نشتی در بازیاب

- تغییر در سرعت چرخشی

در بسیاری از موارد حل عددی معادلات حاکم با در نظر گرفتن موارد فوق انجام شده است و در سایر موارد راه حل‌های تجربی با نتایج آزمایشات مقایسه شده‌اند. پروسکی<sup>۱</sup> و سچویاک<sup>۲</sup> [۷] در سال ۲۰۰۶ مدل دو بعدی از بازیاب چرخان در تهویه مطبوع را به صورت عددی تحلیل کردند که انتقال حرارت محوری را در نظر گرفته‌اند. کارایی بازیاب  $\Phi_f$  با آنچه که در سایر مقالات آورده شده است، مطابقت ندارد. از آنجایی که رابطه  $\Phi_f$  مشابه با سایر روابط مربوطه نمی‌باشد، بنابراین نتایج را نمی‌توان مقایسه کرد. نتایج مربوط به رابطه پروفوسکی و سچویاک، نشان می‌دهد که حل عددی در چرخش کم و سرعت جریان پایین با در نظر گرفتن هدایت محوری نتایج نسبتاً بهتری دارد.

داس و ساهو<sup>۳</sup> [۸] در سال ۱۹۹۹ با در نظر گرفتن هدایت محوری کار مشابهی انجام دادند. آنها تحلیل بازیاب را با کاربرد تبرید انجام دادند. این تحلیل جهت بهینه‌سازی انجام شده است. پروفوسکی و سچویاک (۲۰۰۶) [۷] و داس و ساهو [۸] نتایج خود را با یکدیگر مقایسه نکرده‌اند، به این دلیل که نتایج داس و ساهو در رابطه با مسأله بهینه‌سازی با زمان بهینه‌ی عملکرد می‌باشد، که زمان عملکرد در هر جریان وابسته به هدایت محوری در کاربردهای تبرید می‌باشد.

بازدهی بازیاب با تغییر سرعت چرخشی توسط ییلماز و بیوکالاسا<sup>۴</sup> بررسی شد. در واقع این بررسی جهت بهینه‌سازی سرعت چرخشی و انتقال حرارت انجام شده است. آنها معادلات حاکم را به روش عددی محاسبه کرده و با نتایج تجربی مقایسه کرده‌اند. نتیجه این مقایسه نشان می‌دهد که کارایی در روش عددی کمی بهتر از حالت تجربی می‌باشد، دلیل این امر این است که میزان نشتی در مدل عددی در نظر گرفته نشده است [۹]. میزان نشتی تحت تأثیر سرعت چرخشی می‌باشد [۱۰].

بیوکالاسا و ییلماز [۱۱] یک فرمول تجربی برای بازدهی در سرعت‌های چرخشی کم ارائه داده‌اند.

---

1 - Porowski

2 - Szczechowiak

3 - Das & Sahoo

4 - O. B'uy'ukalaca & T. Yilmaz

$$\varepsilon = \frac{C_r^*}{\left(1 + 3(C_r^*/\varepsilon_0)^2 + (C_r^*/\varepsilon_0)\right)^{1/4}} \quad (1-1)$$

بازدهی با استفاده از  $\varepsilon_0$  تصحیح می‌شود که روش محاسبه آن توسط ییلماز و بیوکالاسا ارائه شده است [۱۱].  $C_r^*$  نرخ ظرفیت گرمایی بی‌بعد، مطابق رابطه نرخ ظرفیت گرمایی جامد تقسیم بر نرخ ظرفیت گرمایی حداقل برای گاز یا هوا می‌باشد. آنها با در نظر گرفتن سرعت چرخشی معادله تجربی خود را با معادله تجربی به دست آمده توسط کیز و لاندن<sup>۱</sup> معادلات (۲-۱) و (۳-۱) مقایسه کردند. مقایسه روش‌های مختلف در شکل (۴-۱) نشان داده شده است.

$\varepsilon$  در معادله (۲-۱) و  $\varphi_r$  در معادله (۳-۱) یکسان هستند و فقط در دو شکل متفاوت فرموله شده‌اند.

$$\varepsilon = \varepsilon_0 \varphi_r \quad (2-1)$$

$$\varphi_r = 1 - \frac{1}{9C_r^{*1.93}} \quad (3-1)$$

با توجه به شکل (۴-۱) واضح است که تصحیح کیز و لاندن در سرعت‌های چرخشی خیلی کم نمی‌-

تواند استفاده شود که از نتایجی است که توسط ییلماز و بیوکالاسا به دست آمده است [۹].

شاه و اسکپکو<sup>۲</sup> [۱۲] برای روش‌های تئوری موجود در ارتباط با پیش‌گرمکن، آزمایش‌هایی انجام دادند و نتایج را با هم مقایسه کردند، به دلیل اینکه هیچ گونه تطبیقی در روش‌های تئوری وجود نداشت. نتایج آنها نشان می‌داد که نتایج تئوری به طور ماکزیمم ۰.۷٪ و به طور میانگین ۰.۳٪ از نتایج آزمایشگاهی اختلاف داشتند و آنها دلیل این اختلاف را بیشتر به دلیل نادیده گرفتن مقدار نشتی و در نظر نگرفتن هدایت محوری می‌دانستند. آنها خطای حاصل از نادیده گرفتن نشتی را بیشتر از نادیده انگاشتن هدایت محوری می‌دانستند. همچنین وجود لایه‌های رسوب (ضریب هدایت تقریبی ۰/۱ تا ۰/۲ w/m.k [۱۲]) می‌تواند بازدهی را با مقدار واقعی برابر کند، هر چند که تا کنون در این رابطه مقاله‌ای نوشته نشده است.

برای تحلیل اثر نشتی شاه و اسپیکو [۱۳] مدلی ارائه کرده‌اند که این مورد را در نظر می‌گیرد و کاهش عملکرد انتقال حرارت را ارزیابی می‌کند. با توجه به نتایج به دست آمده بدترین حالت با توجه به

1 - Kays & London

2 - Shah & Skiepko

بازدهی زمانی است که گاز سرد از ورودی سرد به آبند محوری جریان می‌یابد که از آنجا به قسمت گرم جریان یافته و با گاز داغ ترکیب می‌شود، بنابراین دود را قبل از جریان در بازیاب سرد می‌کند و به طور متوسط باعث کاهش تقریبی ۱٪ بازدهی در ۱٪ نشتی می‌شود [۱۲].

اینگر باخ و چانگر بین<sup>۱</sup> [۱۴] با مدل تجربی و همچنین حل عددی مسأله بازیاب را بررسی کرده‌اند. در مدل تجربی هدف بررسی عملکرد بازیاب در بارهای مختلف می‌باشد که با دو روش NTU و سیستم لامپ<sup>۲</sup> به بررسی پرداخته‌اند. برای هر روش مدلی ارائه داده‌اند و نتایج حاصل را با نتایج عملی مقایسه نموده‌اند. اشکال روش NTU این است که در این روش تنها بازیاب با دو بخش (سرد و گرم) بررسی می‌شود. اما در روش سیستم لامپ، این مشکل رفع می‌شود.

اینگر باخ و چانگر بین [۱۴] در حل عددی، مدل ژانگستروم را به صورت محیط متخلخل در نظر گرفته‌اند، مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نتایج واقعی نشان می‌دهد که حل عددی نتایج نزدیکتری نسبت حل تجربی دارد.

ساندیرا آلاجیک<sup>۳</sup> و گروهش [۱۵] در سال ۲۰۰۵ مدل‌های یک بعدی و سه بعدی از ژانگستروم ارائه دادند. آنها نتایج حاصل از هر دو مدل را با هم مقایسه کردند و دریافتند که نتایج به هم نزدیک می‌باشند. آنها این مقایسه را در ارتباط با دمای هوا و دود خروجی با ارتفاع مبدل و همچنین با زاویه چرخش بررسی کردند. نتایج نشان می‌دهد که با افزایش ارتفاع تا ۱/۲ متر، دود حداقل دما و هوا حداکثر دما را دارد.

ساندیرا آلاجیک و گروهش [۱۵] با بررسی سرعت چرخشی ژانگستروم نشان داده‌اند که در سرعت چرخشی ۳ دور بر دقیقه دود کمترین دما و هوا بیشترین دما را دارد و با افزایش سرعت تا ۱۰ دور بر دقیقه دماها تقریباً مانده و با بیشتر شدن سرعت چرخشی دمای هوا کاهش و دود افزایش می‌یابد.

توماس جی شیر<sup>۴</sup> و گروهش [۱۶] در سال ۲۰۰۶ مدلی از ژانگستروم ارائه کردند که در آن سرعت چرخشی، نشتی، انسداد مسیر جریان و غیر یکنواختی جریان ورودی به مبدل در نظر گرفته شده است. با استفاده از

1 - Inger Bach & Chunggen Yin

2 - Lumped system

3 - Sandira Alagic

4 - Thomas J. Sheer



روش اختلاف محدود معادلات انرژی را در مدل ارائه شده حل کرده و نتایج را به صورت دمای خروجی و افت فشار، در طول یک ماه به دست آورده و با مقادیر اندازه‌گیری شده از نمونه واقعی مقایسه کرده‌اند. این نتایج در مورد دماهای خروجی برای حل عددی و نمونه واقعی به هم بسیار نزدیک هستند، اما در مورد افت فشار حل عددی و نمونه واقعی اختلاف دارند، علت وجود این اختلاف، نشتی در مبدل می‌باشد.

لوئیس پی بندورانت<sup>۱</sup> [۱۷] ایجاد رسوب روی صفحات انتقال حرارت با سه جنس مختلف کربن استیل، استیل با آلیاژ کم<sup>۲</sup> و استیل با پوشش لعابی<sup>۳</sup> در ژانگستروم را بررسی کرده است. نتایج نشان می‌دهد که در جنس استیل با پوششی از لعاب میزان تشکیل رسوب و به تبع آن میزان خوردگی کمتر می‌باشد.

لوئیس پی بندورانت [۱۴] همچنین در سه نوع صفحه انتقال حرارت DU، UNU و DNF مشخصه قابلیت تمیز کردن صفحات را بررسی کرده است. نتایج نشان می‌دهد که این افزایش این مشخصه به ترتیب در صفحات DNF، UNU و DU مشاهده می‌شود.

به طور معمول متریال به کار رفته در صفحات انتقال حرارت در ژانگستروم، استنلس استیل و در قسمت ورودی دود کورتن استیل یا صفحات با پوششی از لعاب می‌باشد. اکیرا یوسامی<sup>۴</sup> [۱۸] و همکارانش صفحاتی از جنس استیل با ۰.۷٪ کروم و ۰.۵٪ کروم را جهت استفاده در پیش‌گرمکن بررسی کردند، مشاهده می‌شود که در صفحاتی از جنس استیل با ۰.۷٪ کروم میزان خوردگی کمتر می‌باشد.

در مجموع مقالات بسیاری در زمینه بازیاب با کاربرد گرمایشی و سرمایشی نوشته شده است. در هر کدام مدلی برای بررسی‌های لازم ارائه شده است اما در هیچ یک از مدل‌های مذکور به جزئیات هندسه پرداخته نشده است. در اینجا مدلی سه بعدی از صفحات انتقال حرارت ارائه شده است. در ابتدا حل عددی انتقال حرارت انجام شده و نتایج حاصل با نتایج نمونه واقعی مقایسه شده است. سپس به بررسی تأثیر تغییرات دور ژانگستروم نسبت به دمای هوا و دود خروجی در این مدل پرداخته شده است. در پایان ابعاد هندسی صفحات انتقال حرارت بررسی شده است.

---

1 - Louis P. Bondurant

2 - low alloy steel

3 - enamel coated

4 - Akira Usami

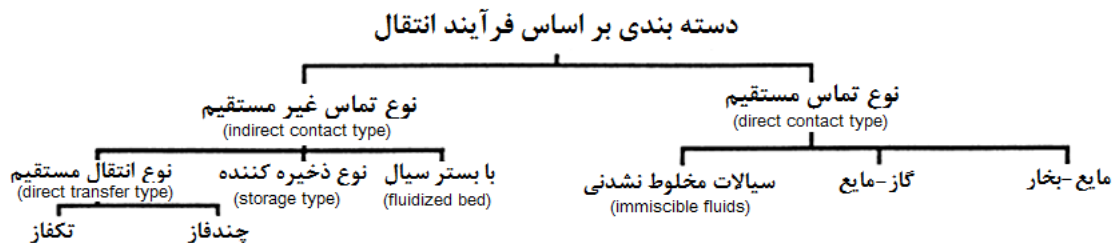
## فصل دوم:

# آشنایی با مبدل حرارتی ژانگستروم و معادلات حاکم

### ۱-۲- مقدمه

مبدل‌های حرارتی بر اساس ویژگی‌های مختلفی دسته‌بندی شده‌اند. در این فصل ابتدا مبدل ژانگستروم با توجه به هر یک از دسته‌بندی‌ها شرح داده شده و سپس مبدل‌های فشرده و معادلات حاکم بر آن بررسی شده است. در پایان توضیحاتی در مورد صفحات انتقال حرارت آمده است.

### ۱-۱-۲- دسته بندی بر اساس فرآیند انتقال<sup>۱</sup>



شکل ۱-۲- دسته بندی بر اساس فرآیند انتقال [۱۹]

1 - transfer process

بر اساس دسته‌بندی فوق پیش‌گرمکن هوا جزء مبدل مدل ذخیره‌کننده محسوب می‌شود. در مدل ذخیره‌کننده هر دو سیال متناوباً<sup>۱</sup> در یک مسیر یکسان جریان می‌یابند و از این رو انتقال حرارت متناوب می‌باشد. صفحات انتقال حرارت (یا مسیرهای جریان) معمولاً دارای ساختاری سلولی شکل می‌باشند که به عنوان ماتریس<sup>۱</sup> شناخته می‌شوند، یا ماده جامد نفوذپذیر (متخلخل) که به صورت بسته‌آهایی می‌باشند [۱۹]. وقتی گاز گرم از روی صفحات انتقال حرارت (از میان مسیرهای جریان) جریان می‌یابد انرژی گرمایی از گاز گرم، در دیواره‌های ماتریس ذخیره می‌شود، بنابراین گاز گرم در طول دوره گرم ماتریس، سرد می‌شود. هنگامی که گاز سرد در همان مسیر جریان می‌یابد (در طول دوره سرد ماتریس)، دیواره‌های ماتریس انرژی گرمایی خود را از دست می‌دهند، این انرژی توسط هوای سرد جذب می‌شود. از این رو گرما مانند مبدل مدل انتقال مستقیم (بهبوددهنده) به طور پیوسته از دیواره انتقال نمی‌یابد، بلکه مشابه مدل ذخیره‌کننده توسط دیواره‌های ماتریس، متناوباً ذخیره و آزاد می‌شود. مبدل مدل ذخیره‌کننده، مبدل حرارتی بازیاب یا به طور ساده بازیاب نیز نامیده می‌شود. برای عملکرد پیوسته و با رنج دمایی مطلوب، گازها، لوله‌های اصلی یا ماتریس متناوباً در مسیر مورد نظر قرار می‌گیرند (یعنی می‌چرخند)، بنابراین مسیرهای یکسان متناوباً توسط گازهای سرد یا گرم اشغال می‌شود. زمان واقعی که گاز گرم از میان ماتریس سرد جریان می‌یابد دوره گرم یا دمش گرم<sup>۳</sup> و زمانی که گاز سرد از میان ماتریس گرم جریان می‌یابد، دوره سرد یا دمش سرد<sup>۴</sup> نامیده می‌شود. جهت عملکرد مناسب لازم نیست که دوره جریان گاز سرد و گرم برابر باشد [۲۰]. هنگام تغییر از یک سیال به سیال دیگر، مقداری نشتی اجتناب ناپذیر (درصد کمی از سیال محبوس شده در مسیر)، به جریان سیال دیگر وارد می‌شود، که انتقال نشتی<sup>۵</sup> نامیده می‌شود. به علاوه اگر سیالات گرم و سرد در دو فشار مختلف باشند، نشتی از سیال پر فشار به سیال کم فشار با عبور از آببندهای شعاعی، محیطی و محوری یا از شیرها، انتقال می‌یابد. این نشتی به نشتی فشاری<sup>۶</sup> معروف است. از

---

1 - matrix

2 - packed bed

3 - hot blow

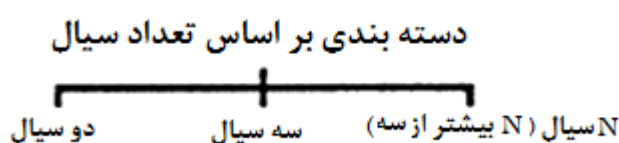
4 - cold blow

5 - carryover leakage

6 - pressure leakage

آنجایی که این نشتی‌ها اجتناب ناپذیرند، بازیاب‌ها به طور گسترده در انتقال گرمای (جرم) گاز به گاز به کار می‌روند؛ در بعضی از موارد کاربردی، بازیاب‌ها ممکن است جهت انتقال رطوبت از هوای مرطوب به هوای خشک تا حدود ۵٪ به کار روند. برای تحلیل انتقال حرارت بازیاب، روش NTU مربوط به بهبوددهنده برای محاسبه انرژی گرمایی ذخیره شده در ماتریس، باید اصلاح شود [۱۹].

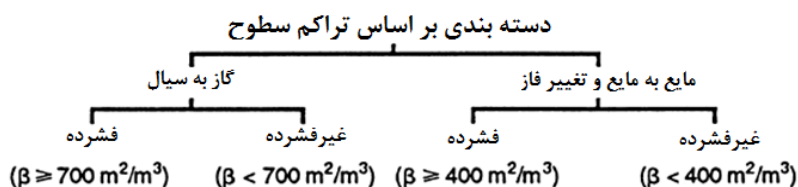
## ۲-۱-۲- دسته بندی بر اساس تعداد سیالات



شکل ۲-۲- دسته بندی بر اساس تعداد سیالات [۱۹]

بر اساس دسته بندی فوق مبدل ژانگستروم، یک مبدل با دو سیال می‌باشد.

## ۳-۱-۲- دسته بندی بر اساس تراکم سطوح<sup>۱</sup>



شکل ۳-۲- دسته بندی بر اساس تراکم سطوح [۱۹]

در مقایسه با مبدل‌های پوسته - لوله، مبدل‌های حرارتی فشرده<sup>۲</sup> دارای تعداد زیادی سطوح انتقال حرارت می‌باشند که باعث کاهش فضا، وزن، ساختار محافظ و نقطه تکیه‌گاهی، انرژی مورد نیاز و هزینه می‌شود [۱۹]. زمانی یک مبدل گاز به سیال به عنوان یک مبدل حرارتی فشرده در نظر گرفته می‌شود که چگالی سطح صفحه برای عملکرد در یک جریان گازی، بزرگتر از  $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$  یا قطر

1 - surface compactness

2 - compact heat exchanger

هیدرولیکی کمتر یا مساوی ۶ mm ( $D_h \leq 6mm$ ) باشد و برای عملکرد جریان مایع یا با تغییر فاز چگالی سطح صفحه باید  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  یا بزرگتر باشد. یک مبدل با جریان آرام (معروف به مبدل حرارتی مزو) دارای چگالی سطحی بزرگتر از حدود  $3000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  یا قطر هیدرولیکی بین  $100 \mu\text{m}$  تا  $1 \text{ mm}$  ( $100 \mu\text{m} \leq D_h \leq 1 \text{ mm}$ ) می‌باشد. اصطلاح مبدل‌های حرارتی خیلی کوچک<sup>۱</sup>، برای حالتی به کار می‌رود که چگالی سطح صفحه بزرگتر از حدود  $15000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  یا قطر هیدرولیکی بین ۱ تا  $100 \mu\text{m}$  میکرومتر ( $1 \mu\text{m} \leq D_h \leq 100 \mu\text{m}$ ) باشد. زمانی یک مبدل حرارتی مایع یا دو فازی، مبدل فشرده محسوب می‌شود که چگالی سطح صفحه در هر طرف سیال بزرگتر از حدود  $400 \text{ m}^2/\text{m}^3$  باشد. یک مبدل حرارتی فشرده لزوماً با جرم و حجم کم نمی‌باشد [۱۶]. به هر حال اگر سطوح با چگالی سطح زیاد در مبدل به کار نرود، جرم و حجم بیشتری خواهد داشت. صفحه - فین، لوله - فین و بازیاب چرخان نمونه‌هایی از مبدل‌های حرارتی فشرده برای جریان گاز به عنوان یک یا هر دو سیال و مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای دارای گسکت، جوش خورده و لحیم شده و مبدل‌های حرارتی مدار چاپی<sup>۲</sup> نمونه‌هایی از مبدل‌های حرارتی فشرده برای جریان مایع می‌باشند [۲۱]. جهت جریان در مبدل‌های حرارتی فشرده با دو سیال به صورت تک مسیره (جریان عمود بر هم و جریان مخالف) و چند مسیره (جریان مخالف عمودی) می‌باشند. برای مبدل‌های حرارتی غیرفشرده جریان‌های مختلف دیگری نیز وجود دارد. دو جریان ذکر شده برای مبدل‌های حرارتی فشرده و غیرفشرده، بازدهی مبدل را بالا می‌برد [۱۹].

گستره چگالی سطح صفحات انتقال حرارت در شکل (۲-۴) نشان داده شده است. برای مبدل‌های حرارتی صفحه‌ای، صفحه - فین و بازیاب‌ها داریم [۱۹]:

$$\beta = \frac{A_h}{V_h} \quad \text{or} \quad \frac{A_c}{V_c} \quad (1-2)$$

$$D_h = \frac{4A}{P} \quad (2-2)$$

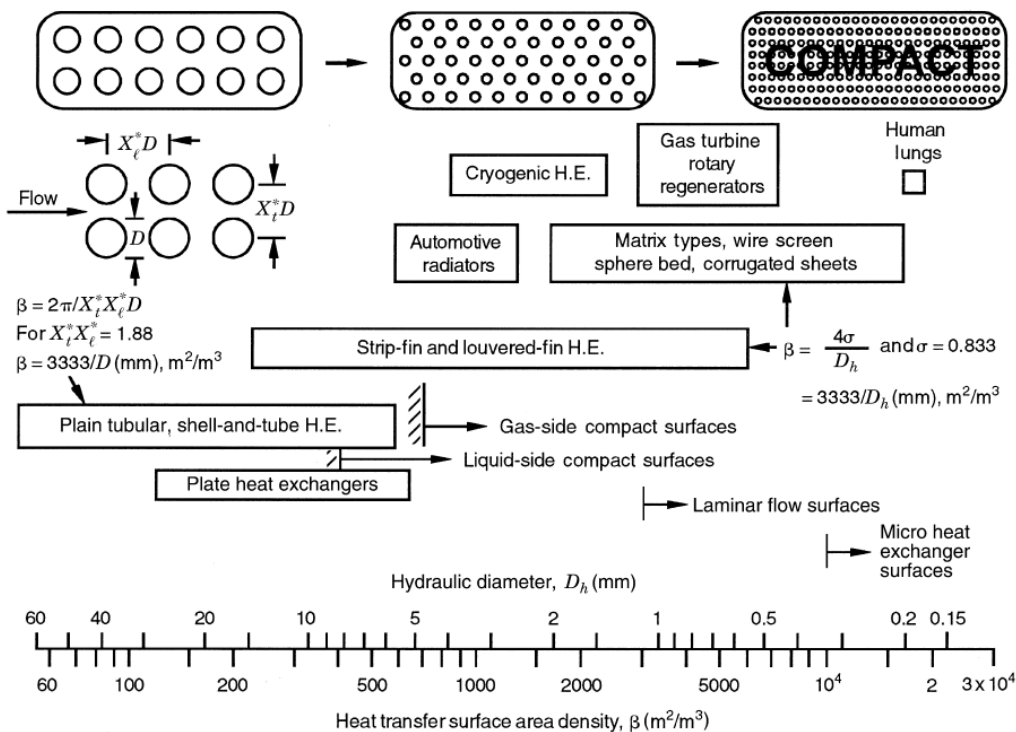
برای یک مبدل پوسته و لوله، نحوه قرار گرفتن در یک خط توسط  $X_t^* X_l^* = 1.88$  تعریف می‌شود.

1 - micro heat exchanger

2 - printed-circuit heat exchanger

$X_i^*$  و  $X_l^*$  به ترتیب گام‌های عرضی و طولی لوله با توجه به قطر خارجی لوله می‌باشند. برای مبدل‌های صفحه‌ای و صفحه - فین، تخلخل ( $\sigma$ ) بین صفحات ۰/۸۳۳۳ و برای بازیاب، تخلخل صفحات ماتریس ۰/۸۳۳۳ می‌باشد [۱۹].

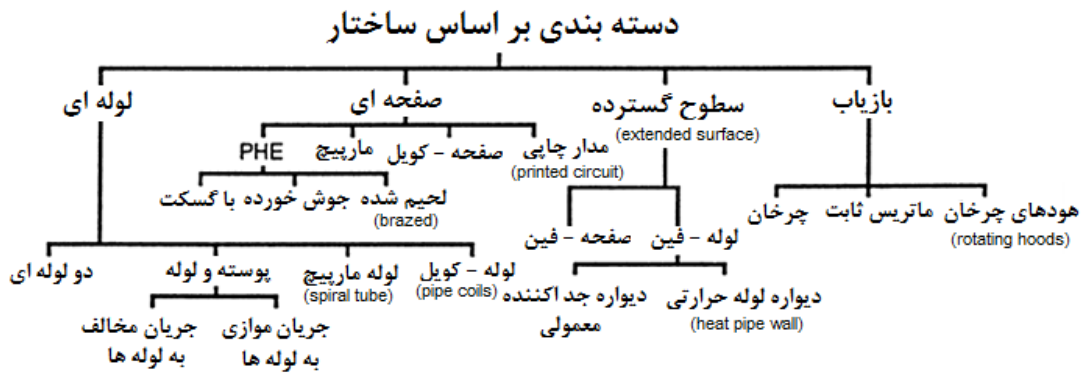
بر اساس تعاریف مربوط به صفحات فشرده، لوله‌ای با قطر ۵ mm در یک دسته لوله در مبدل پوسته و لوله، به یک مبدل فشرده نزدیک می‌باشد. لوله‌ای با قطر ۲۵/۴ mm در کندانسور نیروگاه، مبدل فشرده نمی‌باشد. در مقابل رادیاتور اتومبیل ۱۹۹۰ (۷۹۰ پره در یک متر)، دارای چگالی سطحی حدود  $1870 \text{ m}^2/\text{m}^3$  در سمت هوا و قطر هیدرولیکی ۱/۸ mm می‌باشد. بازیاب‌ها در موتورهای توربین گاز بعضی از وسایل نقلیه ماتریس‌هایی با چگالی سطح  $6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$  دارند که معادل قطر هیدرولیکی برابر ۰/۵ mm می‌باشد. ریه‌های انسان یکی از فشرده‌ترین مبدل‌ها می‌باشند، چگالی سطح حدود  $17500 \text{ m}^2/\text{m}^3$  و قطر هیدرولیکی ۰/۱۹ mm می‌باشد. بعضی از مبدل‌های بسیار کوچک در حال توسعه به تراکم ریه‌های انسان می‌باشند و حتی متراکم‌تر [۱۹].



شکل ۲-۴- گستره چگالی سطح صفحات انتقال حرارت در مبدل‌ها [۱۹]

مشکل اساسی در مبدل‌های متراکم (به جز مبدل‌های حرارتی صفحه و قاب) ایجاد رسوب می‌باشد، مخصوصاً مبدل‌هایی که تنوع در هندسه‌های فین دارند یا فین‌ها با مسیره‌های بسیار دایره‌ای یا غیر دایره‌ای، که نمی‌توانند به طور خودکار تمیز شوند. در این حالت تمیز کردن به روش شیمیایی ممکن است. از این رو مبدل‌های حرارتی با سطوح گسترده در کاربردهایی که رسوب زیادی ایجاد می‌شود، استفاده نمی‌شوند. سیالاتی که تولید رسوب نمی‌کنند، مانند هوای تمیز یا گازها، هیدروکربن‌های سبک و مبردها، در جایی که مجاز باشد مورد استفاده قرار می‌گیرند [۲۱].

#### ۴-۱-۲- دسته بندی بر اساس ساختار<sup>۱</sup>

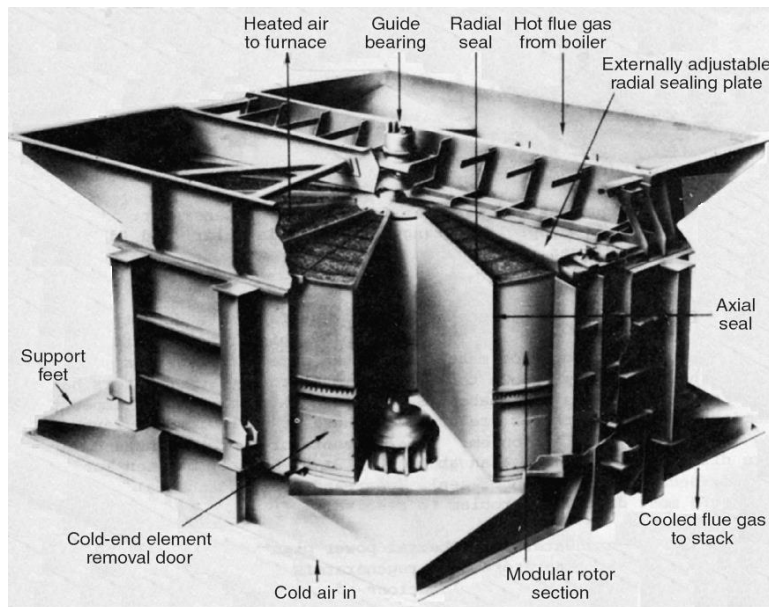


شکل ۲-۵- دسته بندی بر اساس ساختار [۱۹]

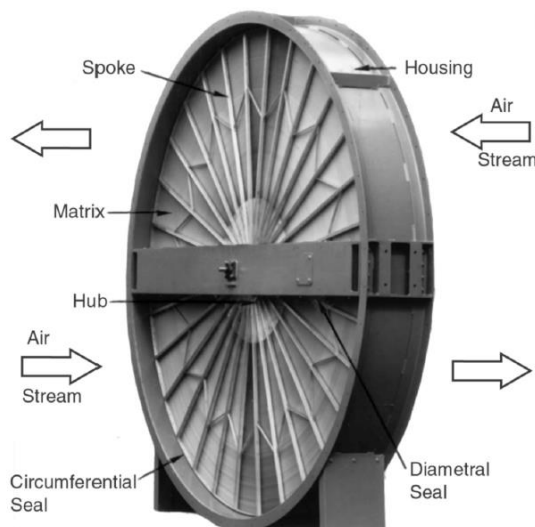
بر اساس دسته‌بندی فوق ژانگستروم جزء مبدل‌های بازیاب در نظر گرفته می‌شود، این مبدل به عنوان مبدل حرارتی ذخیره کننده انرژی می‌باشد و سطوح انتقال حرارت معمولاً به عنوان ماتریس شناخته می‌شود. برای عملکرد دائم، ماتریس باید متناوباً در مسیر جریان گرم و سرد قرار بگیرد، اشکال (۲-۶) و (۲-۷)، یا جریان گاز باید به یا از ماتریس ثابت منحرف شود شکل (۲-۸). مبدل با ماتریس ثابت گاهی به عنوان مبدل جریان متناوب (یک مبدل نوسانی یا یک ذخیره کننده انرژی برگشت پذیر) نیز شناخته می‌شود [۱۹].

در یک مبدل چرخان، ماتریس (دیسک یا روتور) دائماً می‌چرخد به طوری که بخشی از آن (زاویه  $\theta_h$ ) در جریان سیال گرم و بخش دیگر (زاویه  $\theta_c$ ) در جریان سیال سرد قرار می‌گیرد. دمای سیال خروجی

در سرتاسر سطح جریان متفاوت و تابعی از زمان است. معمولاً دو سیال در جهات مختلف جریان دارند و توسط کانال و آبندهای روی ماتریس از هم جدا می‌شوند. در یک ماتریس ثابت سیالات سرد و گرم از طریق کانال‌هایی به ماتریس‌های مختلفی جریان می‌یابد (با حداقل دو ماتریس مشابه برای عملکرد دائم) که در دوره‌های متناوب  $P_c$  و  $P_h$  عمل می‌کند. دمای سیال خروجی با زمان تغییر می‌کند. در اینجا نیز دو سیال متناوباً در دو جهت مختلف در یک ماتریس جریان می‌یابد [۱۹].

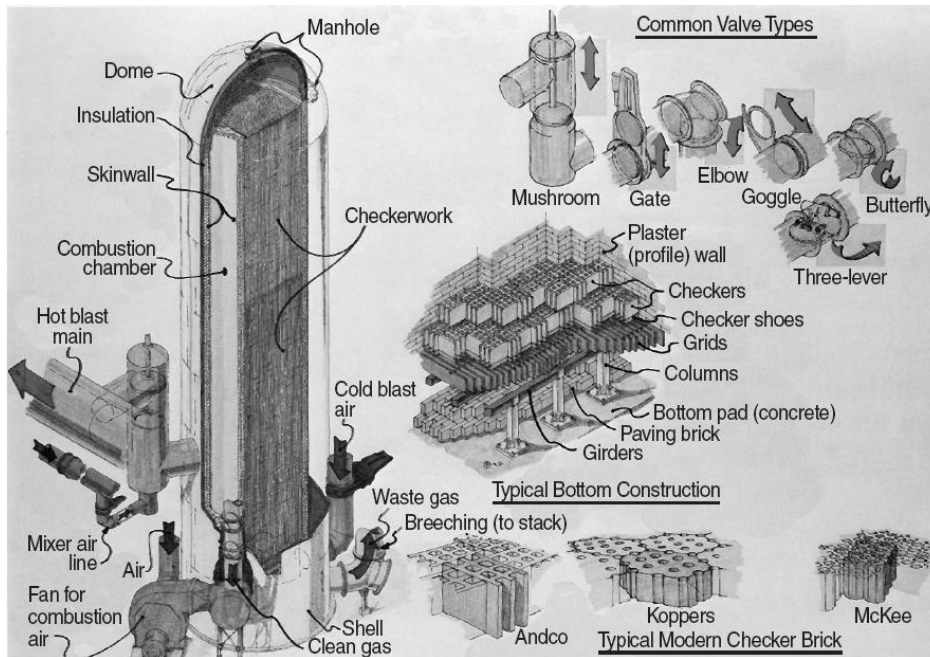


شکل ۲-۶- پیش گرمکن هوا، ژانگستروم [۱۹]



شکل ۲-۷- چرخ حرارتی یا مبدل چرخان ساخته شده از لایه پلی‌استر [۱۹]



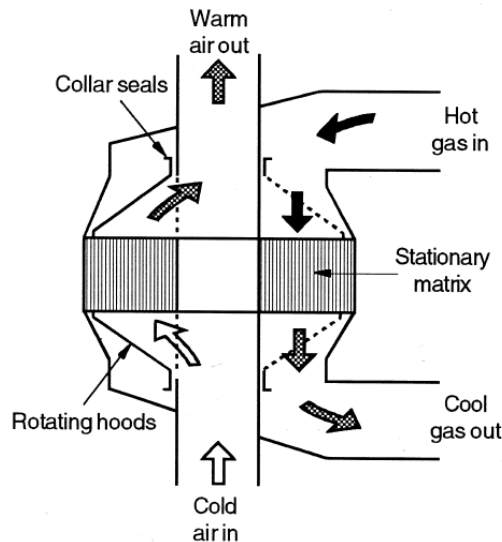


شکل ۲-۸- کوره کوپر [۱۹]

مبدل رتمول در بعضی از نیروگاه‌ها به عنوان پیش‌گرمکن هوا به کار می‌رود. از آنجا که مبنای تئوری حرارتی همه انواع مبدل‌های بازیاب یکسان است طراحی خاصی برای مبدل رتمول وجود ندارد. خواص مواد مورد استفاده در مبدل‌های بازیاب، ظرفیت گرمایی بالا و هدایت حرارتی در جهت طولی (جهت جریان گاز) کم می‌باشد. لازم به ذکر است که در دماهای خیلی پایین، ۲۰ کلوین (۳۶۸ رانکین) و پایین‌تر ظرفیت گرمایی ویژه بسیاری از فلزات به طور اساسی کاهش می‌یابد، از این رو بر عملکرد مبدل تأثیر قابل توجهی دارد [۲۲].

نوع سوم مبدل دارای یک ماتریس ثابت (به شکل دیسک) و جریان‌های ثابتی از گازها می‌باشد اما گازها در کانال‌های چرخانی به سمت ماتریس جریان دارند، مطابق شکل (۲-۹). جریان مخالف در مدل مبدل‌های ذخیره‌کننده انرژی بسیار حائز اهمیت می‌باشد. هنگامی که سرعت چرخش یا فرکانس تغییر از سیال گرم به سیال سرد در چنین مبدل‌هایی افزایش می‌یابد، عملکرد حرارتی این مبدل نزدیک به مبدل‌های جریان مخالف معمولی می‌شود، اما در واقعیت مقدار نشتی با افزایش سرعت قابل توجه می‌باشد، از این رو عملکرد مبدل را تضعیف می‌کند. در بعضی موارد ممکن است

جریان موازی (خروجی هر دو سیال در یک انتها می‌باشد) به کار رود، اما در این حالت نقطه مقابلی در مقطع جریان تک مسیره یا چند مسیره، جهت بهینه‌سازی وجود نخواهد داشت [۱۹].



شکل ۲-۹- مبدل رتمول [۱۹]

طراحی آبندها جهت جلوگیری از نشتی‌ها از سیال گرم به سیال سرد و بالعکس بسیار مشکل خواهد شد، مخصوصاً اگر دو سیال در دو فشار بسیار متفاوت باشند. همچنین در مدل متحرک این مبدل مشکلات طراحی خاصی وجود دارد. در مبدل با ماتریس ثابت عملکرد در دمای بالا باعث ایجاد اعوجاج در شیرها و محفظه شده و در نتیجه شکاف‌های کوچک و بزرگ در محفظه‌ی ماتریس و شیرها ایجاد می‌شود و به تبع آبنندی جریان گاز به خوبی انجام نمی‌گردد و نشتی‌هایی در اثر افت فشار ایجاد می‌شود [۱۹].

مزیت اساسی مبدل‌های بازیاب به شرح زیر می‌باشد:

سطوح انتقال حرارت در این نوع مبدل‌ها در مقایسه با بهبوددهنده متراکم‌تر می‌باشد، از این رو در بازدهی و افت فشار مورد نظر در مبدل، کاهش حجم داریم و در نتیجه مبدل مورد نظر در مقایسه با بهبوددهنده معادل آن اقتصادی‌تر می‌باشد. دلیل اساسی برای داشتن سطوح فشرده بیشتر در یک بازیاب این است که جریان گاز داغ و سرد توسط آبندهای شعاعی یا شیرهایی جدا می‌شوند، برخلاف بهبوددهنده که در ورودی، سطحی جهت جدا کردن جریان سیال به کار می‌رود. هزینه ساخت سطوح

بر واحد سطح انتقال حرارت در چنین مبدل فشرده‌ای در مقایسه با بهبوددهنده مشابه آن کمتر می‌باشد. به طور مشابه هزینه متریال به کار رفته در این مبدل کمتر از بهبوددهنده مشابه می‌باشد. از این رو مبدل فشرده در مقایسه با بهبود دهنده‌ی مشابه معمولاً حجم و وزن کمتری دارد. در عمل اشکال بسیاری از پره‌ها در مبدل‌های صفحه - پره‌ای و تقسیمات ماتریس به گونه‌ای که سطح مقطع بزرگی را ایجاد کند به کار برده می‌شود. به دلیل نحوه عملکرد، هسته متراکمی که در بهبوددهنده مورد نیاز می‌باشد، در مبدل بازیاب ضروری نیست. مبدل‌های بازیاب با توجه به کاربردشان از فلز، سرامیک، نایلون، پلاستیک و کاغذ ساخته می‌شوند. مزیت مهم دیگر مبدل جریان مخالف بازیاب به بهبوددهنده جریان مخالف این است که ورودی و خروجی که برای پخش سیال سرد و گرم به کار می‌رود ساده است. به این دلیل که در یک مبدل چرخان هر دو سیال در دو بخش جداگانه (که با آبند شعاعی جدا می‌شود) جریان می‌یابند یا در مبدل ثابت یک سیال در یک ماتریس وارد و در یک زمان خارج می‌شود. در مقایسه طراحی هدایت‌کننده جهت جدا کردن دو سیال در ورودی و خروجی یک بهبوددهنده جریان مخالف پیچیده و پرهزینه است. همچنین در یک مبدل چرخان تقسیم‌بندی جریان برای گاز سرد و گرم می‌تواند جهت بهینه‌سازی افت فشار روی گازهای سرد و گرم طراحی شود و افت فشار بحرانی (معمولاً در سمت گرم) در یک مبدل چرخان کمتر از بهبوددهنده قابل مقایسه با آن است. سطوح ماتریس خاصیت خود پاک‌کنندگی دارند، در نتیجه در قسمت‌های با گاز کمتر رسوب و خوردگی مشاهده می‌شود به این دلیل که گازهای داغ و سرد متناوباً در جهات مختلف در یک مسیر یکسان جریان می‌یابند از این رو مبدل‌های بازیاب که با گازهای مملو از ذرات به کار می‌رود، سطوح رسوبی در بهبود دهنده را افزایش می‌دهد. مساحت و چگالی سطوح فشرده و حالت جریان مخالف باعث می‌شود که مبدل بازیاب جهت کاربرد مبدل گاز به گاز مناسب باشد که بازدهی بالا، بطور کلی بیش از ۸۵٪ را ایجاد می‌کند [۱۹].

اشکال اساسی بازیاب چرخان این است که در هنگام انتقال از بخش سرد به گرم و یا بالعکس مقداری از سیال زیر آبند شعاعی محبوس می‌شود و درست بعد از تغییر به جریان سرد و یا گرم این مقدار سیال توسط سیال دیگر هل داده می‌شود. این مشکل در یک ماتریس ثابت نیز بعد از عبور از شیر انتقال صورت می‌گیرد. یک انتقال اجتناب ناپذیر از قسمت کوچکی از جریان یکی از سیالات در مسیر

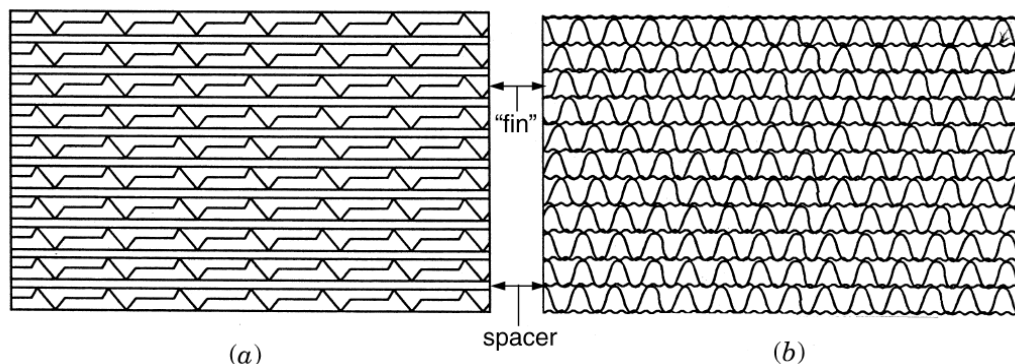
جریان، محبوس شده زیر سیل شعاعی، درست بعد از تغییر به قسمت دیگر توسط سیال دیگر اتفاق می‌افتد. در جایی که آلاینده‌گی سیال ممنوع شده باشد، بازیاب نمی‌تواند مورد استفاده قرار گیرد. از این رو بازیاب‌ها منحصراً برای انتقال حرارت ویا انرژی گاز به گاز به کار می‌روند و نه برای مایع و نه سیالات با تغییر فاز. در ابتدا بازیاب‌ها جهت کاربردهای بازیابی حرارت تلف شده به کار می‌رفت. سایر معایب بازیاب به صورت مجزا در قسمت زیر برای ماتریس چرخان و ثابت آمده است [۱۹].

**بازیاب چرخان:** این نوع بازیاب در شکل (۲-۶) و (۲-۷) نشان داده شده است. بسته به نوع کاربرد، بازیاب‌های چرخان در چهار نوع دسته بندی چرخ گرما، چرخ حرارتی، چرخ مانتر و چرخ ژانگستروم قرار می‌گیرند. زمانی که جریان گاز آرام می‌باشد بازیاب چرخان به عنوان چرخ جریان آرام نیز دسته بندی می‌شود [۱۶]. در این مبدل هر هندسه‌ای می‌تواند برای سطوح مسطح به کار رفته در ماتریس مورد استفاده قرار گیرد. سطوح قطع کننده جریان (مانند فین‌های روزنه دار و نواری شکل) به کار نمی‌روند زیرا اگر دو سیال در دو فشار متفاوت باشند نشتی در سرتاسر جریان (در جهت جریان اصلی) به وجود می‌آید. این نشتی دو سیال را با هم ترکیب می‌کند (سیال کم فشار را آلوده می‌کند) و بازدهی مبدل را کاهش می‌دهد. از این رو ماتریس عموماً مسیر جریان ممتد دارد. جداکننده‌های مسطح یا موج جهت چیدمان فین‌ها به کار می‌رود (مطابق شکل ۲-۱۰)، باید تاکید شود که در ماتریس یک بازیاب هرچند کل سطوح به عنوان جذب کننده‌ی مستقیم گرما و سطوح آزاد کننده‌ی گرما (سطح اولیه) عمل می‌کنند؛ سطح ثانویه یا فینی وجود ندارد، هرچند جدا کننده‌ها معمولاً به عنوان فین شناخته می‌شوند. دو نمونه از سطوح به کار رفته در بازیاب‌ها در شکل (۲-۱۰) نشان داده شده است. هندسه جناغی یا مورب نیاز به جدا کننده جهت چیدن فین‌ها کنار یکدیگر ندارد. بازه عدد رینولدز طراحی در این گونه صفحات بین ۱۰۰ تا ۱۰۰۰ می‌باشد [۱۹].

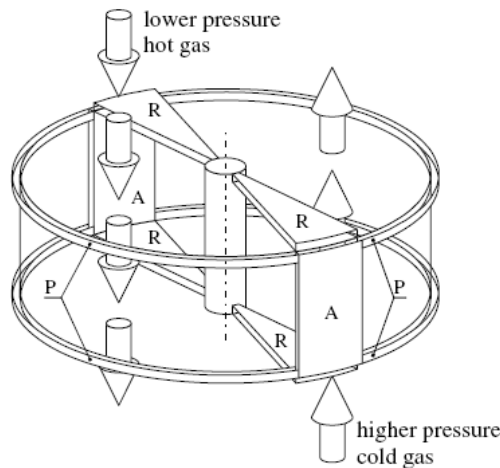
ماتریس در یک بازیاب توسط یک شافت مرکزی یا یک محرک چرخنده‌ی جانبی می‌چرخد. هر جزئی از ماتریس متناوباً از جریان محیط گرم به سرد منتقل می‌شود. زمان لازم برای گردش یک دور کامل ماتریس معادل دور کل یک ماتریس ثابت می‌باشد. در شکل (۲-۱۱) آبینده‌ای به کار رفته در ژانگستروم نشان داده شده است [۲۳]. در یک بازیاب چرخان موقعیت سیل شعاعی ثابت، سطوح مورد نظر برای هر سیال را کنترل می‌کند و همچنین میزان نشتی از سیال پرفشار به سیال کم‌فشار را

کاهش می‌دهد. تعدادی از اشکال این سیل‌ها در بازیاب‌های دوار به کار می‌رود که دو نمونه‌ی معمول آن در شکل (۲-۱۲) نشان داده شده است. برای سیل با قطاع دایره‌ای شکل، جریان در هر موقعیت شعاعی، شرایط یکسان و پوشش آببندی مشابهی دارد. برای سیل با عرض یکنواخت جریان در موقعیت‌های مختلف شعاعی شرایط و پوشش آببندی متفاوتی دارد. چنانچه در بازیاب‌ها، سیل‌ها با مساحت برابر اما شکل‌های متفاوت باشند، بازدهی مبدل در سیل با قطاع دایروی بیشتر است [۱۹].

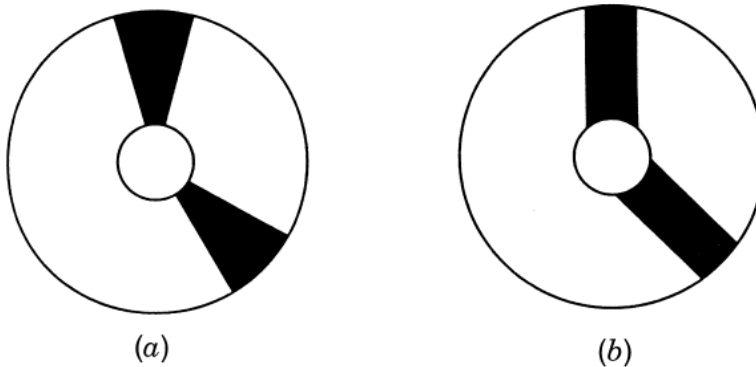
بازیاب‌های چرخان برای سطوحی با دانسیته سطح تا حدود  $6600 \text{ m}^2/\text{m}^3$  ( $2000 \text{ ft}^2/\text{ft}^3$ ) طراحی شده‌اند. بازیاب‌های چرخان فلزی جهت عملکرد متناوب با دمای ورودی تا حدود  $790^\circ\text{C}$  ( $1450^\circ\text{F}$ ) طراحی شده‌اند. برای کاربردهای با دمای بالاتر، ماتریس‌های سرامیکی به کار می‌رود. ماتریس‌های پلاستیکی، کاغذی و چوبی برای بازیاب‌هایی با دمای عملکرد زیر  $65^\circ\text{C}$  ( $150^\circ\text{F}$ ) به کار می‌روند. ماتریس‌های فلزی و سرامیکی نمی‌توانند اختلاف فشارهایی بالاتر از  $400 \text{ KPa}$  ( $60 \text{ psi}$ ) بین گاز گرم و سرد را تحمل کنند، به همین دلیل طراحی سیل‌ها (فرسایش، از هم‌گسیختگی، اعوجاج حرارتی و نشتی) تنها مشکل‌ترین موردی است که باید حل شود. بازیاب پلاستیکی، کاغذی و چوبی در فشار اتمسفر کار می‌کنند. نشتی در آببند به طور قابل ملاحظه‌ای بازدهی مبدل را کاهش می‌دهد. بازیاب‌های چرخان نیازمند نیرویی جهت چرخش ماتریس از سیال سرد به گرم با سرعتی مطلوب می‌باشد [۱۹].



شکل ۲-۱۰- سطوح ممتد به کار رفته در ماتریس بازیاب چرخان. (a) صفحات دندانه دار؛ (b) سطوح مثلثی [۱۹]



شکل ۲-۱۱- نمایش آبیندهای موجود در یک مبدل بازیاب؛ (A آبیندهای محوری، P آبیندهای محوری، R آبیندهای شعاعی [۲۳])



شکل ۲-۱۲- سیل های به کاررفته در بازیاب ها: (a) قطاع دایروی شکل؛ (b) با عرض یکنواخت [۱۹]

پیش گرمکن هوای نیروگاه حرارتی، کوره های زغال سنگ و نفت تجاری و مسکونی و بازیاب های توربین گازی نیروگاه ها نمونه هایی از بازیاب های چرخان جهت پیش گرم کردن هوای ورودی می باشند. بازیاب های چرخان همچنین در کارخانجات شیمیایی و در پیش گرم کردن هوای احتراق در نیروگاه تولید برق جهت استفاده از حرارت تلف شده به کار می روند. بازیاب های سرامیکی در زباله سوزهای دما بالا و نیروگاه توربین گاز به کار می رود. در تهویه مطبوع و کاربردهای بازیابی گرما در فرآیندهای صنعتی چرخ های گرما از بافت های آلومینیوم یا ماتریس سیمی استینلس استیل، فیلم پلی استر پیچ خورده، فیلم های پلاستیکی و طرح لانه زنبوری ساخته می شود. کاغذ صاف، نایلون آب پذیر و پروپیلن

در چرخ‌های حرارتی و نم‌گیر برای کاربردهای حرارتی و تهویه مورد استفاده قرار می‌گیرد که رطوبت به علاوه حرارت منتقل می‌شود [۱۹].

### بازیاب با ماتریس ثابت:

این نوع بازیاب همچنان به نام‌های بازیاب جریان متناوب، بازیاب با بستر ثابت یا بازیاب ثابت نامیده می‌شود. جهت عملکرد پیوسته، این مبدل حداقل دو ماتریس مشابه دارد که در شرایط موازی کار می‌کنند، اما معمولاً سه یا چهار ماتریس جهت کاهش اختلاف دما در گاز سرد خروجی گرم شده در شرایط دما بالا مطابق شکل (۲-۱۳) قرار می‌دهند. در مقایسه در یک بازیاب چرخان جهت عملکرد، تنها یک ماتریس کافی است. بازیاب‌ها با ماتریس ثابت دارای دو نوع عنصر انتقال حرارت می‌باشند: شطرنجی شکل<sup>۱</sup> و سطح برجسته<sup>۲</sup> [۱۹].

سطوح شطرنجی یا سطوح نازک با ساختار سلولی به دو دسته اصلی زیر تقسیم‌بندی می‌شوند:

۱- بازیاب‌های حرارتی غیرفشرده جهت عملکرد دما بالا با گازهای خورنده استفاده می‌شود (۹۲۵ تا ۱۶۰۰ درجه سانتیگراد) مثل کوره لوبیایی شکل (شکل ۲-۱۴)، در کوره‌ی هوای مورد استفاده در صنایع استیل و پیش‌گرمکن هوا برای کارخانه زغال‌سنگ و تانک‌های ذوب شیشه ساخته شده از مواد نسوز [۱۹].

۲- بازیاب‌های حرارتی بسیار فشرده جهت عملکرد در دمای پایین تا بالا، مانند فرآیندهای برودتی در جداسازی هوا در سیکل تبرید، استرلینگ، اریکسون، گیفورد و ویولومیر [۱۹].

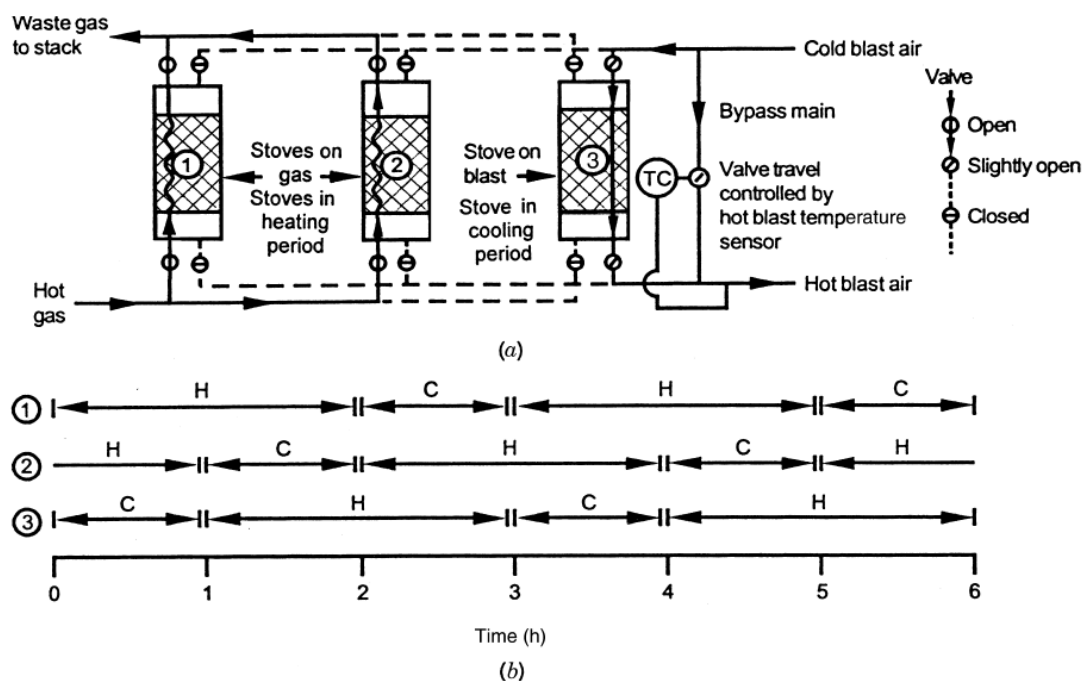
کوره‌های کوپر بسیار بزرگ می‌باشند با ارتفاعی نزدیک ۳۵ متر (۱۱۵ فوت) و قطر ۷/۵ متر (۲۵ فوت). این مبدل‌ها تا دمای ۱۲۰۰ درجه سانتیگراد (۲۲۰۰ درجه فارنهایت) در ورودی را می‌تواند تحمل کند. یک سیکل معمولی بین یک تا سه ساعت می‌باشد. در کوره‌ی کوپر ثابت بودن تقریبی پایان یک دور به نوسان دما مربوط می‌باشد. برای کم کردن نوسانات دما مطابق شکل‌های (۲-۱۳) و (۲-۱۴) سه یا چهار بازیاب به کار می‌رود. در سری موازی شکل (۲-۱۳) در قسمت هوای سرد، جریان به اطراف کوره راه می‌یابد و با هوای گرمی که در حال ترک کوره می‌باشد مخلوط می‌شود. از آنجایی

---

1 - checkerwork

2 - pebble beds

که کوره هنگامی که هوا در آن جریان می‌یابد، خنک می‌شود لازم است که به طور ثابت مقدار هوای بای پس در هنگام افزایش هوا در کوره به مقدار یکسانی کاهش یابد تا دمای هوای گرم به طور تقریبی ثابت باقی بماند. در قرارگیری موازی مطابق شکل (۲-۱۴) دو کوره در سمت هوا در یک نیم دور بدون تغییر فاز می‌ماند. به این ترتیب هوای سرد به جای اینکه وارد مسیر فرعی شود، در یک کوره داغ و یک کوره سرد جریان می‌یابد (در جریان هوای سرد در طول یک نیم دور) [۱۹].

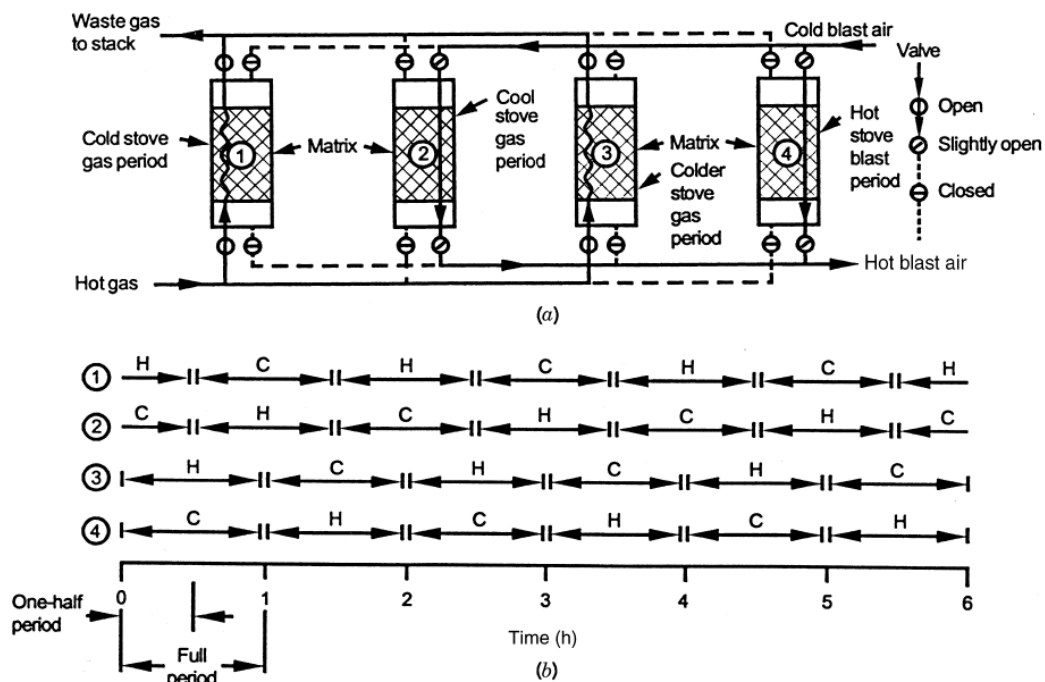


شکل ۲-۱۳- (a) بازیاب حرارتی با سه گرمکن و به صورت موازی؛ (b) روش عملکرد. H بخش گاز داغ؛ C بخش هوا [۱۹]

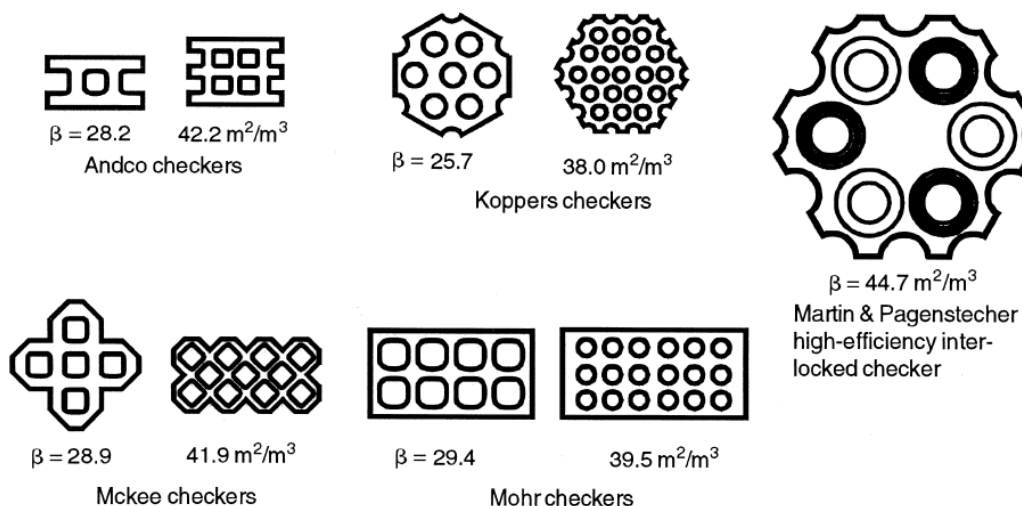
سطوح انتقال حرارت مورد استفاده در ماتریس ثابت بازیاب دما بالای فوق الذکر، از آجرهای نسوز ساخته می‌شود که به بیان ساده طرح شطرنجی نامیده می‌شود. در اشکال شطرنجی معمول مورد استفاده، چگالی سطح سطوح بین  $25 \text{ m}^2/\text{m}^3$  تا  $42 \text{ m}^2/\text{m}^3$  می‌باشد مطابق شکل (۲-۱۵) [۱۹]. اساساً برای سازگاری با مشکلات ایجاد رسوب با گازهای داغ خروجی که وارد بازیاب می‌شود، اندازه مسیرهای عبور جریان نسبتاً بزرگ می‌باشد. ضریب انتقال حرارت در چنین مسیرهایی حدود  $5 \text{ W}/\text{m}^2\text{K}$  می‌باشد. هندسه سطوح به کار رفته در بازیاب با ماتریس ثابت مشابه بازیاب چرخان می-



باشد. چگالی سطح صفحات انتقال حرارت  $82000 \text{ m}^2/\text{m}^3$  قابل دسترسی است؛ بازه‌ی ضریب انتقال حرارت بین ۵۰ تا  $200 \text{ W/m}^2\text{K}$  می‌باشد [۱۹].

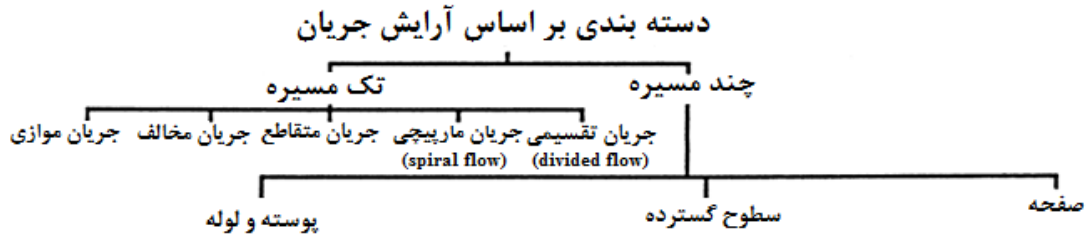


شکل ۲-۱۴- (a) بازیاب با چهار گرمکن و به صورت موازی؛ (b) روش عملکرد H. دوره گاز داغ؛ C دوره هوا [۱۹]



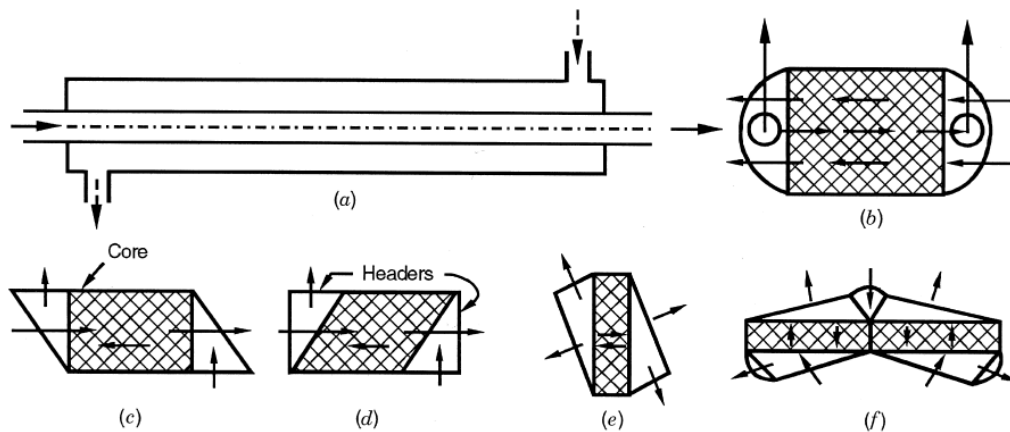
شکل ۲-۱۵- اشکال مورد استفاده در کوره هوای بازیاب [۱۹]

۵-۱-۲- دسته بندی بر اساس آرایش جریان

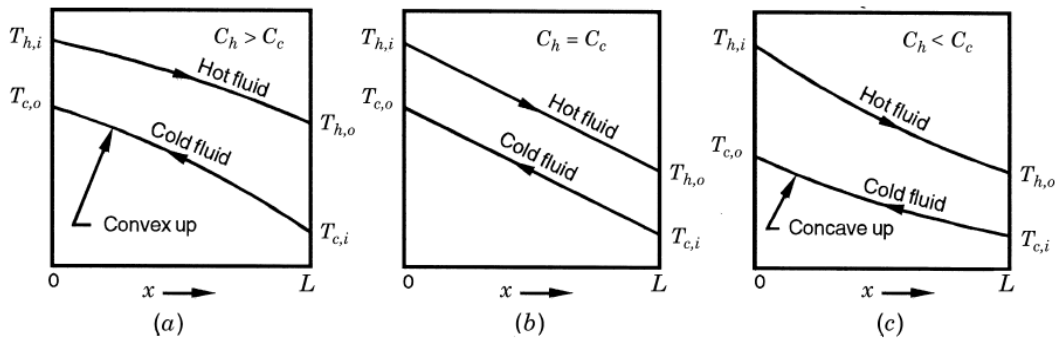


شکل ۲-۱۶- دسته بندی بر اساس آرایش جریان [۱۹]

انتخاب آرایش جریان به بازدهی مورد نیاز مبدل، افت فشار ممکن، حداقل و حداکثر سرعت‌های مجاز، مسیرهای جریان، محفظه‌ی مبدل، تنش‌های حرارتی مجاز، بازه‌های دمایی، نوع لوله کشی و سایر معیارهای طراحی بستگی دارد. در یک مبدل جریان مخالف، مطابق شکل (۲-۱۷-الف) دو سیال به صورت موازی و در مسیر مخالف جریان دارند. اختلاف دمای دو سیال در چنین مبدل‌هایی، زمانی که به صورت یک بعدی ساده‌سازی شده‌اند در شکل (۲-۱۸) نشان داده شده‌است بعضی از انواع هدرها در شکل (۲-۱۷-ب تا ج) نشان داده شده است [۱۹].



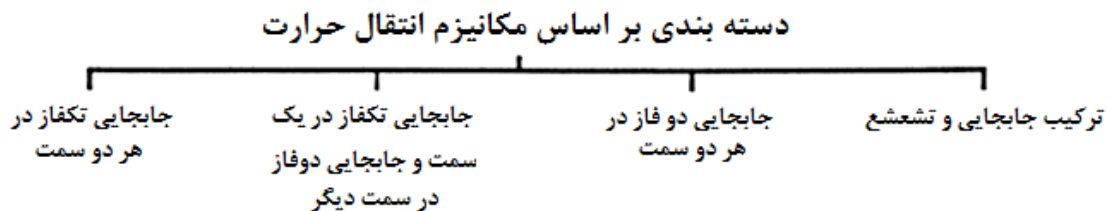
شکل ۲-۱۷- (a) مبدل دو لوله ای با جریان مخالف خالص (b تا f) مبدل‌های صفحه-فین با جریان مخالف هسته و جریان عمودی هدرها [۱۹]



شکل ۲-۱۸- توزیع دما در یک مبدل جریان مخالف از سیالات تک فازی (بدون جوشش یا تقطیر). در اینجا  $C_h = (m \cdot c_p)_h$  نرخ ظرفیت گرمایی سیال گرم و  $C_c$  نرخ ظرفیت گرمایی سیال سرد و  $c_p$  حرارت مخصوص ثابت می باشد. T نشان دهنده دما، h و c به ترتیب سیال گرم و سرد و i و o به ترتیب ورودی و خروجی مبدل را نشان می دهند [۱۹].

آرایش جریان مخالف نسبت به هر نوع آرایشی ارجحیت دارد. این نوع آرایش کاراترین آرایش می باشد و بیشترین اختلاف دما را در هر سیال در مقایسه با سایر آرایش های دو سیالی دارد. به علاوه بیشترین اختلاف دما در عرض دیواره ی مبدل، در انتهای سرد و گرم، کمترین مقدار ممکن را دارد و تنش های حرارتی کمتری را نسبت به سایر آرایش ها و با شرایط یکسان ایجاد می کند. به هر حال در مبدل های صفحه - فین، مشکلاتی در ساخت این آرایش جریان وجود دارد، به این دلیل که سیالات در هر انتها باید جدا شوند و مشکل طراحی ورودی و خروجی هدر ۱ پیچیده است [۱۹].

## ۲-۱-۶- دسته بندی بر اساس مکانیزم انتقال حرارت

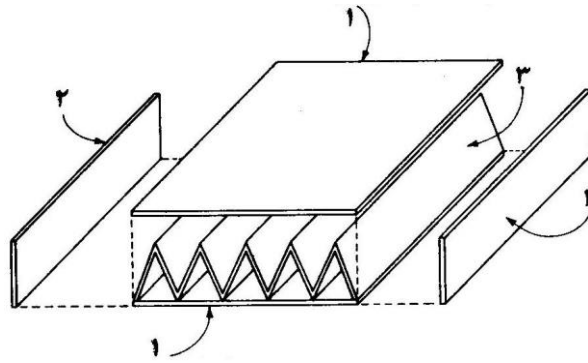


شکل ۲-۱۹- دسته بندی بر اساس مکانیزم انتقال حرارت [۱۹]

مکانیزم‌های اساسی انتقال حرارت برای انتقال انرژی گرمایی از یک سیال در یک طرف مبدل به دیواره (جداکننده دو سیال از یکدیگر)، جابجایی یک فازی (اجباری یا آزاد)، جابجایی دو فازی (میعان یا تبخیر، با جابجایی اجباری یا آزاد) و ترکیب انتقال حرارت جابجایی و تشعشع می‌باشند. هر کدام از این مکانیزم‌ها به تنهایی یا با هم در هر طرف مبدل می‌توانند وجود داشته باشند. جابجایی تک فازی در هر دو طرف مبدل‌هایی نظیر رادیاتور اتومبیل و گرمکن‌های قسمت سرنشین، بازیاب‌ها، سردکن‌های میانی، اکونومایزرها و غیره اتفاق می‌افتد. جابجایی تک فازی در یک طرف و جابجایی دو فازی در طرف دیگر (با یا بدون بسیار گرم شدن و بسیار سرد شدن و با یا بدون قابلیت میعان شدن) در مبدل‌های دو سیالی نظیر کندانسورهای نیروگاه بخار، کندانسورهای پروسه‌ای یا خودکار هواخنک نیروگاه، اوپراتورهای گرم مایع یا گاز، مولدهای بخار، مرطوب‌کننده‌ها، خشک‌کننده‌ها و غیره اتفاق می‌افتد. جابجایی دو فازی در هر دو طرف مبدل‌هایی نظیر اوپراتور در تهویه مطبوع اتفاق می‌افتد. ترکیب جابجایی دو فازی در تقطیر هیدروکربن‌ها اتفاق می‌افتد. ترکیب جابجایی و تشعشع در مبدل‌های فلز مایع و در مبدل‌های دما بالا جهت بازیابی گرمای اضافی نقش مهمی دارند. انتقال حرارت تشعشع در بویلرهای نیروگاه سوخت فسیلی، مولدهای بخار، کوره‌های زباله‌سوز و سایر مبدل‌های حرارتی احتراقی وجود دارد [۱۹].

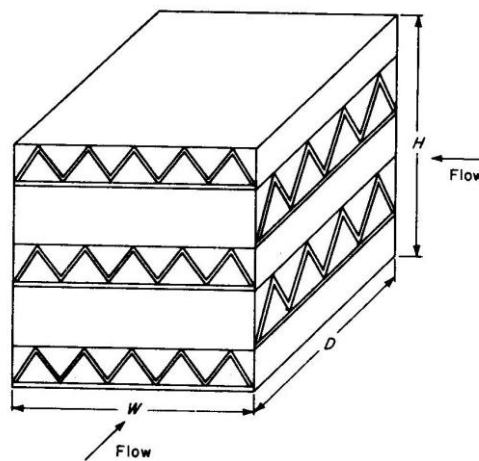
## ۲-۲- مبدل‌های فشرده

در مبدل‌های حرارتی که با گازها کار می‌کنند، مقدار افت فشار در مسیرها، ایجاب می‌کند که مبدل با سرعت‌های جرم پایین کار کنند. سرعت جرم پایین همراه با کوچکی ضریب انتقال حرارت گازها نسبت به مایعات، انتقال حرارت کمی را نتیجه می‌دهد. به این جهت لازم است سطح تبادل حرارتی برای مبدل‌های گاز به گاز در شرایط مشابه با یک مبدل مایع به مایع حدود ۱۰ برابر بیشتر انتخاب شود. بنابراین مبدل‌های فشرده ایجاد شدند. این گونه مبدل‌های حرارتی از تعداد زیادی صفحات مسطح متصل به یکدیگر تشکیل می‌شوند. دو جریان سیال به صورت یک‌درمیان از مجاری مشخص شده عبور می‌کنند. شکل عبور ممکن است به صورت همراستا یا متقاطع باشد. در شکل (۲-۲۰) یک لایه از مجاری عبور جریان و چگونگی تلفیق فین با مجرای عبور جریان نشان داده شده است [۲۴].



شکل ۲-۲۰- مشخصات یک لایه از مبدل فشرده - (۱) صفحات بالایی و پایینی، (۲) صفحات جانبی، (۳) فین‌های چین زده که از یک ورق ساخته می‌شوند و پس از قرار گرفتن میان صفحات فوقانی و تحتانی به کمک پودر (braze) و قرار دادن لایه در کوره، محل اتصالات به هم جوش می‌خورند [۲۴].

در شکل (۲-۲۱) یک مبدل فشرده که در آن برای هر دو سیال از یک نوع لایه استفاده شده است، مشاهده می‌شود. مشخصه‌های  $H$  و  $D$ ،  $W$  به ترتیب برای عرض و عمق و ارتفاع مبدل به کار می‌رود. لایه‌هایی که یک جریان را از خور عبور می‌دهند، در ورود به مبدل همگی زیر پوشش یک هدر و در خروجی نیز منتهی به هدر دیگری می‌شوند [۲۴].



شکل ۲-۲۱- نمایش یک مبدل فشرده که هدرها هنوز جایگذاری نشده‌اند [۲۴]

## ۲-۲-۱- دسته بندی مبدل های فشرده

دسته اول: این نوع مبدل‌ها با لوله‌هایی با قطر کم (از  $1/4$  تا  $1/2$  اینچ) پر شده‌اند. از این نوع مبدل‌ها در مواقعی که نیاز به تمیز کردن اطراف لوله‌ها نباشد، استفاده می‌گردد [۲۴].

دسته دوم: در این نوع، یک دسته لوله را از ورقه‌هایی که در آن به تعداد لوله‌ها سوراخ تعبیه شده، می‌گذارند. سپس برای تماس بهتر (کاهش مقاومت تماسی) لوله را منبسط می‌کنند تا به طور کامل در سوراخ‌های صفحات جای گیرند. معمولاً در هر اینچ از طول دسته لوله بیشتر از ۱۵ ورق فین‌گذاری می‌شود مطابق شکل (۲-۲۲-الف). در بعضی از این نوع مبدل‌ها به جای لوله‌های گرد از لوله‌های تخت استفاده می‌شود، در نتیجه مسیر حرکت هوا مقاومت کمتری در مقابل جریان از خود نشان می‌دهد شکل (۲-۲۲-ب و پ) [۲۴].

دسته سوم: این نوع مبدل‌ها با فین تخت ساخته می‌شوند، مطابق شکل (۲-۲۲-ث تا د) [۲۴]. دسته چهارم: این نوع مبدل‌ها که در ضمن دوران خود در تبادل حرارت شرکت می‌کنند، از تعداد زیادی مجرای عبور گاز ساخته می‌شوند. مبدل در نیمی از گردش خود با گاز گرم مجاور است و در نیم دیگر گردش با گاز سرد. بدنه فولادی مبدل در نیمه اول دوران، حرارت را در خود ذخیره می‌کند و در نیمه دوم چرخش، حرارت را به گاز سرد پس می‌دهد. این گونه تبادل حرارت در پیش‌گرمکن‌های هوای احتراق به کمک گازهای خروجی محصول احتراق قبل دودکش انجام می‌گیرد (بازیاب‌ها) [۲۴].

### ۲-۲-۲ روابط هندسی مبدل‌های فشرده

فرض می‌کنیم یک مبدل فشرده از  $n_1$  لایه هم‌نوع برای عبور جریان اول و از  $n_2$  لایه برای عبور جریان دوم تشکیل شود. اگر  $b_1$  و  $b_2$  به ترتیب ضخامت هر یک از دو لایه (از صفحه پایین تا صفحه بالایی لایه) باشد در این صورت ارتفاع مبدل خواهد شد [۲۴]:

$$H = n_1(b_1 + a) + n_2(b_2 + a) \quad (۳-۲)$$

در این رابطه  $a$  ضخامت صفحه بالایی و یا پایینی هر لایه است.

و حجم مبدل به صورت زیر می‌باشد:

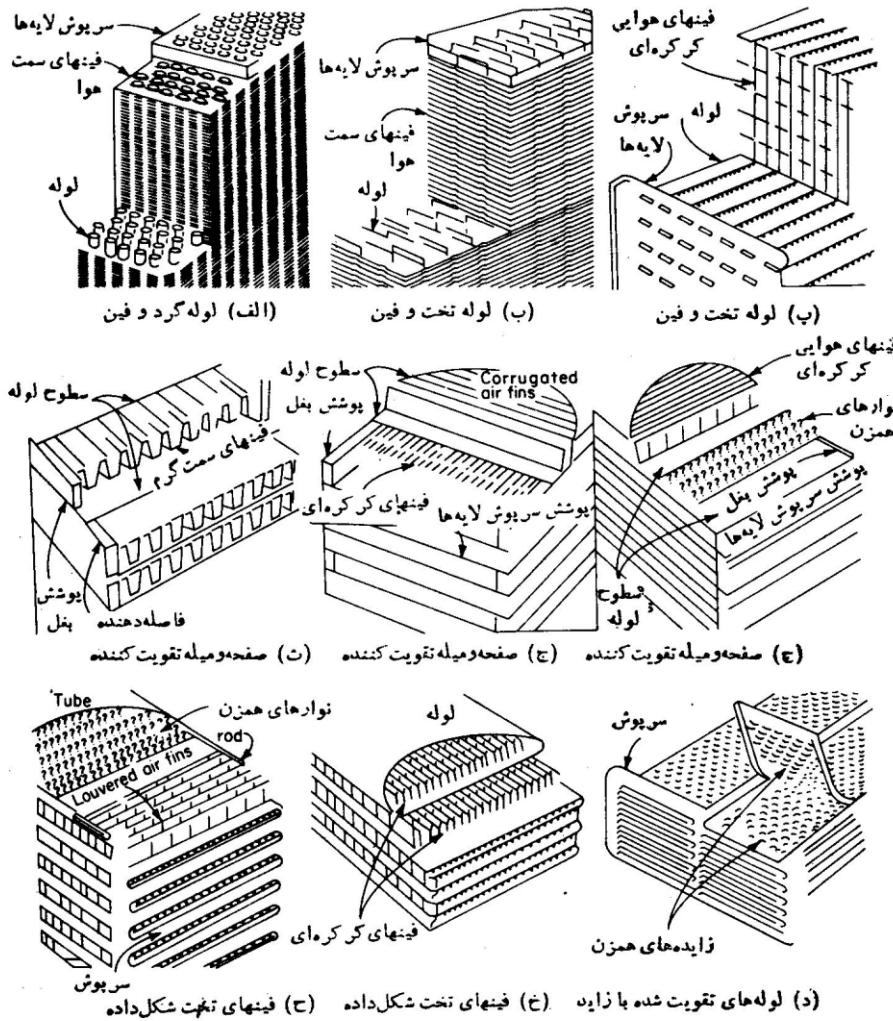
$$V = W.D.H \quad (۴-۲)$$

برای هر هدر یک سطح  $A_f$  در مقابل شاره جریان قرار دارد، (سطح مقابل جریان) که مقدار آن برای هر یک از دو جریان قابل ملاحظه است [۲۴]:

$$A_{f1} = H.W \quad (2-5-الف)$$

9

$$A_{f2} = H.D \quad (2-5-ب)$$



شکل ۲-۲۲- نمایش چند نوع لایه در مبدل‌های فشرده [۲۴]

اگر فرض کنیم هر دو نوع لایه مبدل از یک نوع باشند، در این صورت تعریف می‌کنیم که  $\beta$  سطح تبادل حرارت موجود در واحد حجم مبدل بر حسب  $\frac{m^2}{m^3}$  می‌باشد. در حالت کلی باید تصور کنیم که دو لایه از انواع متفاوت انتخاب شده‌اند، بنابراین سطح تبادل حرارتی هر یک از لایه‌ها به سطح حرارتی موجود در کل مبدل را با  $\alpha$  معرفی می‌کنیم [۲۴].

برای لایه ۱ می توان نوشت:

$$\alpha_1 = \frac{b_1}{b_1 + b_2 + 2a} \cdot \beta_1 \quad (۲-۶-الف)$$

و برای لایه ۲:

$$\alpha_2 = \frac{b_2}{b_1 + b_2 + 2a} \cdot \beta_2 \quad (۲-۶-ب)$$

سطح کل تبادل حرارتی هر یک از لایه‌ها به صورت زیر می‌باشد:

$$S_1 = \alpha_1 \cdot V \quad (۲-۷-الف)$$

$$S_2 = \alpha_2 \cdot V \quad (۲-۷-ب)$$

می‌توان نشان داد که شعاع هیدرولیکی از رابطه‌ی زیر به دست می‌آید:

$$r_h = \frac{A}{P} = \frac{A \cdot L}{S} \quad (۲-۸)$$

جمله سوم تساوی از ضرب کردن صورت و مخرج جمله دوم تساوی در طول لایه در مسیر جریان به دست آمده است. در این تساوی  $A$  سطح مقطع آزاد برای ورود جریان به لایه‌های مربوط است. نسبت سطح مقطع آزاد جریان  $A$ ، به سطح مقابل جریان،  $A_f$ ، را به صورت ضریب تخلخل  $\sigma = \frac{A}{A_f}$  تعریف

می‌کنیم. رابطه (۲-۸) را مجدداً می‌توان نوشت:

$$r_h = \frac{\sigma \cdot A_f \cdot L}{S} \quad (۲-۹)$$

با توجه به اینکه داریم :

$$V = A_f \cdot L \quad (۲-۱۰)$$

و با توجه به روابط (۲-۷) و (۲-۹) داریم :

$$\alpha = \frac{S}{V} = \frac{\sigma}{r_h} \quad (۲-۱۱)$$

و یا

$$\sigma = \alpha \cdot r_h \quad (۲-۱۲)$$

و همچنین برای سطح مقطع آزاد عبور جریان برای هر یک از دو جریان می‌توان نوشت :



$$A_1 = \sigma_1 \cdot A_{f1} \quad (۱۳-۲-الف)$$

$$A_2 = \sigma_2 \cdot A_{f2} \quad (۱۳-۲-ب)$$

### ۳-۲-۲- محاسبه ضریب انتقال حرارت و ضریب اصطکاک

در شکل‌های (۲۳-۲) تا (۲۶-۲) تغییرات ضریب انتقال حرارت کلبرون  $J_h$  و همچنین تغییرات ضریب اصطکاک با عدد رینولدز رسم شده است.

ضریب انتقال حرارت کلبرون به صورت زیر تعریف می‌شود [۲۴]:

$$J_h = \left( \frac{h}{C \cdot G} \right) \left( \frac{C \cdot \mu}{K} \right)^{\frac{2}{3}} \quad (۱۴-۲)$$

عدد رینولدز به صورت زیر ساده می‌شود [۲۴]:

$$\text{Re} = \frac{D_h \cdot G}{\mu} = \frac{4r_h \cdot G}{\mu} \quad (۱۵-۲)$$

افت فشار در هر لایه شامل چهار قسمت است. افت فشار در لبه ورودی لایه، افت ناشی از شتاب-گیری جریان از ورود به مبدل تا هنگام خروج، افت فشار ناشی از اصطکاک جریان به دیواره‌های مسیر حرکت خود و نهایتاً افت خروجی جریان از لایه. رابطه زیر توسط کیز و لاندن پیشنهاد شده است [۲۴]:

$$\frac{\Delta P}{P_1} = \frac{(G')^2 \cdot V_1}{2g'_c \cdot P_1} \left[ (1 + K_c - \sigma^2) + 2 \left( \frac{V_2}{V_1} - 1 \right) + f \frac{S}{A} \cdot \frac{V_m}{V_1} - (1 - \sigma^2 - K_e) \cdot \frac{V_2}{V_1} \right] \quad (۱۶-۲)$$

### ۳-۲- پارامترها و معادلات حاکم

به منظور تعیین ابعاد به کار رفته در پیش‌گرمکن مورد استفاده در نیروگاه ایجاد مدل ریاضی از آن بسیار با اهمیت می‌باشد، به این دلیل که بازیاب بسیار بزرگ و گران می‌باشد. اغلب ایجاد مدلی با ابعاد واقعی از یک پیش‌گرمکن مشکل و گران می‌باشد. مشکل دیگر تغییر در اندازه و مواد به کار رفته در آن بر اساس نوع سوخت و دماهای عملکرد در نیروگاه می‌باشد. از آنجایی که ایجاد مدلی واقعی از

بازیاب گران و مشکل می‌باشد به منظور تعیین ابعاد به کار رفته در بازیاب به وجود آوردن مدلی ریاضی از آن با اهمیت می‌باشد. فرضیات به کار رفته در معادلات حاکم به شرح زیر می‌باشد [۱۴]:

- بازیاب در شرایط شبه پایدار یا شرایط جریان تناوبی منظم کار می‌کند. (یعنی دارای دبی‌های جرمی ثابت در دماهای ورودی هر دو سیال در زمان تناوب مربوطه است).
- دادن گرما به یا گرفتن گرما از اطراف جزئی است، دیوارها آدیباتیک می‌باشند.
- هیچ چشمه یا چاه انرژی گرمایی در دیوارهای بازیاب یا درون سیال وجود ندارد.
- هیچ تغییر فازی در بازیاب اتفاق نمی‌افتد.
- سرعت و دمای هر سیال در ورودی، در مقطع عرضی یکنواخت می‌باشد و نسبت به زمان ثابت است.

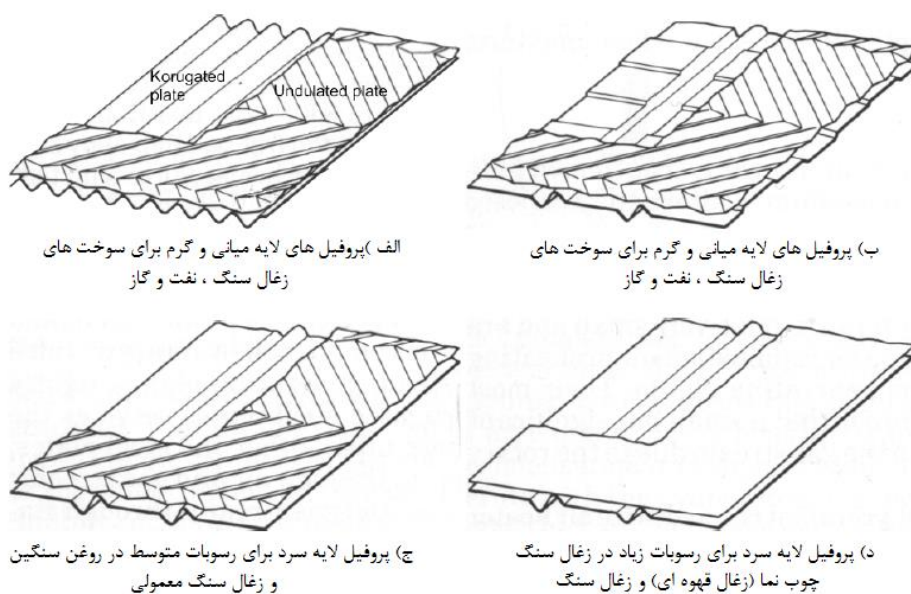
- تحلیل بر مبنای مقادیر میانگین است، بنابراین سرعت‌ها و خواص فیزیکی هر دو سیال و متریال دیوارهای ماتریس ثابت می‌باشد، مستقل از زمان و مکان.
- ضرایب انتقال حرارت بین سیال و دیواره‌های ماتریس ثابت می‌باشد.
- هدایت حرارت محوری در دیواره‌ها ناچیز می‌باشد.
- دما در مقطع عرضی ضخامت دیواره‌ها یکنواخت است و مقاومت حرارتی دیواره برای هدایت عرضی در دیواره ماتریس صفر می‌باشد.

- هیچ نشتی و جریان فرعی در دو سیال در بازیاب به دلیل اختلاف فشار اتفاق نمی‌افتد.
- هیچ نشتی در اثر وجود سیال محبوس شده در مسیر، هنگام تغییر از سیال گرم به سرد و بالعکس، در هنگام چرخش ماتریس اتفاق نمی‌افتد.
- مساحت صفحات ماتریس و جرم روتور به درستی توزیع شده‌اند.
- انتقال حرارت تشعشع در مقایسه با جابجایی ناچیز است.

- مدت زمانیکه قطرات کوچک سوخت در ماتریس می‌ماند نسبت به زمان جریان قابل صرف نظر می‌باشد [۱۴].

صفحات فلزی به کار رفته در بازیاب، ماتریس نیز نامیده می‌شود. ماتریس معمولاً به منظور افزایش سطح انتقال حرارت و همچنین تثبیت مسیر جریان از صفحات موج‌دار ساخته می‌شود. دلیل دیگر

استفاده از این نوع ترتیب قرارگیری ایجاد مقاومت در جریان (آشفستگی) می‌باشد، که باعث افزایش انتقال حرارت می‌شود. پروفیل مورد نظر، متریال و ضخامت صفحه با توجه به ماکزیمم انتقال حرارت، مینیمم افت فشار، قابلیت شست و شو و مقاومت خوردگی زیاد انتخاب شده است. در شکل (۲-۲۳) مثال‌هایی از صفحات معمول مورد استفاده نشان داده شده است. این صفحات نزدیک یکدیگر در بازیاب قرار داده می‌شود [۱۴].



شکل ۲-۲۳- انواع مختلف پروفیل صفحات به کار رفته در بازیاب چرخان [۱۴]

### ۲-۳-۱ پارامترهای مهم

جهت به دست آوردن معادلات حاکم، پارامترهای مشخصی برای بازیاب دوار باید در نظر گرفته شود. این پارامترها شامل ترم‌های ظرفیت حرارتی ( $\bar{C}_h, \bar{C}_c, \bar{C}_{r,h}, \bar{C}_{r,c}, \bar{C}_r$ ) برای سیالات و متریال ماتریس می‌باشد و همچنین نسبت آنها به نرخ ظرفیت گرمایی ( $C_h, C_c$ ) و سطوح انتقال حرارت ( $A_h, A_c$ ) باید برقرار باشد.  $C_h$  نرخ ظرفیت گرمایی سیال گرم و  $\bar{C}_h$  ظرفیت گرمایی سیال گرم در بازیاب می‌باشد. این مقادیر برای سیال سرد نیز وجود دارد. این پارامترها با استفاده از دیدگاه لاکرانژی مشخص می‌شوند. ظرفیت گرمایی ویژه  $C$  و نرخ ظرفیت گرمایی  $\bar{C}$  توسط معادلات (۲-۱۷) و (۲-۱۸) تعریف می‌شود [۱۰].

$$C_j = \dot{m}_j c_{p,j} \quad (۱۷-۲)$$

$$\bar{C}_j = M_j c_{p,j} = C_j \tau_{d,j} = \left( \frac{CL}{u_m} \right)_j \quad (۱۸-۲)$$

اندیس  $j$  برای سیال گرم  $z=h$  و برای سیال سرد  $z=c$  می‌باشد.  $\dot{m}_j$  نرخ دبی جریان و  $M_j$  جرم سیال و ماتریس در زمان داده شده می‌باشد.  $C_{p,j}, u_{m,j}, \tau_{d,j}$  و  $L_j$  به ترتیب، سرعت محوری متوسط، گرمای ویژه، زمان سکون سیال و طول ماتریس می‌باشد [۱۰].

ظرفیت گرمایی ماتریس  $\bar{C}_r$  و نرخ ظرفیت گرمایی  $C_j$  برای ماتریس یا صفحات بازیاب توسط معادله (۱۹-۲) و (۲۰-۲) تعریف می‌شود [۱۰].

$$C_r = M_w c_w \omega = \bar{C}_r \omega \quad (۱۹-۲)$$

$$\bar{C}_r = M_w c_w \quad (۲۰-۲)$$

در اینجا  $M_w$  جرم کل صفحات ماتریس و  $c_w$  ظرفیت گرمایی دیواره‌های ماتریس یا صفحات و  $\omega$  سرعت چرخشی بازیاب می‌باشد. به منظور انجام محاسبات در مسیرهای مختلف جریان در بازیاب‌ها، برای هر مسیر جریان زاویه‌ای توسط معادله (۲۱-۲) تعریف شده است [۱۰].

$$\theta_t = \theta_h + \theta_c + \theta_r = 2\pi \quad (۲۱-۲)$$

$\theta_r$  زاویه‌ای است که آبندهای شعاعی را پوشش می‌دهد و  $\theta_t$  زاویه کل روتور که برابر  $2\pi$  است. ظرفیت گرمایی دیواره ماتریس  $\bar{C}_{r,j}$  توسط معادله (۲۲-۲) به ظرفیت گرمایی کل ماتریس نسبت داده می‌شود.

$$\bar{C}_{r,j} = \bar{C}_r \frac{\theta_j}{\theta_t} \quad (۲۲-۲)$$

ظرفیت گرمایی دیواره ماتریس مطابق معادله (۲۳-۲) می‌باشد.

$$C_{r,j} = \bar{C}_{r,j} \omega \quad (۲۳-۲)$$

سطوح انتقال حرارت  $A_h$  و  $A_c$  مطابق معادله (۲۴-۲) با سطح انتقال حرارت کل ماتریس در بازیاب دوار متناسب است.

$$A_j = \frac{A \theta_j}{\theta_t} = \frac{\beta V \theta_j}{\theta_t} \quad (۲۴-۲)$$

۷ حجم کل ماتریس و  $\beta$  چگالی سطح سطوح انتقال حرارت یا چگالی فشردگی می‌باشد. بازیاب می‌تواند به عنوان ناحیه متخلخل در نظر گرفته شود و بنابراین رابطه تخلخل  $\sigma$  و قطر هیدرولیکی  $D_h$  به ترتیب مطابق روابط (۲۵-۲) و (۲۶-۲) باید برقرار شود [۱۰].

$$\sigma = \frac{V_{void}}{A_{fr} L} \quad (25-2)$$

$$D_h = \frac{4\sigma}{\beta} \quad (26-2)$$

$V_{void}$  حجمی است که توسط صفحات بازیاب دوار اشغال نشده‌است و  $A_{fr}$  مساحت سطح مقطع روبرویی بازیاب می‌باشد [۱۰].

عموماً یک ماتریس با تخلخل بسیار (تخلخل بسیار به معنی دیواره‌های نازک ماتریس و مقاومت حرارتی کم دیواره‌ها) به این دلیل مطلوب است که هدایت حرارتی به و از دیواره و گازها و همچنین میزان انتقال حرارت بالا می‌باشد. به عبارت دیگر ذخیره گرما در ماتریس جهت گرم کردن یا سرد کردن گازها در دماهای مورد نظر، افزایش می‌یابد [۱۴].

### ۲-۳-۲- معادلات حاکم

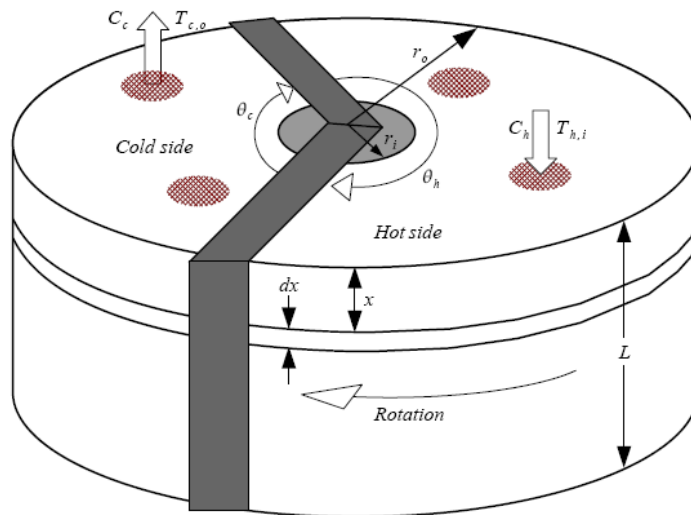
معادلات حاکم بر اساس فرضیات و پارامترهای مهم قبلی برقرار می‌باشند. شکل (۲۴-۲) جهت فهم بهتر انتقال حرارت از قسمت گرم به سرد نشان داده شده است. معادلات حاکم از برش  $dx$  در دیسک و در بخش سرد و گرم استخراج شده است. با انتقال حرارت جابجایی اجباری گرما از سیال گرم به ماتریس و از ماتریس گرم به سیال سرد انتقال می‌یابد. اکنون امکان تعریف انتقال گرما از گاز داغ به ماتریس و از ماتریس به گاز سرد وجود دارد. از آنجایی که تمام عناصر موجود در ماتریس شرایط زمانی یکسانی دارند معادلات حاکم در بازیاب یکسان می‌باشد. این معادلات با کمک شکل (۲۵-۲) بهتر قابل فهم می‌باشد [۲۵].

معادله (۲۷-۲) بالانس انرژی در دوره جریان گاز داغ را نشان می‌دهد [۲۵].

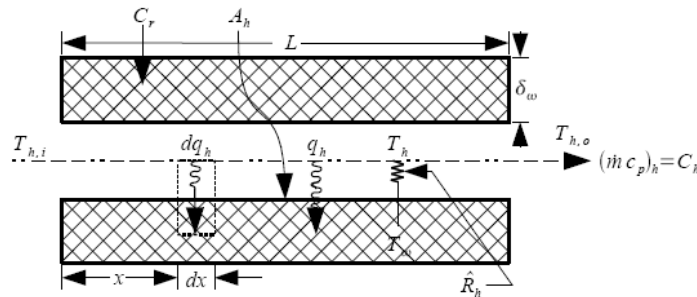
$$C_h T_h - C_h \left( T_h + \frac{\partial T_h}{\partial x} dx \right) - h_h \frac{A_h dx}{L} (T_{w,h} - T_h) = \bar{C}_h \frac{dx}{L} \frac{\partial T_h}{\partial \tau_h} \quad (27-2)$$

با جایگزینی مقدار  $\bar{C}_h$  از معادله (۲-۱۸) در معادله (۲-۲۷) و ساده‌سازی آن معادله (۲-۲۸) را داریم [۲۵].

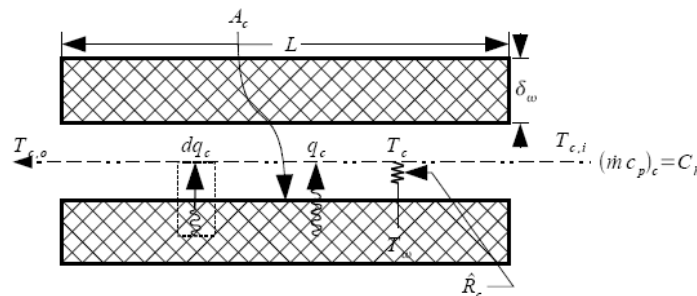
$$\frac{\partial T_h}{\partial \tau_h} + \frac{L}{\tau_{d,h}} \frac{\partial T_h}{\partial x} = \frac{(hA)_h}{C_h \tau_{d,h}} (T_{w,h} - T_h) \quad (2-28)$$



(a)



(b)



(c)

شکل ۲-۲۴- (a) بازیاب چرخان با برش  $x$  و  $dx$  جهت استخراج معادلات حاکم؛ (b) مسیر جریان اصلی بازیاب و ماتریس وابسته به دوره جریان گرم؛ (c) مطابق (b) اما برای دوره جریان سرد [۲۵]



شرایط مرزی مربوط به این معادلات، دماهای ورودی برای گاز سرد و گرم در طی دوره جریان ثابت می‌باشد [۲۵].

$$T_h(0, \tau_h) = T_{h,i} = \text{const} \quad \text{for} \quad 0 \leq \tau_h \leq P_h \quad (33-2)$$

$$T_h(L, \tau_c) = T_{c,i} = \text{const} \quad \text{for} \quad 0 \leq \tau_c \leq P_c \quad (34-2)$$

و از تعادل پریودیک برای دیواره‌ها روابط زیر به دست می‌آید [۲۵]:

$$T_{w,h}(x, \tau_h = P_h) = T_{w,c}(x, \tau_c = 0) \quad \text{for} \quad 0 \leq x \leq L \quad (35-2)$$

$$T_{w,h}(x, \tau_h = 0) = T_{w,c}(x, \tau_c = P_c) \quad \text{for} \quad 0 \leq x \leq L \quad (36-2)$$

به منظور انجام محاسبات تحلیلی، سرعت ورودی فقط می‌تواند به طور یکنواخت در ورودی توزیع شده باشد. اگر پروفیل سرعت غیر یکنواخت را داشته باشیم تنها حل عددی نتیجه بخش می‌باشد [۱۹].

### ۲-۳-۳- روابط تجربی حاکم بر بازیاب دوار

فرم بی‌بعد معادلات حاکم در بازیاب دوار به صورت زیر می‌باشد [۲۵]:

$$X^* = \frac{x}{L} \quad (37-2)$$

$$\tau_h^* = \frac{\tau_h}{P_h} \quad \tau_c^* = \frac{\tau_c}{P_c} \quad (38-2)$$

گروه‌های بی‌بعد دما:

$$T_h^* = \frac{T_h - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad T_c^* = \frac{T_c - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad T_w^* = \frac{T_w - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (39-2)$$

پارامترهای بی‌بعد طراحی:

$$Ntu_h = \frac{(hA)_h}{C_h} \quad Ntu_c = \frac{(hA)_c}{C_c} \quad (40-2)$$

$$C_{r,h}^* = \frac{C_{r,h}}{C_h} \quad C_{r,c}^* = \frac{C_{r,c}}{C_c} \quad (41-2)$$

با جایگذاری روابط فوق در معادلات (۲۸-۲)، (۳۰-۲)، (۳۱-۲) و (۳۲-۲) روابط زیر حاصل می‌شود:



$$\frac{\partial T_h^*}{\partial X^*} = Ntu_h (T_w^* - T_h^*) \quad (42-2)$$

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_h^*} = \frac{Ntu_h}{C_{r,h}^*} (T_h^* - T_w^*) \quad (43-2)$$

$$\frac{\partial T_c^*}{\partial X^*} = Ntu_c (T_c^* - T_w^*) \quad (44-2)$$

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_c^*} = \frac{Ntu_c}{C_{r,c}^*} (T_c^* - T_w^*) \quad (45-2)$$

شرایط مرزی و شرایط تعادلی (۳۳-۲) تا (۳۶-۲) به صورت زیر بی‌بعد می‌شوند:

$$T_h^*(0, \tau_h^*) = 1 \quad \text{for} \quad 0 \leq \tau_h^* \leq 1 \quad (46-2)$$

$$T_c^*(1, \tau_c^*) = 0 \quad \text{for} \quad 0 \leq \tau_c^* \leq 1 \quad (47-2)$$

$$T_{w,h}^*(X^*, \tau_h^* = 1) = T_{w,c}^*(X^*, \tau_c^* = 0) \quad \text{for} \quad 0 \leq X^* \leq 1 \quad (48-2)$$

$$T_{w,h}^*(X^*, \tau_h^* = 0) = T_{w,c}^*(X^*, \tau_c^* = 1) \quad \text{for} \quad 0 \leq X^* \leq 1 \quad (49-2)$$

از روابط (۴۲-۲) تا (۴۹-۲) روشن ست که دماهای بی‌بعد به پارامترهای زیر وابسته‌اند:

$$T_h^*, T_c^*, T_w^* = \phi(X^*, \tau_h^*, \tau_c^*, Ntu_h, Ntu_c, C_{r,h}^*, C_{r,c}^*) \quad (50-2)$$

در بازایب دوار دماهای میانگین خروجی سیال مد نظر است. دماهای خروجی، تابعی از مختصات زاویه‌ای  $\theta$  می‌باشد. در صورتی که  $\theta_h$  و  $\theta_c$  به ترتیب نماینده زاویه بازایب دوار برای سیال گرم و سرد باشد، میانگین فضایی دماهای خروجی برابر است با:

$$\bar{T}_{h,o} = \frac{1}{\theta_h} \int_0^{\theta_h} T_{h,o}(\theta) d\theta \quad , \quad \bar{T}_{c,o} = \frac{1}{\theta_c} \int_0^{\theta_c} T_{c,o}(\theta) d\theta \quad (51-2)$$

به طوری که  $T_{h,o}(\theta)$  و  $T_{c,o}(\theta)$  بیانگر دماهای خروجی سیال می‌باشند که تابعی از زاویه هستند. در صورتی که از دید ناظری روی بازایب دوار نشسته و با آن حرکت می‌کند، به موضوع نگرینست، دماها تابعی از زمان می‌باشند. در این حالت میانگین زمان دماها به صورت زیر می‌باشند:

$$\bar{T}_{h,o} = \frac{1}{P_h} \int_0^{P_h} T_{h,o}(\tau) d\tau \quad , \quad \bar{T}_{c,o} = \frac{1}{P_c} \int_0^{P_c} T_{c,o}(\tau) d\tau \quad (52-2)$$

به طوری که  $T_{h,o}(\tau)$  و  $T_{c,o}(\tau)$  دماهای خروجی وابسته به زمان هستند.

با توجه به پارامترهای بی‌بعد تعریف شده، میانگین دماهای خروجی بی‌بعد تابعی از پارامترهای زیر می‌باشند:

$$T_{h,o}^*, T_{c,o}^* = \phi(Ntu_h, Ntu_c, C_{r,h}^*, C_{r,c}^*) \quad (53-2)$$

برای مشخص کردن  $q_{\max}$  همانند مبدل‌های فشرده عمل می‌شود. مبدل جریان معکوسی که رسانش طولی در آن صفر است و جریان سیال از یک سمت به سمت دیگر نشت نمی‌کند و با همان جریان جرمی و دماهای ورودی در حال کار است.

$$q_{\max} = C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (54-2)$$

$$C_{\min} = \text{Min}(C_h, C_c) \quad (55-2)$$

ضریب عملکرد بازیاب دوار به صورت زیر می‌باشد:

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{\max}} = \frac{C_h(T_{h,i} - \bar{T}_{h,o})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} = \frac{C_c(\bar{T}_{c,o} - T_{c,i})}{C_{\min}(T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (56-2)$$

در صورتی که  $C_c = C_{\min}$ ، با توجه به رابطه (۲-۳۹) می‌توان نوشت:

$$\varepsilon = \frac{1 - \bar{T}_{h,o}^*}{C^*} = \bar{T}_{c,o}^* \quad (57-2)$$

$$C^* = \frac{C_{\min}}{C_{\max}} \quad (58-2)$$

سایر پارامترهای مرتبط به صورت زیر تعریف می‌شوند [۲۵]:

$$Ntu_0 = \frac{1}{C_{\min}} \left[ \frac{1}{\frac{1}{(hA)_h} + \frac{1}{(hA)_c}} \right] \quad (59-2)$$

$$C_r^* = \frac{C_r}{C_{\min}} \quad (60-2)$$

$$(hA)^* = \frac{(hA) \text{ on the } C_{\min} \text{ side}}{(hA) \text{ on the } C_{\max} \text{ side}} \quad (61-2)$$

با توجه به اینکه در معادلات (۲-۵۸) تا (۲-۶۱) از ۴ گروه بی‌بعد مستقل استفاده شده است، معادله

(۲-۶۲) برای  $\varepsilon$  به دست می‌آید [۲۵]:

$$\varepsilon = \phi(Ntu_0, C^*, C_r^*, (hA)^*) \quad (62-2)$$

در صورتی که  $C_c = C_{\min}$  باشد، پارامترهای بی بعد در معادله (۲-۵۸) تا (۲-۶۱) به صورت زیر نوشته می شوند [۲۵]:

$$Ntu_0 = \frac{1}{\frac{(C_{r,h}^* / C_{r,c}^*)}{Ntu_h} + \frac{1}{Ntu_c}} \quad (63-2)$$

$$C^* = \frac{C_{r,h}^*}{C_{r,c}^*} \quad (64-2)$$

$$C_r^* = C_{r,c}^* \quad (65-2)$$

$$(hA)^* = \frac{Ntu_c C_{r,h}^*}{Ntu_h C_{r,c}^*} \quad (66-2)$$

### ۲-۳-۴- روابط تجربی برای بازیاب جریان معکوس

تا کنون حل دقیقی از مدل تئوری ارائه شده با معادلات (۲-۴۲) تا (۲-۴۵) موجود نیست. راه حلی که در ادامه به آن اشاره می شود ضریب عملکرد بازیاب را به طور مستقیم به دست می آورد و جزئیات توزیع دما را بیان نمی کند. یک حل عددی برای این معادلات توسط لامبرستون<sup>۱</sup> [۲۶] به روش اختلاف محدود<sup>۲</sup> به دست آمده است. در حل ارائه شده،  $\varepsilon$  تابعی از چهار متغیر بی بعد مطابق معادله (۲-۶۲) می باشد. گستره زیر برای این پارامترها در نظر گرفته شده است [۲۵]:

$$1 \leq Ntu_0 \leq 10 \quad , \quad 0.1 \leq C^* \leq 1 \quad , \quad 1 \leq C_r^* \leq \infty \quad , \quad 0.25 \leq (hA)^* \leq 1$$

مزیت های استفاده از پارامترهای بی بعد رابطه (۲-۶۲) به شرح زیر است:

- برای  $C_r^*$ ،  $C^*$  و  $Ntu_0$  مشخص، ضریب عملکرد  $\varepsilon$  عموماً با کاهش  $(hA)^*$  کاهش می یابد و برای  $Ntu_0$  بزرگ و  $C^* \approx 1$  عکس این موضوع اتفاق می افتد. با این وجود لامبرستون نشان داده است که وقتی  $0.25 \leq (hA)^* \leq 4$  تأثیر  $(hA)^*$  در  $\varepsilon$  بسیار ناچیز خواهد بود. بیشترین خطا برای  $0.25 \leq (hA)^* \leq 4$ ،  $C^* \geq 0.9$ ،  $C_r^* \geq 1$ ،  $Ntu_0 \leq 9$  و برای  $0.7 \leq C^* \leq 1$ ،  $C_r^* \geq 1$ ،  $Ntu_0 \leq 9$  و  $0.2 \leq (hA)^* \leq 4$  می باشد.

1 - Lamberston

2 - Finite difference

- می  $C^* \geq 0.8$  دوار  $C_r^* \geq 1, Ntu_0 = 3$ ،  $C^* = 0.1$ ،  $5\%$  می باشد. از آنجایی که در بیشتر بازیاب‌های دوار  $C^* \geq 0.8$  می باشد، به خوبی می توان  $(hA)^*$  را از معادله (۶۲-۲) حذف کرد.

$$\varepsilon = \phi(Ntu_0, C^*, C_r^*) \quad (۶۷-۲)$$

- وقتی  $C_r^* \rightarrow \infty$ ، ضریب عملکرد بازیاب دوار به معادله ساده مربوط به مبدل‌های فشرده تبدیل می شود و در واقع می توان  $C_r^*$  را نیز از گروه‌های بی بعد حذف کرد. تفاوت  $\varepsilon$  برای  $C_r^* \geq 5$  و وقتی  $C_r^* \rightarrow \infty$  بسیار ناچیز است و برای اهداف طراحی می تواند نادیده گرفته شود.

با بررسی شکل (۲۶-۲) و نتایج ارائه شده توسط کیز و لاندن برای  $C^* < 1$ ، مشاهده می شود [۲۵]:

- برای یک  $C_r^*$  و  $C^*$  مشخص، ضریب عملکرد بازیاب با افزایش  $Ntu_0$  افزایش می یابد. برای تمام

مقادیر  $C_r^*$  و  $C^*$ ، با میل کردن  $Ntu_0$  به سمت بی نهایت،  $\varepsilon$  به سمت یک میل می کند.

- برای یک  $Ntu_0$  و  $C^*$  مشخص، افزایش در مقدار  $C_r^*$  موجب افزایش  $\varepsilon$  می شود.

- برای یک  $Ntu_0$  و  $C_r^*$  مشخص، با کاهش  $C^*$ ،  $\varepsilon$  افزایش می یابد. درصد تغییر در مقدار  $\varepsilon$

در  $Ntu_0$  کوچکتر، بیشتر است و این درصد تغییر در  $\varepsilon$ ، با افزایش  $C_r^*$ ، افزایش می یابد.

- برای  $\varepsilon < 40\%$  و  $C_r^* > 0.6$ ،  $C^*$  و  $C_r^*$  تأثیر چندانی در ضریب عملکرد مبدل ندارد.

کیز و لاندن [۱۰] رابطه (۶۸-۲) را برای گستره وسیعی از  $C^*$  و  $C_r^*$  ارائه می دهند که برای

$90\% \leq \varepsilon$  تأثیر  $C_r^*$  روی ضریب عملکرد، با در نظر گرفتن یک ضریب تجربی برای مبدل‌های فشرده

اعمال شده است [۲۵].

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \left[ 1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}} \right] \quad (۶۸-۲)$$

$\varepsilon_{cf}$  ضریب عملکرد یک مبدل جریان معکوس است که مطابق رابطه (۶۹-۲) به دست می آید [۲۵]:

$$\varepsilon_{cf} = \frac{1 - \exp[-Ntu_0(1 - C^*)]}{1 - C^* \exp[-Ntu_0(1 - C^*)]} \quad (۶۹-۲)$$

روش تقریبی زیر نیز توسط رازلوس [۲۷] برای محاسبه ضریب عملکرد وقتی  $C^* < 1$ ، ارائه شده

است:

$$Ntu_{0,m} = \frac{2Ntu_0 \cdot C^*}{1 + C^*} \quad (۷۰-۲)$$

$$C_{r,m}^* = \frac{2C_r^* C^*}{1 + C^*} \quad (۷۱-۲)$$

$$\varepsilon_r = \frac{Ntu_{0,m}}{1 + Ntu_{0,m}} \left[ 1 - \frac{1}{9(C_{r,m}^*)^{1.93}} \right] \quad (۷۲-۲)$$

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp\left\{ \frac{\varepsilon_r (C^{*2} - 1)}{2C^* (1 - \varepsilon_r)} \right\}}{1 - C^* \exp\left\{ \frac{\varepsilon_r (C^{*2} - 1)}{2C^* (1 - \varepsilon_r)} \right\}} \quad (۷۳-۲)$$

برای  $C^* < 1$  ضریب عملکرد به دست آمده در این روش در مقایسه با رابطه (۶۷-۲) از دقت بیشتری برخوردار است [۲۵].

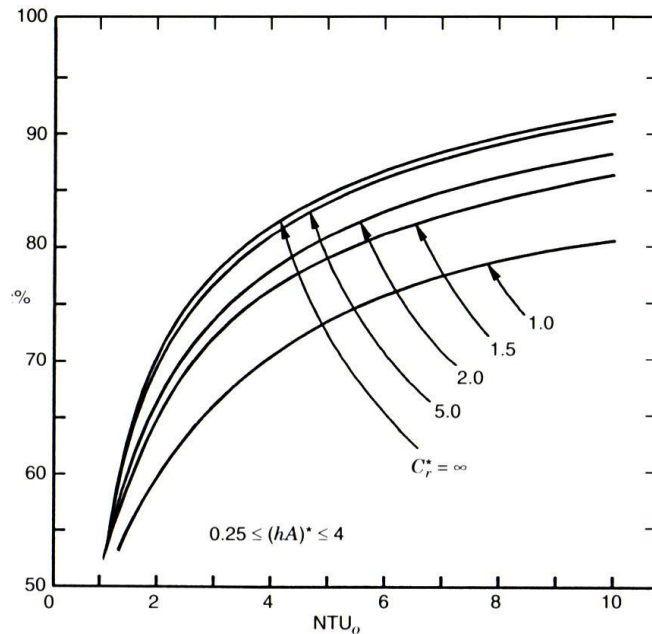
## ۴-۲- بررسی عوامل مؤثر در عملکرد حرارتی بازیاب دوار

عوامل مؤثر در عملکرد بازیاب حرارتی عبارتند از: سرعت چرخشی، هدایت گرمایی، رسانش طولی، رسانش عرضی و نشتی. در ادامه توضیحاتی در این موارد ارائه شده است. در اینجا به عامل نشتی پرداخته نشده است.

### ۴-۲-۱- تأثیر سرعت چرخشی

در طول تناوب گرم، انتقال حرارت جابجایی اجباری روی صفحات صورت می‌گیرد و گرما در صفحات ذخیره می‌شود، سپس در تناوب سرد گرمای ذخیره شده از طریق جابجایی اجباری از صفحات به سیال سرد منتقل می‌شود. در صورت ثابت بودن تمام پارامترها، نرخ انتقال حرارت زمانی بزرگتر است که اختلاف دمای بین سیال و دیواره بزرگتر باشد. بنابراین بهتر است که در تناوب گرم دیواره‌ها فرصت افزایش دما و در تناوب سرد فرصت کاهش دما نداشته باشند. در  $C_r^*$  بزرگ، تغییرات دمای خروجی از بازیاب دوار کاهش پیدا می‌کند؛ بزرگ شدن  $C_r^*$  در اثر بالا بودن سرعت دورانی بازیاب رخ می‌دهد. بنابراین پارامتر  $C_r^*$  می‌تواند تأثیر قابل توجهی در عملکرد حرارتی بازیاب دوار داشته باشد. در تناوب سرد، سیال سرد در ورودی گرما را از سطوح مجاور می‌گیرد؛ در صورتی که دوره تناوب

وزش سرد طولانی باشد ( $C_r^*$  کوچک باشد) دمای دیواره نزدیک به ورودی که در مجاورت با سیال قرار دارد، تا دمای سیال سرد خواهد شد و به تبع آن انتقال حرارتی در این ناحیه صورت نخواهد گرفت، به طور مشابه در تناوب گرم نیز در ورودی سیال گرم، انتقال حرارت از سیال گرم به دیواره، باعث افزایش دمای دیواره مجاور تا دمای سیال شده و انتقال حرارت متوقف می‌شود. مطابق شکل (۲-۲۶) ضریب عملکرد بازیاب دوار با افزایش  $C_r^*$  برای یک  $Ntu_0$  و  $C^*$  ثابت، افزایش می‌یابد. با این وجود افزایش سرعت چرخشی موجب افزایش نشتی و سایش بیشتر آبنندی‌ها و شکستگی بیشتر آنها می‌شود که باعث کاهش ضریب عملکرد بازیاب خواهد شد.



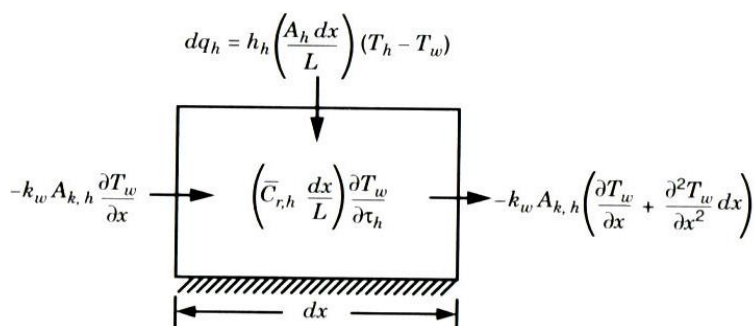
شکل ۲-۲۶- ضریب عملکرد بازیاب دوار جریان معکوس به عنوان تابعی از  $Ntu_0$  و  $C^* = 1$  [۱۰]

## ۲-۴-۲- تأثیر $(hA)^*$

پروفیل دمای دیواره یک بازیاب (در غیاب رسانش طولی) به هدایت گرمایی  $(hA)_h$  و  $(hA)_c$  بین دیواره و سیال وابسته است. گروه بی‌بعدی که تأثیر هدایت گرمایی را وارد می‌کند،  $(hA)^*$  می‌باشد که در رابطه (۲-۶۱) معرفی شد. لامبرستون نشان داد که  $(hA)^*$  برای گستره  $0.25 \leq (hA)^* \leq 4$  تأثیر ناچیزی در ضریب عملکرد بازیاب دارد. با توجه به اینکه اکثر بازیاب‌ها در این محدوده قرار می‌گیرند، می‌توان تأثیر  $(hA)^*$  در بازیاب را نادیده گرفت [۲۶].

### ۲-۴-۳- تأثیر رسانش طولی

رسانش طولی درون دیواره ممکن است ناچیز نباشد، مخصوصاً در ضریب عملکردهای بالا برای بازیاب-هایی با طول کم. رسانش طولی درون مبدل باعث کاهش ضریب عملکرد می‌شود، از این رو بررسی میزان تأثیر رسانش طولی در ضریب عملکرد اهمیت دارد. با توجه به اینکه در طول هر دو تناوب سرد و گرم، همیشه یک سمت بازیاب دارای دمای بیشتر و سمت دیگر آن دارای دمای کمتری است، بنابراین انتقال حرارت ناشی از رسانش طولی درون بازیاب، در هر دو تناوب به یک سمت می‌باشد [۲۵].



شکل ۲-۲۷- ترم‌های انرژی مربوط به المان دیفرانسیلی در نظر گرفته شده برای دیواره طی تناوب گرم با در نظر گرفتن رسانش طولی [۲۵]

معادلات دیفرانسیلی حاصل از نوشتن بالانس انرژی برای سیال سرد و گرم، معادلات (۲-۲۸) و (۲-۲۹)، تغییری نمی‌کند ولی معادلاتی که برای دیواره‌ها نوشته می‌شود تغییر می‌کند. شکل (۲-۲۷) المان دیفرانسیلی در نظر گرفته شده برای دیوار را به همراه ترم مربوط به رسانش طولی، طی تناوب گرم نشان می‌دهد. با برقراری بالانس انرژی برای المان دیفرانسیلی دیوار شکل (۲-۲۷) می‌توان نوشت:

$$-k_w A_{k,h} \frac{\partial T_w}{\partial x} - \left[ k_w A_{k,h} \left( \frac{\partial T_w}{\partial x} + \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \right) \right] + h_h \left( \frac{A_h dx}{L} \right) (T_h - T_w) = \left( \frac{\bar{C}_{r,h} dx}{L} \right) \frac{\partial T_w}{\partial \tau_h} \quad (۲-۷۴)$$

با ساده‌سازی معادله (۲-۷۴) به معادله (۲-۷۵) تبدیل می‌شود:

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau_h} = \frac{(hA)_h}{\bar{C}_{r,h}} (T_h - T_w) + \frac{k_w A_{k,h} L}{\bar{C}_{r,h}} \frac{\partial^2 T_w}{\partial x^2} \quad (۲-۷۵)$$

با استفاده از پارامترهای بی‌بعد، معادله (۷۴-۲) به معادله (۷۶-۲) تبدیل می‌شود.

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_h^*} = \frac{Ntu_h}{C_{r,h}^*} (T_h^* - T_w^*) + \frac{\lambda_h}{C_{r,h}^*} \frac{\partial^2 T_w^*}{\partial X^{*2}} \quad (76-2)$$

$$\lambda_h = \frac{k_w A_{k,h}}{LC_h} \quad (77-2)$$

به طور مشابه در تناوب سرد معادلات دیفرانسیلی حاکم به صورت زیر است:

$$\frac{\partial T_w^*}{\partial \tau_c^*} = \frac{Ntu_c}{C_{r,c}^*} (T_w^* - T_c^*) + \frac{\lambda_c}{C_{r,c}^*} \frac{\partial^2 T_w^*}{\partial X^{*2}} \quad (78-2)$$

$$\lambda_c = \frac{k_w A_{k,c}}{LC_c} \quad (79-2)$$

با توجه به اینکه معادلات (۷۵-۲) و (۷۷-۲) معادلات دیفرانسیل جزئی مرتبه دوم نسبت به  $X^*$  می‌باشد، برای حل به چهار شرط مرزی دیواره نیاز است؛ دوتا مربوط به تناوب گرم و دوتا مربوط به تناوب سرد. شرط مرزی آدیاباتیک در  $X^* = 0,1$  برای هر دو دوره تناوب فرض مناسبی است:

$$\left( \frac{\partial T_w^*}{\partial X^*} \right)_{X^*=0} = \begin{cases} \left( \frac{\partial T_w^*}{\partial X^*} \right)_{X^*=1} = 0 & \text{for } 0 \leq \tau_h^* \leq 1 \\ \left( \frac{\partial T_w^*}{\partial X^*} \right)_{X^*=1} = 0 & \text{for } 0 \leq \tau_c^* \leq 1 \end{cases} \quad (80-2)$$

با توجه به معادلات (۷۶-۲) و (۷۸-۲)، رسانش طولی سبب ایجاد دو گروه بی‌بعد جدید  $\lambda_c$  و  $\lambda_h$  در ارتباط با ضریب عملکرد به پارامترهای بی‌بعد قبلی اضافه شود. بانخ و هوارد<sup>۱</sup> [۲۸] دو گروه بی‌بعد زیر را به جای این دو پیشنهاد کرده‌اند:

$$\lambda = \frac{k_w A_{k,t}}{LC_{\min}} \quad A_k^* = \frac{A_k \text{ on the } C_{\min} \text{ side}}{A_k \text{ on the } C_{\max} \text{ side}} \quad (81-2)$$

$A_{k,t}$  کل سطح موجود برای رسانش در طول دیوار می‌باشد.

$$A_{k,t} = A_{k,h} + A_{k,c} = A_{fr} - A_o = A_{fr} (1 - \sigma) \quad (82-2)$$

در صورتی که  $C_c = C_{\min}$  می‌توان  $\lambda$  و  $A_k^*$  را با  $\lambda_h$  و  $\lambda_c$  به صورت زیر به هم مرتبط نمود:

<sup>1</sup> - Bahnke & Howard



$$\lambda = \lambda_c + \frac{\lambda_h}{C^*} \quad A_k^* = \frac{A_{k,c}}{A_{k,h}} = C^* \frac{\lambda_c}{\lambda_h} \quad (۸۳-۲)$$

انتخاب گروه‌های بی‌بعد مطابق رابطه (۲-۸۱) این مزیت را داراست که برای  $0.25 \leq A_k^* \leq 1$ ، ضریب عملکرد زیاد تحت تأثیر تغییرات  $A_k^*$  قرار نمی‌گیرد [۲۹]. بنابراین تأثیر رسانش طولی در دیوار تنها باعث اضافه شدن پارامتر بی‌بعد  $\lambda$  برای ضریب عملکرد مطابق رابطه (۲-۸۴) می‌شود.

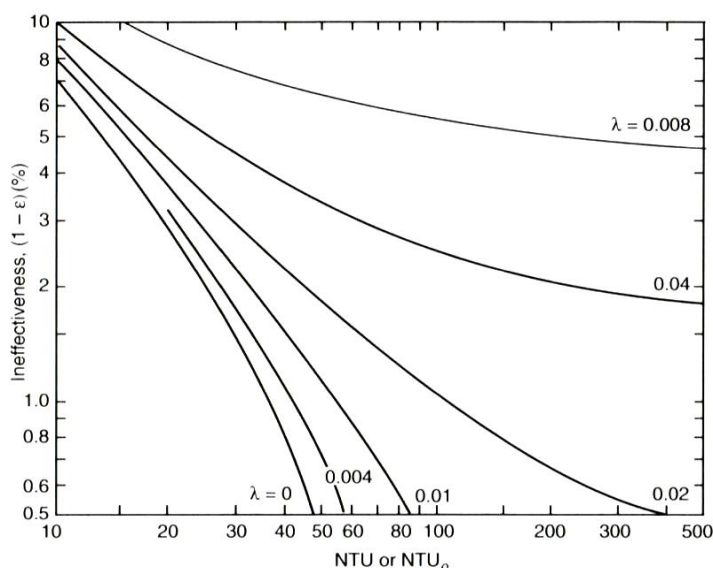
$$\varepsilon = \phi(Ntu_0, C^*, C_r^*, \lambda) \quad (۸۴-۲)$$

به منظور حل دقیق مسأله معادلات (۲-۲۸)، (۲-۳۱)، (۲-۷۶) و (۲-۷۸) با در نظر گرفتن شرایط مرزی (۲-۴۶) تا (۲-۴۹) و (۲-۸۰) باید حل شود. بانخ و هوارد با روش اختلاف محدود یک حل عددی برای این مسأله به دست آوردند [۲۸]. آنها تأثیر رسانش طولی در ضریب عملکرد مبدل را در گستره پارامترهای زیر بررسی کردند:

$$1 \leq Ntu_0 \leq 100 \quad , \quad 0.9 \leq C^* \leq 1 \quad , \quad 1 \leq C_r^* \leq \infty$$

$$0.01 \leq \lambda \leq 0.32 \quad , \quad 0.25 \leq (hA)^* \leq 1 \quad , \quad 0.25 \leq A_k^* \leq 1$$

کاهش ضریب عملکرد  $(1-\varepsilon)$  به عنوان تابعی از  $Ntu_0$  و  $\lambda$  در شکل (۲-۲۸) برای  $C^* = 0.95$  و  $C_r^* > 5$  نشان داده شده است.



شکل ۲-۲۸- تأثیر رسانش طولی در عملکرد بازتاب دوار جریان معکوس برای  $C^* = 0.95$  [۲۶]

شاه با توجه به نتایج بانخ و هوارد روابط زیر را پیشنهاد کرد [۳۰]:

$$\varepsilon = \varepsilon_{cf} \left[ 1 - \frac{1}{9(C_r^*)^{1.93}} \right] \left( 1 - \frac{C_\lambda}{2 - C^*} \right) \quad (۸۵-۲)$$

به طوری که

$$C_\lambda = \frac{1}{1 + Ntu_0} \frac{1 + \lambda\phi}{(1 + \lambda Ntu_0)} - \frac{1}{1 + Ntu_0} \quad (۸۶-۲)$$

و

$$\phi = \left( \frac{\lambda Ntu_0}{1 + \lambda Ntu_0} \right)^{1/2} \tanh \left\{ \frac{Ntu_0}{\lambda Ntu_0 / (1 + \lambda Ntu_0)^{1/2}} \right\} \quad (۸۷-۲)$$

ضریب عملکرد بازیاب برای معادله (۸۵-۲) با خطای  $\pm 0.5\%$  با نتایج بانخ و هوارد در گستره پارامترهای زیر تطابق دارد:

$$3 \leq Ntu_0 \leq 12 \quad , \quad 0.9 \leq C^* \leq 1 \quad , \quad 2 \leq C_r^* \leq \infty$$

$$0.5 \leq (hA)^* \leq 1 \quad , \quad 0 \leq \lambda \leq 0.04$$

همچنین با خطای  $\pm 1\%$  در گستره زیر تطابق دارد:

$$1 \leq Ntu_0 \leq 20 \quad , \quad 0.9 \leq C^* \leq 1 \quad , \quad 2 \leq C_r^* \leq \infty$$

$$0.25 \leq (hA)^* \leq 1 \quad , \quad 0 \leq \lambda \leq 0.08$$

به منظور وارد کردن تأثیر رسانش طولی برای رابطه پیشنهادی رازلوس می‌توان به روش زیر عمل کرد [۱۹]:

- استفاده از روش رازلوس برای محاسبه  $\varepsilon_{r,\lambda=0}$  به کمک معادلات (۷۰-۲) تا (۷۲-۲).

- محاسبه  $C_\lambda$  از رابطه (۸۶-۲) با استفاده از مقادیر محاسبه شده برای  $Ntu_{o,m}$  و  $\lambda$ .

$$\varepsilon_{r,\lambda \neq 0} = \varepsilon_{r,\lambda=0} \left( 1 - \frac{C_\lambda}{2 - C^*} \right)$$

- تعیین  $\varepsilon$  از رابطه (۷۳-۲) با جایگذاری  $\varepsilon_r$  با  $\varepsilon_{r,\lambda \neq 0}$ .

این شیوه محاسبه  $\varepsilon$  در گستره  $1 \leq Ntu_0 \leq 20$ ،  $C^* \leq 1$  با دقت ۱٪ در مقایسه با نتایج بانخ و هوارد تطابق دارد. با نگاهی دقیق به شکل (۲۸-۲) و معادله (۸۵-۲) کاملاً آشکار است که رسانش طولی در دیوار، ضریب عملکرد بازیاب را کاهش می‌دهد. بنابراین با افزایش  $\lambda$ ،  $C^*$  و  $Ntu$ ، ضریب عملکرد

بازیاب کاهش می‌یابد و این کاهش ضریب عملکرد برای  $C^* = 1$  بزرگترین مقدار را داراست. با این وجود تأثیر افزایش  $C_r^*$  وقتی  $\lambda$ ،  $C^*$  و  $Ntu_o$  ثابت نگه داشته می‌شود، پیچیده است. برای مقادیر مشخصی از  $\lambda$ ،  $C^*$  و  $Ntu_o$  در  $Ntu_o$  کوچک، افزایش در  $C_r^*$  موجب افزایش  $\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$  برای  $\lambda \leq 0.32$  می‌شود. برای  $Ntu_o$  معمولی (۴ تا ۵) افزایش مقدار  $C^*$  از ۱ تا ۵ (و بیشتر) ابتدا باعث افزایش و سپس کاهش در مقدار  $\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$  می‌شود. برای مقادیر بزرگ  $Ntu_o$  ( $\geq 9$ ) افزایش  $C_r^*$  از ۱ تا ۱۰،  $\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon}$  را کاهش می‌دهد [۱۹].

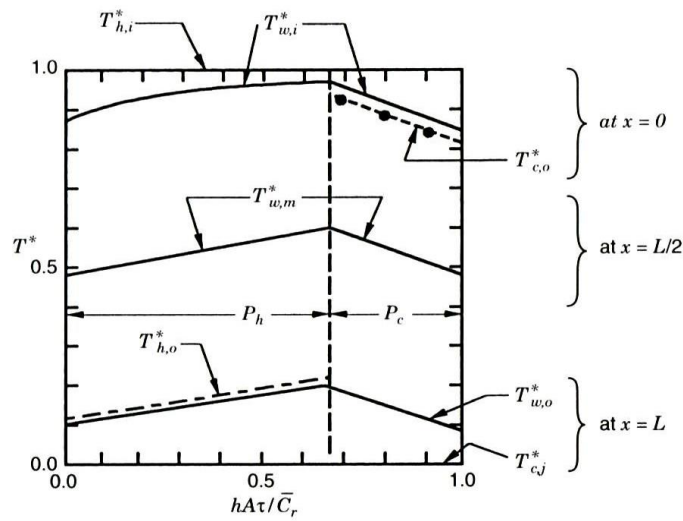
نتایج بانخ و هوارد نشان می‌دهد که تقریب کیز و لاندن:

$$\frac{\Delta\varepsilon}{\varepsilon} = \lambda \quad (۸۸-۲)$$

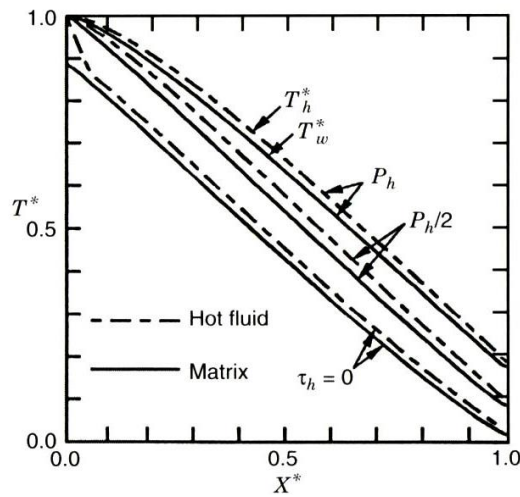
برای  $\lambda < 0.1$  و  $Ntu_o > 10$  یک تقریب مهندسی بسیار خوب است.

جزئیاتی در مورد چگونگی توزیع دما در دیواره و سیال توسط لامبرستون یا بانخ و هوارد ارائه نشده است. مانن [۳۱] توزیع دما را برای گستره‌ای از گروه‌های بی‌بعد به کمک حل عددی معادلات دیفرانسیل حاکم به دست آورده است. نتایج به دست آمده در شکل‌های (۲-۲۹) تا (۲-۳۱) نشان داده شده است. در شکل (۲-۲۹) دمای دیواره  $T_w^*$  در  $x=L$ ،  $x=L/2$  و  $x=0$  به صورت تابعی از یک پارامتر بی‌بعد زمانی برای  $\lambda = 0$  نشان داده شده است. همچنین دمای ورود و خروج سیال سرد و گرم نیز نشان داده شده است. نقاطی که مربوط به نتایج تجربی  $T_{c,o}^*$  است تطابق خوبی با نتایج حل تئوری دارد. با توجه به شکل دمای دیوار به غیر از ناحیه ورود سیال سرد و گرم به صورت خطی با زمان تغییر می‌کند [۲۵].

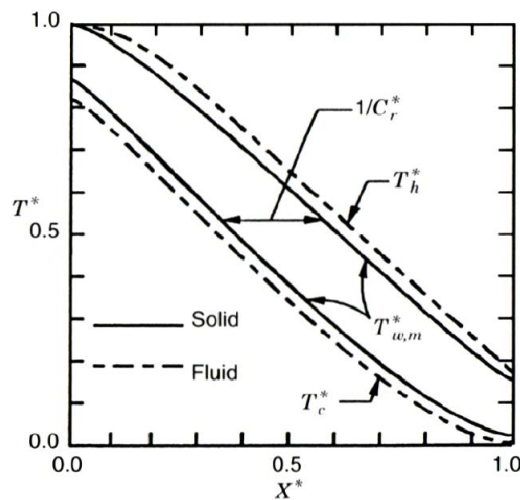
در شکل (۲-۳۰) دمای سیال گرم و دیوار به صورت تابعی از طول  $X^*$  برای  $\tau_h = 0, P_h/2, P_h$  نشان داده شده است. شکل (۲-۳۱) دمای دیوار در هنگام تغییر تناوب ( $\tau = P_h, P_c$ ) نشان می‌دهد. در این شکل کاهش گرادیان دمای دیوار در  $X^* = 0$  به دلیل رسانش طولی کاملاً مشهود است. به دلیل وجود رسانش طولی، میانگین زمانی  $T_{c,o}^*$  نیز کاهش می‌یابد که در نهایت موجب می‌شود ضریب عملکرد مبدل از حد انتظار کمتر شود [۲۵].



شکل ۲-۲۹- تغییرات دمایی طی یک سیکل کامل در ورود، میانه و خروج هر بازتاب دوار [۳۱]



شکل ۲-۳۰- توزیع دمایی دیواره و سیال طی تناوب گرم [۳۱]



شکل ۲-۳۱- چگونگی توزیع دما در انتهای دوره تناوب [۳۱]

اسکیپکو نیز چارت‌هایی سه بعدی بر حسب  $\tau$  و  $X$  برای توزیع دما تهیه کرده است که نشان می‌دهد که چگونه رسانش طولی درون بازیاب، توزیع دما در صفحات و سیال را تحت تأثیر قرار می‌دهد [۳۲].

#### ۴-۴-۲- تأثیر رسانش عرضی درون دیوار

یکی از فرضیات برای تحلیل بازیاب دوار، ناچیز در نظر گرفتن مقاومت گرمایی در عرض دیوار بود. در به دست آوردن معادلات (۲-۳۰) و (۲-۳۲) از این فرض استفاده شده است. گرادیان دما در جهت ضخامت دیوار  $(\delta_w/2)$  در شکل (۲-۲۵) صفر است.

تئوری ساده شده‌ای طرح‌ریزی شده که تأثیر مقاومت حرارتی در عرض دیوار را بر روی ضریب عملکرد بازیاب در نظر می‌گیرد. برای این تحلیل یک فرض اضافی ولی ضروری در نظر گرفته می‌شود که دمای سیال سرد و گرم و همچنین دیوار در هر مقطعی از بازیاب بر حسب زمان به صورت خطی تغییر می‌کند و مقادیر عددی این مشتق زمانی دما، در تمام نقاط دیوار یکسان است. برای دمای دیوار بدین معناست که:

$$\frac{\partial T_w}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{w,o}}{\partial \tau} = \frac{\partial T_{w,m}}{\partial \tau} = const. \quad (۲-۸۹)$$

$T_{w,m}$  و  $T_{w,o}$  به ترتیب دمای سطح خارجی دیوار و میانگین دمای دیوار در هر لحظه می‌باشد. فرض توزیع خطی دما نسبت به زمان مطابق شکل (۲-۲۹) یک تقریب نزدیک به واقعیت است [۲۵]. شکل (۲-۳۳) یک المان دیفرانسیلی از دیواره بازیاب را نشان می‌دهد.  $A_w$  بیانگر سطح مقطع رسانش در جهت  $y$  می‌باشد. بالانس انرژی در نظر گرفته شده در شکل (۲-۳۲-ج) برای هر  $X$  از مختصات فین صادق می‌باشد [۲۵].

$$\alpha_w \frac{\partial^2 T_w}{\partial y^2} = \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \quad (۲-۹۰)$$

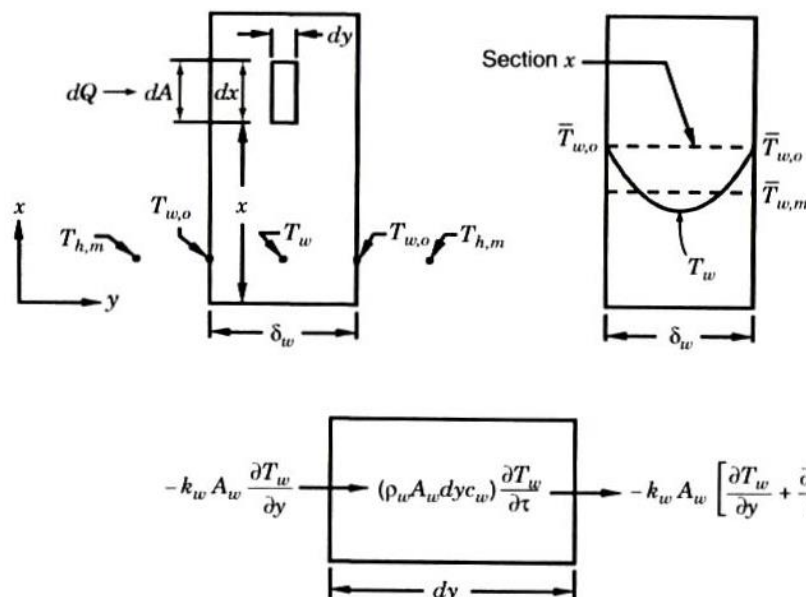
$\alpha_w$  ضریب پخش گرمایی برای صفحات می‌باشد.

شرایط مرزی مناسب برای معادله (۲-۹۰) به صورت زیر می‌باشد:

$$T_w = T_{w,o} \quad ; \quad y = 0 \quad , \quad \delta_w \quad (۲-۹۱)$$

با دو بار انتگرال گیری از رابطه (۲-۹۰) و با استفاده از شرایط مرزی (۲-۹۱) و با فرض مورد نظر در رابطه (۲-۸۸)، توزیع دما در دیواره به صورت زیر به دست می آید:

$$\bar{T}_w - \bar{T}_{w,o} = -\frac{1}{2\alpha_w} \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right) (\delta_w - y)y \quad (۲-۹۲)$$



شکل ۲-۳۲- (الف) ضخامت دیواره به همراه المان دیفرانسیلی (ب) توزیع سهموی دما درون دیواره در  $x$  ثابت (ج) ترم‌های انرژی برای المان دیفرانسیلی در نظر گرفته شده [۲۵]

$\bar{T}_w$  و  $\bar{T}_{w,o}$  میانگین زمانی دماها می‌باشند. مطابق شکل (۲-۳۳-ب)، پروفیل دمای ناشی از معادله (۲-۹۲) در هر  $x$  به صورت پارابولیک می‌باشد. با انتگرال گیری از معادله مذکور نسبت به  $y$ ، میانگین دمای دیوار  $\bar{T}_{w,m}$  به صورت زیر به دست می آید:

$$\bar{T}_{w,m} - \bar{T}_{w,o} = -\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w} \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \quad (۲-۹۳)$$

بنابراین اختلاف دما بین میانگین دمای دیوار و دمای سطح دیوار در طول تناوب سرد و گرم برابر است با:

$$(\bar{T}_{w,m} - \bar{T}_{w,o})_h = -\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w} \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_h \quad (۲-۹۴)$$

$$(\bar{T}_{w,m} - \bar{T}_{w,o})_c = -\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w} \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_c \quad (95-2)$$

در صورتی که شرایط ایده‌آل برای وضعیت تناوبی سیال برقرار باشد، میانگین دمای دیواره در هر دو تناوب سرد و گرم بایستی یکسان باشد ( $\bar{T}_{w,m,h} = \bar{T}_{w,m,c}$ ). با کم کردن معادله (۹۴-۲) از (۹۵-۲) معادله (۹۶-۲) نتیجه می‌شود:

$$(\bar{T}_{w,o})_h - (\bar{T}_{w,o})_c = -\frac{\delta_w^2}{12\alpha_w} \left[ \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_c - \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_h \right] \quad (96-2)$$

برای مشخص کردن تأثیر مقاومت گرمایی دیوار در ضریب عملکرد بازیاب، بایستی برای  $R_w$  در دیوار تعیین شود، یعنی عبارتی معادل UA برای بازیاب، در صورت وجود مقاومت حرارتی مشخص، به دست آورد. این امر با نوشتن بالانس انرژی برای یک المان دیفرانسیلی dx در طول تناوب سرد و گرم محقق خواهد شد.

در طول تناوب گرم، گرما از دو سمت دیوار به سمت مرکز دیوار رسانش خواهد شد. در این مورد سطح تحت تأثیر رسانش برای المانی از دیواره به طول dx، dA خواهد بود. گرما از میان ضخامتی به اندازه  $\delta_w/2$  به سمت مرکز رسانش خواهد شد. در طول تناوب سرد، انتقال حرارت رسانش به طور معکوس اتفاق می‌افتد. معادلات (۹۷-۲) بیانگر انتقال حرارت صورت گرفته می‌باشند.

$$dQ_h = \rho_w c_w \frac{\delta_w}{2} dA \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_h P_h, \quad dQ_c = -\rho_w c_w \frac{\delta_w}{2} dA \left( \frac{\partial T_w}{\partial \tau} \right)_c P_c \quad (97-2)$$

در شرایط ایده‌آل تناوبی با جایگذاری گرادیان‌های دما از معادلات (۹۷-۲) در معادله (۹۶-۲) و با توجه به اینکه  $dQ_h = dQ_c = dQ$ ، معادله (۹۸-۲) حاصل می‌شود:

$$(\bar{T}_{w,o})_h - (\bar{T}_{w,o})_c = \frac{\delta_w}{6k_w} \left[ \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right] \frac{dQ}{dA} \quad (98-2)$$

همچنین طی تناوب سرد و گرم مادلات زیر برقرار است:

$$dQ_h = h_h dA [\bar{T}_h - (\bar{T}_{w,o})_h] P_h, \quad dQ_c = -h_c dA [\bar{T}_c - (\bar{T}_{w,o})_c] P_c \quad (99-2)$$

$\bar{T}_c$  و  $\bar{T}_h$  به ترتیب میانگین زمانی دماهای سیال گرم و سرد در طول تناوب سرد و گرم جریان می‌باشند.

با جایگذاری  $(\bar{T}_{w,o})_h$  و  $(\bar{T}_{w,o})_c$  از این معادلات در معادله (۹۸-۲) و با توجه به اینکه  $dQ_h = dQ_c = dQ$ ، رابطه (۱۰۰-۲) به دست می‌آید:

$$dQ = \left[ \frac{1}{h_h P_h} + \frac{1}{h_c P_c} + \frac{\delta_w}{6k_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) \right]^{-1} dA(\bar{T}_h - \bar{T}_c) \quad (۹۹-۲)$$

با توجه به اینکه  $Q = Q_h = Q_c$ ، بنابراین کل انتقال حرارت صورت گرفته در طی یک سیکل کامل صورت گرفته به مدت  $(P_h + P_c)$  می‌باشد. میانگین نرخ حرارت منتقل شده در یک سیکل برابر است با:

$$q = \frac{Q}{P_h + P_c} \quad \text{or} \quad dq = \frac{dQ}{P_h + P_c} \quad (۱۰۱-۲)$$

با جایگذاری  $dQ$  از معادله (۱۰۰-۲) در معادله (۱۰۱-۲)، رابطه (۱۰۲-۲) حاصل می‌شود:

$$dq = U_0 dA(T_h - T_c) \quad (۱۰۲-۲)$$

$$\frac{1}{U_0} = \left[ \frac{1}{h_h P_h} + \frac{1}{h_c P_c} + \frac{\delta_w}{6k_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) (P_h + P_c) \right] \quad (۱۰۳-۲)$$

با انتگرال‌گیری از معادله (۱۰۳-۲) در طول بازیاب جریان معکوس، می‌توان نوشت:

$$Q = U_0 A \Delta T_{lm} \quad (۱۰۴-۲)$$

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{h,i} - \bar{T}_{c,o}) - (\bar{T}_{h,o} - T_{c,i})}{\ln \left[ \frac{(T_{h,i} - \bar{T}_{c,o})}{(\bar{T}_{h,o} - T_{c,i})} \right]} \quad (۱۰۵-۲)$$

$A$  در معادله (۱۰۴-۲) بیانگر کل سطح حرارتی  $(A_h + A_c)$  می‌باشد به این دلیل که  $dq$  در معادله (۱۰۰-۲) در طول یک سیکل کامل می‌باشد. حال با تقسیم دو طرف معادله (۱۰۳-۲) بر کل سطح  $A$  و استفاده از  $A_h$  و  $A_c$  معرفی شده در رابطه (۲۴-۲) می‌توان نوشت:

$$\frac{1}{U_0 A} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} + \frac{\delta_w}{6k_w} \left( \frac{1}{A_{w,h}} + \frac{1}{A_{w,c}} \right) \quad (۱۰۶-۲)$$

به طوری که  $A_{w,h} = A_h$  و  $A_{w,c} = A_c$ . مقاومت حرارتی معادل دیوار برابر است با:

$$R_w = \frac{\delta_w}{6k_w} \left( \frac{1}{A_{w,h}} + \frac{1}{A_{w,c}} \right) \quad (۱۰۷-۲)$$



در صورت در نظر گرفتن بازیاب دواری که به دو قسمت مساوی برای سیال سرد و گرم تقسیم شده است  $(P_h = P_c)$ ، رابطه (۲-۱۰۷) به صورت زیر تبدیل می‌شود:

$$R_w = \frac{\delta}{3k_w A_w} \quad (۲-۱۰۸)$$

برای یک مبدل فشرده معمولی مقاومت معادل دیوار مطابق رابطه (۲-۱۰۹) به دست می‌آید.

$$R_w = \frac{\delta_w}{k_w A_w} \quad (۲-۱۰۹)$$

با مقایسه معادلات (۲-۱۰۸) و (۲-۱۰۹) واضح است که مقاومت حرارتی دیوار در یک بازیاب دورانی یک سوم مقدار مقاومت حرارتی دیواره یک مبدل فشرده معادل آن است؛ به بیان دیگر بازیاب دورانی معادل یک مبدل فشرده با ضخامت یک سوم در دیواره آن می‌باشد. مقاومت حرارتی در دیواره برای یک بازیاب دوار به این دلیل کمتر است که گرما از طریق دیوار در مبدل منتقل نمی‌شود، بلکه در دیوار ذخیره شده و سپس باز پس داده می‌شود.

یکی از اساسی‌ترین فرضیات در نظر گرفته شده برای این تحلیل این است که دماهای  $T_w$ ،  $T_c$  و  $T_h$  به صورت خطی تغییر می‌کنند. از آنجایی که این موضوع در هنگام تغییر جهت جریان در نزدیک ورودی و خروجی درست نمی‌باشد، هاسن [۳۳] ضریب تصحیح  $\Phi^*$  را برای  $R_w$  در رابطه (۲-۱۰۸) در نظر گرفت.

$$\frac{1}{U_0 A} = \frac{1}{h_h A_h} + \frac{1}{h_c A_c} + R_w \Phi^* \quad (۲-۱۱۰)$$

برای یک دیواره صاف  $\Phi^*$  از رابطه (۲-۱۱۱) به دست می‌آید:

$$\Phi^* = \begin{cases} 1 - \frac{\delta_w^2}{6\alpha_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) & \text{for } \frac{\delta_w^2}{2\alpha_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) \leq 10 \\ 2.142 \left[ 0.3 + \frac{\delta_w^2}{2\alpha_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) \right]^{-1/2} & \text{for } \frac{\delta_w^2}{2\alpha_w} \left( \frac{1}{P_h} + \frac{1}{P_c} \right) \geq 10 \end{cases} \quad (۲-۱۱۱)$$

با توجه به اینکه بازیاب‌های دوار برای سیال گاز به گاز به کار می‌روند، مقدار مقاومت گرمایی ضخامت دیواره در این نوع مبدل‌ها به میزان یک سوم مبدل‌های فشرده می‌باشد، معمولاً مقاومت در عرض

دیواره تأثیر بسیار اندکی در عملکرد حرارتی بازیاب دوار دارد مگر در حالتی که مقاومت حرارتی دیواره بسیار زیاد باشد.

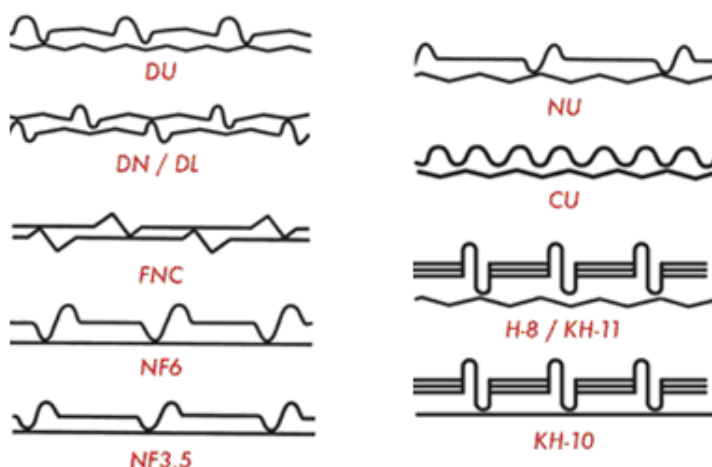
## ۲-۴- صفحات انتقال حرارت

انواع مختلفی از صفحات انتقال حرارت مطابق شکل (۲-۲۸) در بازیاب مورد استفاده قرار می‌گیرد. استفاده از ماده‌ای با ظرفیت حرارتی حجمی بالا باعث بهبود عملکرد بازیاب خواهد شد؛ از طرفی با توجه به اینکه استفاده از موادی با این شرایط مستلزم صرف هزینه‌های بالا می‌باشد، لذا به منظور بهینه‌سازی، از بازیابی چند قسمتی که در هر ناحیه مواد و آرایش مناسب در نظر گرفته شده، استفاده می‌شود. دو ناحیه بازیاب به صورت سری پشت سر هم قرار می‌گیرند و در واقع دمای سیال خروجی از قسمت اول، دمای ورودی به قسمت دوم می‌باشد. استفاده از دو ناحیه آرایش صفحات در بازیاب‌های دوار به دلایل زیر رایج شده است:

- جهت انتقال حرارت بیشتر انتهای گرم با هندسه پیچیده‌تر و عملکرد حرارتی بالاتر که برای انتهای سرد مناسب نمی‌باشد؛ زیرا در انتهای سرد امکان گرفتگی مسیر جریان سیال با ذرات وجود دارد. (در انتهای سرد معمولاً از سطوح صاف‌تری استفاده می‌شود تا ذرات در مسیر جریان گرفتگی ایجاد نکنند).
- به دلیل تقطیر بخار آب در نواحی نزدیک به انتهای سرد، احتمال زنگ زدگی و ایجاد رسوب بیشتر است، بنابراین جهت استفاده از خاصیت خود تمیز کنندگی بازیاب، مسیر صاف و مستقیم مؤثرتر است.
- با توجه به اینکه در انتهای سرد، دود گرم به اندازه کافی سرد شده است امکان خوردگی توسط اسید سولفوریک وجود دارد، بنابراین ضخامت صفحات فلزی در انتهای سرد نسبت به انتهای گرم بیشتر است.

صفحات انتقال حرارت در سمت هوای سرد از کورتن استیل و در سمت گاز داغ از کربن استیل ساخته می‌شوند. به طور کلی دو سری از صفحات انتقال حرارت که بیشتر مورد استفاده قرار می‌گیرند

عبارتند از سری DU<sup>۱</sup> و سری NF<sup>۲</sup>. سری DU در قسمت گرم و لایه‌های میانی مبدل قرار می‌گیرد و شامل (2.5 – 2.9) DU می‌باشد. سری NF بیشتر در قسمت سرد قرار می‌گیرد. شکل باز این صفحات آن را برای قرار گرفتن در بخش سرد (شب‌نم حاصل از میعان با خاکستر ترکیب می‌شود و باعث گرفتگی مسیر و خوردگی می‌شود)، ایده‌آل می‌سازد. صفحات NF جهت عمر بیشتر و جلوگیری از خوردگی در قسمت سرد، معمولاً از استیل ضخیم‌تری ساخته می‌شود [۳۴].



شکل ۲-۳۳- انواع مختلف صفحات انتقال حرارت [۳۴]

صفحات انتقال حرارت هنگامی که نقطه شب‌نم آب و اسیدسولفوریک به هم نزدیک شوند، در معرض خوردگی قرار می‌گیرند. افزایش رسوبات اسیدی بستگی به میزان گوگرد در سوخت و مقدار تبدیل SO<sub>2</sub> به SO<sub>3</sub> دارد. با استفاده از لایه‌های بخش سرد از استیل مرغوب‌تر یا پوشیده با لایه‌ای از لعاب، میزان خوردگی را می‌توان کاهش داد [۳۵].

محاسبه عدد رینولدز در صفحات انتقال حرارت مطابق شکل (۲-۳۴) به صورت زیر می‌باشد:

قطر هیدرولیکی در این مقطع با معادله (۲-۴۶) محاسبه می‌شود [۳۶]:

$$D_h = \frac{2d}{chanAR + \phi \left( \frac{2}{BR} - 1 \right)} \quad (2-112)$$

1 - double undulated

2 - notched flat

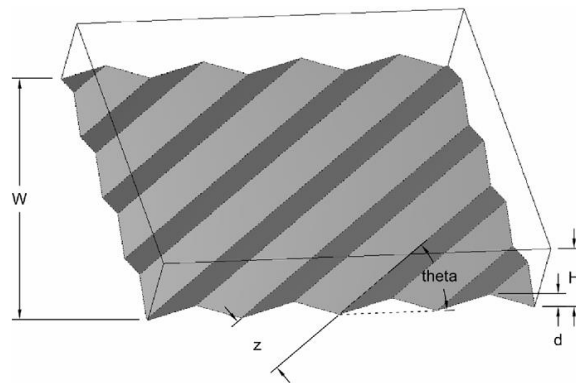
$\phi$  مطابق رابطه زیر محاسبه می‌شود [۳۶]:

$$\phi = \left(1 + 4(\text{corAR})^2\right)^{0.5} \quad (2-113)$$

BR : blockage ratio =  $d/H$  [37]

Cor AR : corrugation aspect ratio =  $d/z$  [38]

Chan AR : channel aspect ratio =  $H/W$



شکل ۲-۳۴- بخشی از یک صفحه انتقال حرارت [۱۹]

با توجه به بررسی‌های ولاسوگیانس<sup>۱</sup> و گروهش [۳۹] جریان در صفحات انتقال حرارت صنعتی برای  $Re \geq 650$  آشفته می‌شود. ژانگ<sup>۲</sup> و همکارانش [۴۰] و متوالی و منگلیک<sup>۳</sup> [۴۱] در صفحات انتقال حرارت موجدار، عدد رینولدز بین ۱۰ تا ۱۰۰۰ را به عنوان جریان آرام در نظر گرفتند. شیخ اسمائیل<sup>۴</sup> و همکارانش [۴۲] برای  $Re \geq 2000$  مدل  $k - \epsilon$  جریان آشفته را به کار برده‌اند.

1 - Vlasogiannis

2 - Zhang

3 - Metwally and Manglik

4 - Sheik Ismail

## فصل سوم:

# مدل سازی و بررسی عددی انتقال حرارت ژانگستروم

### ۳-۱- مقدمه

با توجه به بزرگی ابعاد مبدل ژانگستروم، طراحی و ساخت مبدل، جهت بررسی عملکرد آن مستلزم صرف هزینه‌های بالا می‌باشد. با توجه به پیچیدگی‌های این نوع مبدل، بررسی عددی جهت انجام محاسبات مربوط به طراحی روشی قابل قبول می‌باشد. در این فصل با توجه به تقارن موجود در هندسه صفحات انتقال حرارت قسمتی از آن مدل شده و انتقال حرارت، سرعت چرخشی و تغییرات ابعادی در آن مورد بررسی قرار گرفته است.

### ۳-۲- نحوه عملکرد ژانگستروم

ژانگستروم با مشخصه‌های موجود در جداول (۳-۱) و (۳-۲) در نیروگاه مشهد به منظور پیش گرم کردن هوای ورودی به بویلر مورد استفاده قرار گرفته است. دمای جریان‌های سرد و گرم ژانگستروم در شکل (۳-۱) نشان داده شده است. مطابق شکل مشاهده می‌شود در تناوب گرم، با ورود دود داغ به مبدل، حرارت از دود به صفحات منتقل شده، در نتیجه صفحات گرم می‌شوند و دود خنک شده و با دمای  $175^{\circ}\text{C}$  خارج می‌شود و به سمت دودکش می‌رود؛ در تناوب سرد هوا وارد مبدل شده و گرما از

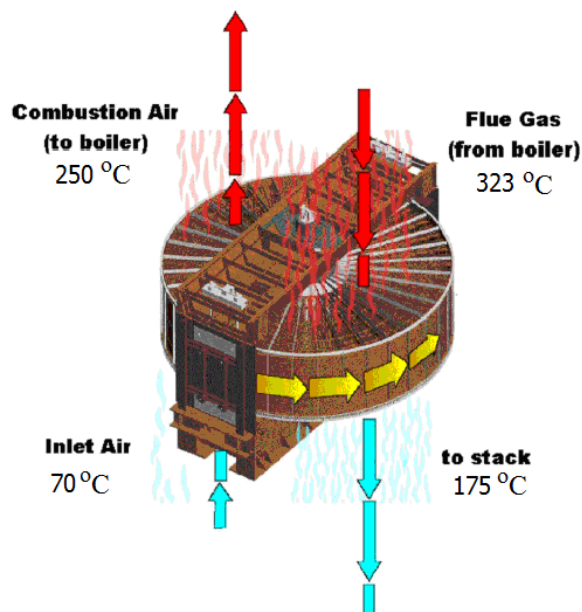
صفحات به هوا انتقال می یابد، هوا گرم و صفحات خنک می شود. هوای گرم با دمای  $250^{\circ}\text{C}$  مبدل را ترک می کند و به سمت بویلر می رود.

جدول ۳-۱- داده های مربوط به ژانگستروم [۴۳]

$\rho_{matrix} (kg/m^3)$	۷۸۰۳
$c_{p,matrix} (kj/kg.k)$	۰/۵۱۰۵
$k_{matrix} (w/m.k)$	۵۳/۲
$\beta(m^2/m^3)$	۶۳۴
$\omega(rpm)$	۲/۷
$D_i(m)$	۰/۹
$D_o(m)$	۵
$H(m)$	۱
$t(mm)$	۰/۶

جدول ۳-۲- ویژگی های سیال [۴۳]

	هوا	دود
$\dot{m}(kg/s)$	۳۸/۷۴	۴۶/۰۴
$T_i(^{\circ}\text{C})$	۷۰	۳۲۳
$T_o(^{\circ}\text{C})$	۲۵۰	۱۷۵
$\rho(kg/m^3)$	۰/۷۷۴۵	۰/۶۷۰۳
$k(w/m.k)$	۰/۰۰۳۶۶	۰/۰۰۳۹۸
$C_p(kj/kg.k)$	۱/۰۰۵	۱/۱۳۵
$\mu(kg/m.s)$	$2/511 * 10^{-5}$	$2/674 * 10^{-5}$



شکل ۳-۱- پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم [۴۳] و [۴۴]

### ۳-۳- مقایسه شرایط عملکرد ژانگستروم در حل عددی و تجربی

اگر دمای هوای خروجی به دمای ورودی دود برسد ( یعنی در بازدهی ۱۰۰٪ ):

$$\dot{m}c_p \Delta T)_{steam} = \dot{m}c_p \Delta T)_{air}$$

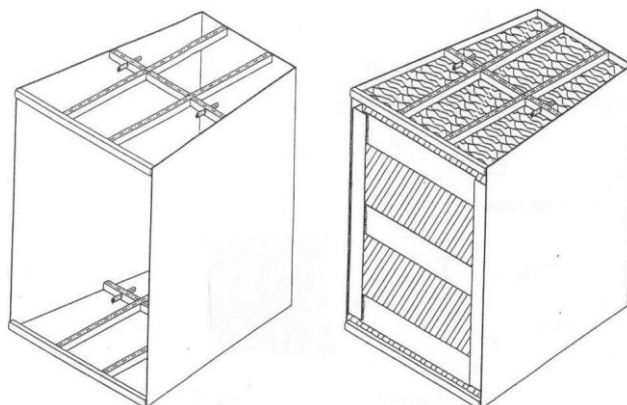
$$46.04 \times 1.135 \times (323 - T) = 38.74 \times 1.005 \times (323 - 70)$$

$$T = 134.5^\circ C$$

در نتیجه دمای خروجی دود در بهترین حالت ۱۳۴/۵ درجه سانتیگراد می‌باشد.

همان‌طور که قبلاً اشاره شد ژانگستروم مطابق شکل (۳-۲) دارای محفظه‌هایی<sup>۱</sup> می‌باشد که صفحات انتقال حرارت در آن تعبیه شده است.

1 - basket



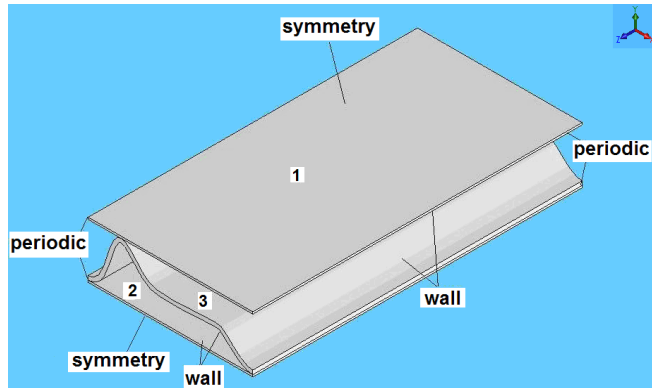
شکل ۳-۲- محفظه های قرارگیری صفحات انتقال حرارت [۴۵]

مدل مورد بررسی مطابق شکل (۳-۳) شامل بخشی از صفحات انتقال حرارت می‌باشد (قسمت جامد مدل) و بخش دیگر مطابق شکل (۳-۴) ناحیه سیال مدل است. ناحیه سیال شامل سه حجم می‌باشد. ایجاد چنین مدلی جهت در نظر گرفتن جزئیات هندسه صفحه انتقال حرارت می‌باشد که در ادامه این فصل بررسی می‌شود. مدل مورد بررسی شامل سیال و جامد به طور همزمان می‌باشد. این مدل یک بار برای ورود هوا و بار دیگر برای ورود دود در نظر گرفته شده است. جهت تحلیل و بررسی‌های مورد نظر، فرضیاتی به شرح زیر در نظر گرفته می‌شود:

- ۱- هندسه صفحات در قسمت سرد و گرم یکسان می‌باشد.
- ۲- تحلیل بر مبنای مقادیر میانگین است، بنابراین سرعت‌ها و خواص فیزیکی هر دو سیال و متریال دیوارهای ماتریس ثابت می‌باشد.
- ۳- هیچ نشستی در اثر وجود سیال محبوس شده در مسیر، هنگام تغییر از سیال گرم به سرد و بالعکس، در هنگام چرخش ماتریس اتفاق نمی‌افتد.
- ۴- چشمه یا چاه انرژی گرمایی در دیواره‌ها یا درون سیال وجود ندارد.
- ۵- تغییر فاز در بازیاب اتفاق نمی‌افتد.
- ۶- سرعت و دمای هر دو سیال در مقطع ورودی یکنواخت و نسبت به زمان ثابت می‌باشد.
- ۷- هیچ گونه نشستی به دلیل اختلاف فشار دو سیال اتفاق نمی‌افتد.

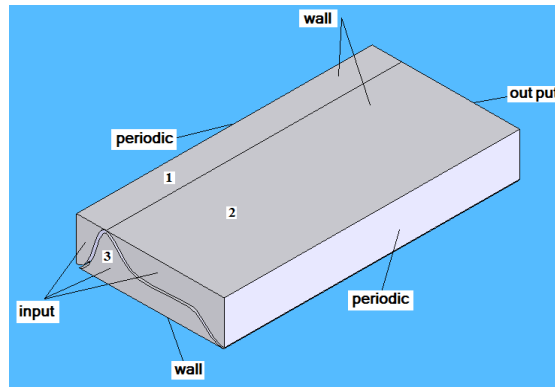
بخش جامد مدل:





شکل ۳-۳- بخشی از صفحه انتقال حرارت NF به عنوان مدل جامد

بخش سیال مدل:



شکل ۳-۴- مدل سیال

معادله پیوستگی:

$$\vec{\nabla} \cdot \vec{V} = 0 \quad (۱-۳)$$

معادله مومنتوم:

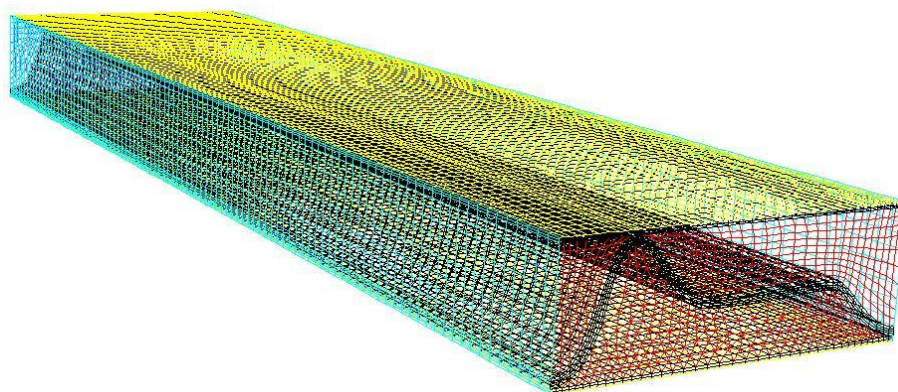
$$\frac{D\vec{V}}{Dt} = -\vec{\nabla}P + \mu \vec{\nabla}^2 \vec{V} \quad (۲-۳)$$

معادله انرژی:

$$\rho C_p \left( \frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} \right) = K \left( \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (۳-۳)$$

در شکل (۳-۵) مدل جامد و سیال به طور همزمان مش‌بندی شده‌اند. نزدیک دیواره‌ها با توجه به ایجاد لایه مرزی، مش‌های کوچکتری را شامل می‌شوند و در راستای طولی مدل مش‌ها بزرگتر می-

باشند. حجم‌های ۱ و ۲ سیال دارای مش کوبیک می‌باشند، تا بتوان شرط پریودیک را برای دیواره‌های مربوطه ایجاد کرد و حجم ۳ دارای مش مثلثی می‌باشد (به دلیل ناهمگونی حجم ۳، این نوع مش-بندی پیشنهاد می‌شود).

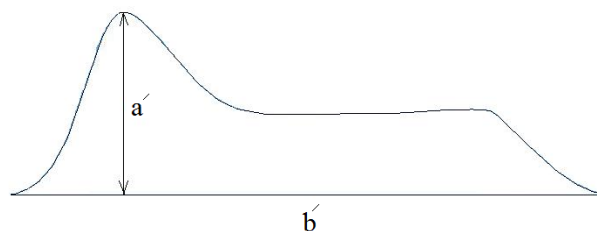


شکل ۳-۵- مدل مش بندی شده (جامد و سیال)

محاسبه عدد رینولدز:

$$Re = \frac{\rho v D_h}{\mu} \quad (۳-۶)$$

هندسه‌ای که در اینجا مورد بررسی قرار داده شده است مطابق شکل (۳-۶) می‌باشد:



شکل ۳-۶- مقطع عرضی کانال عبور سیال

$$z=25 \text{ mm} \quad d=8 \text{ mm} \quad A=79.66 \text{ mm}^2 \quad P=56.88 \text{ mm}$$

قطر هیدرولیکی به صورت زیر به دست می‌آید:

$$D_h = \frac{4A}{P} = \frac{4 * 79.66}{56.88} * 10^{-3} = 5.6 * 10^{-3}$$

$$Re = \frac{\rho \bar{v} D_h}{\mu} = \frac{0.7745 * 5.3 * 5.6 * 10^{-3}}{2.511 * 10^{-5}} = 916$$

در نتیجه

$$900 \leq Re \leq 2100$$

با توجه به مقدار به دست آمده برای عدد رینولدز در مدل مورد نظر، جریان آرام می باشد [۴۶].

شرایط جریان: آرام - ناپایدار - تراکم ناپذیر.

با در نظر گرفتن شرایط جریان و اعمال شرایط مرزی مطابق شکل های (۳-۳) و (۴-۳)، انتقال حرارت در مدل ارائه شده به کمک نرم افزار فلونت [۴۷] بررسی شده است. سایر شرایط و مشخصه های به کار رفته، در پیوست ۱ موجود می باشد.

### ۳-۳-۱- بررسی میزان انتقال گرما در سطوح مختلف مدل

در شکل (۷-۳) سطوح مختلف، در صفحه انتقال حرارت مورد بررسی نشان داده شده است. نتایج به صورت منحنی های تغییرات دمایی در صفحات انتقال حرارت، در فصل چهار ارائه شده است.

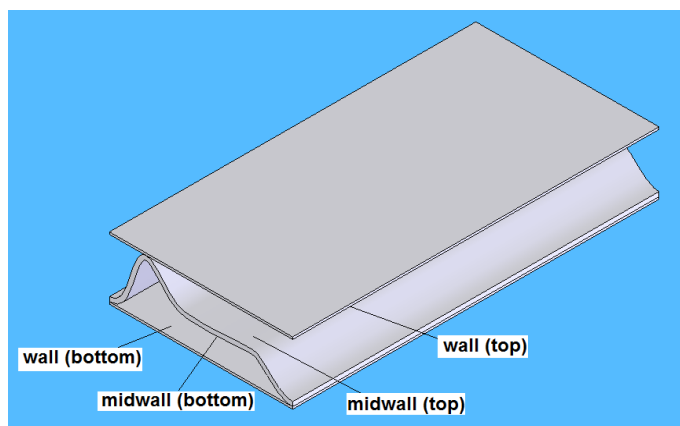
### ۳-۳-۲- بررسی دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی

در اینجا با در نظر گرفتن مدل ارائه شده در بالا، تغییرات دمای خروجی هوا و دود در سرعت های مختلف ژانگستروم بررسی شده است. سرعت چرخشی تا ۷/۵ rpm در نظر گرفته شده است. نتایج به صورت منحنی های دما بر حسب سرعت چرخشی در فصل بعد ارائه شده است.

### ۳-۴- بررسی هندسه صفحات انتقال حرارت

در بررسی هندسه صفحات انتقال حرارت واضح است که با افزایش  $\beta$  میزان انتقال حرارت نیز افزایش می یابد. در اینجا با ارائه یک نوع صفحه انتقال حرارت، ضخامت و فاصله بین سطوح در مبدل ژانگستروم بررسی شده است. از آنجایی که در این نوع مبدل انرژی ذخیره شده در صفحات منتقل

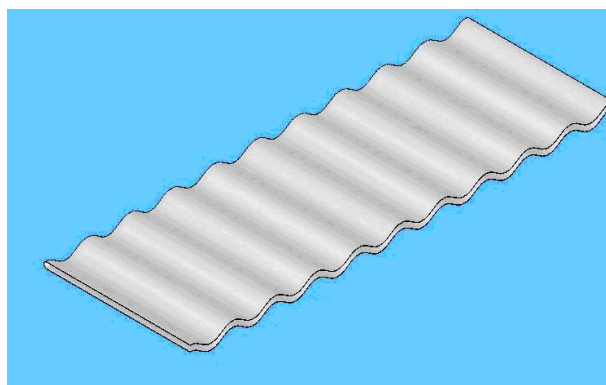
می‌شود بنابراین ضخامت صفحات انتقال حرارت و فاصله قرار گرفتن صفحات باید به گونه‌ای در نظر گرفته شود که بتواند میزان قابل قبولی انرژی ذخیره نماید.



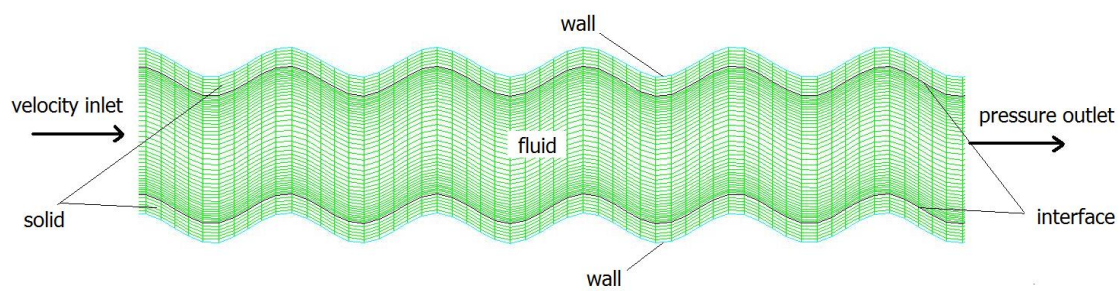
شکل ۳-۷- نمایش سطوح مختلف در مدل جامد

صفحه انتقال حرارت مورد بررسی مطابق شکل (۳-۸) می‌باشد. مدل مورد بررسی دوبعدی می‌باشد و در شکل (۳-۹) به دلیل طولی بودن، بخشی از آن نشان داده شده است. شرایط مرزی اعمال شده در حل مسأله نیز در شکل مشاهده می‌شود.

برای تعیین نوع جریان (آرام یا آشفته) از روابط (۲-۱۱۲) و (۲-۱۱۳) استفاده شده است. با اعمال شرایط مرزی مطابق شکل (۳-۹) و شرایط جریان (تراکم ناپذیر - ناپایدار - آشفته) مسأله بررسی می‌شود. در ابتدا با ثابت گرفتن فاصله بین دو صفحه ( $d=8 \text{ mm}$ ) و تغییر  $t$  و سپس با ثابت در نظر گرفتن ضخامت ( $t=0.6 \text{ mm}$ ) و تغییر  $d$ ، مسأله بررسی شده است.



شکل ۳-۸- صفحات انتقال حرارت موجدار



شکل ۳-۹- قسمتی از مدل مش‌بندی شده با نمایش شرایط مرزی

## فصل چهارم:

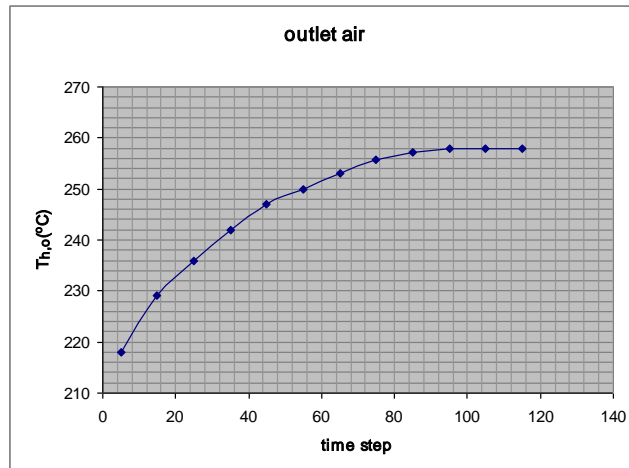
### نتایج حل عددی

#### ۱-۴- مقدمه

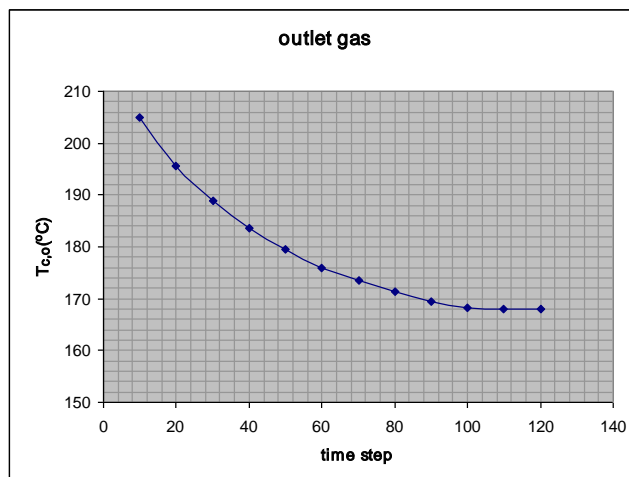
در این فصل نتایج حاصل از حل عددی انتقال حرارت با نمونه واقعی مقایسه شده است. میزان انتقال حرارت در صفحات و افت فشار ایجاد شده در مبدل در هر تناوب نیز نشان داده شده است. بررسی منحنی‌های سرعت چرخشی - دمای خروجی، سرعت چرخشی مناسب را در ژانگستروم مشخص می‌کند. در پایان این فصل، بررسی انتقال حرارت در صفحات موج‌دار با اعمال تغییراتی در ضخامت و فواصل بین صفحات انجام شده و با نتایج حاصل از صفحات NF مقایسه شده است.

#### ۲-۴- بررسی عددی انتقال حرارت

در شکل‌های (۱-۴) و (۲-۴) منحنی تغییرات دمای میانگین خروجی برای هوا و دود در زمان‌های مختلف تا رسیدن به حالت پایدار نشان داده شده است. در منحنی‌های مزبور هر گام زمانی برابر با ۱۱ ثانیه می‌باشد. مطابق شکل‌های (۱-۴) و (۲-۴) مشاهده می‌شود که به ترتیب هوا و دود بعد از ۱۰۰ گام زمانی به حالت پایدار می‌رسد.

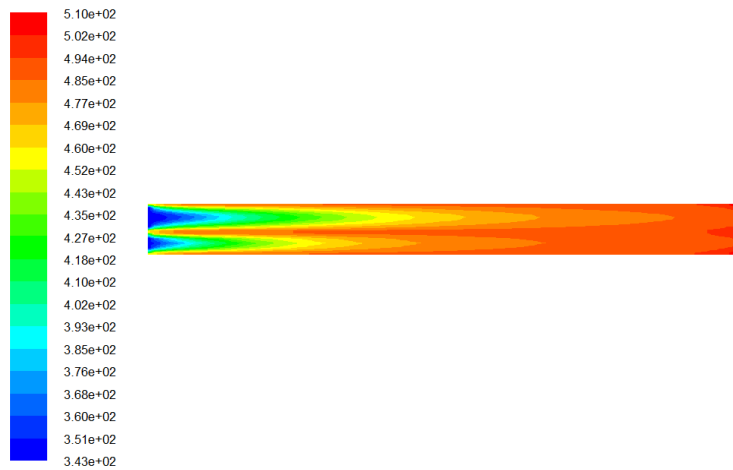


شکل ۴-۱- منحنی تغییرات میانگین دمای خروجی هوا بر حسب زمان

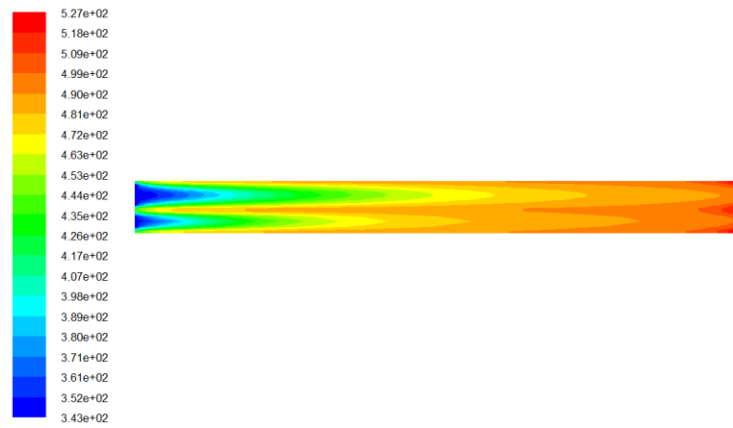


شکل ۴-۲- منحنی تغییرات میانگین دمای خروجی دود بر حسب زمان

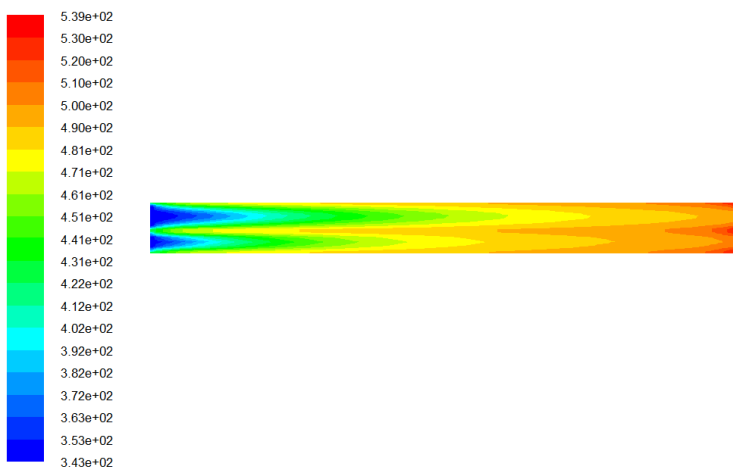
در شکل‌های (۳-۴) تا (۷-۴) ترازهای دمای هوا و در شکل‌های (۸-۴) تا (۱۲-۴) ترازهای دمای دود در مقطع طولی در وسط مدل و در زمان‌های مختلف (شرایط پایدار)، نشان داده شده است. مقطع مورد نظر ترازهای دمای سیال و جامد را به طور همزمان نمایش می‌دهد. مطابق شکل‌های (۳-۴) تا (۷-۴) با گذشت زمان هوا گرم‌تر و جداره‌ها خنک‌تر می‌شوند. تغییرات دما در نزدیکی دیواره‌ها نشان می‌دهد رسانش طولی در مبدل چه تأثیری در عملکرد انتقال حرارت دارد. در ادامه برای روشن‌تر شدن موضوع میزان تغییرات دما در صفحه انتقال حرارت بررسی شده است. به طور مشابه مطابق شکل‌های (۸-۴) تا (۱۲-۴) با گذشت زمان دود سردتر و جداره‌ها گرم‌تر می‌شوند.



شکل ۴-۳- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل برای  $t=55$  s

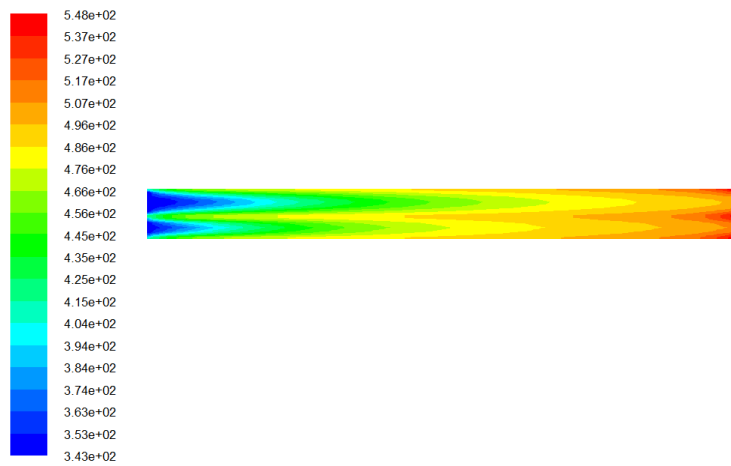


شکل ۴-۴- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=165$  s

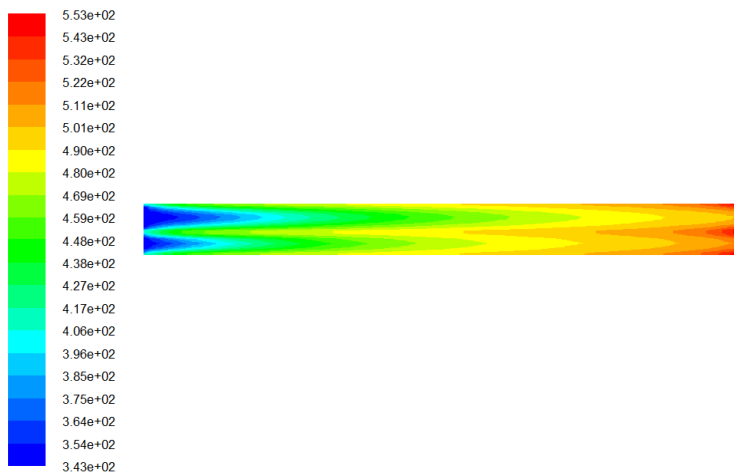


شکل ۴-۵- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=275$  s

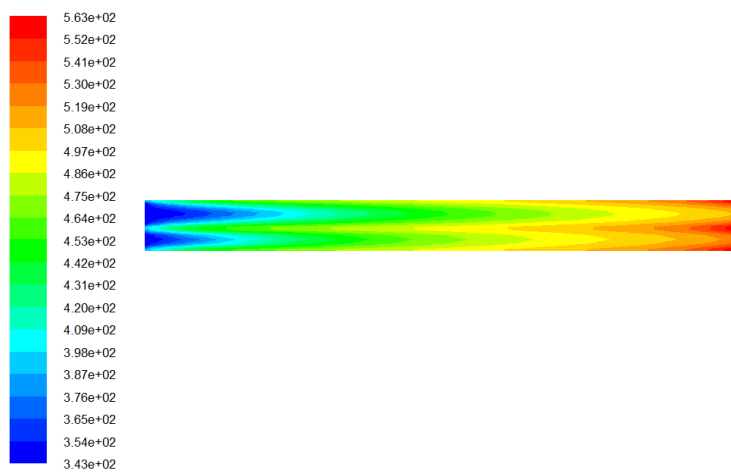




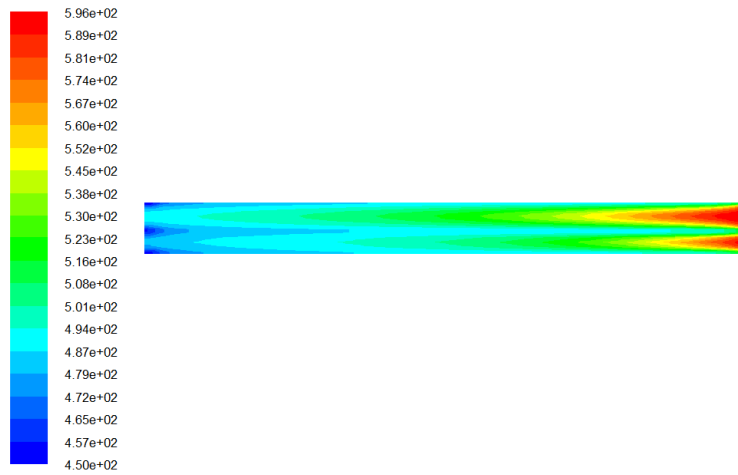
شکل ۴-۶- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=385$  s



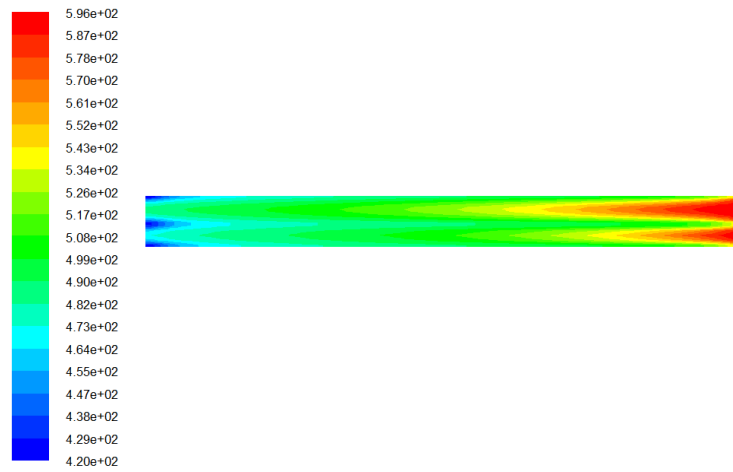
شکل ۴-۷- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=495$  s



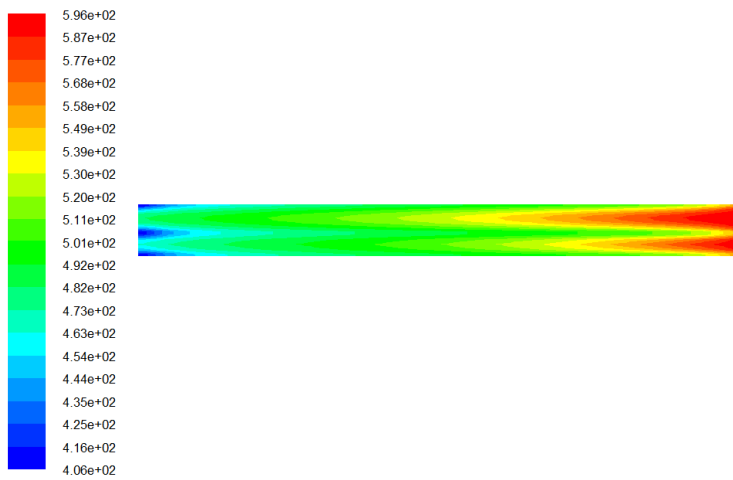
شکل ۴-۸- تراز دمای هوا در مقطع طولی مدل در  $t=825$  s



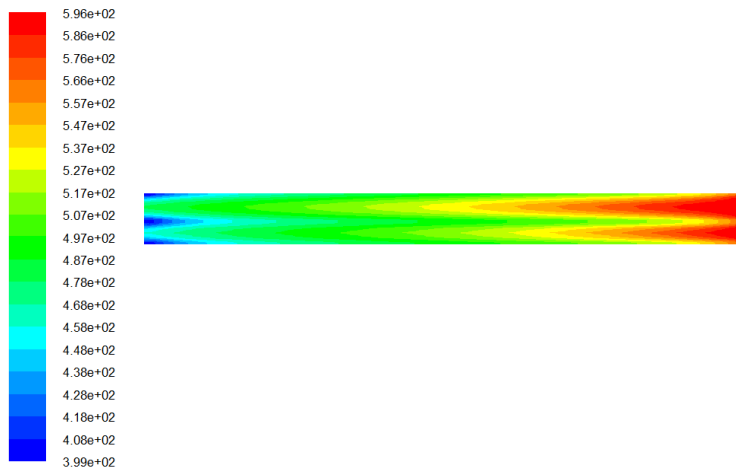
شکل ۴-۹- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=110$  s



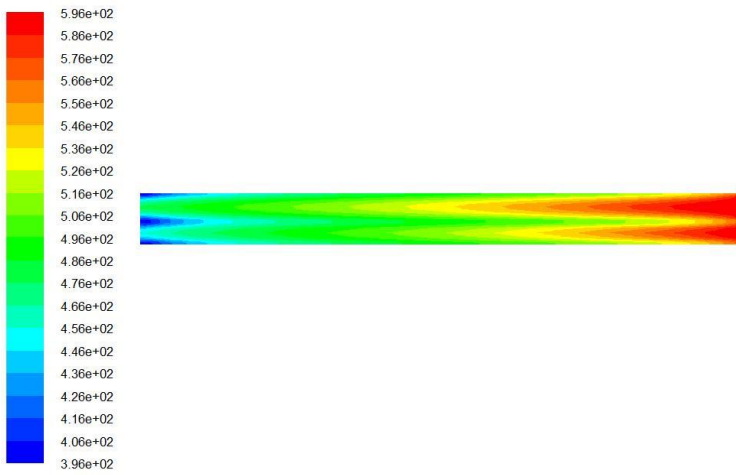
شکل ۴-۱۰- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=330$  s



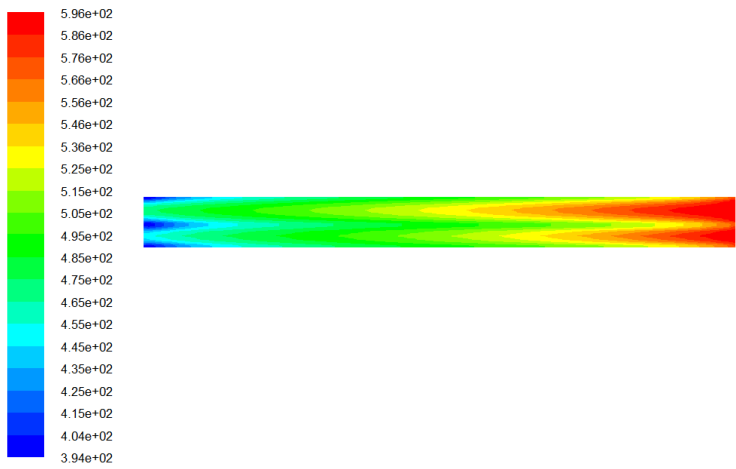
شکل ۴-۱۱- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=550$  s



شکل ۴-۱۲- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=770$  s

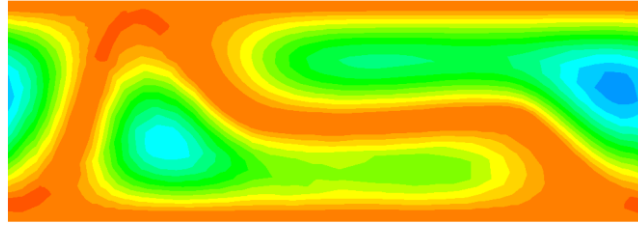


شکل ۴-۱۳- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=880$  s

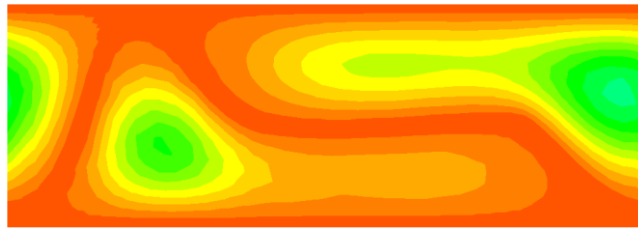


شکل ۴-۱۴- تراز دمای دود در مقطع طولی مدل در  $t=924$  s

در شکل‌های (۴-۱۵) تا (۴-۲۰) ترازهای دما در چند مقطع عرضی مدل برای هوا و در شکل‌های (۴-۲۱) تا (۴-۲۶) برای دود مشاهده می‌شود.



Z=0.2 m



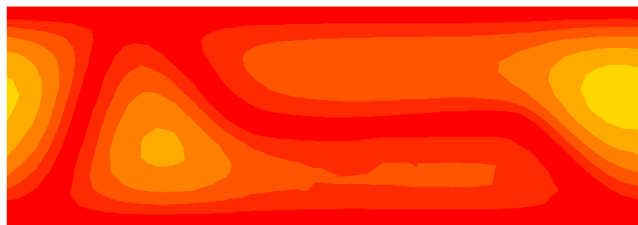
Z=0.4 m



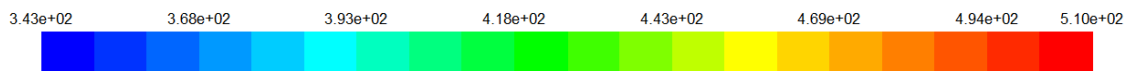
Z=0.6 m



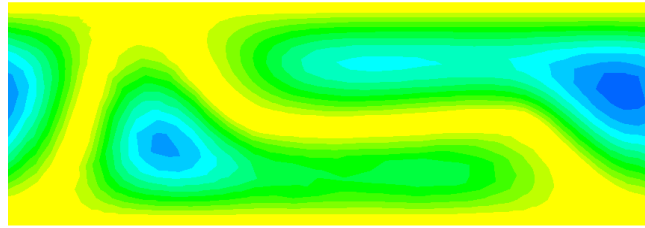
Z=0.8 m



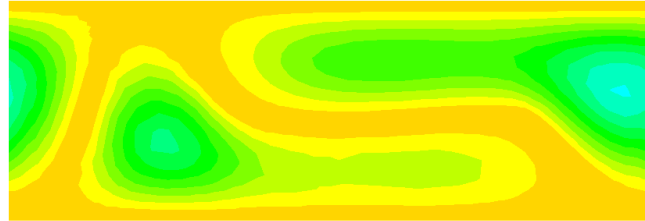
Z=1 m



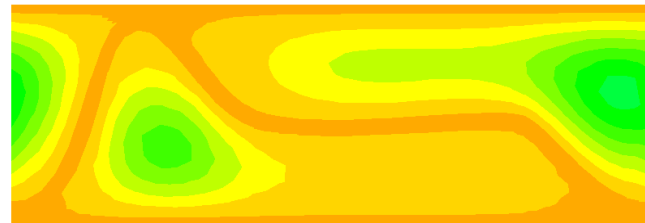
شکل ۴-۱۵ - ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در t=55 s



Z=0.2 m



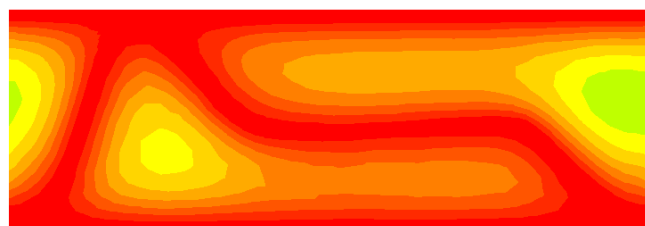
Z=0.4 m



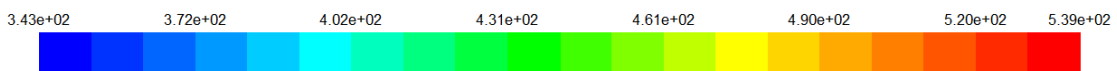
Z=0.6 m



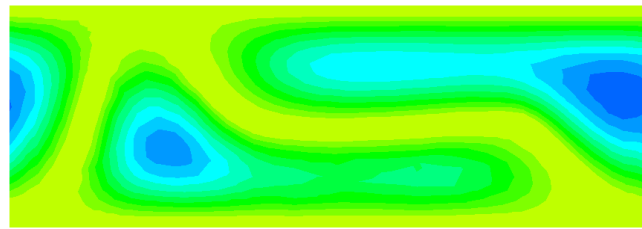
Z=0.8 m



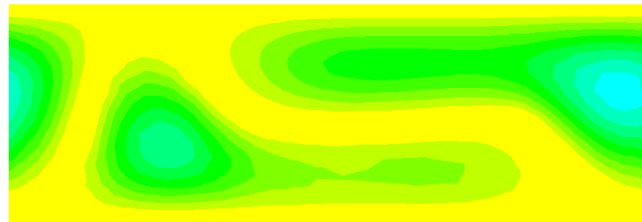
Z=1 m



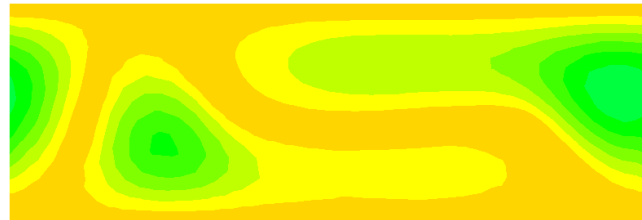
شکل ۴-۱۶- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=275$  s



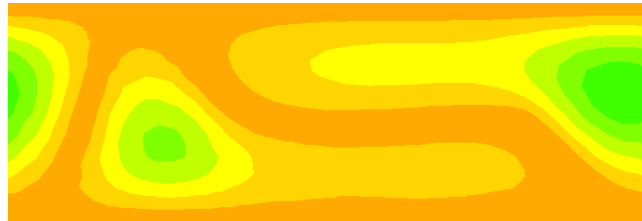
Z=0.2 m



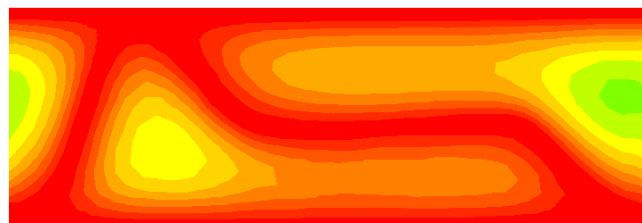
Z=0.4 m



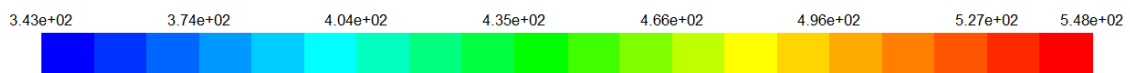
Z=0.6 m



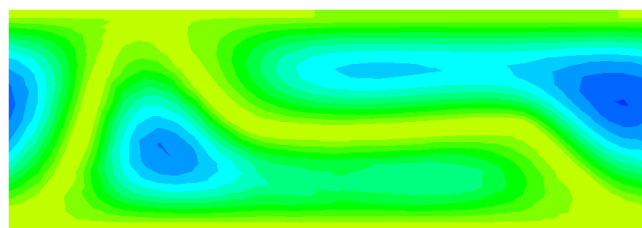
Z=0.8 m



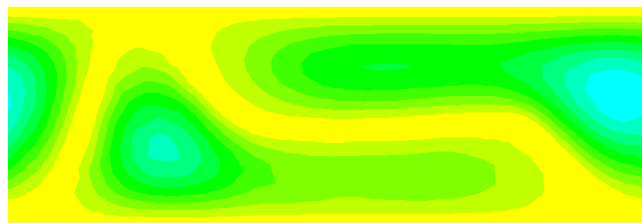
Z=1 m



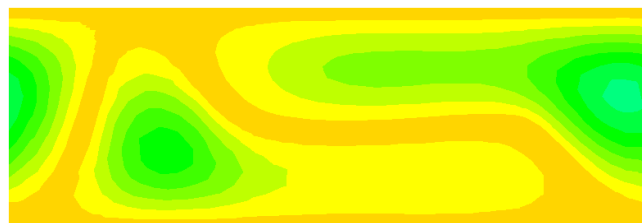
شکل ۴-۱۷- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=385$  s



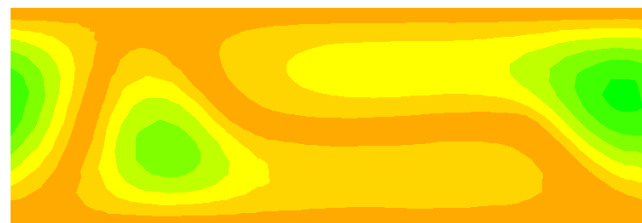
Z=0.2 m



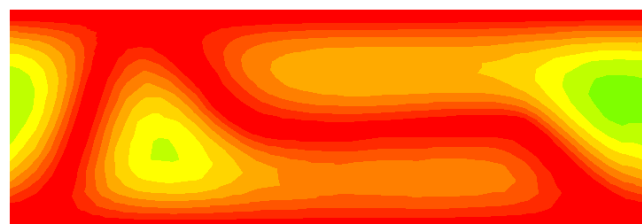
Z=0.4 m



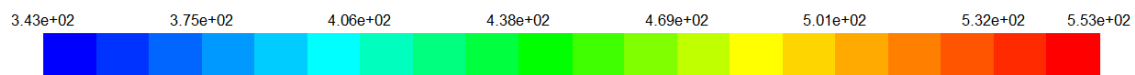
Z=0.6 m



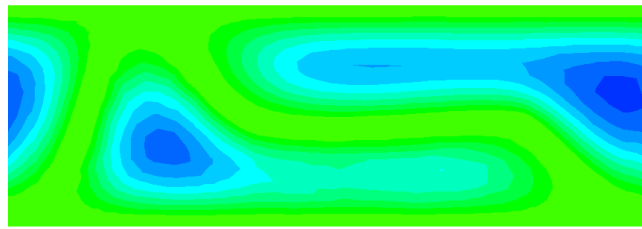
Z=0.8 m



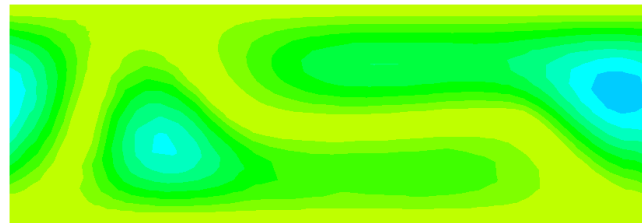
Z=1 m



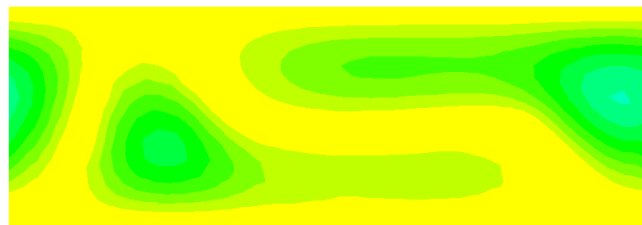
شکل ۴-۱۸- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=495$  s



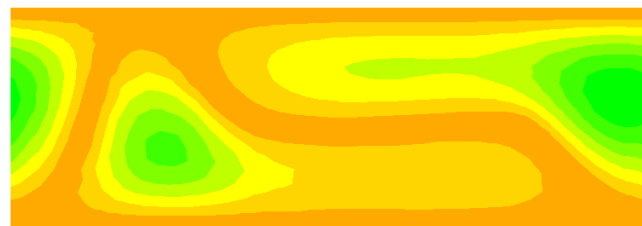
Z=0.2 m



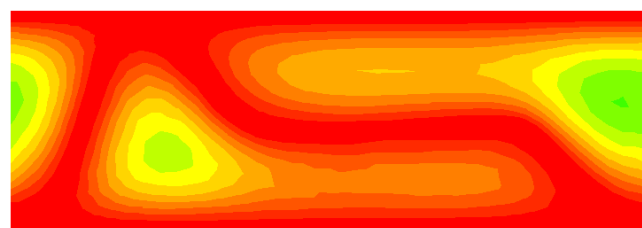
Z=0.4 m



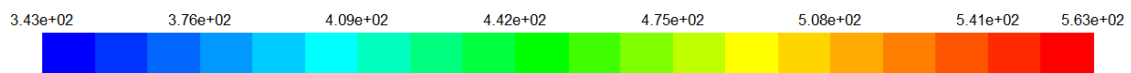
Z=0.6 m



Z=0.8 m

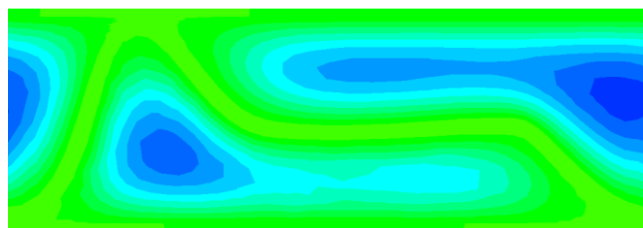


Z=1 m

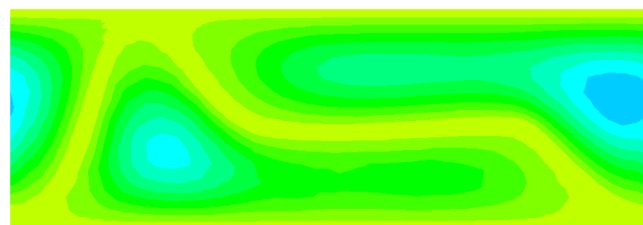


شکل ۴-۱۹- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=825$  s

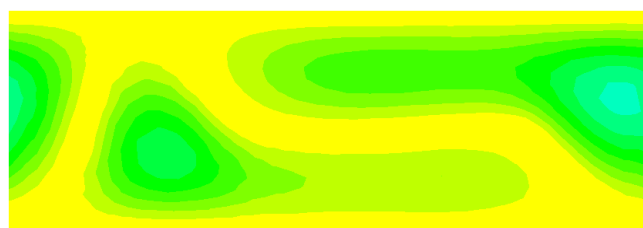




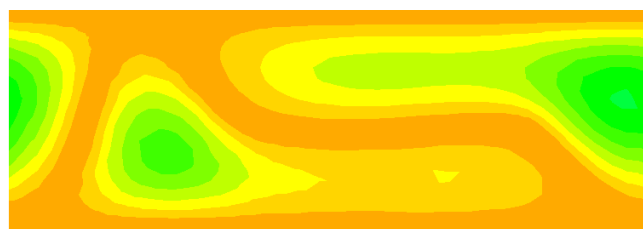
Z=0.2 m



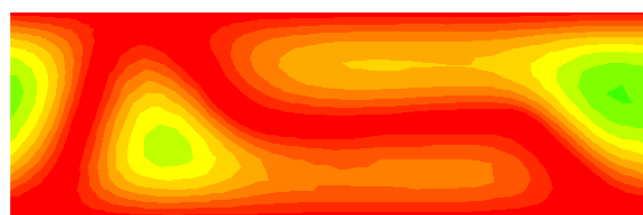
Z=0.4 m



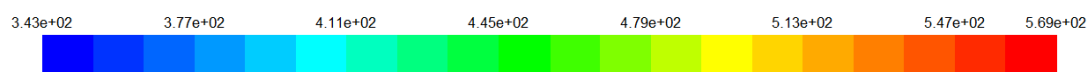
Z=0.6 m



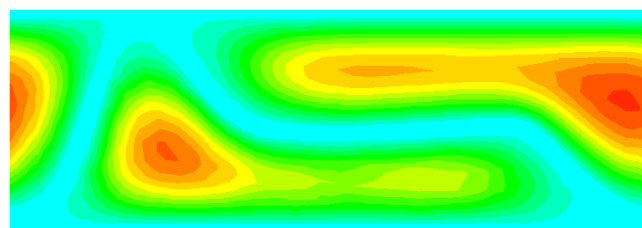
Z=0.8 m



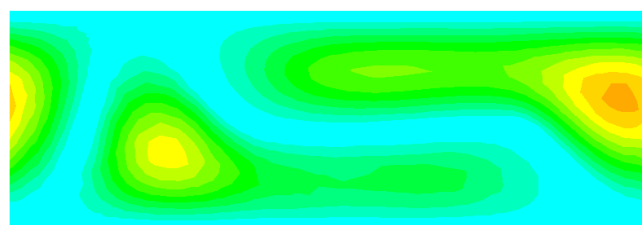
Z=1 m



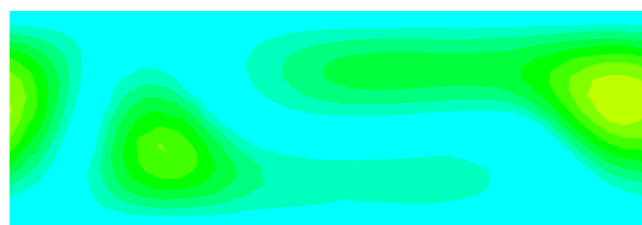
شکل ۴-۲۰- ترازهای دمای هوا در مقطع عرضی مدل در  $t=935$



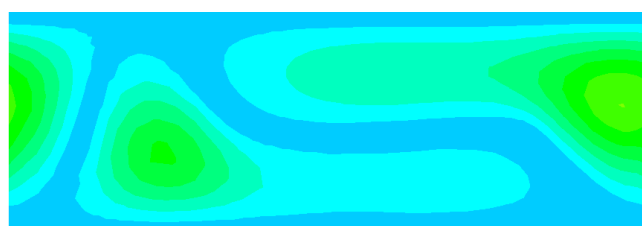
Z=0.2 m



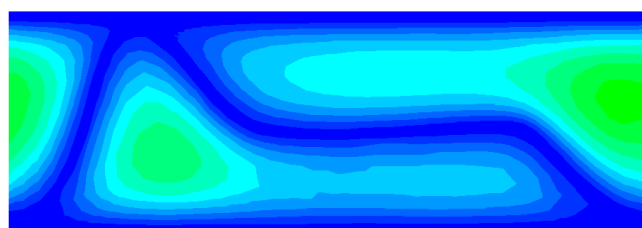
Z=0.4 m



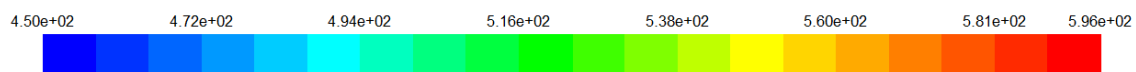
Z=0.6 m



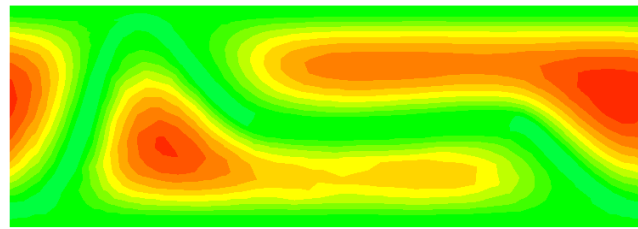
Z=0.8 m



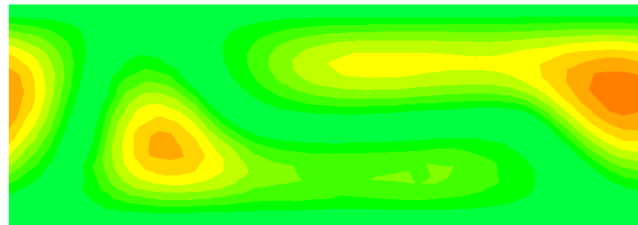
Z=1 m



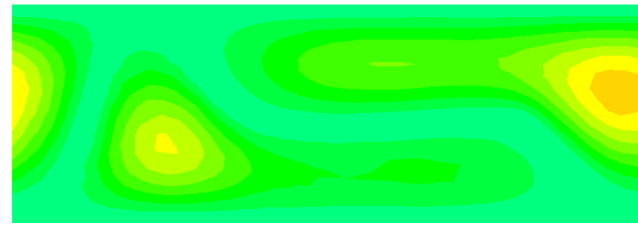
شکل ۴-۲۱- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=110$  s



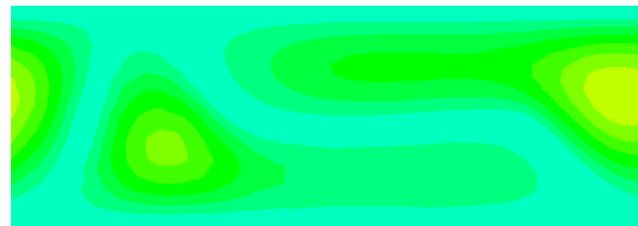
Z=0.2 m



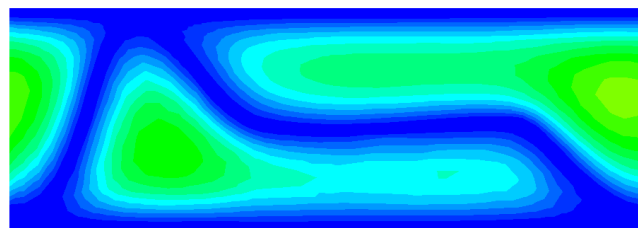
Z=0.4 m



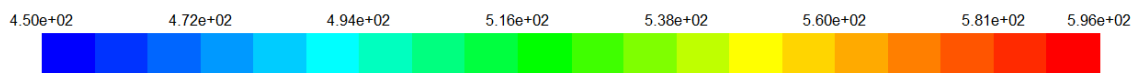
Z=0.6 m



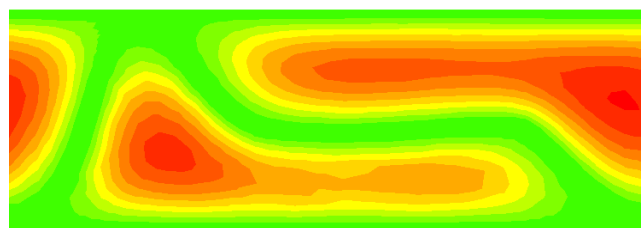
Z=0.8 m



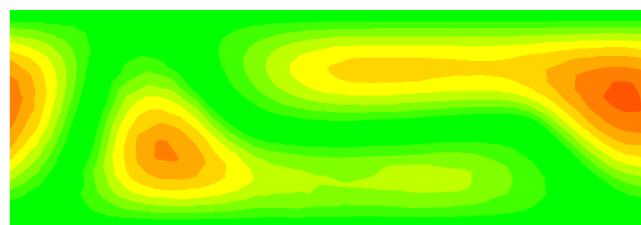
Z=1 m



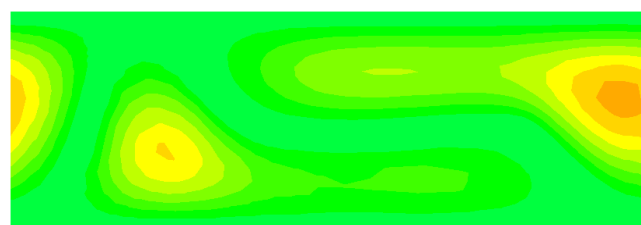
شکل ۴-۲۲- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=330$  s



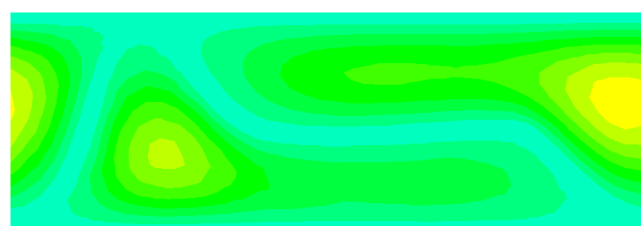
Z=0.2 m



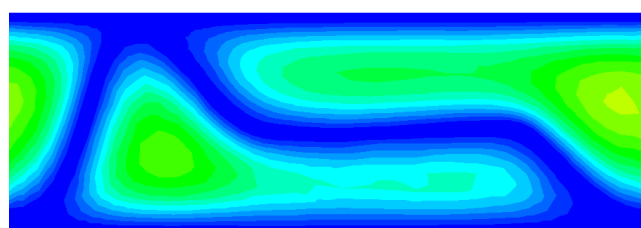
Z=0.4 m



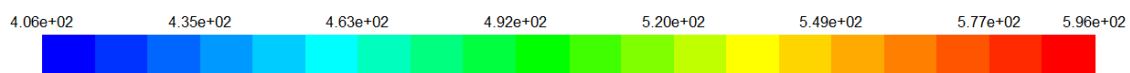
Z=0.6 m



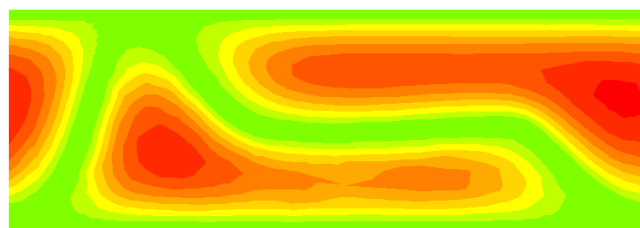
Z=0.8 m



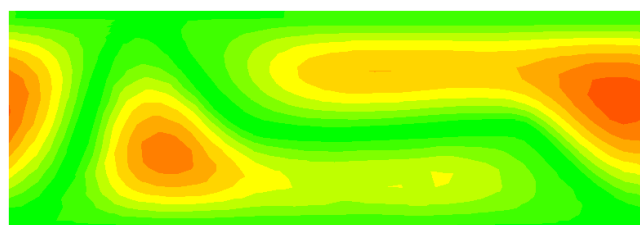
Z=1 m



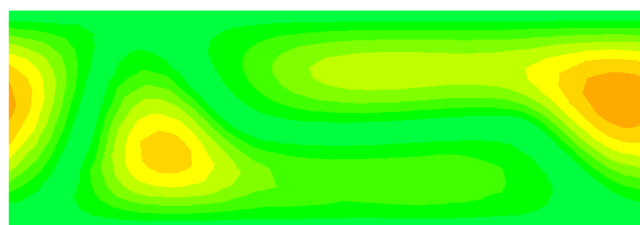
شکل ۴-۲۳- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=550$  s



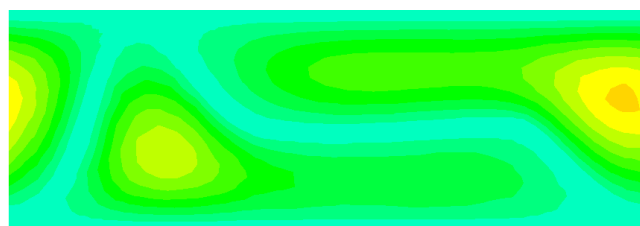
Z=0.2 m



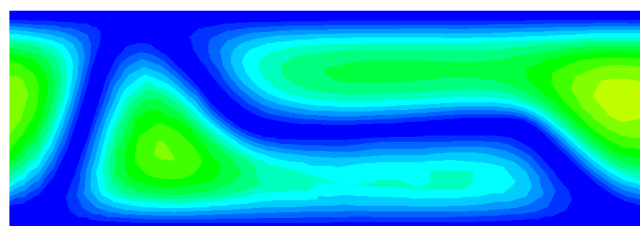
Z=0.4 m



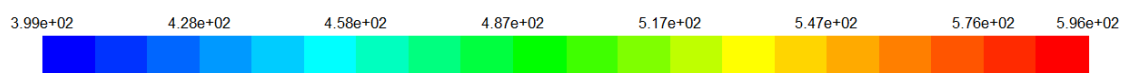
Z=0.6 m



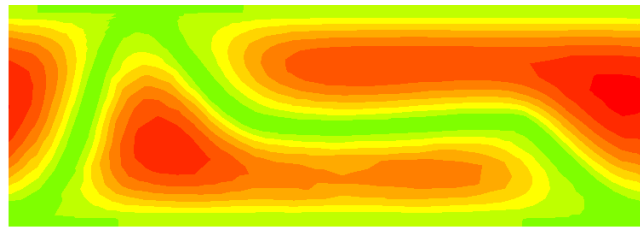
Z=0.8 m



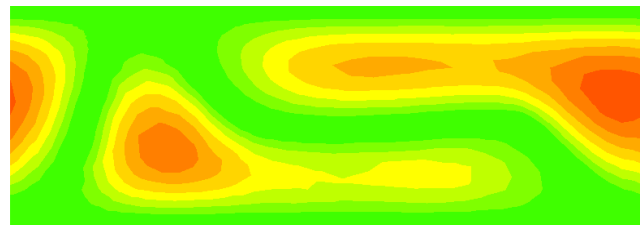
Z=1 m



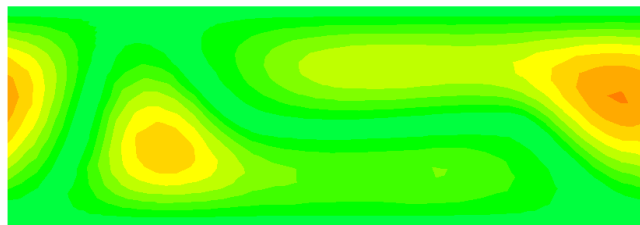
شکل ۴-۲۴- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=770$  s



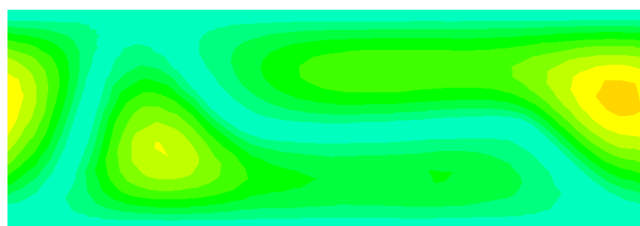
Z=0.2 m



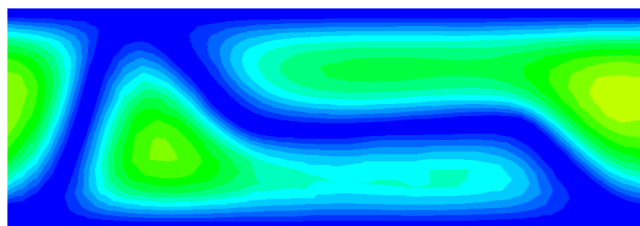
Z=0.4 m



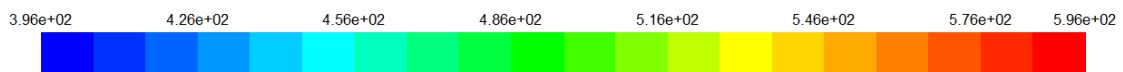
Z=0.6 m



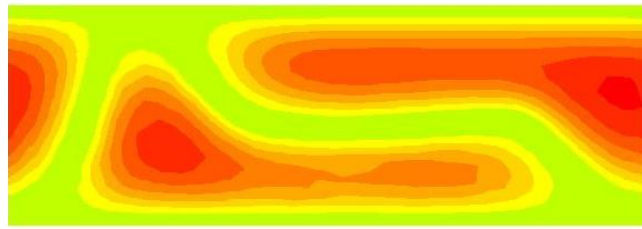
Z=0.8 m



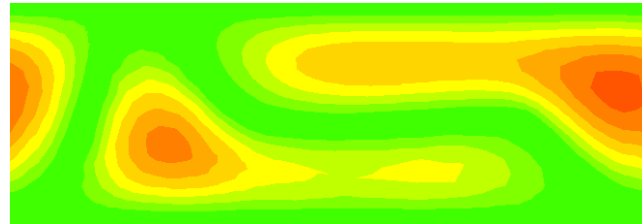
Z=1 m



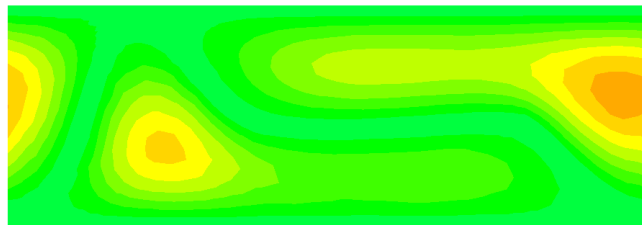
شکل ۴-۲۵- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=880$  s



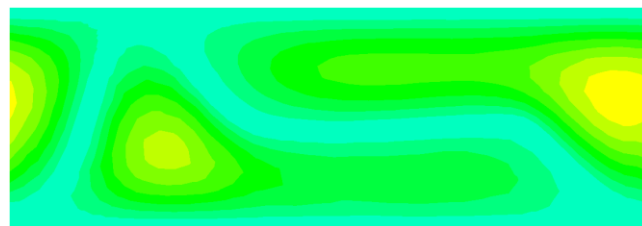
Z=0.2 m



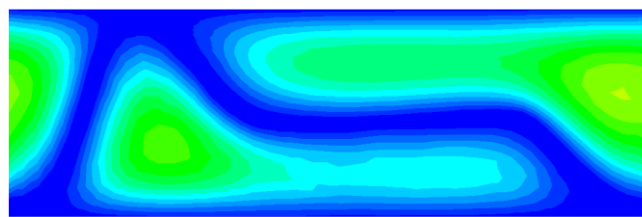
Z=0.4 m



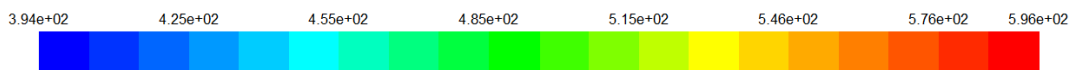
Z=0.6 m



Z=0.8 m



Z=1 m



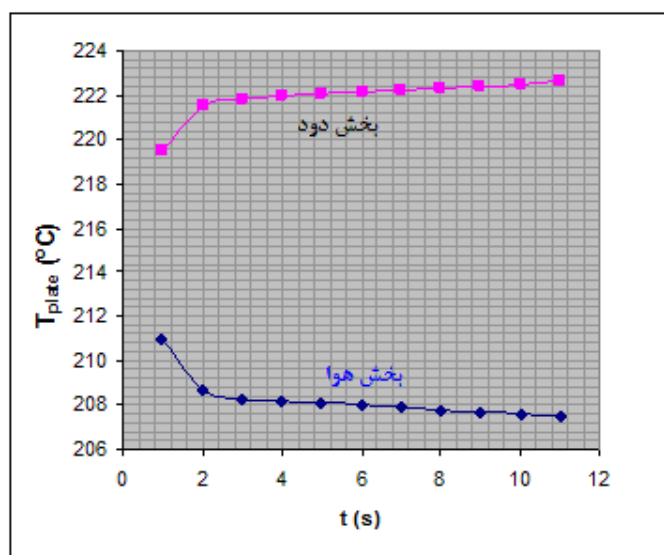
شکل ۴-۲۶- ترازهای دمای دود در مقطع عرضی مدل در  $t=924s$

جدول (۴-۱) مقایسه‌ی دمای خروجی هوا و دود در نمونه واقعی و حل عددی می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که حل عددی به نمونه واقعی نزدیک می‌باشد، بنابراین مدل ارائه شده مدل مناسبی است.

جدول ۴-۱- مقایسه نتایج نمونه واقعی با حل عددی

حل عددی	نمونه واقعی	$T(^{\circ}C)$
۲۵۸	۲۵۰	هوای خروجی
۱۶۸	۱۷۵	دود خروجی
٪۷۴	٪۷۱	بازده

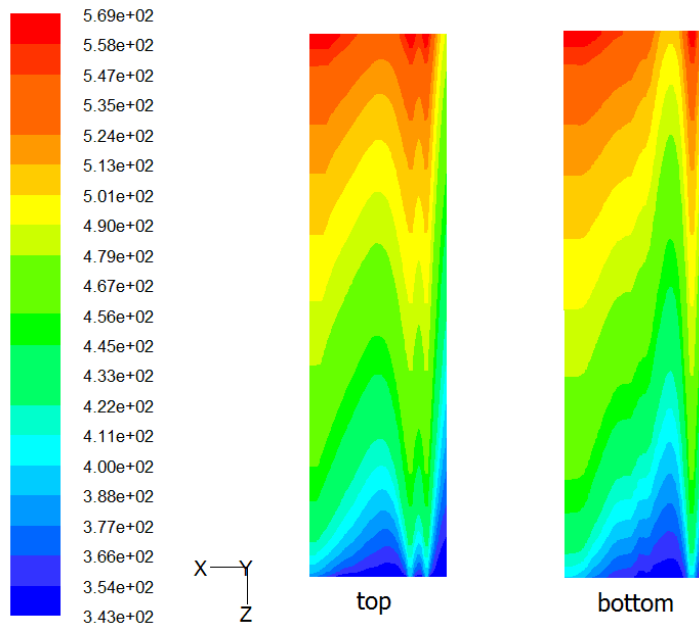
در شکل (۴-۲۷) میانگین دمای سطوح انتقال حرارت در تناوب گرم و سرد نشان داده شده است. مطابق شکل، بعد از دو ثانیه اول تغییرات دما نسبت به زمان به صورت خطی می‌باشد که مطابق با نتایج به دست آمده توسط مانت [۳۱]، شکل (۲-۲۹) می‌باشد.



شکل ۴-۲۷ منحنی میانگین دمای صفحات بر حسب زمان در حالت پایدار

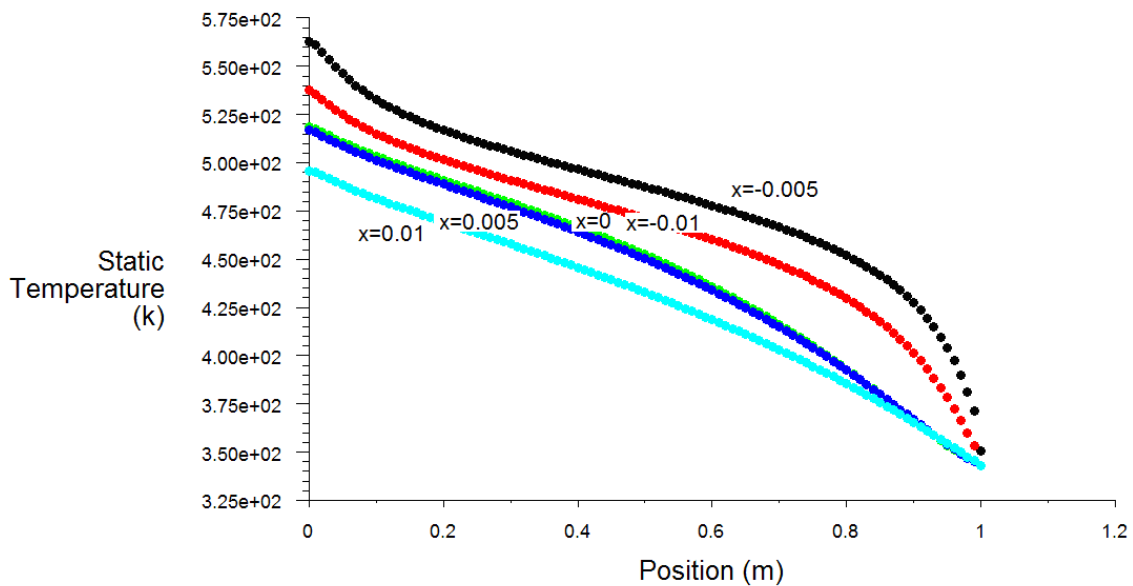
ترازهای دمای صفحات انتقال حرارت در تناوب سرد (جریان هوا)، در شکل (۴-۲۸) نشان داده شده است.





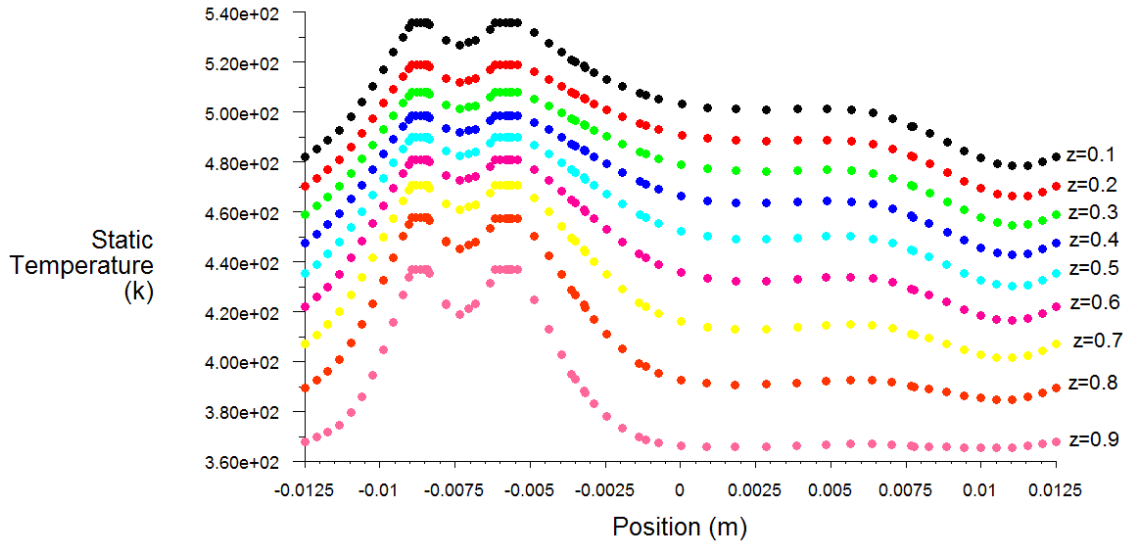
شکل ۴-۲۸- ترازهای دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد

مطابق شکل (۴-۲۹) مشاهده می‌شود که تغییرات دما در راستای محور Z (طول ژانگستروم) خطی می‌باشد که بر اساس نتایج به دست آمده توسط مانت [۳۱] نشان دهنده خطی بودن رسانش طولی در صفحه انتقال حرارت می‌باشد.



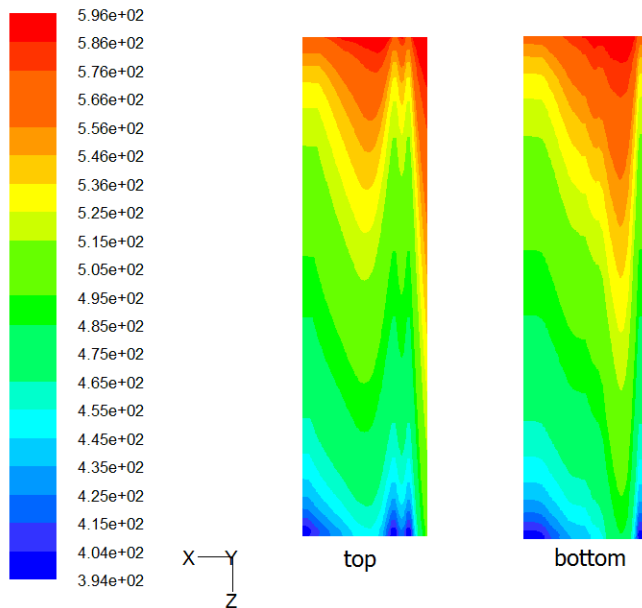
شکل ۴-۲۹- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد در جهت Z (بررسی رسانش طولی)

مانت [۳۱] نشان داده است که میزان رسانش عرضی در صفحه انتقال حرارت قابل صرف نظر کردن است. با توجه به شکل (۴-۳۰) به جز قسمت‌هایی که صفحات به هم بسیار نزدیک یا مماس شده‌اند این موضوع برقرار است.

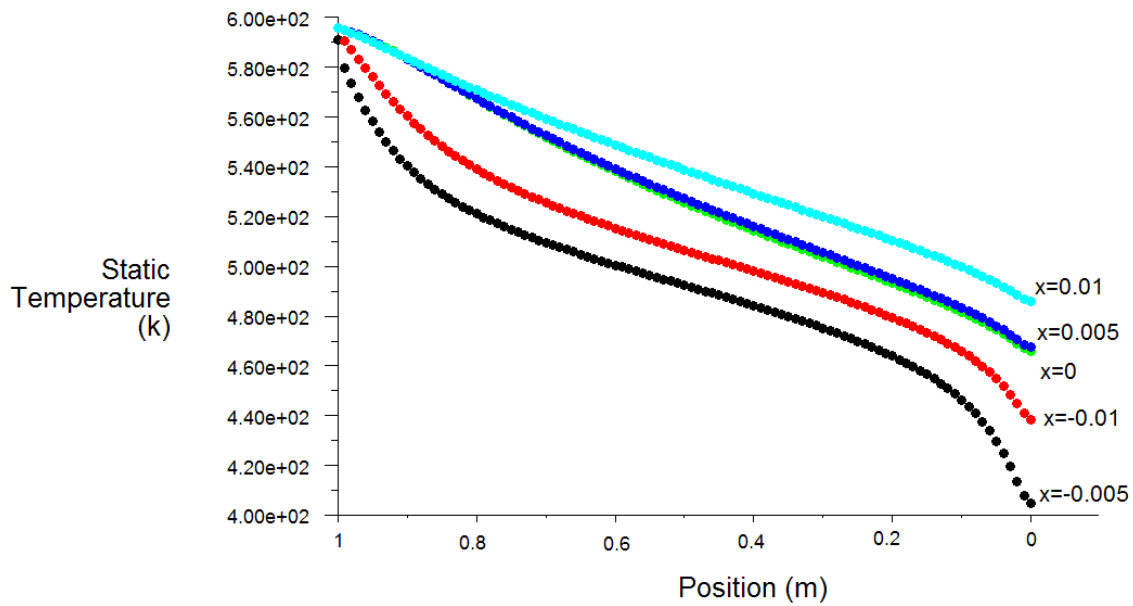


شکل ۴-۳۰- تغییرات دمایی صفحه انتقال حرارت در تناوب سرد در جهت محور X (بررسی رسانش عرضی)

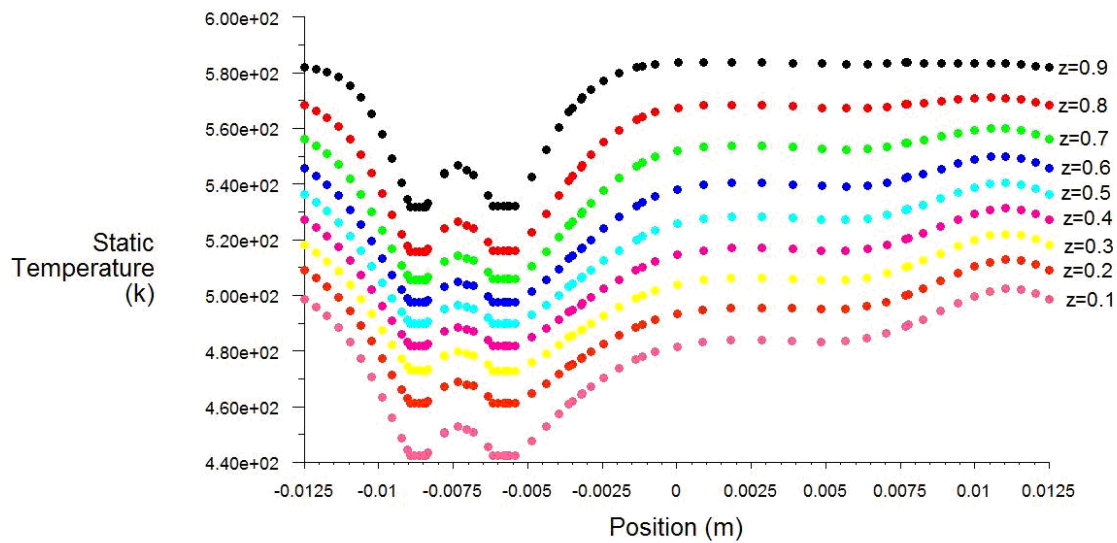
ترازهای دمایی صفحات انتقال در تناوب گرم (جریان دود)، در شکل (۴-۳۱) نشان داده شده است. نتایج گرفته شده در تناوب گرم نیز مشابه تناوب سرد می‌باشد



شکل ۴-۳۱- ترازهای دمایی صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم

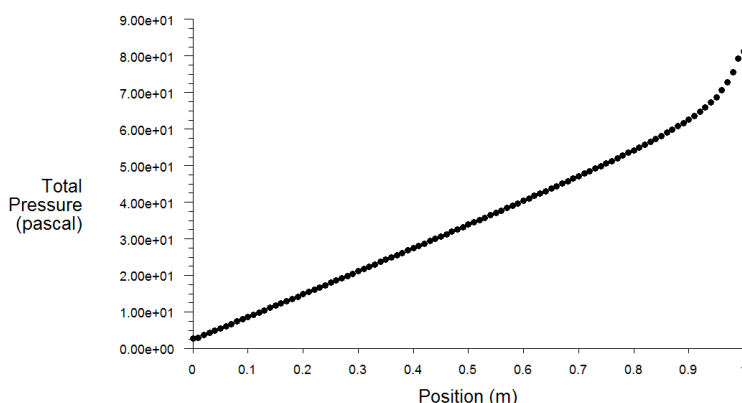


شکل ۴-۳۲- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم در جهت Z (بررسی رسانش طولی)

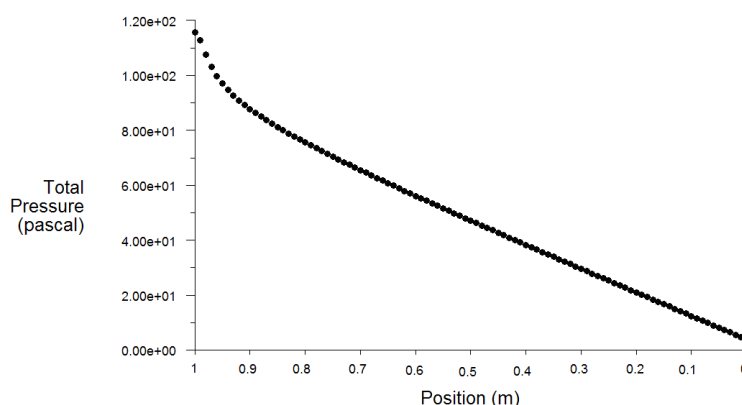


شکل ۴-۳۳- تغییرات دمای صفحه انتقال حرارت در تناوب گرم در جهت محور X (بررسی رسانش عرضی)

در شکل‌های (۴-۳۴) و (۴-۳۵) تغییرات فشار در راستای محور Z (راستای طولی ژانگستروم) در تناوب سرد و گرم نشان داده شده است. مطابق شکل‌ها تغییرات فشار به صورت خطی می‌باشد. میزان افت فشار در هر دو تناوب تقریباً برابر است.



شکل ۴-۳۴- تغییرات فشار نسبی بر حسب ارتفاع ژانگستروم در تناوب سرد

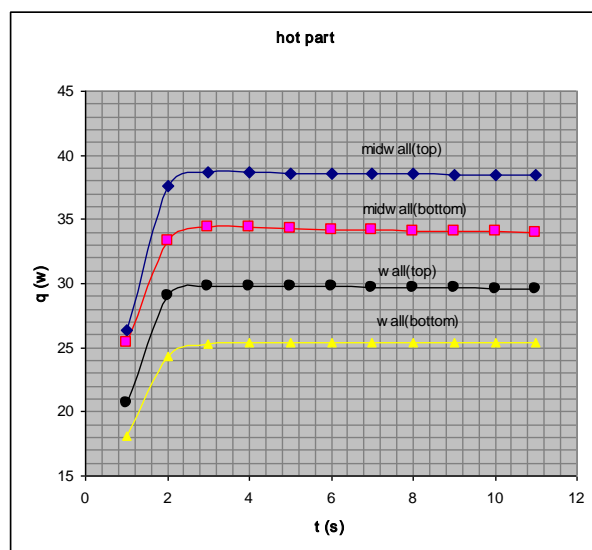


شکل ۴-۳۵- تغییرات فشار نسبی بر حسب ارتفاع ژانگستروم در تناوب گرم

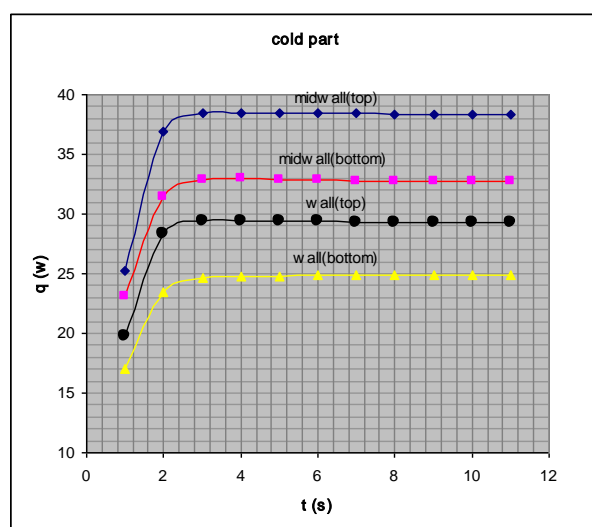
#### ۴-۲-۱- بررسی انتقال گرما در سطوح مختلف مدل

در شکل‌های (۴-۳۶) و (۴-۳۷) میزان انتقال حرارت از سطوح مختلف به ترتیب برای تناوب گرم و سرد نشان داده شده است. جدول (۴-۲) مساحت سطوح انتقال حرارت و میزان حرارت منتقل شده به یا از صفحات را نشان می‌دهد.

مطابق شکل‌های (۴-۳۶) و (۴-۳۷) میزان انتقال حرارت از سطوح بعد از دو ثانیه اول ثابت می‌شود؛ با توجه به هندسه سطوح داده شده در جدول (۴-۲)، کاملاً واضح است که با افزایش مساحت، میزان انتقال حرارت از سطوح نیز افزایش می‌یابد (بخش عمده انتقال حرارت به روش جابجایی صورت می‌گیرد).



شکل ۴-۳۶- منحنی انتقال حرارت از سطوح نشان داده شده در شکل (۷-۳) در تناوب گرم



شکل ۴-۳۷- منحنی انتقال حرارت از سطوح نشان داده شده در شکل (۷-۳) در تناوب سرد

جدول ۴-۲- مساحت و انتقال حرارت در سطوح نشان داده شده در شکل (۷-۳)

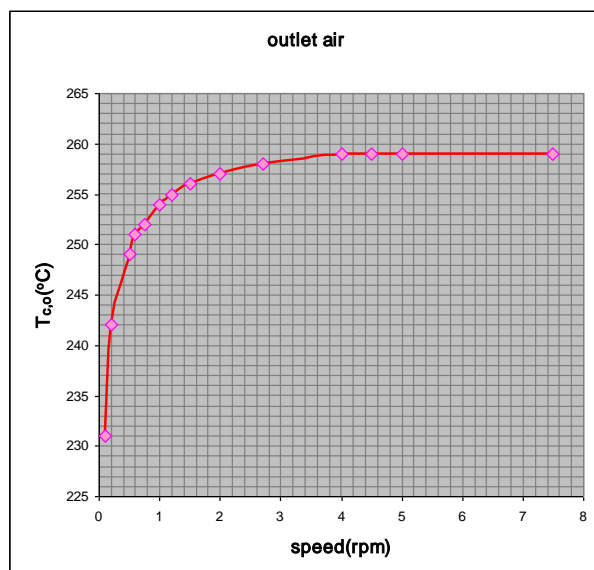
Surface	Heat Flux (w) (cold part)	Heat Flux (w) (hot part)	مساحت (m <sup>2</sup> )
Middle wall (top)	-۳۸/۳۶	۳۸/۴۸	۳۲۳۰۵/۴۴
Middle wall (bottom)	-۳۲/۶۸	۳۴/۰۱	۳۲۳۰۵/۷۱
Wall (bottom)	-۲۴/۸۳	۲۵/۳۵	۲۵۰۰۰
Wall (top)	۲۹/۲۳	-۲۹/۵۷	۲۵۰۰۰

## ۴-۲-۲- بررسی دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی

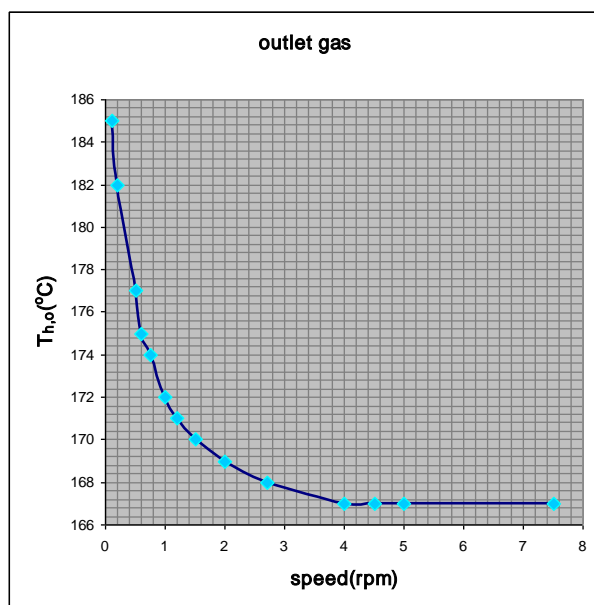
تغییرات دمای خروجی هوا و دود در سرعت‌های مختلف ژانگستروم در جدول (۴-۳) آمده است و منحنی‌های مربوطه برای هوا و دود به ترتیب در شکل‌های (۴-۳۸) و (۴-۳۹) نشان داده شده‌اند. مطابق شکل‌های مذکور مشاهده می‌شود که با افزایش سرعت چرخشی از ۳/۶ دور بر دقیقه مقدار دمای خروجی تغییر نمی‌کند، بنابراین سرعت چرخشی قابل قبول در بازه ۳ تا ۴ دور بر دقیقه می‌باشد. با افزایش دور میزان نشتی دود به هوا و بالعکس افزایش می‌یابد. مقدار واقعی سرعت چرخشی ژانگستروم ۲/۷ دور بر دقیقه است که با توجه به بازه‌ی سرعت‌های به دست آمده، قابل قبول می‌باشد.

جدول ۴-۳- دمای خروجی هوا و دود با تغییر سرعت چرخشی

سرعت چرخشی (rpm)	T(°C)	
	هوا	دود
۰/۱	۲۳۱	۱۸۵
۰/۲	۲۴۲	۱۸۲
۰/۵	۲۴۹	۱۷۷
۰/۶	۲۵۱	۱۷۵
۰/۷۵	۲۵۲	۱۷۴
۱	۲۵۴	۱۷۲
۱/۲	۲۵۵	۱۷۱
۱/۵	۲۵۶	۱۷۰
۲	۲۵۷	۱۶۹
۲/۷	۲۵۸	۱۶۸
۴	۲۵۹	۱۶۷
۴/۵	۲۵۹	۱۶۷
۵	۲۵۹	۱۶۷
۷/۵	۲۵۹	۱۶۷



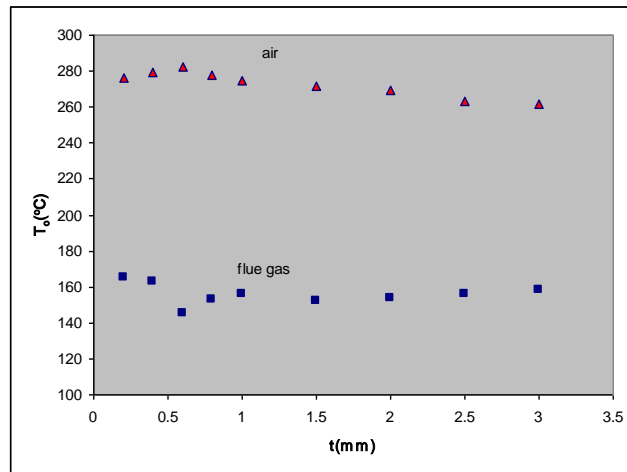
شکل ۴-۳۸- منحنی تغییرات دمای خروجی هوا با تغییر سرعت چرخشی



شکل ۴-۳۹- منحنی تغییرات دمای خروجی دود با تغییر سرعت چرخشی

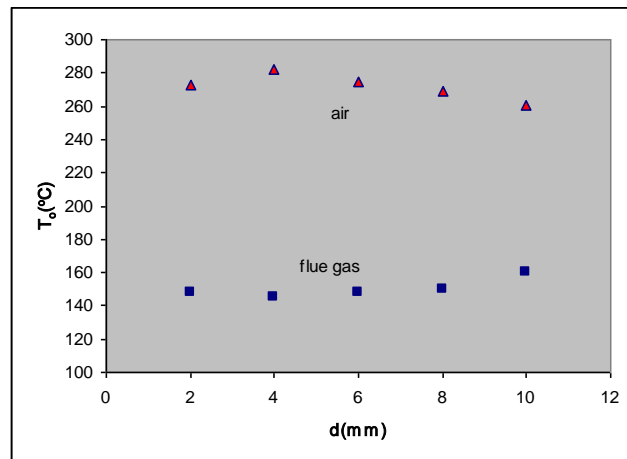
### ۴-۳- بررسی هندسه صفحات انتقال حرارت

نتایج حاصل از تغییرات هندسه در شکل‌های (۴-۴۰) و (۴-۴۱) نشان داده شده است. مطابق شکل (۴-۴۰) مشاهده می‌شود که با افزایش ضخامت، دمای خروجی هوا کاهش و دمای خروجی دود افزایش می‌یابد.



شکل ۴-۴۰- تغییر دمای خروجی دود و هوا بر اساس تغییر ضخامت صفحه

در شکل (۴-۴۱) مشاهده می‌شود با افزایش فاصله بین سطوح انتقال حرارت، دمای خروجی دود افزایش و دمای خروجی هوا کاهش می‌یابد.



شکل ۴-۴۱- تغییر دمای خروجی دود و هوا بر اساس تغییر فاصله بین سطوح

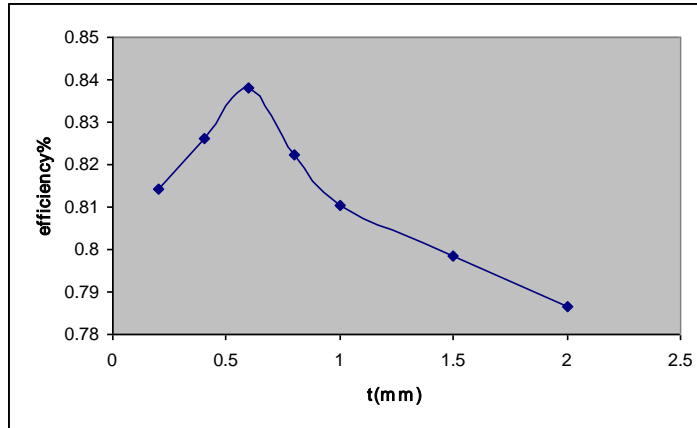
در جدول (۴-۴) نتایج دمای خروجی هوا و دود در دو نوع صفحه موجدار و NF آمده است:

جدول ۴-۴- مقایسه دمای خروجی هوا و دود در صفحات موجدار و NF

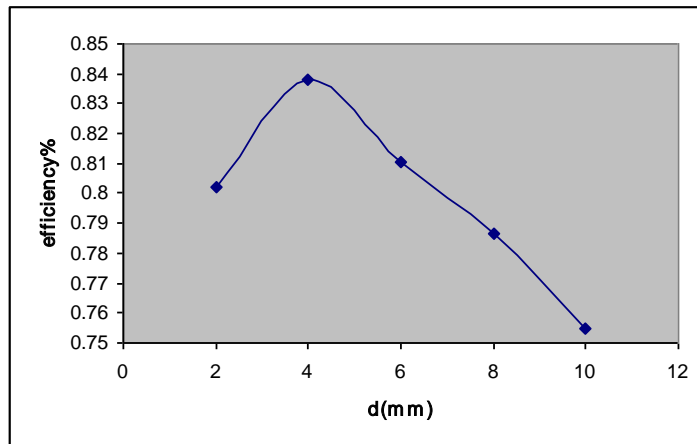
نوع صفحه	موجدار	NF
دمای خروجی هوا (°C)	۲۸۲	۲۵۸
دمای خروجی دود (°C)	۱۴۵	۱۶۸



نمودارهای مربوط به بازدهی برای دو شکل (۴۰-۴) و (۴۱-۴) به ترتیب در شکل‌های (۴۲-۴) و (۴۳-۴) مشاهده می‌شوند. مطابق شکل‌های زیر مشاهده می‌شود که بازده ماکزیمم برابر ۸۴٪ می‌باشد.

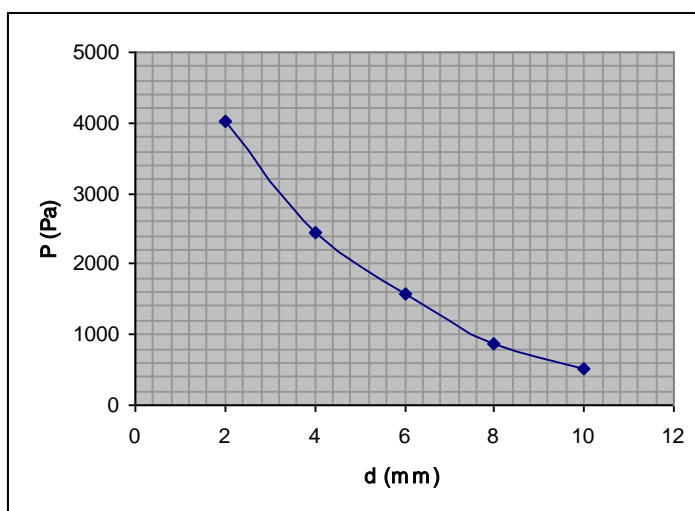


شکل ۴-۴۲- منحنی بازدهی بر اساس تغییرات ضخامت صفحه



شکل ۴-۴۳- منحنی بازدهی بر اساس تغییرات فاصله بین سطوح

در شکل (۴۴-۴) تغییرات فشار نسبت به تغییر فاصله بین صفحات انتقال حرارت نشان داده شده است. مطابق شکل مشاهده می‌شود با افزایش فاصله، فشار کاهش می‌یابد. بنابراین میزان افت فشار در صفحات موجدار نسبت به صفحات سری NF بیشتر می‌باشد.



شکل ۴-۴- تغییرات فشار نسبت به تغییر فاصله بین صفحات انتقال حرارت

## فصل پنجم:

# نتیجه‌گیری و پیشنهادات

### ۵-۱- نتیجه‌گیری

در این تحقیق انتقال حرارت در پیش‌گرمکن هوا، ژانگستروم بررسی شده است. مدل عددی ارائه شده به گونه‌ای انتخاب شده است که جزئیات هندسه صفحه انتقال حرارت را در نظر می‌گیرد. با مقایسه نتایج حاصل از حل عددی با نمونه واقعی مشاهده می‌شود که مدل ارائه شده، مدل قابل قبولی می‌باشد. با توجه به مغایرت ناچیز بین نتایج تجربی و حل عددی، نکات زیر مطرح می‌باشد:

۱- اطلاعات تجربی با تقریب اندازه‌گیری شده اند.

۲- در صورت دقیق فرض کردن اطلاعات تجربی، بازه تقریب نتایج حل عددی بین ۳٪ تا ۵٪ فرض می‌شود که این اختلاف به دلیل فرضیاتی است که در این مسأله در نظر گرفته شده است.

بررسی زمان عملکرد ژانگستروم تا رسیدن به حالت پایدار نشان می‌دهد که هوا و دود تقریباً به صورت هم‌زمان به شرایط پایدار می‌رسند. به همین جهت بسیاری از این مبدل‌ها با دو بخش مساوی برای دود و هوا به کار برده می‌شوند.

با توجه به مقادیر مساحت در سطوح ذکر شده در شکل‌های (۴-۲۷) و (۴-۲۸) مشاهده می‌شود که با افزایش سطح، میزان انتقال حرارت از سطوح نیز افزایش می‌یابد. در مورد دو سطح بالا و پایین اختلاف بین انتقال حرارت به دلیل شرایط جریان سیال در نزدیکی صفحات می‌باشد. نتایج حاصل از بررسی سرعت چرخشی در ژانگستروم، نشان می‌دهد که با افزایش سرعت چرخشی از ۳/۶ دور بر دقیقه مقدار دمای خروجی تغییر نمی‌کند، از طرفی با توجه به آبیندی مورد نیاز در ژانگستروم دور نباید از مقدار مجازی بیشتر شود بنابراین سرعت چرخشی قابل قبول در بازه ۳ تا ۴ دور بر دقیقه می‌باشد.

انواع مختلفی از صفحات انتقال حرارت در پیش‌گرمکن‌ها به کار می‌رود. در این تحقیق ابعاد هندسی یکی از انواع صفحات انتقال حرارت (صفحات موجدار) مورد مطالعه قرار گرفته است. به این دلیل اینکه انتقال حرارت در این نوع مبدل با ذخیره انرژی در سطوح ارتباط دارد، مقادیر ضخامت و فاصله بین صفحات انتقال حرارت، دمای خروجی دود و هوا را تحت الشعاع قرار می‌دهد. نتایج به دست آمده نشان می‌دهد که ضخامت صفحه در بازه ۰/۵ تا ۱mm و فاصله بین سطوح در بازه ۳ تا ۵mm مناسب می‌باشد.

مقایسه دمای خروجی هوا و دود در صفحات موجدار و NF نشان می‌دهد که صفحات موجدار نسبت به صفحات NF از دیدگاه انتقال حرارت عملکرد بهتری دارند، از طرفی با توجه به بیشتر بودن افت فشار در صفحات موجدار نسبت به سری NF، جهت تعیین صفحه انتقال حرارت مناسب باید تمام عوامل مؤثر در نظر گرفته شود. یکی دیگر از عوامل میزان ایجاد رسوب می‌باشد.

## ۵-۲- پیشنهادات

- ۱- بررسی انواع مختلف صفحات انتقال حرارت با اعمال تمام شرایط مورد نظر در طراحی جهت تعیین صفحه انتقال حرارت مناسب
- ۲- بررسی انتقال حرارت در ژانگستروم با ایجاد سه بخش جهت کانال‌های ورودی و خروجی هوا
- ۳- استفاده از محرک‌هایی جهت تحریک لایه مرزی (آشفته کردن جریان)
- ۴- اصلاح ساختار ماتریس جهت افزایش  $\beta$

۵- بررسی عامل ایجاد رسوب در عملکرد ژانگستروم

## پیوست الف) تنظیمات نرم افزار

## Grid Size

Level	Cells	Faces	Nodes	Partitions
0	101200	307512	106245	1

2 cell zones, 26 face zones.

## Memory Usage

	cells	faces	nodes	objps	edges
Number Used:	101200	309312	106245	32	0
Mbytes Used:	21	23	4	0	0
Number Allocated:	101200	309312	106245	1024	0
Mbytes Allocated:	21	23	4	0	0

Array Memory Used: 0 Mbytes  
 Array Memory Allocated: 0 Mbytes

## Zone sizes on domain 1:

32000 hexahedral cells, zone 2.  
 69200 mixed cells, zone 3.  
 180800 mixed interior faces, zone 1.  
 4000 quadrilateral symmetry faces, zone 4.  
 4000 quadrilateral symmetry faces, zone 5.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 6.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 29.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 7.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 30.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 8.  
 4000 quadrilateral wall faces, zone 31.  
 3000 quadrilateral wall faces, zone 9.  
 3000 quadrilateral wall faces, zone 32.  
 1000 quadrilateral wall faces, zone 10.  
 1000 quadrilateral wall faces, zone 33.  
 160 quadrilateral wall faces, zone 11.  
 160 quadrilateral wall faces, zone 12.  
 80 quadrilateral wall faces, zone 13.  
 80 quadrilateral wall faces, zone 14.  
 80 quadrilateral wall faces, zone 15.  
 80 quadrilateral wall faces, zone 16.  
 400 quadrilateral periodic faces, zone 18.  
 200 quadrilateral periodic faces, zone 20.  
 200 quadrilateral periodic faces, zone 22.  
 1000 quadrilateral periodic faces, zone 24.  
 692 mixed pressure-outlet faces, zone 25.  
 692 mixed velocity-inlet faces, zone 26.  
 82880 quadrilateral interior faces, zone 28.  
 400 quadrilateral shadow faces, zone 17.  
 200 quadrilateral shadow faces, zone 19.  
 200 quadrilateral shadow faces, zone 21.  
 1000 quadrilateral shadow faces, zone 23.  
 106245 nodes.

## &gt;&gt; 1 Partitions:

P	Cells	I-Cells	Cell Ratio	Faces	I-Faces	Face Ratio	Neighbors
0	101200	0	0.000	307512	0	0.000	0

Collective Partition Statistics:	Minimum	Maximum	Total
Cell count	101200	101200	101200
Mean cell count deviation	0.0%	0.0%	
Partition boundary cell count	0	0	0
Partition boundary cell count ratio	0.0%	0.0%	0.0%
Face count	307512	307512	307512
Mean face count deviation	0.0%	0.0%	
Partition boundary face count	0	0	0
Partition boundary face count ratio	0.0%	0.0%	0.0%
Partition neighbor count	0	0	
Partition Method	Principal Axes		
Stored Partition Count	1		
Stored Partition Count	1		

Computing connected regions; type ^C to interrupt.

Connected region count = 6

Done.

#### FLUENT

Version: 3d, pbns, lam, unsteady (3d, pressure-based, laminar, unsteady)

Release: 6.3.26

Title:

#### Models

Model	Settings
Space	3D
Time	Unsteady, 1st-Order Implicit
Viscous	Laminar
Heat Transfer	Enabled
Solidification and Melting	Disabled
Radiation	None
Species Transport	Disabled
Coupled Dispersed Phase	Disabled
Pollutants	Disabled
Pollutants	Disabled
Soot	Disabled

#### Boundary Conditions

##### Zones

name	id	type
s	2	solid
air	3	fluid
output	25	pressure-outlet
input	26	velocity-inlet
pfu	4	symmetry
pdf	5	symmetry

ps5	18	periodic
ps3	20	periodic
ps1	22	periodic
pf1	24	periodic
wsf1-shadow	33	wall
wsf2-shadow	32	wall
wsf3-shadow	31	wall
wsf4-shadow	30	wall
wsf5-shadow	29	wall
wsf5	6	wall
wsf4	7	wall
wsf3	8	wall
wsf2	9	wall
wsf1	10	wall
s-out	11	wall
s-in	12	wall
s-outd	13	wall
s-outup	14	wall
s-ind	15	wall
s-inup	16	wall
default-interior	28	interior
default-interior:001	1	interior

## Boundary Conditions

s

Condition	Value
Material Name	steel
Specify source terms?	no
Source Terms	()
Specify fixed values?	no
Fixed Values	()
Motion Type	0
X-Velocity Of Zone (m/s)	0
Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Rotation speed (rad/s)	0
X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
X-Component of Rotation-Axis	0
Y-Component of Rotation-Axis	0
Z-Component of Rotation-Axis	1
Deactivated Thread	no

air

Condition	Value
Material Name	air
Specify source terms?	no
Source Terms	()
Specify fixed values?	no
Local Coordinate System for Fixed Velocities	no
Fixed Values	()
Motion Type	0
X-Velocity Of Zone (m/s)	0



Y-Velocity Of Zone (m/s)	0
Z-Velocity Of Zone (m/s)	0
Rotation speed (rad/s)	0
X-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Y-Origin of Rotation-Axis (m)	0
Z-Origin of Rotation-Axis (m)	0
X-Component of Rotation-Axis	0
Y-Component of Rotation-Axis	0
Z-Component of Rotation-Axis	1
Deactivated Thread	no
Porous zone?	no
Conical porous zone?	no
X-Component of Direction-1 Vector	1
Y-Component of Direction-1 Vector	0
Z-Component of Direction-1 Vector	0
X-Component of Direction-2 Vector	0
Y-Component of Direction-2 Vector	1
Z-Component of Direction-2 Vector	0
X-Component of Cone Axis Vector	1
Y-Component of Cone Axis Vector	0
Z-Component of Cone Axis Vector	0
X-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	1
Y-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Z-Coordinate of Point on Cone Axis (m)	0
Half Angle of Cone Relative to its Axis (deg)	0
Relative Velocity Resistance Formulation?	yes
Direction-1 Viscous Resistance (1/m <sup>2</sup> )	0
Direction-2 Viscous Resistance (1/m <sup>2</sup> )	0
Direction-3 Viscous Resistance (1/m <sup>2</sup> )	0
Choose alternative formulation for inertial resistance?	no
Direction-1 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-2 Inertial Resistance (1/m)	0
Direction-3 Inertial Resistance (1/m)	0
C0 Coefficient for Power-Law	0
C1 Coefficient for Power-Law	0
Porosity	1
Solid Material Name	steel

output

Condition	Value
Gauge Pressure (pascal)	0
Backflow Total Temperature (k)	300
Backflow Direction Specification Method	1
Coordinate System	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
is zone used in mixing-plane model?	no
Radial Equilibrium Pressure Distribution	no
Specify targeted mass flow rate	no
Targeted mass flow (kg/s)	1

## input

Condition	Value
Velocity Specification Method	2
Reference Frame	0
Velocity Magnitude (m/s)	5.3000002
Coordinate System	0
X-Velocity (m/s)	0
Y-Velocity (m/s)	0
Z-Velocity (m/s)	0
X-Component of Flow Direction	1
Y-Component of Flow Direction	0
Z-Component of Flow Direction	0
X-Component of Axis Direction	1
Y-Component of Axis Direction	0
Z-Component of Axis Direction	0
X-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Y-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Z-Coordinate of Axis Origin (m)	0
Angular velocity (rad/s)	0
Temperature (k)	343
is zone used in mixing-plane model?	no

## pfu

Condition	Value
-----------	-------

## pfd

Condition	Value
-----------	-------

## ps5

Condition	Value
Rotationally Periodic?	no

## ps3

Condition	Value
Rotationally Periodic?	no

## ps1

Condition	Value
Rotationally Periodic?	no

## pf1

Condition	Value
Rotationally Periodic?	no

## wsf1-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## wsf2-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0

Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## wsf3-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## wsf4-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## wsf5-shadow

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0

Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wsf5

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wsf4

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wsf3

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0

Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

wsf2

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0



wsf1

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	3
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

s-out

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0

Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

s-in

Condition	Value
-----	-----
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## s-outd

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

## s-outup

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0

Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

s-ind

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

s-inup

Condition	Value
Wall Thickness (m)	0
Heat Generation Rate (w/m3)	0
Material Name	steel
Thermal BC Type	1
Temperature (k)	300
Heat Flux (w/m2)	0
Convective Heat Transfer Coefficient (w/m2-k)	0
Free Stream Temperature (k)	300
Enable shell conduction?	no
Wall Motion	0
Shear Boundary Condition	0
Define wall motion relative to adjacent cell zone?	yes
Apply a rotational velocity to this wall?	no
Velocity Magnitude (m/s)	0
X-Component of Wall Translation	1
Y-Component of Wall Translation	0
Z-Component of Wall Translation	0
Define wall velocity components?	no
X-Component of Wall Translation (m/s)	0
Y-Component of Wall Translation (m/s)	0
Z-Component of Wall Translation (m/s)	0
External Emissivity	1
External Radiation Temperature (k)	300
Rotation Speed (rad/s)	0
X-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Y-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
Z-Position of Rotation-Axis Origin (m)	0
X-Component of Rotation-Axis Direction	0
Y-Component of Rotation-Axis Direction	0
Z-Component of Rotation-Axis Direction	1
X-component of shear stress (pascal)	0
Y-component of shear stress (pascal)	0
Z-component of shear stress (pascal)	0
Surface tension gradient (n/m-k)	0
Specularity Coefficient	0

default-interior

Condition	Value
-----------	-------

default-interior:001

Condition	Value
-----------	-------

FLUENT

Version: 3d, pbns, lam, unsteady (3d, pressure-based, laminar, unsteady)

Release: 6.3.26

Title:

Solver Controls

Equations

Equation	Solved
Flow	yes
Energy	yes

## Numerics

Numeric	Enabled
Absolute Velocity Formulation	yes

## Unsteady Calculation Parameters

Time Step (s)	1
Max. Iterations Per Time Step	40

## Relaxation

Variable	Relaxation Factor
Pressure	0.30000001
Density	0.5
Body Forces	0.69999999
Momentum	0.69999999
Energy	0.69999999

## Linear Solver

Variable	Solver Type	Termination Criterion	Residual Reduction Tolerance
Pressure	U-Cycle	0.1	
X-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Y-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Z-Momentum	Flexible	0.1	0.7
Energy	Flexible	0.1	0.7

## Pressure-Velocity Coupling

Parameter	Value
Type	SIMPLE

## Discretization Scheme

Variable	Scheme
Pressure	Standard
Momentum	First Order Upwind
Energy	First Order Upwind

## Solution Limits

Quantity	Limit
Minimum Absolute Pressure	1
Maximum Absolute Pressure	5e+10

Minimum Temperature	1
Maximum Temperature	5000

### Material Properties

---

Material: gas (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	constant	0.67030001
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1135
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.039799999
Viscosity	kg/m-s	constant	2.6739999e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

Material: steel (solid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	constant	7803
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	510.5
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	53.200001

Material: air (fluid)

Property	Units	Method	Value(s)
Density	kg/m <sup>3</sup>	constant	0.77450001
Cp (Specific Heat)	j/kg-k	constant	1005
Thermal Conductivity	w/m-k	constant	0.036600001
Viscosity	kg/m-s	constant	2.5109999e-05
Molecular Weight	kg/kgmol	constant	28.966
L-J Characteristic Length	angstrom	constant	3.711
L-J Energy Parameter	k	constant	78.6
Thermal Expansion Coefficient	1/k	constant	0
Degrees of Freedom		constant	0
Speed of Sound	m/s	none	#f

## References

- [1] I. Warren, 1982, “Ljungstrom heat exchangers for waste heat recovery”, **Heat Recovery Systems**, Pergamon Press Ltd, Great Britain, 3: pp. 257-271
- [2] Svenska Mekanisters Riksförening, 1995, “The Ljungström Air Preheater 1920”, **American Society of Mechanical Engineers**
- [3] SRM 100 years of energy efficiency, technical report, 2008, **Svenska Mekanisters Riksförening**
- [4] Harry J. Sauer, Jr. & Ronald H. Howell, 1980, Method of evaluation based on the operating characteristics of the following types of air to air heat exchangers: plate, heat pipe and run-around, **American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers**
- [5] R. K. Shah, R. L. Webb, 1983, “**Compact and enhanced heat exchangers**”, Hemisphere McGraw-Hill, Washington DC, pp. 425–468
- [6] [www.alstom.com](http://www.alstom.com)
- [7] Mieczyslaw Porowski, Edward Szczechowiak, 2007, “Influence of longitudinal conduction in the matrix on effectiveness of rotary heat regenerator used in air-conditioning”, **Heat and Mass Transfer**, 43: pp. 1185–1200
- [8] S. K. Das, R. K. Sahoo, 1999, “second law analysis of a cyclic regenerator in presence of longitudinal heat conduction in matrix”, **Heat and Mass Transfer**, 34: pp. 395–403
- [9] O. B'uy'ukalaca, T. Yilmaz, 2001, “Influence of rotational speed on effectiveness of rotary-type heat exchangers”, **Heat and Mass Transfer**, 38: pp. 441–447
- [10] W. M. Kays, A. L. London, 1998, “**Compact Heat exchangers**”, third edition, Krieger Publishing Company
- [11] Tuncay Yilmaz, Orhan B'uy'ukalaca, 2003, “Design of regenerative heat exchangers”. **Heat Transfer Engineering**, 24: pp. 32–38
- [12] Teodor Skiepko, Ramesh K. Shah, 2004, “A comparison of rotary regenerator theory and experimental results for an air pre heater for a thermal power plant”, **Experimental Thermal and Fluid Science**, 28: pp. 257–264
- [13] Teodor Skiepko, Ramesh K. Shah, 2005 “Modeling and effect of leakage on heat transfer performance of fixed matrix regenerators”, **Heat and Mass Transfer**, 48: pp. 1608–1632
- [14] Inger Bach, Chunggen Yin, 2007, “Analytical and numerical investigation of a rotary regenerator”, **AAU - Institute of Energy Technology**



- [15] Sandira Alagic, Nikola Stošić, Ahmed Kovacevic, Indira Buljubašić, 2005, "Numerical analysis of heat transfer and fluid flow in rotary regenerative air preheaters", **Journal of Mechanical Engineering**, 51: pp. 411-417
- [16] Thomas J. Sheer, Gary B. de Klerk, Harald H. Jawurek, Mike Lander, 2006, "A Versatile Computer Simulation Model for Rotary Regenerative Heat Exchangers", **Heat Transfer Engineering**, 27: pp. 68-79
- [17] Louis P. Bondurant III, "SCR Compatibility for the Ljungstrom Air Preheater", **ABB Air Preheater Inc**
- [18] Akira USAMI, Tadashi NOGUCHI, Hideshi TEZUKA, Satoshi NISHIMURA, Satoshi NISHIMURA, 2003, "Development of a Water Dew Corrosion Resistant New Steel Element for Air Preheaters at Natural Gas Fired Power Plants", **NIPPON STEEL TECHNICAL REPORT**, 87: pp. 669
- [19] Ramesh K. Shah and Dušan P. Sekulic, 2003, "**Fundamentals of heat Exchanger Design**", John Wiley & Sons, pp. 47-55
- [20] D. A. Reay, 1999, "Learning from Experiences with Compact Heat Exchangers", **CADDET**, Netherlands, No. 25
- [21] R. K. Shah, 1991, "**Compact heat exchanger technology and applications**", Hegg Publisher, London
- [22] R. K. Shah, 1981, "**Classification of heat exchangers**", Hemisphere Publisher, Washington DC
- [23] Bostjan Drobnic, Janez Oman, Matija Tuma, 2006, "A numerical model for the analyses of heat transfer and leakages in a rotary air preheater", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 49: pp. 5001-5009
- [24] دکتر محسن کهرم، ۱۳۷۰، "طراحی مبدل های حرارتی"، چاپ اول، انتشارات آستان قدس رضوی، مشهد،  
ص ۲۲۵-۲۴۰
- [25] R.K. Shah, 1981, "**Thermal design theory for regenerators**", Hemisphere Publisher, Washington DC, pp. 721-763
- [26] Lamberston T. J., 1958, "Performance factors of a periodic-flow heat exchanger", **ASME**, 80: pp. 586-592
- [27] P. Razelos, 1980, Personal communication, Department of Applied Science, New York
- [28] G.D. Bahnke, C.P. Howard, 1964, "The effect of longitudinal heat conduction on periodic-flow heat exchanger performance", **ASME J. Eng. Power**, 86: pp. 105-120
- [29] T. Skiepko, R. K. Shah, 1994, "Some additional data on longitudinal wall heat conduction in counterflow rotary regenerators", 10<sup>th</sup> edition, **Heat Transfer Conf.**, 4: pp. 429-434

- [30] R. K. Shah, 1975, "A correlation for longitudinal heat conduction effects in periodic flow heat exchangers", **ASME j. Eng. Power**, 97: pp. 453-454
- [31] j. R. Mondt, 1964, "Vehicular gas turbine periodic-flow heat exchanger solid and fluid temperature distributions", **ASME j. Eng. Power**, 86: pp. 121-126
- [32] T. Skiepko, 1988, "The effect of matrix longitudinal heat conduction on the temperature fields in the rotary heat exchanger", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 31: pp. 2227-2238
- [33] H. Hausen, 1983, "**Heat Transfer in Counterflow, Parallel Flow and Cross Flow**", McGraw-Hill, New York
- [34] [www.airpreheatercompany.com](http://www.airpreheatercompany.com)
- [35] [www.howden.com](http://www.howden.com)
- [36] A.G. Kanaris, A.A. Mouza, S.V. Paras, 2009, "Optimal design of a plate heat exchanger with undulated surfaces", **International Journal of Thermal Sciences**, 48: pp. 1184–1195
- [37] K.Y. Kim, Y.M. Lee, 2007, "Design optimization of internal cooling passage with V shaped ribs", **Numerical Heat Transfer**, 51: pp. 1103–1118
- [38] L. Wang, B. Sundén, 2003, "optimal design of plate heat exchangers with and without pressure drop specifications", **Applied Thermal Engineering**, 23: pp. 295–311
- [39] P. Vlasogiannis, G. Karagiannis, P. Argyropoulos, V. Bontozoglou, 2002, "Air–water two-phase flow and heat transfer in a plate heat exchanger", **Int. J. Multiphase Flow**, 28: pp. 757–772
- [40] J. Zhang, J. Kundu, R.M. Manglik, 2004, "Effect of fin waviness and spacing on the lateral vortex structure and laminar heat transfer in wavy-plate-fin cores", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 47: pp. 1719–1730
- [41] H.M. Metwally, R.M. Manglik, 2004, "Enhanced heat transfer due to curvature-induced lateral vortices in laminar flows in sinusoidal corrugated-plate channels", **Int. J. Heat Mass Transfer**, 47: pp. 2283–2292
- [42] L. Sheik Ismail, C. Ranganayakulu, Ramesh K. Shah, 2009, "Numerical study of flow patterns of compact plate-fin heat exchangers and generation of design data for offset and wavy fins", **International Journal of Heat and Mass Transfer**, 52: pp. 3972–3983
- [43] نیروگاه مشهد
- [44] [www.asplparts.com](http://www.asplparts.com)
- [45] [www.processregister.com](http://www.processregister.com)

[46] Michele Ciofalo, Ivan Di Piazza, 2001, “A computational approach to conjugate heat transfer between two fluids in plate heat exchangers of arbitrary geometry”,

**International Journal of Heat Exchangers**

[47] Fluent 6.2 Users’s Guide. Fluent Inc., January 2005

## **Abstract**

As consumption of electrical energy in the world is increasing, optimization of energy in power plants is inevitable. Ljungstrom air preheater with recycling the energy and preheating the air significantly saves the energy.

Rotary regenerative or air preheater (Ljungstrom), is one of the most important exchangers for recovery and improvement of energy. Ljungstrom preheats the input air to the boiler to raise the efficiency of many plants around the world. In this study a numerical investigation of heat transfer in regard to the improvement of the Ljungstrom performance is done. Tridimensional model with regard to the symmetry of the geometry is a part of heat transfer surface. Comparing the results of the numerical solution with real results in steady state, shows that the proposed model is an acceptable model.

In transient analysis of this model, time performance of Ljungstrom to achieve the stable conditions has been investigated. The results show the matching time between warm and cold parts in stable dynamic conditions.

The investigation of relation between rotational speed and air and flue gas outlet temperature, are showed as curves.

Finally to investigate the geometrical profile of heat transfer surface, the same analysis is done in a kind of heat transfer surfaces and by changing the thickness and distance between plates some proposals are presented.

**Key words:** optimization, air preheater, Ljungstrom, numerical investigation, steady state, rotational speed, heat transfer surface.



***Shahrood University of Technology***  
***Faculty of Mechanical Engineering***

***Numerical Investigation of Air Heater (Ljungstrom)***  
***Performance in Different Operation Cases***

Zeinab Akhavan Sales

**Supervisors:**

Mohammad Mohsen Shahmardan

Majid Hashemian

June 2011