

بِسْمِ اللَّهِ الرَّحْمَنِ الرَّحِيمِ



دانشکده مکانیک و مکاترونیک

پایان نامه کارشناسی ارشد  
مهندسی مکانیک - تبدیل انرژی

# بررسی عددی عملکرد سیستم‌های تهویه بازیابی انرژی با شکل غشاء جدید همراه با انتقال جرم و حرارت

نگارنده: محمد جعفری زاوه

اساتید راهنما  
دکتر علی خالقی  
دکتر ماشاالله رضا کاظمی

تیر ۱۳۹۸

تقدیم به:

مادرم که زمزمه های دلدیش چراغ زندگی است.

و

پدرم که همچون کوهی بلند، ستون زندگی است.

# شکر و قدردانی

شکر خدای را عزوجل که طاعتش موجب قربت است و به شکر اندرش مزید نعمت؛ چه تنها او لایق سپاس مخصوص است؛ هم او که تمام کائنات را به علم آفرید و تمام مخلوقات را به حلم پرورش داد؛ و حال از باب کلام "من لم یشکر المخلوق، لم یشکر الخالق" بر خود لازم می‌دانم از تلاش و زحمات تمام کسانی که در تهیه و تنظیم این اثر مرا یاری نموده‌اند؛ در اینجا از جناب آقای دکتر علی خالقی و آقای دکتر ماشاءالله رضا کاظمی که اساتید راهنمای اینجانب در طول دوره کارشناسی ارشد بوده‌اند، تشکر و قدردانی نمایم.

همچنین از دوستان عزیزم آقایان حسین ذکاوتی، علی حمیدی، حمیدرضا صابرممنش و سید علیرضا عباسیان حسینی به خاطر تمام ابراز محبت و همکاری‌هایشان نسبت به حقیر در طول دوره‌ی تحصیل، سپاسگزارم.

# تعمیر نامه

اینجانب محمد جعفری زاوه دانشجوی دوره کارشناسی ارشد رشته مهندسی مکانیک گرایش تبدیل انرژی دانشکده مکانیک و مکترونیک دانشگاه صنعتی شاهرود نویسنده پایان نامه بررسی عددی عملکرد سیستم‌های تهویه بازتابی انرژی با شکل غشاء جدید همراه با انتقال جرم و حرارت تحت راهنمایی آقایان دکتر علی خالقی و ماشاءالله رضا کاظمی متعهد می‌شوم.

- تحقیقات در این پایان نامه توسط اینجانب انجام شده است و از صحت و اصالت برخوردار است .
- در استفاده از نتایج پژوهشهای محققان دیگر به مرجع مورد استفاده استناد شده است .
- مطالب مندرج در پایان نامه تاکنون توسط خود یا فرد دیگری برای دریافت هیچ نوع مدرک یا امتیازی در هیچ جا ارائه نشده است .
- کلیه حقوق معنوی این اثر متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد و مقالات مستخرج با نام « دانشگاه صنعتی شاهرود » و یا « Shahrood University of Technology » به چاپ خواهد رسید .
- حقوق معنوی تمام افرادی که در به دست آمدن نتایج اصلی پایان نامه تأثیرگذار بوده اند در مقالات مستخرج از پایان نامه رعایت می‌گردد.
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه ، در مواردی که از موجود زنده ( یا بافتهای آنها ) استفاده شده است ضوابط و اصول اخلاقی رعایت شده است .
- در کلیه مراحل انجام این پایان نامه، در مواردی که به حوزه اطلاعات شخصی افراد دسترسی یافته یا استفاده شده است اصل رازداری ، ضوابط و اصول اخلاق انسانی رعایت شده است .

## تاریخ

### امضای دانشجو

#### مالکیت نتایج و حق نشر

کلیه حقوق معنوی این اثر و محصولات آن (مقالات مستخرج ، کتاب ، برنامه های رایانه ای ، نرم افزار ها و تجهیزات ساخته شده است ) متعلق به دانشگاه صنعتی شاهرود می‌باشد . این مطلب باید به نحو مقتضی در تولیدات علمی مربوطه ذکر شود. استفاده از اطلاعات و نتایج موجود در پایان نامه بدون ذکر مرجع مجاز نمی‌باشد.

## چکیده

انتقال حرارت و افت فشار دو پارامتر مهم و مؤثر در طراحی مبدل‌های حرارتی هستند. در پایان‌نامه حاضر سیستم‌های تهویه بازیابی انرژی بر اساس غشاء با اهداف افزایش انتقال حرارت و کاهش افت فشار مورد بررسی قرار گرفته است. ساختمان این نوع مبدل حرارتی شامل هسته (غشاء) نفوذپذیر بخار، دو مسیر جریان هوا و دو فن که جریان‌های هوا را به سمت هسته هدایت می‌کند، می‌شود. این سیستم‌ها شامل انتقال حرارت و جرم است که از اختلاف انرژی بین دو جریان هوا استفاده می‌کند و نیازی به هیچ انرژی خارجی ندارد و با کاهش ملزومات حرارتی باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌شود.

در این پروژه، به بررسی عددی سیستم‌های بازیابی انرژی با شکل غشاء جدید (خمیده و مدور کنگره‌دار) با استفاده از نرم‌افزار کامسول پرداخته شده است. این ساختارهای جدید به منظور بهبود عملکرد مبدل حرارتی بر اساس غشاء استفاده شده است. جریان متقاطع تحت شرایط تابستان بررسی شده است. به منظور کاهش پیچیدگی شکل کانال و مدل‌سازی کوچک‌ترین بخش جریان کانال و همچنین بهتر و دقیق‌تر شدن شبیه‌سازی، مبدل مورد نظر به ده سیکل تقسیم شده و انتقال حرارت در هر سیکل محاسبه گردیده و میانگین ده سیکل به عنوان میزان انتقال حرارت سنجیده شده است. نتایج نشان می‌دهد غشاء خمیده با پروفیل نیم دایره باعث افزایش انتقال حرارت و جرم در حدود ۶٪ و ۳٪ و غشاء مدور کنگره‌دار باعث بهبود افت فشار تا حدود ۴۷٪ نسبت به مبدل حرارتی مثلثی می‌شوند. پس از مقایسه و ارزیابی نسبت ضد ارزش به ارزش واقعی برای چهار مبدل حرارتی مشخص شده است که مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار نسبت به سایر مبدل‌های حرارتی راندمان بهتری را دارد.

## کلمات کلیدی

سیستم‌های بازیابی انرژی، غشاء، انتقال حرارت، انتقال جرم، افت فشار

# لیست مقالات مستخرج از پایان نامه

1. Jafarizave, Mohammad, Ali Khaleghi, and Mashallah Rezakazemi.  
"Development of CFD model for membrane-based energy recovery ventilators." *Chemical Engineering Research and Design* 145 (2019): 226-234.





# فهرست مطالب

صفحه	عنوان
ک	فهرست جدول‌ها
ل	فهرست شکل‌ها
س	فهرست علائم
۱	فصل اول
۱	کلیات و تشریح موضوع پژوهش
۲	۱-۱ مقدمه .....
۳	۲-۱ مبدل حرارتی بر اساس غشاء .....
۵	۱-۲-۱ اجزاء مبدل .....
۵	۳-۱ غشاء .....
۶	۱-۳-۱ غشاء کامپوزیت آب‌گریز - آب‌دوست .....
۷	۲-۳-۱ غشاءهای مایع حمایتی کامپوزیتی .....
۸	۳-۳-۱ غشاء نامتقارن انگشتی .....
۱۰	۴-۱ نحوه‌ی عملکرد مبدل .....
۱۱	۵-۱ تفاوت مبدل‌های حرارتی بر اساس غشاء .....
۱۲	۶-۱ ساختارهای رایج مبدل‌های حرارتی غشایی .....
۱۴	۱-۳-۶ فین - صفحه‌ای .....
۱۵	۱-۴-۶ الیاف توخالی .....
۱۶	۱-۷ انواع بازیابی انرژی .....
۱۷	۱-۸ مروری بر تحقیقات انجام شده .....
۳۰	۱-۱۰ معرفی تحقیق حاضر .....
۳۱	فصل دوم

## معادلات حاکم

۳۱

- ۳۲..... ۱-۲ مقدمه
- ۳۲..... ۲-۲ مدل سازی آشفتگی
- ۳۳..... ۳-۲ مدل RANS
- ۳۴..... ۴-۲ معادلات حاکم بر جریان آشفته
- ۳۴..... ۱-۴-۲ معادله پیوستگی برای جریان آشفته
- ۳۵..... ۲-۴-۲ معادله مومنتوم برای جریان آشفته
- ۳۶..... ۳-۴-۲ معادله انرژی برای جریان آشفته
- ۳۶..... ۴-۴-۲ معادله انتقال جرم برای جریان آشفته
- ۳۶..... ۵-۲ مدل های دو معادله ای
- ۳۷..... ۶-۲ مدل  $k-\omega$

## فصل سوم

۳۹

## شبیه سازی عددی مدل های حرارتی

۳۹

- ۴۰..... ۱-۳ مقدمه
- ۴۱..... ۲-۳ معرفی کامسول مالتی فیزیک
- ۴۱..... ۱-۲-۳ هندسه
- ۴۱..... ۲-۲-۳ مش
- ۴۱..... ۳-۲-۳ مواد
- ۴۱..... ۴-۲-۳ فیزیک
- ۴۲..... ۵-۲-۳ مطالعات و حل
- ۴۲..... ۶-۲-۳ نتایج
- ۴۲..... ۳-۳ مراحل شبیه سازی عددی
- ۴۲..... ۱-۳-۳ تولید هندسه
- ۴۶..... ۲-۳-۳ تولید مش
- ۴۷..... ۳-۳-۳ جنس غشاء
- ۴۷..... ۴-۳-۳ شرایط مرزی و روش حل
- ۵۱..... ۴-۳ فرضیات
- ۵۱..... ۵-۳ نحوه ی محاسبه افت فشار، عدد ناسلت، شروود و بهره وری
- ۵۴..... ۶-۳ استقلال حل از شبکه
- ۶۱..... ۷-۳ انتقال حرارت و جرم در کانال

۸-۳ اعتبارسنجی ..... ۶۱

## فصل چهارم

۶۵

## نتایج

۶۵

- ۱-۴ مقدمه ..... ۶۶
- ۲-۴ مبدل حرارتی خمیده ..... ۶۶
- ۱-۲-۴ مشخصات جریان ..... ۶۶
- ۲-۲-۴ توزیع دما و رطوبت نسبی ..... ۷۰
- ۳-۴ مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار ..... ۷۵
- ۱-۳-۴ مشخصات جریان ..... ۷۵
- ۲-۳-۴ توزیع دما و فشار ..... ۷۹
- ۴-۴ مقایسه مبدل‌ها ..... ۸۳
- ۱-۴-۴ پروفیل دما و رطوبت ..... ۸۳
- ۲-۴-۴ عدد ناسلت ..... ۸۴
- ۳-۴-۴ عدد شروود ..... ۸۵
- ۴-۴-۴ افت فشار ..... ۸۶
- ۵-۴-۴ بهره‌وری ..... ۸۹
- ۵-۴ انتخاب بهترین مبدل حرارتی ..... ۹۰
- ۶-۴ نتیجه‌گیری ..... ۹۴
- ۷-۴ پیشنهادها ..... ۹۵

۹۷

مراجع

# فهرست جدول‌ها

جدول ۱-۲. مقادیر تجربی در معادلات $k-\omega$ .....	۳۸
جدول ۱-۳. متغیرهای هندسی مبدل‌های حرارتی.....	۴۳
جدول ۲-۳. خواص فیزیکی غشاء.....	۴۷
جدول ۳-۳. سرعت ورودی در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار و خمیده.....	۴۹
جدول ۴-۳. دما و رطوبت هوای تازه و برگشت.....	۵۰
جدول ۵-۳. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در رینولدز ۴۰۰۰.....	۵۵
جدول ۶-۳. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۱۰۰۰.....	۵۷
جدول ۷-۳. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی صفحه موازی در رینولدز ۱۰۰۰.....	۵۹
جدول ۸-۳. مقدار وای پلاس در مبدل حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار.....	۶۱
جدول ۹-۳. نتایج حاصل از حل عددی و آزمایشگاهی در رینولدزهای مختلف.....	۶۲
جدول ۱-۴. خط نمودارها در مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار.....	۷۲
جدول ۲-۴. خط نمودارها در مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار.....	۷۳
جدول ۳-۴. دما و رطوبت خروجی هوای تازه در انواع مبدل حرارتی.....	۸۳
جدول ۴-۴. میانگین عدد ناسلت در انواع مبدل حرارتی.....	۸۴
جدول ۵-۴. میانگین عدد شروود در انواع مبدل حرارتی.....	۸۶
جدول ۶-۴. میانگین افت فشار در انواع مبدل حرارتی.....	۸۷
جدول ۷-۴. تغییرات دما در طول کانال در مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۴۰۰۰.....	۸۸
جدول ۸-۴. مقایسه میزان بهره‌وری در انواع مبدل‌های حرارتی.....	۸۹
جدول ۹-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۶۰۰۰.....	۹۱
جدول ۱۰-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۵۰۰۰.....	۹۲
جدول ۱۱-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۴۰۰۰.....	۹۲
جدول ۱۲-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۳۰۰۰.....	۹۳
جدول ۱۳-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۲۰۰۰.....	۹۳
جدول ۱۴-۴. مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۱۰۰۰.....	۹۴

# فهرست شکل‌ها

- شکل ۱-۱. سرمایه‌ش در ساختمان با و بدون سیستم‌های یازیبی انرژی..... ۴
- شکل ۱-۲. غشاء همراه با قاب پلاستیکی ..... ۵
- شکل ۱-۳. غشاء بر روی شبکه پلی پروپیلن ..... ۶
- شکل ۱-۴. مدل انتقال حرارت در غشاء کامپوزیتی ..... ۷
- شکل ۱-۵. غشاء مایع حمایت شده از کامپوزیت ..... ۷
- شکل ۱-۶. مدل انتقال حرارت و جرم در غشاء حمایتی کامپوزیتی ..... ۸
- شکل ۱-۷. مقطع یک غشاء متخلخل نامتقارن ..... ۹
- شکل ۱-۸. ساختار ساده شده از یک غشاء نامتقارن انگشتی ..... ۹
- شکل ۱-۹. اصل ساده یک جریان خلاف جهت در یک منطقه گرم و مرطوب ..... ۱۰
- شکل ۱-۱۰. شماتیک مبدل حرارتی با جریان متقاطع و جریان خلاف جهت ..... ۱۱
- شکل ۱-۱۱. مبدل حرارتی صفحه موازی ..... ۱۲
- شکل ۱-۱۲. مبدل حرارتی مثلثی ..... ۱۳
- شکل ۱-۱۳. مبدل حرارتی فین - صفحه‌ای ..... ۱۴
- شکل ۱-۱۴. مبدل حرارتی الیاف توخالی ..... ۱۵
- شکل ۱-۱۵. میانگین عدد ناسلت در مدل‌های مختلف آشفتگی ..... ۱۹
- شکل ۱-۱۶. میانگین عامل اصطکاک در مدل‌های مختلف آشفتگی ..... ۲۰
- شکل ۱-۱۷. زاویه تماس بین قطره آب و سطح کاغذ ..... ۲۲
- شکل ۱-۱۸. مقدار ناسلت در شرایط مرزی مختلف در زاویه کانال ۶۰ درجه ..... ۲۵
- شکل ۱-۱۹. مقدار ناسلت در شرایط مرزی مختلف در زاویه کانال ۹۰ درجه ..... ۲۵
- شکل ۱-۲۰. نمودار مقطعی از غشاء نامتقارن سلولز استات ..... ۲۶
- شکل ۱-۲۱. نمودار مقطعی از غشاء کامپوزیتی حمایت شده از مایع ..... ۲۷
- شکل ۱-۲۲. میانگین عدد ناسلت در کانال مثلثی با زوایای رأس مختلف ..... ۲۸
- شکل ۱-۲۳. میانگین افت فشار در کانال مثلثی با زوایای رأس مختلف ..... ۲۹
- شکل ۳-۱. مبدل حرارتی با غشاء مدور کنگره‌دار ..... ۴۳
- شکل ۳-۲. غشاء مدور کنگره‌دار ..... ۴۴
- شکل ۳-۳. مبدل حرارتی با غشاء خمیده ..... ۴۴
- شکل ۳-۴. غشاء خمیده ..... ۴۵

- شکل ۳-۵. مبدل حرارتی با غشاء موازی ..... ۴۵
- شکل ۳-۶. غشاء موازی ..... ۴۶
- شکل ۳-۷. شماتیک شرایط مرزی ورودی و خروجی بر روی مبدل حرارتی خمیده ..... ۴۸
- شکل ۳-۸. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار ..... ۵۵
- شکل ۹-۹. مش تولید شده در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار ..... ۵۶
- شکل ۳-۱۰. مش تولید شده در غشاء مدور کنگره‌دار ..... ۵۶
- شکل ۳-۱۱. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی خمیده ..... ۵۷
- شکل ۳-۱۲. مش تولید شده در مبدل حرارتی خمیده ..... ۵۸
- شکل ۳-۱۳. مش تولید شده در غشاء خمیده ..... ۵۸
- شکل ۳-۱۴. استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی صفحه موازی ..... ۵۹
- شکل ۳-۱۵. مش تولید شده در مبدل حرارتی صفحه موازی ..... ۶۰
- شکل ۳-۱۶. مش تولید شده در غشاء صفحه موازی ..... ۶۰
- شکل ۳-۱۷. مبدل حرارتی با غشاء مثلثی ..... ۶۲
- شکل ۳-۱۸. مقایسه عدد ناسلت در حل عددی با آزمایشگاهی ..... ۶۳
- شکل ۳-۱۹. مقایسه افت فشار در حل عددی با آزمایشگاهی ..... ۶۳
- شکل ۴-۱. تغییرات سرعت در مبدل حرارتی خمیده در صفحه  $V-Z$  ..... ۶۷
- شکل ۴-۲. توزیع خطوط جریان در رینولدز ۲۰۰۰ ..... ۶۸
- شکل ۴-۳. بردارهای سرعت در صفحه  $V-Z$  در مبدل حرارتی خمیده ..... ۶۹
- شکل ۴-۴. توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه  $V-Z$  در مبدل حرارتی خمیده ..... ۷۰
- شکل ۴-۵. نرخ استهلاک خاص در صفحه  $V-Z$  در مبدل حرارتی خمیده ..... ۷۰
- شکل ۴-۶. توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۱
- شکل ۴-۷. توزیع دما در طول مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۲
- شکل ۴-۸. توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای  $Z$  در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۳
- شکل ۴-۹. توزیع دما روی سطوح غشاء در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۴
- شکل ۴-۱۰. توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای برگشت در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۴
- شکل ۴-۱۱. توزیع رطوبت نسبی در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۴
- شکل ۴-۱۲. تغییرات سرعت در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در صفحه  $V-Z$  ..... ۷۶
- شکل ۴-۱۳. توزیع خطوط مسیر جریان در رینولدز ۲۰۰۰ ..... ۷۷
- شکل ۴-۱۴. توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه  $V-Z$  در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار ..... ۷۸
- شکل ۴-۱۵. نرخ استهلاک خاص در صفحه  $V-Z$  در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار ..... ۷۸

- شکل ۴-۱۶. توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۹
- شکل ۴-۱۷. توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۷۹
- شکل ۴-۱۸. توزیع دما در قسمت انتهایی کانال در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۸۰
- شکل ۴-۱۹. توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای z در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۸۱
- شکل ۴-۲۰. توزیع دما روی سطوح غشاء در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰ ..... ۸۲
- شکل ۴-۲۱. توزیع فشار در طول کانال مدور کنگره‌دار ..... ۸۲
- شکل ۴-۲۲. مقایسه عدد ناسلت در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف ..... ۸۵
- شکل ۴-۲۳. مقایسه عدد شروود در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف ..... ۸۶
- شکل ۴-۲۴. مقایسه افت فشار در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف ..... ۸۷

# فهرست علائم

مساحت سطح در هر سیکل ( $m^2$ )	$A_{cyc}$
مساحت مقطع عرضی در ورودی ( $m^2$ )	$A_{ci}$
گرمای ویژه ( $kJ / Kg.K$ )	$c_p$
قطر منافذ غشاء ( $\mu m$ )	$d_p$
قطر هیدرولیکی (m)	$D_h$
نفوذپذیری رطوبت در هوا ( $m^2/s$ )	$D_{va}$
نفوذپذیری رطوبت در غشاء ( $m^2/s$ )	$D_{vm}$
ضریب افت فشار	$f$
شار حرارتی ( $kw/m^2$ )	$H$
ضریب انتقال حرارت جابجایی ( $kg / m^2.K$ ) - آنتالپی	$h$
انرژی جنبشی آشفته ( $m^2/s^2$ )	$k$
ضریب انتقال جرم جابجایی (m/s)	$k_m$
طول هر سیکل (m)	$L_{cyc}$
تعداد واحد انتقال	NTU
عدد ناسلت	Nu
فشار (Pa)	P
عدد رینولدز	Re
عدد شروود	Sh
دما (K)	T
سرعت (m/s)	u
دبی هوا ( $m^3/s$ )	$V_a$
حجم هر سیکل ( $m^3$ )	$V_{cyc}$
رطوبت مطلق (kg/kg)	$\omega$
رطوبت نسبی	$Y_v$



## نمادهای یونانی

چگالی ( $\text{kg/m}^3$ )	$\rho$
لزجت سینماتیکی ( $\text{m}^2/\text{s}$ )	$\nu$
هدایت حرارتی ( $\text{kw /m.K}$ )	$\lambda$
لزجت دینامیکی ( $\text{Pa s}$ )	$\mu$
تنش برشی ( $\text{N/m}^2$ )	$\tau$
استهلاک ویژه ( $1/\text{s}$ )	$\omega$
استهلاک آشفستگی ( $\text{m}^2/\text{s}^3$ ) - بهره‌وری	$\varepsilon$
ضخامت غشاء (m)	$\delta$

## زیر نویس ها

هوا	a
سیکل	cyc
هوای خروجی	e
هوای تازه	f
ورودی	i
نهان	L
غشاء - میانگین	m
خروجی	o
محسوس	S
دما	T
بخار	v
دیواره	w



# فصل اول

## کلیات و تشریح موضوع پژوهش

## ۱-۱ مقدمه

امروزه تهویه مطبوع در بسیاری از خانه‌ها و ساختمان‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد و انرژی مورد استفاده برای سیستم‌های تهویه مطبوع به دلیل گسترش بخش‌های ساختمان و گسترش گرمایش و تهویه، می‌تواند در بعضی شرایط خیلی زیاد شود به طوری که مصرف انرژی توسط تهویه مطبوع به میزان  $\frac{1}{3}$  کل انرژی مصرف شده توسط کل جامعه به حساب می‌آید، خنک‌سازی و رطوبت‌گیری هوای تازه ۲۰-۴۰٪ از کل بار انرژی تهویه مطبوع در مناطق گرم و مرطوب است [۱]. بازیابی حرارت و رطوبت در این سال‌ها تبدیل به موضوع مهمی در حفاظت از انرژی شده است به این دلیل که در روش سنتی برای خنک‌کاری هوای تازه، ابتدا هوای تازه توسط کویل خنک‌کننده رطوبت‌گیری شده و سپس دوباره حرارت داده می‌شود که بسیار انرژی‌بر هست، به عبارت دیگر این بخش از انرژی را در صورتی که تجهیزات بازیابی گرما و رطوبت نصب شده باشد، می‌توان ذخیره کرد. کاهش انرژی مورد نیاز برای سیستم‌های تهویه مطبوع و همچنین ثابت نگه داشتن همان کیفیت هوا برای کاربر و محیط زیست امری مهم و ضروری است. تکنیک‌های زیادی برای بازیابی سیستم‌های تهویه مطبوع وجود دارد مانند مبدل‌های حرارتی، پمپ‌های گرما<sup>۱</sup> و چرخ‌های خشک‌کننده<sup>۲</sup>. یکی از تکنیک‌های نسبتاً جدید که اخیراً توجه زیادی را به خود جلب کرده است غشاء بر اساس تهویه بازیابی انرژی<sup>۳</sup> است که با کاهش ملزومات حرارتی باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی می‌شود.

در ادامه‌ی این فصل مقدمه‌ای راجع به مبدل حرارتی بر اساس غشاء و انواع دیگر مبدل‌های حرارتی گفته می‌شود.

---

<sup>1</sup> Heat pumps

<sup>2</sup> Desiccant wheels

<sup>3</sup> Membrane based energy recovery ventilators

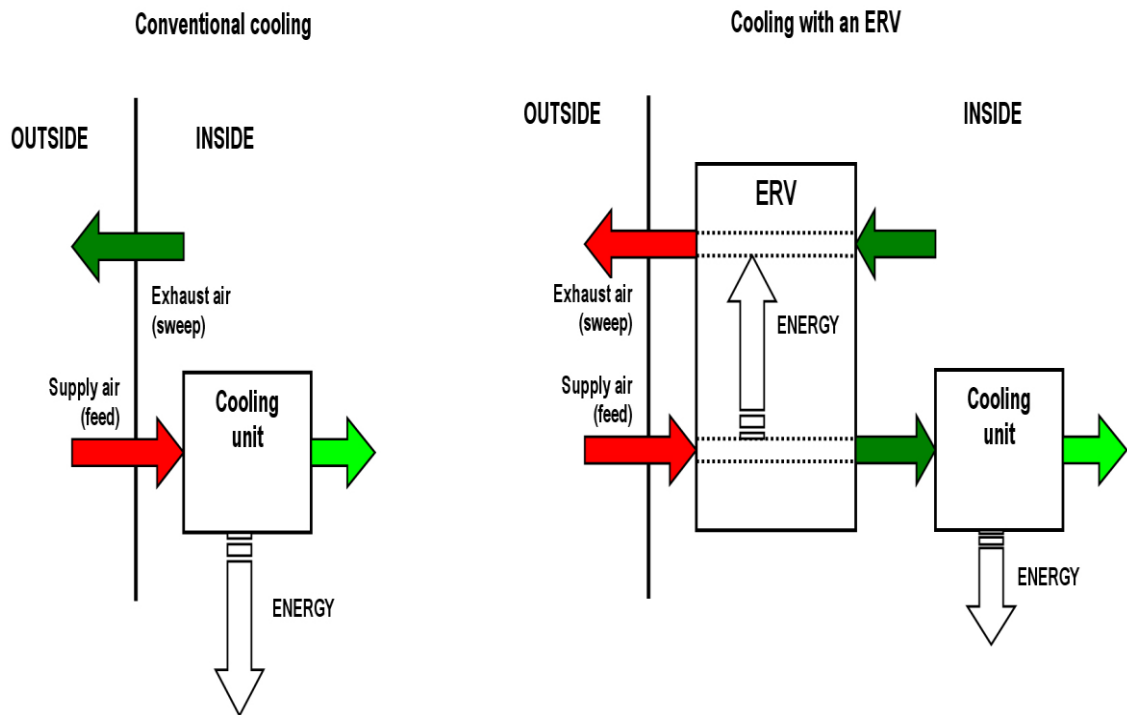
## ۲-۱ مبدل حرارتی بر اساس غشاء

نوعی مبدل حرارتی هوا به هوا است با این تفاوت عمده که صفحه فلزی که دو جریان ورودی و خروجی را از هم جدا می‌کند به غشاء نازک نفوذپذیر نسبت به بخار آب که می‌تواند حرارت و رطوبت را منتقل کند، تغییر کرده است.

این مبدل‌ها از اختلاف انرژی بین دو جریان هوا استفاده می‌کند و نیازی به هیچ انرژی خارجی ندارد. به جای اینکه هوای داخل مستقیماً به خارج هدایت شود همان‌طور که امری مرسوم در تهویه مطبوع است انرژی موجود در جریان هوا در این مبدل‌ها ردوبدل شده و باعث ذخیره انرژی می‌شود. در حقیقت در فصل زمستان حرارت و رطوبت از هوای خروجی داخل بازیابی و در فصل تابستان حرارت و رطوبت هوای ورودی به هوای خروجی داخل منتقل می‌شود تا فرایند سرمایش و رطوبت‌گیری هوای ورودی انجام پذیرد.

زمانی که این سیستم‌ها همراه با واحد خنک‌کننده استفاده می‌شود هوای ورودی را خشک کرده و به نوعی باعث کاهش رطوبت می‌شود که به موجب آن امکان تشکیل یخ در واحد خنک‌کننده را کاهش می‌دهد. زمانی که از سیستم‌های بازیابی انرژی در تهویه مطبوع استفاده نشود امکان تشکیل یخ در کویل‌های سرمایش افزایش یافته و باعث صدمه و آسیب به ساختمان و ساختار واحد سرمایش می‌شود، به همین منظور واحدهای سرمایش مجهز به محافظان یخ و برفک هستند که در صورت نیاز یخ را ذوب کنند اما این تغییر دما و رطوبت نامنظم باعث هدررفت و مصرف انرژی می‌شود، اما زمانی که از سیستم‌های بازیابی انرژی استفاده شود نیاز به چرخه‌ی یخ‌زدایی را کاهش داده و باعث حفظ دما و رطوبتی یکنواخت می‌شود.

شکل ۱-۱ تفاوت بین سرمایش با سیستم‌های بازیابی انرژی و بدون بازیابی انرژی را نشان می‌دهد.



شکل ۱-۱: سرمایش در ساختمان با و بدون سیستم‌های بازیابی انرژی [۲]

در میان تکنیک‌های مختلف برای بازیابی حرارت و رطوبت، مبدل حرارتی بر اساس غشاء دارای فواید بیشتری است که به همین علت در چند سال گذشته توجهات زیادی را به خود جلب کرده است، این فواید شامل موارد زیر است.

۱. بازیابی هم‌زمان گرمای محسوس و نهان
۲. فاقد لرزش قطعات است و بخش حرکتی ندارد
۳. دارای ساخت ساده و پیاده‌سازی آسان است
۴. عملکرد آن در طول زمان کاهش چندانی ندارد
۵. به هم‌پیوسته است و راندمان بالایی دارد

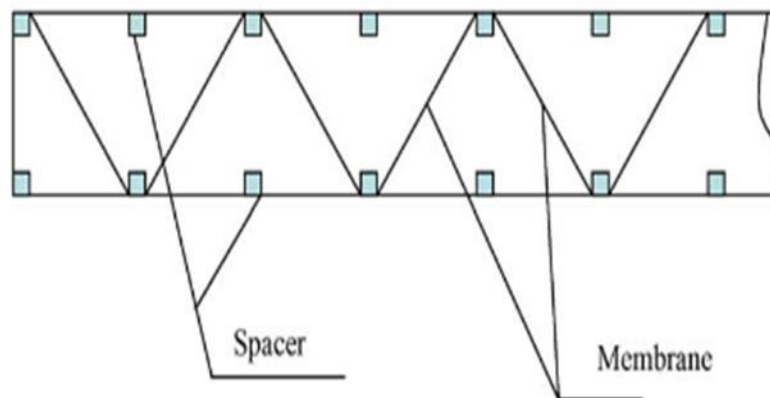
## ۱-۲-۱ اجزاء مبدل

ساختار این مبدل‌ها شامل هسته (غشاء) نفوذپذیر بخار، دو مسیر جریان هوا و دو فن که جریان‌های هوا را به سمت هسته هدایت می‌کند، می‌شود.

## ۱-۳ غشاء

غشاءها جداکننده دو جریان هوا هستند و یکی از مهم‌ترین عوامل در میزان بهره‌وری سیستم‌های بازیابی انرژی است، مواد غشاء باید توانایی بالایی در انتقال حرارت و رطوبت داشته باشند تا بهره‌وری بالایی در انتقال آنتالپی در این سیستم‌ها را بدهد.

غشاءها بسیار نازک و شکننده هستند و به همین منظور برای محافظت از خود نیاز به قاب پلاستیکی<sup>۱</sup> دارند و یا غشاء را روی لایه محافظ پلی پروپیلن<sup>۲</sup> که مقاومت مکانیکی لازم را فراهم می‌کند، می‌سازند که در اشکال ۱-۲ و ۱-۳ نشان داده شده است.



شکل ۱-۲: غشاء همراه با قاب پلاستیکی [۳]

<sup>1</sup> Spacer

<sup>2</sup> Polypropylene



شکل ۱-۳: غشاء بر روی شبکه پلی پروپیلن [۴]

### ۱-۳-۱ غشاء کامپوزیت<sup>۱</sup> آب‌گریز<sup>۲</sup> - آب‌دوست<sup>۳</sup>

مواد غشایی از اصلی‌ترین عوامل در میزان بازیابی حرارت و رطوبت هستند. غشاءهای پلیمری آب‌دوست که نفوذپذیر نسبت به بخار و نفوذناپذیر نسبت به هوا هستند، برای نفوذ رطوبت در نظر گرفته شده‌اند که به طور سنتی به آن‌ها غشاء همگن گفته می‌شود.

مواد معمول این غشاءهای پلیمری شامل پلی اتر پلی یورتان<sup>۴</sup>، کوپلیمر سیلوکسان آمیدو<sup>۵</sup>، پلی استایرن - سولفونات<sup>۶</sup> و بسیاری مواد دیگر است [۵] ضریب انتشار رطوبت در چنین غشاءهای پلیمری معمولاً بسیار کم است. برای حل این مشکل، در آزمایشگاه‌ها چندین غشاء جدید ساخته شده است، آن‌ها عبارت‌اند از: غشاء کامپوزیت آب‌گریز - آب‌دوست [۶]، غشاءهای مایع حمایت شده از کامپوزیت [۷]، [۸] و غشاءهای نامتقارن انگشتی [۹].

<sup>1</sup> Composite

<sup>2</sup> Hydrophobic

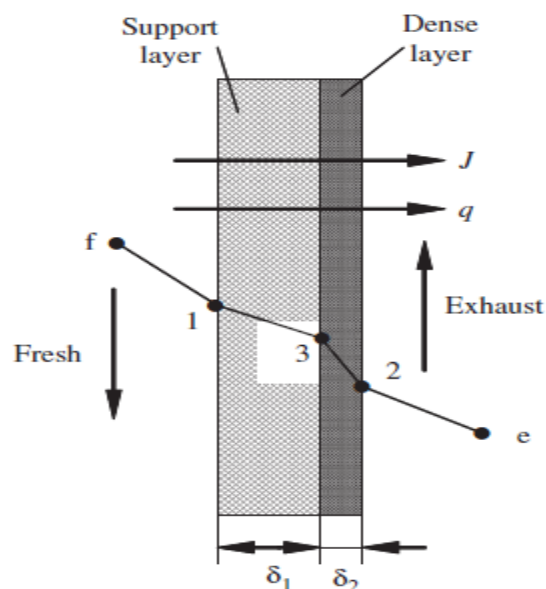
<sup>3</sup> Hydrophilic

<sup>4</sup> polyether-polyurethane

<sup>5</sup> siloxane-amido copolymer

<sup>6</sup> polystyrene-sulfonate

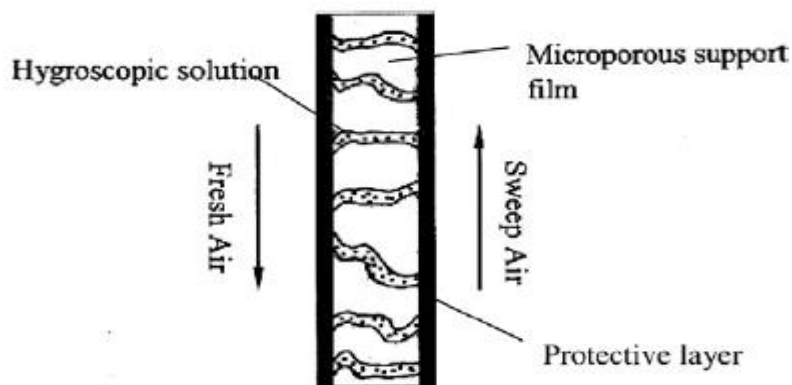




شکل ۱-۴: مدل انتقال حرارت در غشاء کامپوزیتی [۱]

### ۱-۳-۲ غشاءهای مایع حمایتی کامپوزیتی<sup>۱</sup>

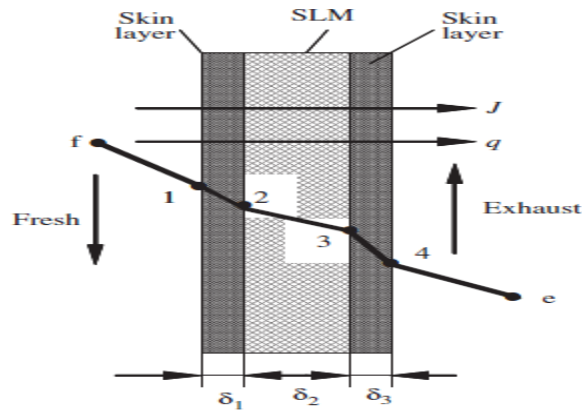
ضریب انتشار رطوبت در غشاءهای پلیمری معمولاً بسیار کم است در مقابل، نفوذپذیری رطوبت در مایع بالاتر از غشاءهای جامد است. این مفهوم در شکل ۱-۵ نشان داده شده است.



شکل ۱-۵: غشاء مایع حمایت شده از کامپوزیت [۱]

<sup>1</sup> Composite supported liquid membrane (CSLM)

این نوع غشاءها محلول مایع LiCl که در غشای متخلخل قرار دارد را برای تسهیل در انتقال رطوبت، به کار می‌گیرد. برای محافظت از این غشاءها دو لایه پلی وینیلیدین فلوراید<sup>۱</sup> بر روی هر دو سطح غشاء قرار می‌دهند.



شکل ۱-۶: مدل انتقال حرارت و جرم در غشاء حمایتی کامپوزیتی [۱]

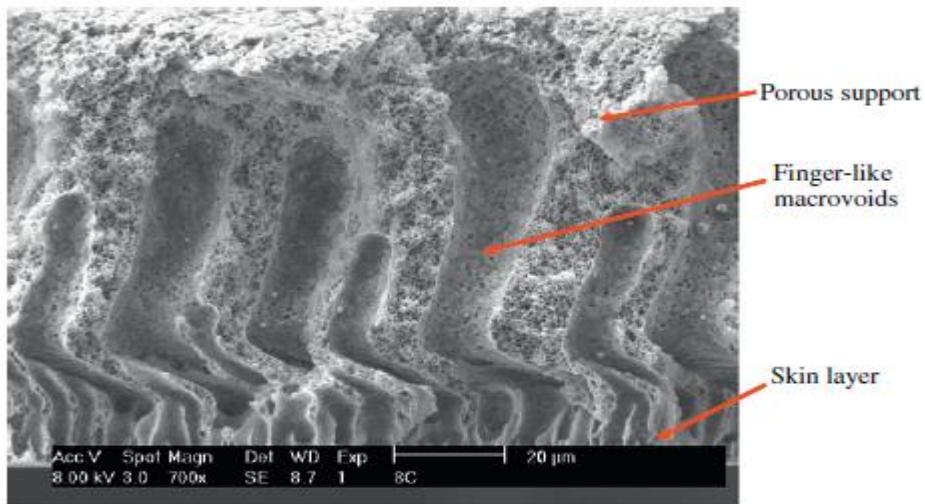
### ۱-۳-۳ غشاء نامتقارن انگشتی

روش تبدیل فاز به عنوان یک تکنولوژی به‌طور گسترده در تهیه غشاء مورد استفاده قرار گرفته است، با توجه به این روش، ساختار غشاء توسط ترمودینامیک محلول ریخته‌گری و فرآیند انتقال حرکت کنترل می‌شود. معمولاً با توجه به میزان جداسازی فاز، دو ساختار متفاوت، یعنی یک اسفنج متقارن<sup>۲</sup> مانند (از تخریب فاز تأخیری) یا ساختار انگشت نامتقارن<sup>۳</sup> (از تقسیم فاز لحظه‌ای) را می‌توان انتظار داشت، شکل ۱-۸ یک ساختار انگشت نامتقارن را نشان می‌دهد.

<sup>۱</sup> Polyvinylidene fluoride

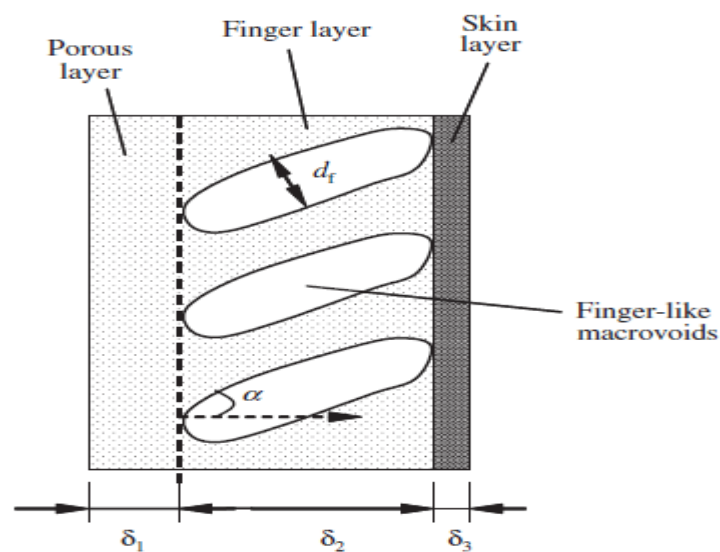
<sup>۲</sup> Symmetric sponge

<sup>۳</sup> Asymmetric finger



شکل ۱-۷: مقطع یک غشاء متخلخل نامتقارن [۱]

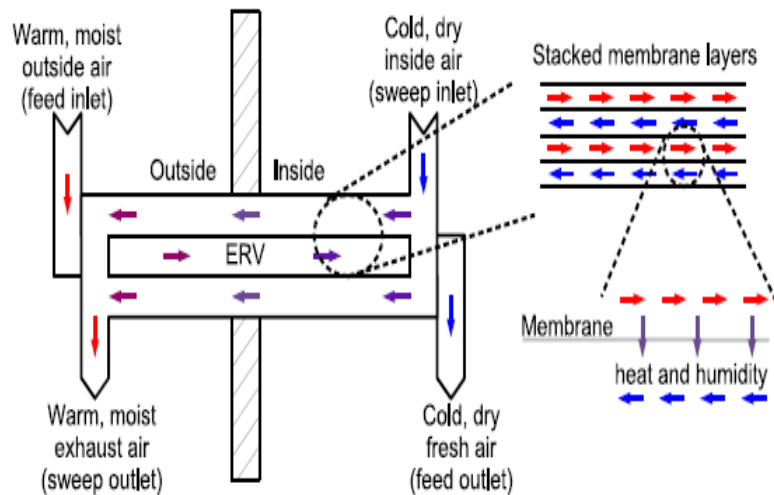
این غشاء شامل سه قسمت که به ترتیب از پایین به بالا شامل پشتیبانی متخلخل اسفنجی، یک محدوده متخلخل با شکل انگشت و در نهایت یک لایه پوست بسیار نازک با منافذ نسبتاً کوچک می‌شود. با توجه به وجود محیط متخلخل انگشتی، به لحاظ کیفی اعتقاد بر این است که غشاءهای نامتقارن مقاومت کمتری نسبت به غشاءهای متقارن دارند و از این رو برای عملکرد نفوذ مفید هستند.



شکل ۱-۸: ساختار ساده شده از یک غشای نامتقارن انگشتی [۱]

## ۴-۱ نحوه‌ی عملکرد مبدل

نحوه‌ی عملکرد مبدل در شکل ۹-۱ نشان داده شده است. همان طور که مشخص است در شرایط اشباع هوای گرم شامل آب یا رطوبت بیشتری نسبت به هوای سرد و اختلاف دما بین جریان‌های هوا به دنبال رسیدن به درجه حرارت یکنواخت و برابر است. مبنای عملکرد این‌گونه مبدل‌ها بر همین اساس است. به عنوان مثال زمانی که هوای گرم تازه از میان غشاء عبور می‌کند، رطوبت و حرارت خود را به هوای سرد خروجی منتقل می‌کند. به نوعی رطوبت و حرارت از غشاء عبور کرده و به سمت هوا با دمای کمتر می‌رود. حال هوای تازه ورودی زمانی که به واحد سرمایش<sup>۱</sup> برسد سردتر و خشک‌تر شده و به دمای ایده‌آل نزدیک‌تر شده است و همین امر موجب کاهش مصرف انرژی خواهد شد.



شکل ۹-۱: اصل ساده یک جریان خلاف جهت در یک منطقه گرم و مرطوب [۲]

## ۵-۱ تفاوت مبدل‌های حرارتی بر اساس غشاء

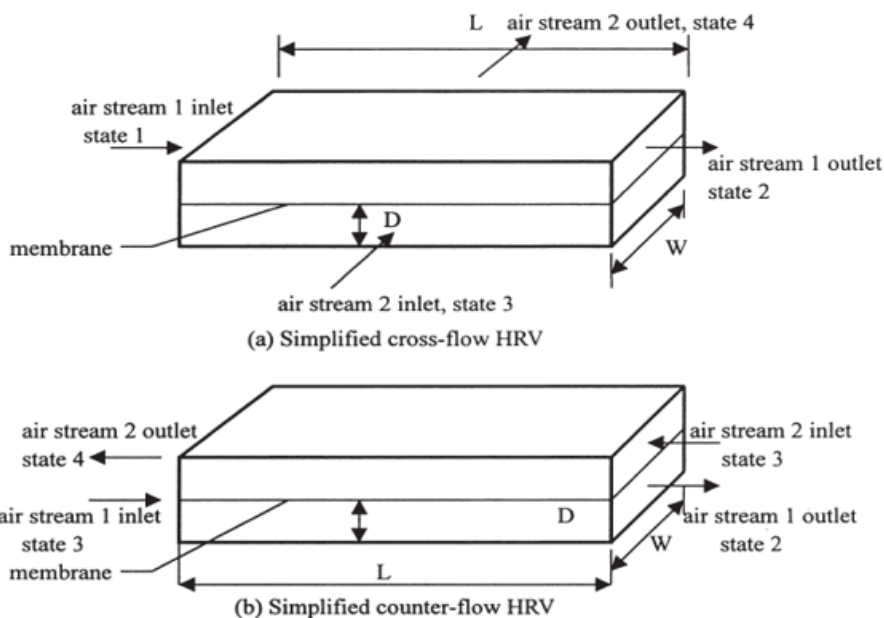
در بازار امروز دو نوع جریان متقاطع و جریان خلاف جهت برای سیستم‌های بازیابی انرژی بر اساس غشاء وجود دارد که تفاوت آن‌ها در جهت جریان هوا می‌باشد که در شکل ۱۱-۱ قابل مشاهده است.

<sup>1</sup> Cooling unit

عملکرد این دو نوع بسیار مشابه است، جایی که غشاءهای نفوذپذیر نازک که در لایه‌های بسیاری انباشته شده است دو جریان ورودی هوا را جدا می‌کنند.

مبدل‌های جریان متقاطع رایج‌ترین نوع در بازار است به این دلیل که این نوع جریان برای نصب مناسب‌تر و ساده‌تر است، اما مساحت غشاء به طور مؤثر مورد استفاده قرار نمی‌گیرد، زیرا اختلاف دما و رطوبت در سرتاسر غشاء متفاوت است. فقط یک بخش کوچکی از مساحت غشاء در نزدیکی ورودی‌های جریان هوا اختلاف زیادی در درجه حرارت و رطوبت دارند.

نوع دیگری از این مبدل‌ها، مبدل‌هایی با جریان خلاف جهت است که در آن جهت جریان‌های هوا در آرایش خلاف جهت یکدیگر قرار دارند که همین آرایش باعث می‌شود که این مبدل‌ها کارایی بیشتری داشته باشند زیرا اختلاف دما و رطوبت در سرتاسر مساحت غشاء برابر و یکنواخت‌تر است.



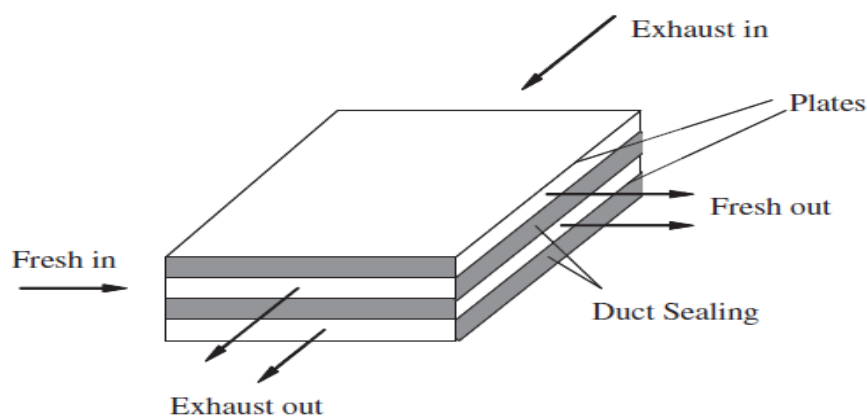
شکل ۱-۱۰: شماتیک مبدل حرارتی با جریان متقاطع و جریان خلاف جهت [۱۰]

## ۱-۶ ساختارهای رایج مبدل‌های حرارتی غشایی

### ۱-۶-۱ صفحه موازی<sup>۱</sup>

شکل ۱-۱۲ مبدل حرارتی صفحه موازی را نشان می‌دهد. بازیابی حرارتی صفحه ثابت یا صفحه موازی ساده‌ترین و رایج‌ترین سازه‌ها برای بازیابی گرما و رطوبت هستند که به وضوح با توجه به ساختار آن نام‌گذاری شده است [۱۱]. صفحات این مبدل به طور معمول از ورق‌های نازک ساخته شده است که با هم جمع می‌شوند و یا شامل یک پانل جامد منفرد با چندین جریان داخلی هوا می‌باشد.

این مبدل با انتقال انرژی حرارتی از جریان‌های خروجی به جریان ورودی از طریق سطوح مبدل‌های حرارتی باعث بازیابی حرارتی می‌شود.



شکل ۱-۱۱: مبدل حرارتی صفحه موازی [۴]

### ۱-۶-۲ کانال مثلثی<sup>۲</sup>

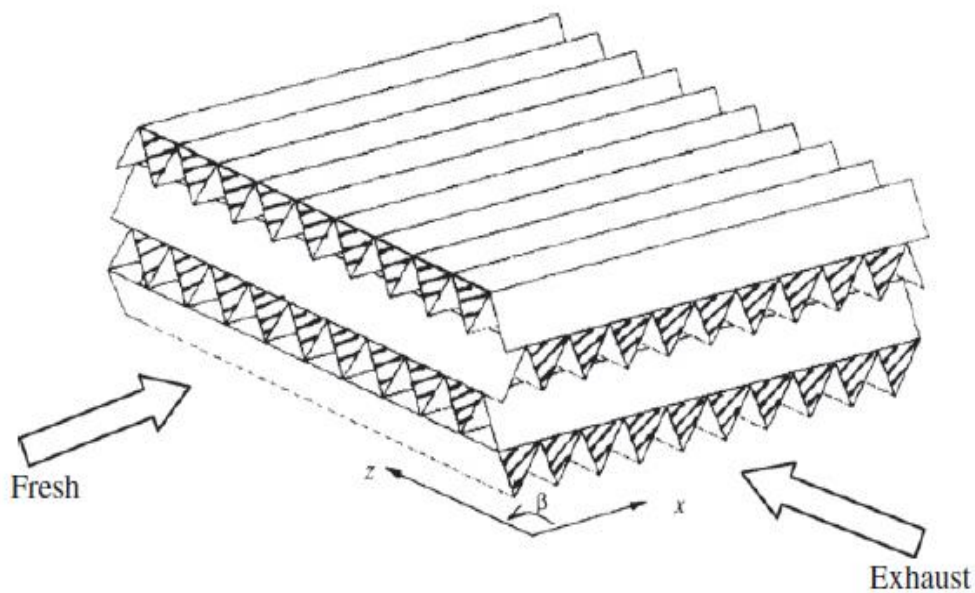
کانال‌های صفحات موازی و فین - صفحه‌ای، اصلی‌ترین و عمده‌ترین ساختار در مبدل‌های حرارتی هستند. مبدل‌های صفحه موازی ساده هستند با این حال قابلیت انتقال حرارت آن‌ها محدود است،

<sup>1</sup> Parallel plate

<sup>2</sup> Triangular duct

مبدل‌های فین - صفحه‌ای قوی، پایدار و به هم پیوسته است، با این حال با توجه به میزان هدایت محدود فین برای حرارت محسوس و نهان، کارایی فین نیز بسیار محدود است.

برای افزایش انتقال گرما و جرم، ساختاری به نام کانال مثلثی ارائه شده است که در شکل ۱۴-۱ مشاهده است. ورقه‌های غشایی تخت به شکل یک سری از کانال‌های مثلثی موازی هم‌سطح می‌باشند، سپس ورق‌های صفحات راه‌راه روی هم انباشته شده و زاویه‌ای ۹۰ درجه بین صفحات همسایه را تشکیل می‌دهند. این ساختار انتقال جرم و گرما را بهتر می‌کند.

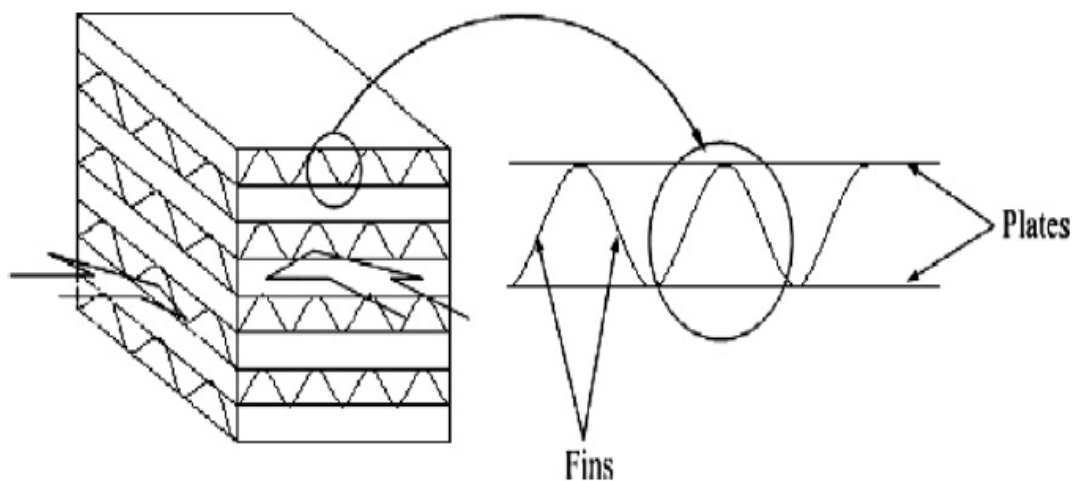


شکل ۱۴-۱: مبدل حرارتی مثلثی [۱۲]

کانال‌های متقاطع مثلثی به طور طبیعی توسط غشاءهای فوق نازک که از موادی مانند کاغذ<sup>۱</sup>، فیلم‌های پلاستیکی<sup>۲</sup>، حلزونی<sup>۳</sup> و هیدروفیلی<sup>۴</sup> تشکیل شده است، به طور فزاینده‌ای در صنایع تهویه مطبوع به دلیل برتری‌های آن‌ها در وزن سبک و ارزان بودن مورد استفاده قرار می‌گیرند.

### ۱-۶-۳ - فین - صفحه‌ای<sup>۵</sup>

کانال‌های فین-صفحه‌ای شایع‌ترین ساختار برای طراحی مبدل‌های به هم‌پیوسته است [۱۳-۱۶] که ساختار آن به طور مکانیکی قوی، جمع‌وجور و کارآمد است و در شکل ۱-۱۳ نشان داده شده است.



شکل ۱-۱۳: مبدل حرارتی فین - صفحه‌ای [۱]

- 
- 1 paper
  - 2 Plastic films
  - 3 tinsel
  - 4 hydrophilic
  - 5 Plate-fin

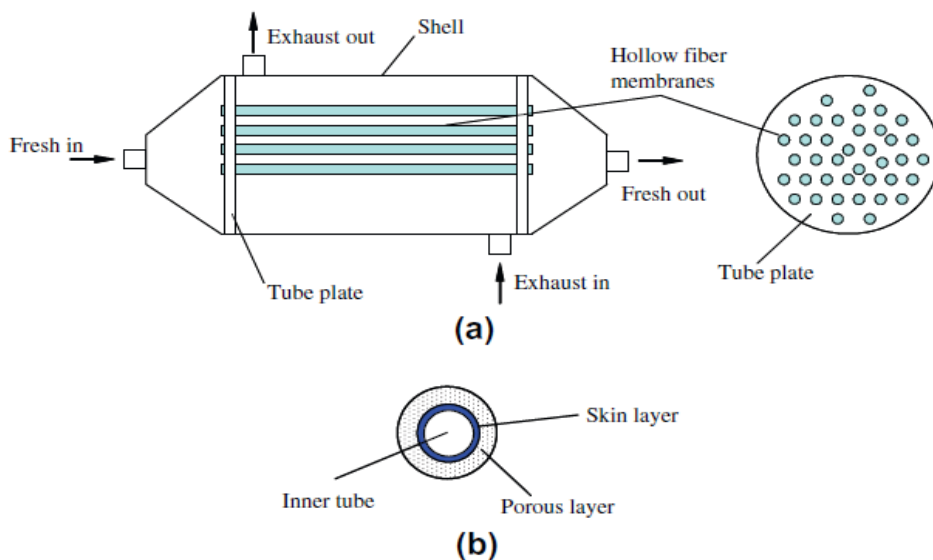


## ۱-۶-۴ الیاف توخالی<sup>۱</sup>

شکل ۱-۱۵ مبدل حرارتی الیاف توخالی را نشان می‌دهد. غشاهای الیاف توخالی یک جایگزین امیدوارکننده هستند، در این مفهوم یک مجموعه از غشاهای الیاف توخالی در یک پوسته جمع می‌شوند تا یک ماژول<sup>۲</sup> را ایجاد کنند.

ساختار آن مانند مبدل حرارتی پوسته و لوله است. هوای تازه و هوای خروجی به ترتیب در طرف لوله و پوسته جریان دارند و حرارت و رطوبت را از طریق دیواره غشایی تبادل می‌کنند.

الیاف ساخته شده از غشاء در قطر ۱-۳ میلی‌متر هستند، بنابراین چگالی مجموعه نسبتاً بالا است. سطح تماس بین دو جریان هوا می‌تواند تا ۱۰۰۰ مترمربع بر مترمکعب باشد. در نتیجه، اثربخشی تبادل حرارت و رطوبت می‌تواند به اندازه کافی بالا باشد تا جذب منافع تجاری شود. برای این ساختار، باید توجه خاصی به ملاحظات افت فشار داشت.



شکل ۱-۱۴: مبدل حرارتی الیاف توخالی [۱]

<sup>1</sup> Hollow fibers  
<sup>2</sup> module

## ۱-۷ انواع بازیابی انرژی

به طور کلی، سیستم‌های بازیابی انرژی می‌توانند بر اساس نوع عملکرد خود به سه نوع فرآیند به فرآیند<sup>۱</sup>، فرآیند به آسایش<sup>۲</sup> و آسایش به آسایش<sup>۳</sup> [۱۱] دسته‌بندی می‌شوند.

در سیستم فرآیند به فرآیند، گرما از جریان ورودی گرفته شده و به جریان هوای خروجی منتقل می‌شود، این فرایند در فصل تابستان رخ می‌دهد و به طور کلی گرمای محسوس را بازیابی می‌کند و گرمای نهان را انتقال نمی‌دهد.

در سیستم فرآیند به آسایش، گرما از جریان خروجی هوای ساختمان گرفته شده و به هوای ورودی انتقال می‌یابد، این فرایند در فصل زمستان اتفاق می‌افتد و تنها گرمای محسوس را بازیابی می‌کند.

سیستم آسایش به آسایش، باعث کاهش آنتالپی هوا در هوای گرم و افزایش آن در زمستان سرد می‌شود و این سیستم هر دو انرژی محسوس و پنهان را انتقال می‌دهد.

به طور خاص، سیستم‌های بازیابی گرما در انواع مختلف، اندازه‌ها، اشکال و ترتیب‌های جریان ساخته شده است. انواع مختلفی از سیستم‌های بازیابی گرما وجود دارد که در ساختمان‌ها و مراکز دیگر استفاده می‌شوند و این نوع سیستم‌های بازیابی گرما به هسته مبدل حرارتی بستگی دارند.

در طی چند دهه گذشته، چندین نوع از سیستم‌های بازیابی گرما مانند لوله حرارتی<sup>۴</sup>، چرخ‌های چرخان<sup>۵</sup> و کویل دایره‌ای<sup>۶</sup> برای بهبود انرژی بین جریان هوای ورودی و خروجی استفاده شده است.

---

<sup>1</sup> process to process

<sup>2</sup> process to comfort

<sup>3</sup> comfort to comfort

<sup>4</sup> heat pipe

<sup>5</sup> rotary wheel

<sup>6</sup> run-around coil

## ۸-۱ مروری بر تحقیقات انجام شده

در طول دهه‌های گذشته محققان در مطالعه‌ی عملکرد انواع مبدل‌های حرارتی و به خصوص در زمینه غشاء مبدل حرارتی در سیستم‌های تهویه مطبوع فعال بوده‌اند که باعث توسعه سیستم‌های بازیابی انرژی و بهبود عملکرد در بازیابی انرژی محسوس و نهان شده است.

در تحقیقی که در سال ۱۹۹۹ توسط ژانگ<sup>۱</sup> و همکارانش [۱۷] انجام شده است، یک مدل انتقال حرارت و جرم برای سیستم‌های بازیابی انرژی با هسته‌ی آب‌دوست متخلخل ارائه می‌دهند. از طریق شبیه‌سازی، دما و حوزه‌های رطوبت محاسبه می‌شوند، مکانیزم انتقال جرم و حرارت برای سیستم‌های بازیابی انرژی مورد بررسی قرار گرفته است و مشخص شده است که برای چیدمان جریان متقاطع، مساحت غشاء به طور مؤثر در تبادل حرارت و رطوبت استفاده نمی‌شود. حدود یک سال بعد و در سال ۲۰۰۰ ژانگ و همکارانش [۱۰] ویژگی‌های انتقال حرارت و جرم در غشاء را مورد مطالعه قرار دادند تا معیارهای انتخاب مناسب برای غشاء در سیستم‌های بازیابی انرژی را تعیین کنند مانند تأثیرات ضخامت غشاء که هرچه ضخامت کمتری داشته باشد میزان انتقال حرارت و جرم بیشتر می‌شود. آن‌ها یک مدل فیزیکی کلی و عمومی برای تحلیل عملکرد انواع مختلف غشاء را ایجاد کردند، که از این مدل می‌توان برای شبیه‌سازی عملکرد حرارتی سیستم‌های بازیابی تحت شرایط عملیاتی مختلف استفاده کرد. به علت نفوذپذیری پایین غشاء آب‌دوست متخلخل ژانگ [۱۸] در سال ۲۰۰۶ غشاء جدید کامپوزیتی حمایت شده از مایع را که برای سیستم‌های بازیابی انرژی بکار می‌رود، به وجود آورد. غشاء از سه لایه تشکیل شده است: دو لایه محافظتی آب‌دوست و یک لایه‌ی ساندویچ شده‌ی حمایتی که در آن محلول LiCl وجود دارد. آزمایش‌هایی برای اندازه‌گیری میزان نفوذ رطوبت در این غشاء صورت گرفت. مشخص شد که میانگین نرخ نفوذ رطوبت از غشاء کامپوزیت تقریباً دو برابر بیشتر از غشاء آب‌دوست جامد با ضخامت نسبی می‌باشد. علاوه بر این، لایه مایع پشتیبانی شده تنها ۱۲ درصد از کل مقاومت انتقال رطوبت در سلول

---

<sup>1</sup> Zhang

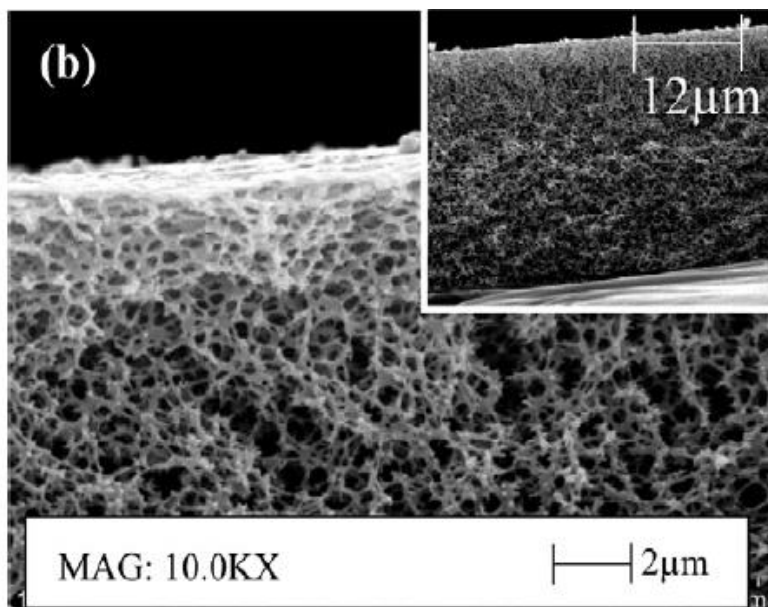
را شامل می‌شود که نشان می‌دهد پتانسیل زیادی برای بهبود عملکرد بیشتر وجود دارد. دو سال بعد ژانگ [۱۹] پس از اینکه غشاء کامپوزیتی حمایت شده از مایع را بدست آورد انتقال حرارت و جرم در این غشاء را نیز مورد بررسی قرار داد. بعدها و در سال ۲۰۰۸ ژانگ و همکارانش [۴] به بررسی مواد مختلف برای جنس غشاء پرداختند. آن‌ها انتقال حرارت و جرم را در صفحات موازی با مواد جدیدی برای غشاء بررسی کردند. در این تحقیق، سه ماده مختلف کاغذ<sup>۱</sup>، استات سلولز<sup>۲</sup> و استات سلولز اصلاح شده<sup>۳</sup> برای ماده‌ی غشاء انتخاب شد و منحنی‌های جذب و زوایای تماس این سه ماده اندازه‌گیری شد تا منعکس‌کننده میزان آب‌دوست بودن آن‌ها باشد. اثرات شرایط عملیاتی مختلف مانند نرخ جریان هوا، دما و رطوبت بر روی بهره‌وری محسوس و نهان آن‌ها ارزیابی شد. هر دو نتایج عددی و آزمایشگاهی نشان داد که مقاومت رطوبت با ضخامت، شیب جذب و پتانسیل جذب تعیین می‌شود. از بین سه مبدل مورد تحقیق، مبدل با ماده استات سلولز اصلاح شده، بالاترین عملکرد را به دلیل ضخامت کم، شیب جذب تندتر و پتانسیل جذب بیشتر، دارد. در سال ۲۰۱۱ ژانگ و همکارانش [۲۰] غشاء نامتقارن سلولز استات را که برای سیستم‌های بازیابی انرژی بکار می‌رود را به وجود آوردند. این غشاء شامل یک ماده خام ارزان از استات سلولز، حلال استیک اسید و آب یونیزه شده می‌باشد و همچنین دارای یک لایه محافظ متخلخل و یک لایه پوستی متراکم نیز می‌باشد. این غشاءها نفوذپذیری بالایی دارند. تحلیل‌ها نشان داد که بهترین ترکیب محلول بهینه برای غشاء ریخته‌گری شده نسبت ۷۰ به ۳۰ اسید استیک به نسبت آب یونیزه شده می‌باشد.

---

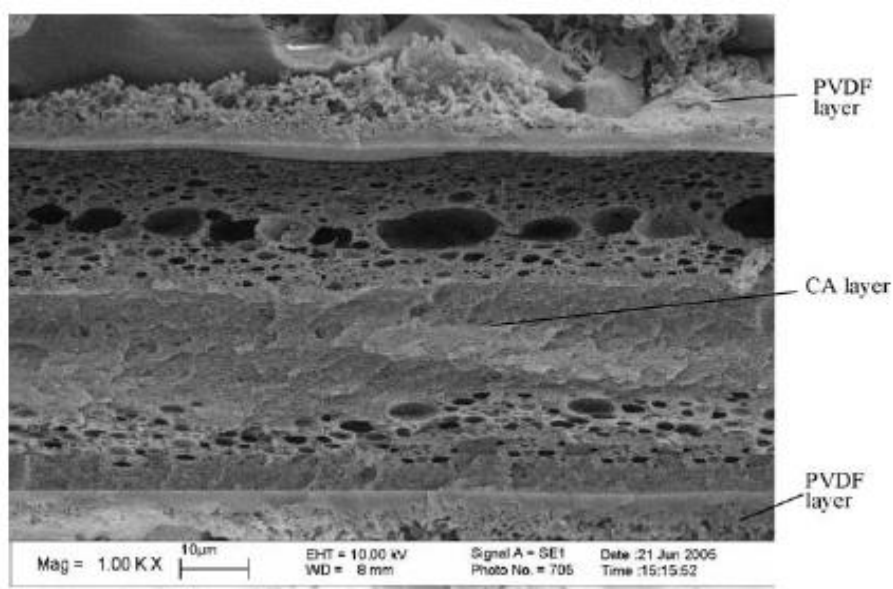
<sup>1</sup> Paper

<sup>2</sup> Cellulose acetate (CA)

<sup>3</sup> Modified Cellulose acetate



شکل ۱-۱۵: نمودار مقطعی از غشاء نامتقارن سلولز استات [۲۰]



شکل ۱-۱۶: نمودار مقطعی از غشاء کامپوزیتی حمایت شده از مایع [۱۸]

در سال ۲۰۰۱ ژانگ و نیو<sup>۱</sup> [۲۱] گروه‌های بی‌بعد بنیادی را برای انتقال گرما و انتقال رطوبت در یک مبدل جریان هوا به هوا با هسته‌های غشاء آب‌دوست بدست آورده و مورد مطالعه قرار دادند.

<sup>1</sup> Niu

مطالعات نشان داد که اثربخشی محسوس عمدتاً توسط تعداد واحدهای انتقال<sup>۱</sup> تعیین می‌شود در حالی که بهره‌وری نهان تحت تأثیر مواد و شرایط عملیاتی است، به عبارتی دیگر برخلاف مقاومت نفوذ حرارتی، مقاومت در برابر نفوذ رطوبت در غشاء ثابت نیست و با شیب منحنی جذب و شرایط عملیاتی مشخص می‌شود. برای توجه به این تأثیرات، عامل بدون بعد جدیدی به نام ضریب مقاومت نفوذ رطوبت<sup>۲</sup> تعریف شد، با این ضریب، عملکرد یک مبدل آنتالپی را می‌توان به راحتی پیش‌بینی و به وضوح درک کرد. با مقایسه عملکرد مواد غشایی مختلف، آشکار می‌شود که ماده غشایی با منحنی خطی، بهتر از سایر مواد تحت شرایط معمول عمل می‌کند. در ادامه ژانگ و نیو [۲۲] پس از بدست آوردن گروه‌های بی‌بعد بنیادی به بررسی تأثیرات شرایط عملیاتی و خصوصیات مواد روی اثربخشی محسوس و نهان در صفحات موازی پرداختند. همچنین روابط بین تعداد واحدهای انتقال حرارت و تعداد واحدهای انتقال رطوبت را با جداسازی مناسب مقاومت رطوبتی غشاءها مورد مطالعه قرار دادند. این پارامتر بدون بعد توسعه‌یافته (تعداد واحدهای انتقال رطوبت)، خلاصه ویژگی‌های جذب مواد غشایی، پیکربندی و شکل مبدل و همچنین شرایط عملیاتی است. در ادامه‌ی بررسی شرایط مختلف عملیاتی بر روی عملکرد این مبدل‌ها در سال ۲۰۱۰ مین و سو [۲۳] به بررسی اثرات ارتفاع کانال و ضخامت غشاء بر عملکرد سیستم بازیابی انرژی تحت شرایط توان فن برابر پرداختند. نتایج نشان داد با افزایش ارتفاع کانال، سرعت انتقال حرارت در ابتدا افزایش می‌یابد و پس از رسیدن به حداکثر در یک ارتفاع مشخص کانال، کاهش می‌یابد. علاوه بر این، با افزایش ضخامت غشاء، میزان انتقال حرارت کل و اثر آنتالپی نیز کاهش می‌یابد. به طور کلی با افزایش ارتفاع و ضخامت غشاء آنتالپی کاهش می‌یابد. آن‌ها همچنین یک سال بعد به بررسی اثرات دما و رطوبت هوای آزاد بر عملکرد سیستم بازیابی انرژی در فصل‌های گرم و سرد، پرداختند. نتایج نشان داد که رطوبت و دمای هوای آزاد نه تنها بر مقاومت انتقال رطوبت بلکه مقاومت در برابر انتقال حرارت از طریق غشاء را نیز تحت تأثیر قرار می‌دهد که در نتیجه عملکرد این دستگاه، تابع پیچیده‌ای از رطوبت

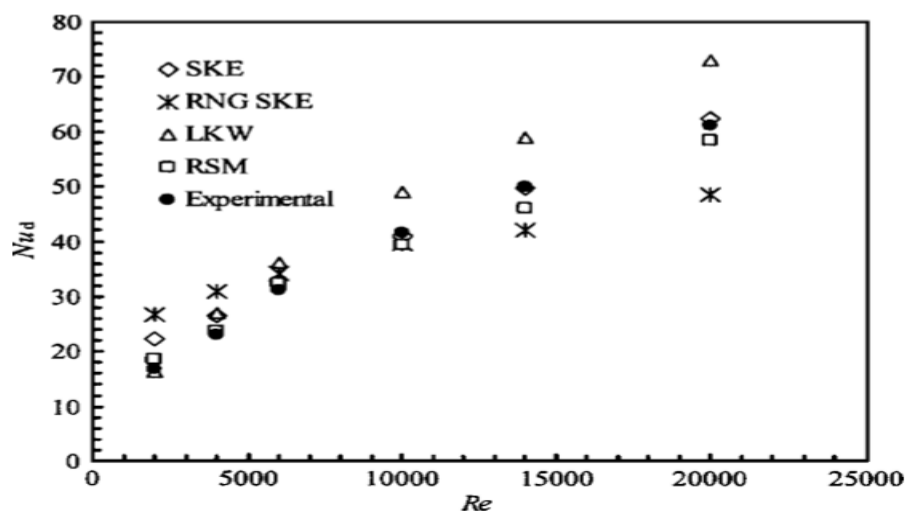
---

<sup>1</sup> NTU

<sup>2</sup> CMDR

و دما است. در هوای گرم، بهره‌وری محسوس به سختی با دمای هوای بیرون تغییر می‌کند اما با افزایش رطوبت هوای بیرون به آرامی کاهش پیدا می‌کند. بهره‌وری نهان با افزایش دمای بیرونی کمی کاهش می‌یابد اما با افزایش رطوبت بیرونی به سرعت افزایش می‌یابد. به عنوان برآیند با افزایش رطوبت بیرونی بهره‌وری آنتالپی ابتدا کاهش و سپس افزایش می‌یابد. به بیان ساده‌تر در هوای گرم با افزایش دما و رطوبت نرخ انتقال حرارت کلی افزایش می‌یابد [۲۴]. بعدها و در سال ۲۰۱۶ ژانگ [۲۵] رویکردی به نام SLGA (الگوریتم ژنتیک تک حلقه) برای بهینه‌سازی سیستم‌های بازیابی انرژی بر اساس غشاء پیشنهاد کرده است. این الگوریتم پیشنهادی، هشت پارامتر نامطلوب مانند نوع مواد، ساختار کانال، اندازه مبدل، نرخ بهره و غیره را به عنوان متغیرهای ورودی انتخاب می‌کند و عملکرد مبدل مانند بازده اقتصادی، بهره‌وری محسوس و نهان به ترتیب به عنوان توابع هدف انتخاب شده‌اند، سپس محدودیت‌های احتمالی توسط روش قطعی تک حلقه به شکل‌های قطعی تبدیل می‌شوند. مشکل بهینه‌سازی گسسته و غیرخطی پس از آن توسط GA (الگوریتم ژنتیک) حل شده است. در ادامه و در سال ۲۰۱۸ انگارنویس و همکارانش [۲۶] به بررسی پارامترهای هوای تازه و خروجی (دما و رطوبت) بر روی عملکرد مبدل حرارتی مثلثی با غشاء نامتقارن کامپوزیتی پرداختند. نتایج نشان داد که رطوبت نسبی می‌تواند تا ۱۲ درصد در افزایش و یا کاهش بهره‌وری این نوع غشاءها تأثیر داشته باشد ولی برعکس دمای هوای تازه و خروجی تأثیر خیلی کمی در بهره‌وری این نوع غشاءها دارد. در سال ۲۰۱۸ نیز سابک و همکارانش [۲۷] تأثیرات شکل‌های مختلفی از موانع مانند مثلثی، مستطیلی و خمیده را در مبدل حرارتی غشایی مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. آن‌ها همچنین نسبت ارتفاع کانال‌ها بر میزان انتقال حرارت و جرم را نیز مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که مزایای موانع خمیده از اهمیت بیشتری نسبت به سایر موانع برخوردار است و افزایش نسبت ارتفاع کانال‌ها باعث کاهش انتقال حرارت و جرم می‌شود.

در سال ۲۰۰۵ ژانگ [۲۸] همچنین انتقال حرارت جریان آشفته را در مبدل حرارتی مثلثی به صورت عددی مورد بررسی قرار داد، او چهار مدل آشفتگی شامل  $k-\epsilon$  استاندارد،  $k-\epsilon$  رنورمالایز،  $k-\omega$  رینولدز پایین<sup>۲</sup> و تنش رینولدز<sup>۳</sup> را انتخاب کرد. در میان مدل‌های مختلف آشفتگی، به طور کلی، مدل RSM در بازه‌ی رینولدز  $2000 \leq Re \leq 20,000$  دارای بهترین نتیجه است، با این حال در بازه‌ی رینولدز  $2000 \leq Re \leq 6000$  مدل LKW بهترین سازگاری را با داده‌های تجربی دارد، در حالی که در بازه‌ی رینولدز  $6000 \leq Re \leq 20000$  مدل SKE بهترین نتیجه را داراست. دو مقیاس همبستگی برای پیش‌بینی میانگین مقادیر ناسلت<sup>۴</sup> و عوامل اصطکاک برای رینولدز بین ۲۰۰۰ تا ۲۰،۰۰۰ پیشنهاد شده است. نتایج نشان می‌دهد که در مقایسه با صفحات موازی، کانال‌های مثلثی راه‌راه می‌تواند انتقال حرارت را ۴۰ تا ۶۰ درصد افزایش دهد، اما افت فشار را تا ۲ برابر افزایش می‌دهد. همچنین میدان‌های سرعت، دما و آشفتگی به منظور بررسی برخی از مکانیزم‌های افزایش انتقال حرارت بررسی شده است.



شکل ۱-۱۷: میانگین عدد ناسلت در مدل‌های مختلف آشفتگی [۲۸]

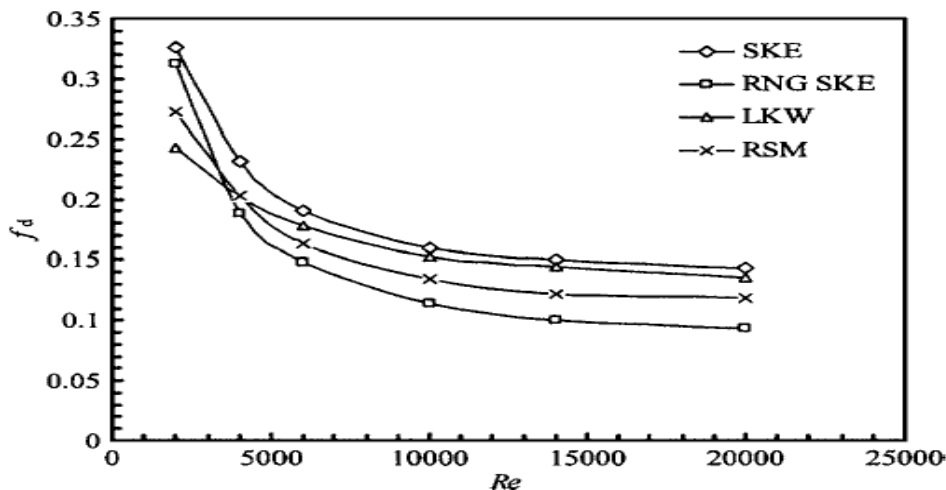
<sup>1</sup> Renormalized

<sup>2</sup> the low Reynolds  $k-\omega$  (LKW)

<sup>3</sup> Reynolds stress (RSM)

<sup>4</sup> Nusselt





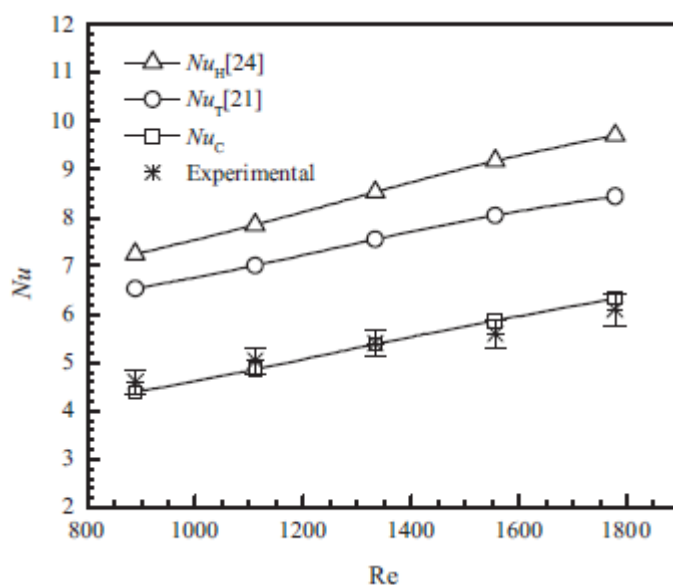
شکل ۱-۱۸: میانگین عامل اصطکاک در مدل‌های مختلف آشفتگی [۲۸]

ژانگ [۲۹] در همان سال جریان تناوبی کاملاً توسعه‌یافته و انتقال حرارت در کانال‌های مثلی راه‌راه با جریان متقاطع در رژیم جریان انتقالی را به صورت حل عددی بررسی کرد، تناوبی<sup>۱</sup> برای کاهش پیچیدگی هندسه کانال استفاده می‌شود و کوچک‌ترین بخش کانال را قادر به مدل‌سازی می‌سازد، از مدل آشفتگی  $k-\omega$  استفاده کرده و کانتورهای دما، سرعت و آشفتگی را در ناحیه پیچیده سه‌بعدی بدست آورده است، عوامل اصطکاک و میانگین عدد ناسلت در دو شرایط مرزی دما یکنواخت و شار حرارتی یکنواخت محاسبه شده است. سپس و در سال ۲۰۰۵ ژانگ [۳] انتقال جرم را نیز در غشاء مثلی راه‌راه با جریان متقاطع بررسی کرد. کسر جرم بخار، سرعت و انرژی جنبشی آشفتگی در دامنه پیچیده سه‌بعدی را بدست آورد. ژانگ همچنین در این تحقیق عوامل اصطکاک و میانگین عدد شرود<sup>۲</sup> را در شرایط مرزی کسر جرمی یکنواخت محاسبه کرده است. در سال ۲۰۱۳ یایسی و همکارانش [۳۰] انتقال حرارت و جرم را در مبدل‌های حرارتی صفحه موازی با جریان خلاف جهت را به صورت عددی در دو فصل زمستان و تابستان مورد بررسی قرار دادند و با جریان متقاطع مقایسه کردند. نتایج نشان از برتری و بهره‌وری بیشتر جریان خلاف جهت نسبت به متقاطع داشت، آن‌ها همچنین پارامترهای دیگری را هم

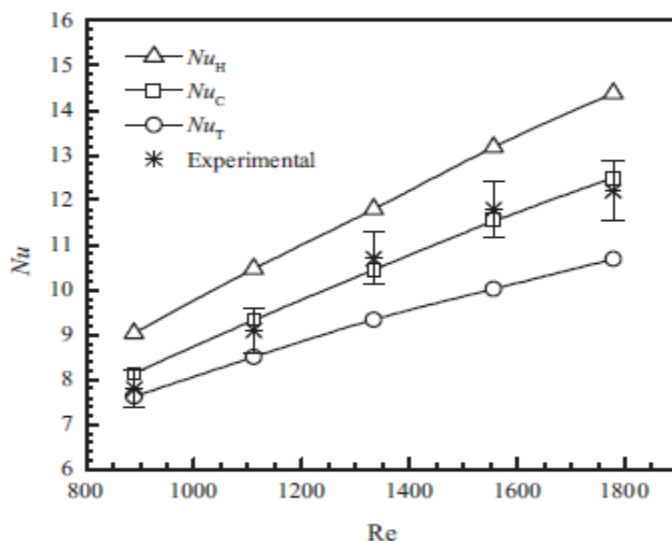
<sup>1</sup> Periodicity

<sup>2</sup> Sherwood

برای بهره‌وری این سیستم‌ها مورد بررسی قرار دادند. نتایج نشان داد که افزایش سرعت ورودی هوا باعث کاهش بهره‌وری سیستم‌های بازیابی انرژی می‌شود. این بهره‌وری با افزایش ضخامت و ارتفاع کانال به طرز قابل توجهی کاهش می‌یابد. همچنین اثربخشی این سیستم‌ها در تابستان بیشتر از زمستان می‌باشد. بعدها و در سال ۲۰۱۴ سبای و همکارانش [۳۱] حل عددی سه‌بعدی از مکانیزم‌های انتقال حرارت و انتقال جرم در یک مبدل حرارتی متقاطع با جریان متعادل و نامتوازن را انجام دادند. این کار شامل استفاده از یک حجم کنترل و حل معادلات ناویر-استوکس در جریان هوا و همچنین در هسته غشاء است. تأثیر پارامترهای عملیاتی مانند عدد رینولدز، نرخ جریان حجم و دما در عملکرد مبدل حرارتی را نیز مورد بررسی قرار دادند. یک سال بعد ژن کینک و همکارانش [۳۲] انتقال حرارت و انتقال جرم در مبدل حرارتی مثلثی متقاطع را مورد بررسی قرار دادند. به منظور تشدید انتقال رطوبت، از غشاءهای به تازگی توسعه داده شده به نام غشاءهای نامتقارن استفاده شده است. برخلاف روش‌های عمومی و رایج در فرض دمای یکنواخت (غلظت) یا شار حرارت یکنواخت (شار جرم) برای شرایط مرزی، در این تحقیق از شرایط مرزی واقعی استفاده شده است و اعداد ناسلت و شروود با توجه به همین شرایط مرزی بدست آمده‌اند. سپس نتایج با داده‌های دما یکنواخت (غلظت) یا شار حرارت یکنواخت (شار جرم) در کانال مثلثی با زاویه کانال ۶۰ و ۹۰ درجه مقایسه شده است که این قیاس نشان می‌دهد که نتایج تحت شرایط مرزی واقعی به شرایط آزمایشگاهی نزدیک‌تر است.



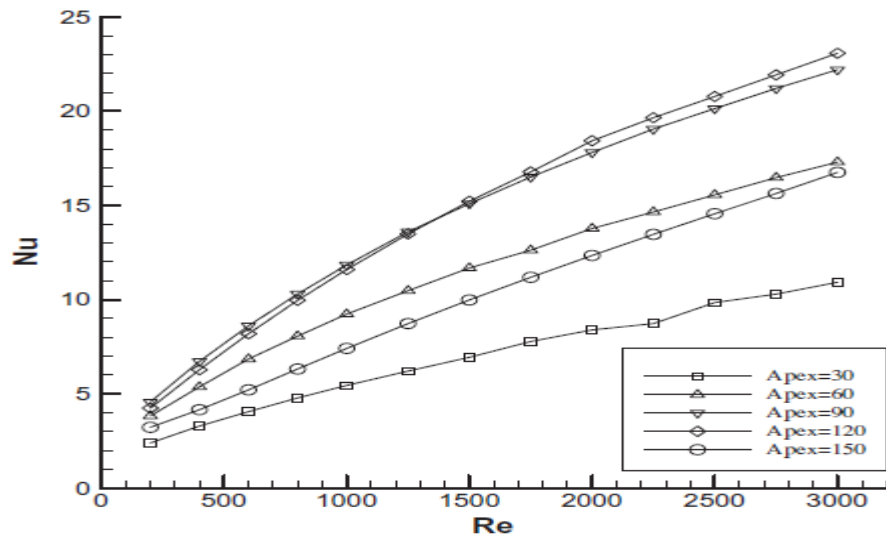
شکل ۱-۱۹: مقدار ناسلت در شرایط مرزی مختلف در زاویه کانال ۶۰ درجه [۳۲]



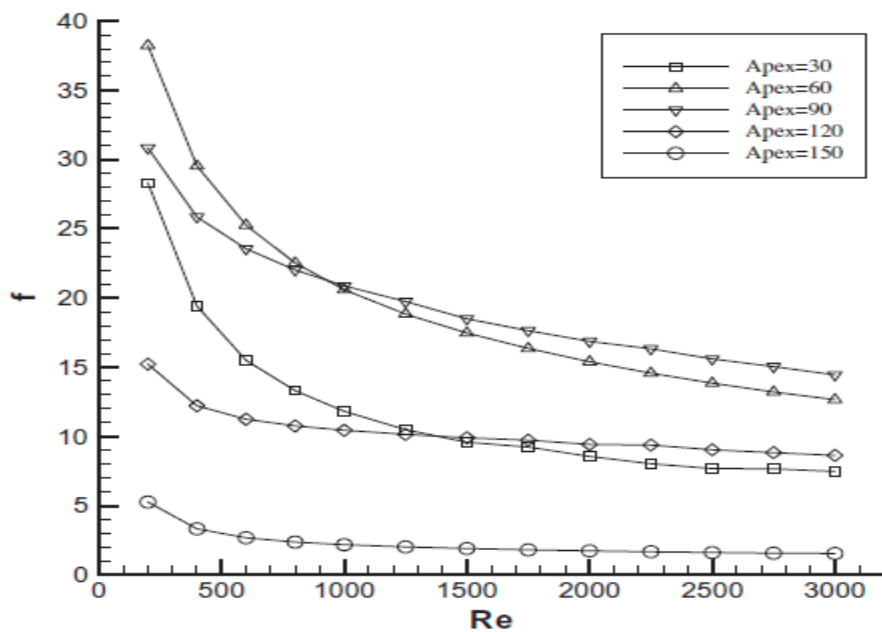
شکل ۱-۲۰: مقدار ناسلت در شرایط مرزی مختلف در زاویه کانال ۹۰ درجه [۳۲]

در تحقیقی که در سال ۲۰۱۵ توسط لیو و نیو [۳۳] صورت پذیرفت، تأثیرات شکل و هندسه بر روی ویژگی‌های ترموهیدرولیک کانال مثلثی برای محدوده رینولدز از ۲۰۰-۳۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج نشان داد که زاویه رأس کانال به شدت بر انتقال حرارت و افت فشار در کانال مثلثی تأثیر می‌گذارد،

برای افزایش انتقال حرارت کانال‌های مثلثی متقاطع در زوایای رأس ۹۰ درجه و ۱۲۰ درجه توصیه می‌شود، نسبت ابعادی تأثیر نسبتاً زیادی بر افت جریان دارد که در شکل‌های ۲-۹ و ۲-۱۰ قابل مشاهده است.



شکل ۱-۲۱: میانگین عدد ناسلت در کانال مثلثی با زوایای رأس مختلف [۳۳]



شکل ۱-۲۲: میانگین افت فشار در کانال مثلثی با زوایای رأس مختلف [۳۳]

در ادامه راه، ژانگ [۳۴] در سال ۲۰۰۷ انتقال حرارت را در نوع دیگری از مبدل‌های حرارتی غشایی یعنی مبدل حرارتی صفحه-فین با کانال مثلثی بررسی کرد. ژانگ طیف وسیعی از زوایای رأس را از ۳۰ درجه تا ۱۲۰ درجه و پارامترهای هدایت‌پذیری فین از ۰ تا بینهایت بزرگ را پوشش داد و اعداد ناسلت را در مناطق در حال توسعه و کاملاً توسعه‌یافته برای زوایای رأس مختلف و پارامترهای هدایت‌پذیری فین، بدست آورد. حدود دو سال بعد و در جهت بهبود عملکرد مبدل‌های حرارتی فین صفحه‌ای ژانگ [۳۵] انتقال حرارت و جرم را با مواد مختلف صفحه و فین بررسی کرد. به طور سنتی و در تحقیق‌های گذشته از کاغذ هیگروسکوپیک<sup>۱</sup> به عنوان مواد مبدل حرارتی صفحه-فین استفاده شده است. اگرچه اثربخشی محسوس با این ماده رضایت‌بخش است اما اثربخشی نهان به دلیل نفوذ رطوبت کم در این مواد چندان رضایت‌بخش نیست. برای حل این مشکل، ژانگ یک مفهوم جدید برای افزایش رطوبت در مبدل پیشنهاد کرده است به طوری که صفحات و فین‌ها با مواد مختلف ساخته شوند. به همین منظور از غشاء جدیدی به نام غشاء مایع حمایت شده از کامپوزیت به عنوان ماده صفحه استفاده شد. مواد فین هم، هم چنان به دلیل ارزان بودن و مقاومت قوی همان کاغذ است. برای مقایسه این دو جنس هسته، یکی جنس صفحه-فین کاغذ و دیگری جنس فین کاغذ و صفحه غشایی، ساخته و مورد آزمایش قرار گرفت. مدل ریاضی حاکم بر انتقال حرارت و رطوبت در هسته‌ها تنظیم و به صورت عددی حل شد و هر دو داده‌های آزمایشگاهی و نتایج عددی نشان داد که بهره‌وری نهان هسته‌ی کاغذ-فین و صفحه-غشاء به علت پخش زیاد رطوبت در غشاء، ۶۰ درصد بالاتر از هسته‌ی سنتی کاغذ-فین و کاغذ-صفحه است.

بررسی‌های صورت گرفته در تحقیق‌های پیشین بر اساس شرایط مرزی شار ثابت و دما ثابت بوده است اما در سال ۲۰۰۷ ژانگ [۳۶] در تحقیقی که انجام داد مکانیزم‌های انتقال جرم و گرما را در مبدل حرارتی صفحه موازی با جریان متقاطع تحت شرایط مرزی واقعی بررسی کرد. برخلاف روش‌های عمومی

---

<sup>1</sup> Hygroscopic paper

و رایج در فرض دمای یکنواخت (غلظت) یا شار حرارت یکنواخت (شار جرم) برای شرایط مرزی، در این تحقیق از شرایط مرزی واقعی بر روی سطوح مبدل که توسط حل همزمان معادلات جفت شده که شامل انتقال مومنوم، انرژی حرارتی و جرم در دو جریان هوای متقاطع و در میان غشاء می‌باشد، استفاده شده است، و اعداد ناسلت و شروود با توجه به همین شرایط مرزی بدست آمده‌اند. در سال ۲۰۱۱ ژانگ و چن<sup>۱</sup> [۱۲] جریان سیال و انتقال حرارت جابجایی در کانال مثلثی متقاطع تحت شرایط مرزی شار حرارتی یکنواخت را مدل‌سازی، و به صورت آزمایشگاهی بررسی کردند. رفتار انتقالی جریان سیال در مجرای توسط اندازه‌گیری سرعت و تبدیل فوریه آشکار شده است و روابطی برای تخمین افت فشار و میانگین عدد ناسلت در شرایط مرزی شار حرارتی یکنواخت ارائه شده است. روابط می‌تواند برای برآورد ضرایب انتقال جرم بسط داده شوند.

## ۱-۱۰ معرفی تحقیق حاضر

تحقیق حاضر بر روی مبدل‌های حرارتی غشایی صورت گرفته است. همان‌گونه که پیش‌تر ذکر شد این مبدل‌ها شامل مکانیزم انتقال حرارت و انتقال جرم هستند و شامل دو ورودی جریان هوا و دو خروجی جریان هوا می‌باشند که دو جریان هوای تازه و برگشت توسط غشاء نفوذپذیر نسبت به بخار آب جدا شده‌اند. در تحقیق‌های گذشته غشاءها به دو صورت سطح صاف (موازی) و مثلثی بوده‌اند. پارامترهای مختلفی در جهت بهبود عملکرد مبدل‌ها بر روی این دو غشاء صورت پذیرفت؛ اما در این تحقیق و به عنوان نوآوری کار، شکل و هندسه غشاءها تغییر کرده و به صورت مدور کنگره‌دار و خمیده مورد مطالعه و ارزیابی قرار گرفته است؛ به عبارت دیگر دو ساختار جدید مدور کنگره‌دار و خمیده با هدف افزایش انتقال حرارت و رطوبت و کاهش افت فشار مورد مطالعه قرار گرفته است. در این تحقیق به تجزیه و تحلیل ویژگی‌های ساختاری مبدل‌های حرارتی، از جمله نحوه توزیع جریان، دما و نرخ رطوبت پرداخته

---

<sup>1</sup> Chen

شده است. اعداد ناسلت و شروود و افت فشار در رینولدزهای مختلف بدست آمده و مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. همچنین مقایسه‌ای میان عملکرد مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار با سایر مبدل‌ها (مانند مبدل‌های با کانال مثلثی) انجام شده است.





# فصل دوم

## معادلات حاکم

## ۲-۱ مقدمه

به منظور انجام یک تحلیل جریان واقعی، نیاز به استفاده از معادلات اساسی حاکم همانند پیوستگی و اندازه حرکت<sup>۱</sup> می‌باشد. معادله انرژی برای مواردی که انتقال حرارت وجود داشته باشد حل می‌شود. همچنین معادله انتقال جرم برای مواردی که انتقال رطوبت وجود داشته باشد نیز، حل می‌شود. با توجه به اینکه اغلب جریان‌های موجود در طبیعت آشفته می‌باشند جهت تحلیل واقعی و دقیق یک جریان، در نظر گرفتن اثرات آشفتگی در معادلات حاکم بر جریان امری بسیار ضروری می‌باشد.

با نگرش به اینکه یک مدل واحد برای در نظر گرفتن اثرات توربولانس برای تمام جریان‌ها وجود ندارد، از بین مدل‌های تجربی مختلفی که جهت اعمال اثرات آشفتگی در دسترس می‌باشد، مدلی مناسب برای تحلیل این جریان خاص استفاده می‌شود. در این قسمت معادلات جرم، مومنتوم، انرژی و انتقال جرم برای جریان آشفته مورد بررسی قرار می‌گیرد. در ادامه نیز مقدمه‌ای بر جریان توربولانس، مدل‌های مختلف در دسترس و انتخاب مدل‌های مناسب برای میدان جریان و نیز نحوه مدل‌سازی صحیح جریان در حل عددی با توجه به اثر توربولانس که با نگرش به جریان حاکم مهم‌ترین نقش را در مدل‌سازی جریان دارد آورده شده است.

## ۲-۲ مدل‌سازی آشفتگی

ماهیت موضوع تحقیق به گونه‌ای است که نیازمند تحلیل جریان آشفته می‌باشد، پدیده انتقال جریان آرام به جریان آشفته یکی از بحث‌های مهم علم سیالات است که اولین بار در اواخر قرن نوزدهم میلادی توسط رینولدز مورد توجه قرار گرفت. او با استفاده از آزمایش‌های مختلف نشان داد که پدیده انتقال در اعداد رینولدز مشخصی اتفاق می‌افتد.

---

<sup>1</sup> Momentum

جریان‌های مغشوش به وسیله میدان‌های سرعت نوسان مشخص می‌شود، این نوسانات باعث در هم ریختن فرم معادلات انتقال مومنوم، انرژی و غیره می‌شود و باعث نوسانات در کلیه کمیات می‌شود. به علت اینکه این نوسانات در مقیاس‌های کوچک و یا فرکانس بالا می‌باشند شبیه‌سازی عددی مستقیم آن‌ها بسیار دشوار و پرهزینه است. (لازم است شبکه در حدی ریز شود که بتوان نوسانات را در نظر گرفت). روش‌های موجود بر اساس میانگین‌گیری از معادلات در جهت حذف اثر نوسانات ریز است. در نتیجه این میانگین‌گیری، معادلات اصلاح شده از نظر محاسباتی بسیار راحت‌تر قابل حل هستند، البته در نتیجه این عمل، معادلات جدید شامل یک سری مجهولات جدید می‌شوند که لازم است با استفاده از مدل‌های جریان مغشوش این مقادیر مجهول برحسب مقادیر معلوم بیان شود. متأسفانه مدل یکسانی که قابل قبول همگانی باشد برای اغتشاش وجود ندارد. انتخاب مدل توربولانس به عوامل متعددی از جمله فیزیک مسئله، کاربرد، دقت مورد نظر، زمان، امکانات کامپیوتری و غیر بستگی دارد. به منظور انتخاب مناسب‌ترین روش بهتر است قابلیت‌ها و محدودیت‌های هر روش را شناخت.

## ۲-۳ مدل RANS<sup>۱</sup>

در کار حاضر از روش متوسط‌گیری رینولدز استفاده می‌شود. در این حالت متغیرهای لحظه‌ای جریان به دو قسمت متوسط و نوسانی تقسیم شده و در معادلات جایگذاری می‌شوند؛ به عبارت دیگر سرعت‌ها به دو بخش متوسط و متغیر با زمان تقسیم‌بندی می‌شوند. مشخصه‌ی اصلی جریان آشفته، میدان جریان نوسانی می‌باشد. این نوسانات باعث می‌شود که کمیت‌های انتقالی مانند اندازه‌ی حرکت و انرژی نوسان کنند. از آنجا که این نوسانات می‌توانند اندازه‌ی کوچک و فرکانس بالا داشته باشند، مدل‌سازی مستقیم آن‌ها در محاسبات کاربردی مهندسی، هزینه محاسباتی بالایی را در بر خواهد داشت. در عوض

---

<sup>1</sup> Reynolds Average Navier-stoks Equations

می‌توان معادلات حاکم را متوسط‌گیری لحظه‌ای نمود تا با حذف مقیاس‌های ریز، فرایند حل، هزینه‌ی محاسباتی کمتری به همراه داشته باشد.

با جایگذاری مقادیر متوسط و نوسانی سرعت و فشار به جای مقادیر لحظه‌ای آن‌ها در معادلات ناویر-استوکس معادلاتی بدست می‌آید که یکسری مجهولات اضافی را در پی خواهد داشت و برای تعیین مقادیر آن‌ها برحسب مقادیر معلوم جریان، نیاز به استفاده از یک مدل آشفتگی است. بسیاری از این مدل‌ها، بر پایه فرضیه‌ی بوزینسک<sup>۱</sup> می‌باشند که مطابق آن آشفتگی را می‌توان به صورت یک لزجت اضافی به نام لزجت گردابه‌ای در مسئله لحاظ نمود.

در فرآیند متوسط‌گیری لحظه‌ای با استفاده از تعریف، متغیرهای حل، به دو بخش متوسط لحظه‌ای و نوسانی لحظه‌ای تفکیک می‌شوند.

$$\psi = \bar{\psi} + \psi' \quad (1-2)$$

که در آن  $\psi$  یک متغیر دلخواه لحظه‌ای،  $\bar{\psi}$  متوسط لحظه‌ای متغیر حل و  $\psi'$  معرف نوسانات لحظه‌ای این متغیر می‌باشد.

## ۲-۴ معادلات حاکم بر جریان آشفته

### ۲-۴-۱ معادله پیوستگی برای جریان آشفته

معادله پیوستگی یا بقای جرم به صورت زیر است:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{U}_i) + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \bar{u}_i) = 0 \quad (2-2)$$

<sup>1</sup> Boussinesq

معادله فوق شکل کلی معادله پیوستگی می‌باشد. این معادله برای جریان تراکم ناپذیر و پایا به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\rho u_i) = 0 \quad (3-2)$$

## ۲-۴-۲ معادله مومنتوم برای جریان آشفته

معادله مومنتوم یا معادله ناویر-استوکس برای جریان آشفته به صورت زیر می‌باشد:

$$\frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j) = \bar{\beta}_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \overline{\rho u'_i u'_j} \right] \quad (4-2)$$

تنها تفاوت معادله حاصله با معادله مومنتوم با کمیت‌های لحظه‌ای، اضافه شدن ترم آخر در سمت راست معادله‌ی بالا، یعنی  $\overline{\rho u'_i u'_j}$  می‌باشد. این ترم اصطلاحاً تنش آشفته یا تنش رینولدز نام دارد. تنها تفاوت معادلات جریان آرام با آشفته نیز فقط حضور همین ترم می‌باشد. به طور کلی این ترم از لحاظ فیزیکی یک تنش نمی‌باشد بلکه بیانگر اثر تبادل مومنتوم است. با توجه به اینکه این ترم از سمت راست معادله مومنتوم به سمت چپ منتقل شده است بنابراین ریشه‌ی این ترم از جنس مومنتوم می‌باشد.

برای رفع مشکل حضور مجهولات اضافی به واسطه‌ی تنش‌های رینولدز دو راه‌حل پیشنهاد می‌شود که عبارت‌اند از:

- به‌کارگیری معادلات انتقال که روشی ناموفق است چراکه مجهولات دیگری در دستگاه معادلات ظاهر می‌شود.
- مدل‌سازی آشفته‌گی که تعدادی معادلات تجربی را برای محاسبه‌ی تنش‌های رینولدز پیشنهاد می‌کند.

## ۳-۴-۲ معادله انرژی برای جریان آشفته

معادله‌ی بقای انرژی برای جریان آشفته به صورت زیر بیان می‌شود:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho c_p u_j T) = \frac{\partial}{\partial x_j} (h_j + h_j^t) \quad (۵-۲)$$

$$h_j = \frac{\mu c_p}{\rho r} \frac{\partial T}{\partial x_j} \quad (۶-۲)$$

$$h_j^t = -\rho c_p \overline{u_j' T'} \quad (۷-۲)$$

## ۴-۴-۲ معادله انتقال جرم برای جریان آشفته

معادله انتقال جرم برای جریان سیال به صورت زیر توصیف می‌گردد:

$$\frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_j Y_v) = \frac{\partial}{\partial x_j} (q_j + q_j^t) \quad (۸-۲)$$

$$q_j = D_{va} \frac{\partial Y_v}{\partial x_j} \quad (۹-۲)$$

$$q_j^t = -\rho \overline{u_j' Y_v'} \quad (۱۰-۲)$$

که در آن  $Y_v$  رطوبت نسبی و  $D_{va}$  ضریب پخش رطوبت در هوا است.

## ۵-۲ مدل‌های دو معادله‌ای

مدل‌های دو معادله‌ای به عنوان زیربنای بسیاری از تحقیقات مربوط به مدل‌سازی جریان‌های آشفته، بالأخص در سالیان اخیر بسیار مورد توجه قرار گرفته‌اند. ساده‌ترین مدل‌های کامل آشفتگی (که در این قابلیت‌های بالا، دارای معادلات نسبتاً ساده‌ای نیز می‌باشند)، مدل‌های دو معادله‌ای هستند که در آن‌ها، حل دو معادله انتقال جداگانه باعث تعیین شدن به صورت مستقل مقیاس سرعت آشفتگی<sup>۱</sup> و

---

<sup>۱</sup> Turbulent Velocity Scale

مقیاس طول آشفتگی<sup>۱</sup> می‌شوند. مهم‌ترین اختلاف بین مدل‌های دو معادله‌ای و سایر مدل‌های لزجت گردابه‌ای آن است که مدل‌های دو معادله‌ای، مدل‌های کاملی می‌باشند یعنی از آن‌ها می‌توان برای پیش‌بینی خواص یک جریان آشفته بدون آگاهی قبلی از ساختار جریان و یا هندسه جریان استفاده نمود. در حالی که هم در معادله‌های صفر معادله‌ای (جبری) و هم در معادله‌های یک معادله‌ای، طول مقیاس‌هایی وجود دارد که برای تعیین اندازه‌ی آن‌ها، نیاز به دانستن از قبیل رژیم جریان و شکل آن می‌باشد و این امر مدل‌سازی جریان‌های آشفته قبل از حل آن‌ها را کمی پیچیده می‌نماید. نقطه آغاز تمام مدل‌های لزجت گردابه‌ای دو معادله‌ای مجازاً خطی، استفاده از تقریب بوزینسک و معادله انتقال برای انرژی جنبشی آشفتگی،  $k$  می‌باشد. انتخاب متغیر دوم دلخواه می‌باشد. قدرت، اقتصادی بودن و دقت قابل قبول برای طیف وسیعی از جریان‌های آشفته، این مدل را به یک مدل رایج برای جریان‌های صنعتی و مدل‌سازی انتقال حرارت نموده است.

## ۲-۶ مدل $k-\omega$

در تحقیق حاضر از مدل آشفته‌ی  $k-\omega$  استفاده شده است. برخلاف مدل  $k-\epsilon$ ، مدل  $k-\omega$  در تعیین شرایط مرزی بسیار آسان‌تر است به طوری که بر روی مرزهای جامد  $k=0$  است و  $\omega$  می‌تواند در اولین

نقاط شبکه به دور از دیوار به صورت  $\omega = \frac{6\mu}{\beta y^2}$  مشخص شود ( $y$  فاصله تا دیوار است).

نتیجه معادلات برای  $k$ ،  $\omega$  و  $\mu_t$  به صورت زیر است:

$$v_t = \frac{\mu_t}{\rho} = \alpha^* \frac{k}{\omega} \quad (11-2)$$

معادلات  $k$  و  $\omega$  نیز به صورت زیر تعریف می‌شوند:

<sup>1</sup> Turbulent Length Scale

$$u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} [(v + \sigma_k v_t) \frac{\partial k}{\partial x_j}] \quad (12-2)$$

$$u_i \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \frac{\sigma}{v_t} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta_2 \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} [(v + \sigma_\omega v_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j}] + 2\sigma_{\omega^2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (13-2)$$

ثابت‌های معادلات بالا به صورت زیر است [۳۷, ۳۸].

$$\beta^* = \frac{9}{100} \frac{\frac{5}{18} + (\frac{Re_t}{R_\beta})^4}{1 + (\frac{Re_t}{R_\beta})^4} \quad (14-2)$$

$$\alpha^* = \frac{\alpha_0^* + \frac{Re_t}{R_k}}{1 + \frac{Re_t}{R_k}} \quad (15-2)$$

$$\alpha = \frac{5}{9} \frac{\alpha_0 + \frac{Re_t}{R_\omega}}{1 + \frac{Re_t}{R_\omega}} (\alpha^*)^{-1} \quad (16-2)$$

$$Re_t = \frac{\rho k}{\mu \omega} \quad (17-2)$$

مقادیر تجربی معادلات بالا در جدول زیر آمده است.

جدول ۳-۱: مقادیر تجربی در معادلات k- $\omega$

$\beta$	$\alpha_0$	$\sigma_k$	$\sigma_\omega$	$R_\beta$	$R_k$	$\alpha_0^*$	$R_\omega$	ضرایب
۰/۰۷۵	۰/۱	۰/۱	۰/۵	۸	۶	$\frac{\beta}{3}$	۲/۷	مقدار



# فصل سوم

## شبه‌سازی عددی مبدل‌های حرارتی

### ۳-۱ مقدمه

دینامیک سیالات محاسباتی موضوع وسیع و گسترده‌ای است که شامل حل عددی معادلات حاکم برای جریان و انتقال حرارت با روش‌های محاسباتی است. معادلات حاکم بر جریان و انتقال حرارت شامل مجموعه معادلات ناویر-استوکس، معادلات پیوستگی و تمامی معادلات بقا مانند بقای انرژی یا غلظت ذرات هستند. روش‌های کامسول مالتی‌فیزیک<sup>۱</sup> به علت پیشرفت سریع رایانه‌ها به طور گسترده در حوزه‌های مختلف مانند مکانیک سیالات و انتقال حرارت استفاده می‌شود.

پارامترهای اصلی طراحی حرارتی و هیدرولیکی مبدل‌های حرارتی شامل مشخصه‌های مربوط به تعیین بار حرارتی و افت فشار در مبدل‌هاست. از آنجا که افت فشار یکی از پارامترهای اصلی و مهم در انتخاب مدل‌ها می‌باشد، در این فصل مدل‌های سه‌بعدی با سایز واقعی برای شبیه‌سازی و بررسی افت فشار و جریان در آن‌ها انتخاب شده است. با استفاده از مشخصات هندسی مبدل‌ها در کار ژانگ هندسه‌های مورد نظر مدل‌سازی شده و مورد حل عددی قرار می‌گیرد. سه نوع مبدل حرارتی با شکل غشاء مختلف شامل مدور کنگره‌دار، خمیده و صفحه موازی شبیه‌سازی شده و مورد تحلیل و بررسی قرار گرفته است.

به منظور اعتبار سنجی حل عددی، مقدار عدد ناسلت در مبدل حرارتی مثلثی در رینولدزهای ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ محاسبه گردیده و برای اعتبار دهی نتایج حاصل از شبیه‌سازی عددی، از نتایج آزمایشگاهی بدست آمده در تحقیقات گذشته استفاده شده است.

در ابتدا به معرفی مختصر از نرم‌افزار تجاری کامسول مالتی‌فیزیک پرداخته می‌شود و در ادامه روند شبیه‌سازی مورد بررسی قرار خواهد گرفت.

---

<sup>1</sup> Comsol Multiphysics

## ۲-۳ معرفی کامسول مالتی فیزیک

### ۱-۲-۳ هندسه

این بخش تمامی مراحل ساخت یک مدل مختصات فضایی یک‌بعدی، دوبعدی و سه‌بعدی و عملیات مربوط به ساخت مدل هندسی و همچنین نحوه وارد کردن و خروجی گرفتن از مدل هندسی را توضیح می‌دهد. مهم‌ترین عناوین این بخش عبارت‌اند از: ایجاد یک مدل هندسی برای آنالیز، نحوه کار با ابزارهای هندسی و غیره می‌باشد.

### ۲-۲-۳ مش<sup>۱</sup>

در این قسمت توضیحات خلاصه‌ای از نحوه ایجاد و کنترل مش در مختصات فضایی یک‌بعدی، دوبعدی و سه‌بعدی در نرم‌افزار ارائه شده است. مهم‌ترین قسمت‌های این بخش عبارت است از: ایجاد مش جهت آنالیز، تکنیک‌های مش‌بندی، ویژگی‌ها و عملکردهای مش‌بندی و وارد کردن و خروجی گرفتن از مش‌ها می‌باشد.

### ۳-۲-۳ مواد

در این بخش در مورد نحوه انتخاب و تعریف مش در نرم‌افزار کامسول توضیحاتی ارائه شده است که مهم‌ترین عناوین این بخش عبارت‌اند از: کار با مواد، مرجع مشخصات مواد، نحوه تعریف مواد در کتابخانه مواد، استفاده از توابع مواد و ماژول بانک اطلاعاتی مواد مخصوص<sup>۲</sup> می‌باشد.

### ۴-۲-۳ فیزیک

در این بخش به انتخاب ماژول بر اساس فیزیک مسئله پرداخته می‌شود و شرایط مرزی مسئله وارد می‌شود، از مهم‌ترین ماژول‌های این بخش می‌توان به ماژول‌های جریان سیال، انتقال حرارت و مکانیک جامدات اشاره نمود.

---

<sup>1</sup> Mesh

<sup>2</sup> Module Specific Material Database

## ۳-۲-۵ مطالعات و حل

این قسمت شامل انواع مختلف حل‌کننده‌ها و مطالعات در زمینه نرم‌افزار کامسول می‌باشد و مراحل مطالعه و پیکربندی حل‌کننده‌ها همچنین حل‌کننده‌های اصلی و تنظیمات شرح داده شده است.

## ۳-۲-۶ نتایج

این قسمت به شما در آنالیز نتایج در نرم‌افزار کامسول کمک کرده و ابزارهای مختلفی جهت تصویرپردازی و ارزیابی نتایج در اختیار کاربر قرار می‌دهد، این ابزارها عبارت‌اند از: گرافیک‌های پیشرفته، نمایش اطلاعات و توابع خروجی می‌باشد را شرح می‌دهد و شامل قسمت‌های کلی به ترتیب زیر می‌باشد. خلاصه نتایج، تنظیم داده‌ها، نمودارهای گروهی، مشتق مقادیر و جداول، داده‌های خروجی و تصاویر، گزارش‌گیری و پرینت و عکس از صفحه نمایش.

## ۳-۳ مراحل شبیه‌سازی عددی

### ۳-۳-۱ تولید هندسه

یکی از فازهای بسیار مهم در تحلیل عددی، مدل‌سازی جسم مورد تحلیل می‌باشد. با توجه به نوع تحلیل حساسیت مدل‌سازی بیشتر می‌شود. مدل ساخته شده باید دارای خصوصیات خاصی باشد. از این خصوصیات می‌توان به موارد زیر اشاره نمود:

- یکنواخت بودن سطوح مدل
- یکنواخت بودن فریم‌های مدل

نرم‌افزارهای زیادی برای مدل‌سازی و تولید هندسه موجود می‌باشد که به عنوان نمونه می‌توان نرم‌افزارهای سالیدورک<sup>۱</sup>، کتیا<sup>۲</sup> و غیره را نام برد. هر یک از این نرم‌افزارهای نام برده شده دارای قابلیت

---

<sup>1</sup> Solid Works

<sup>2</sup> Catia

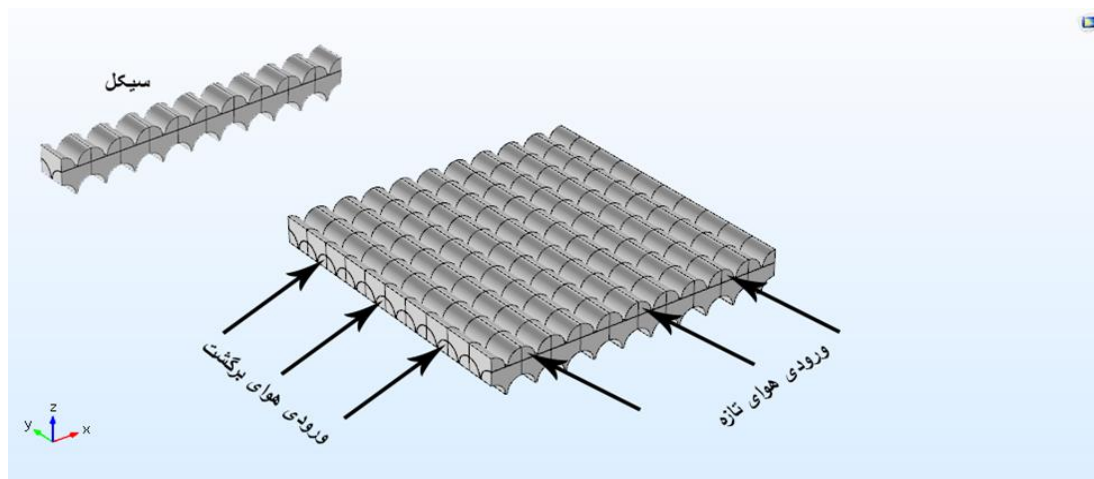
خاص خودشان می‌باشند؛ اما در این پروژه برای طراحی مدل از خود نرم‌افزار کامسول استفاده شده است.

متغیرهای هندسی هر سه مبدل حرارتی مشابه هم بوده و در جدول ۴-۱ آورده شده است.

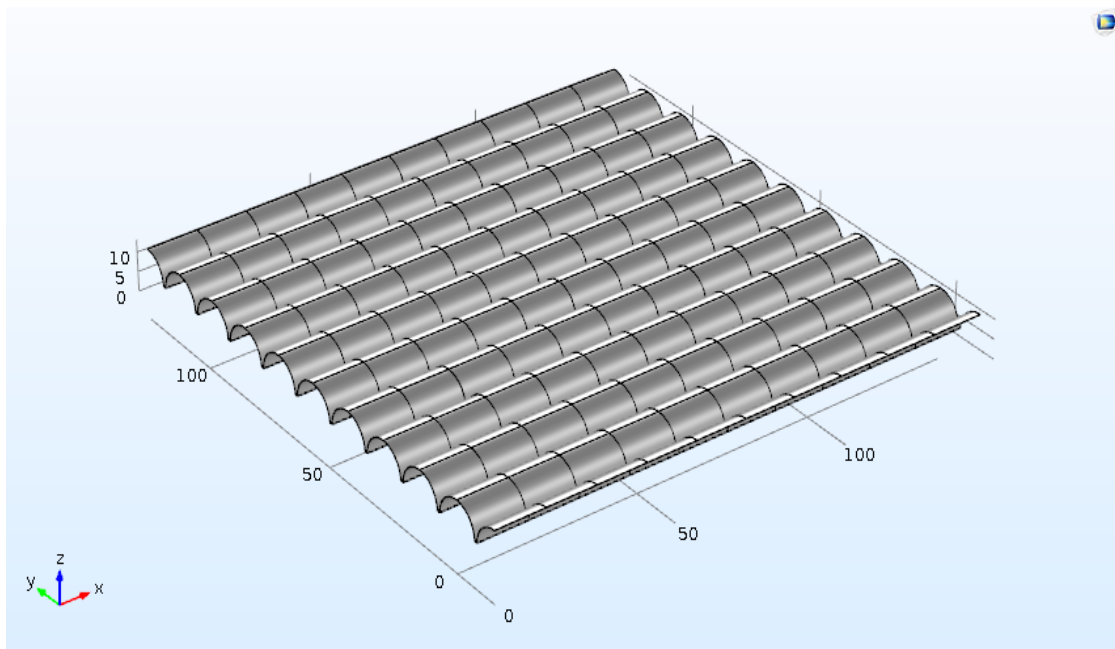
جدول ۳-۱: متغیرهای هندسی مبدل‌های حرارتی

مشخصات	واحد	مقدار
ابعاد کلی	mm	۱۴۰*۱۴۰*۲۱/۱
ضخامت غشاء	mm	۰/۱
تعداد سیکل	-	۱۰
طول هر سیکل	mm	۱۴
ارتفاع هر سیکل	mm	۲۱/۱
عرض هر سیکل	mm	۱۴۰

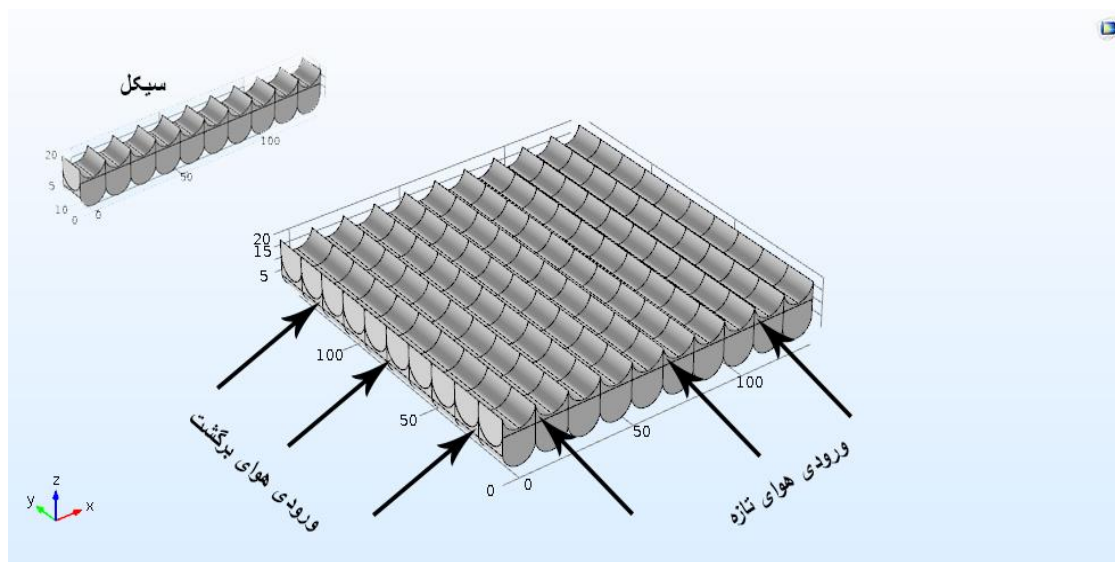
غشاء مبدل حرارتی خمیده دارای پروفیل نیم دایره به شعاع ۷ میلی‌متر می‌باشد. غشاء مدور کنگره‌دار نیز دارای پروفیل یک چهارم دایره به شعاع ۶ میلی‌متر می‌باشد. لازم به ذکر است حجم کلی و نسبت ابعاد در هر دو مبدل ثابت و برابر هستند. با توجه به اینکه سه نوع مبدل مختلف مورد بررسی قرار گرفته است به صورت تک تک به تشریح آن‌ها پرداخته می‌شود.



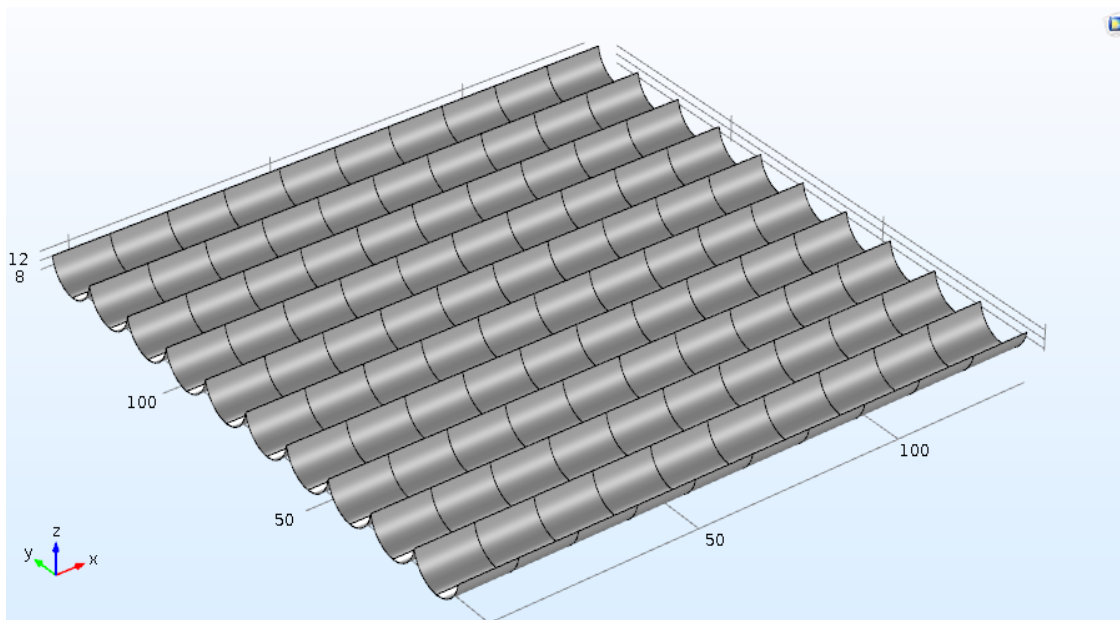
شکل ۳-۱: مبدل حرارتی با غشاء مدور کنگره‌دار



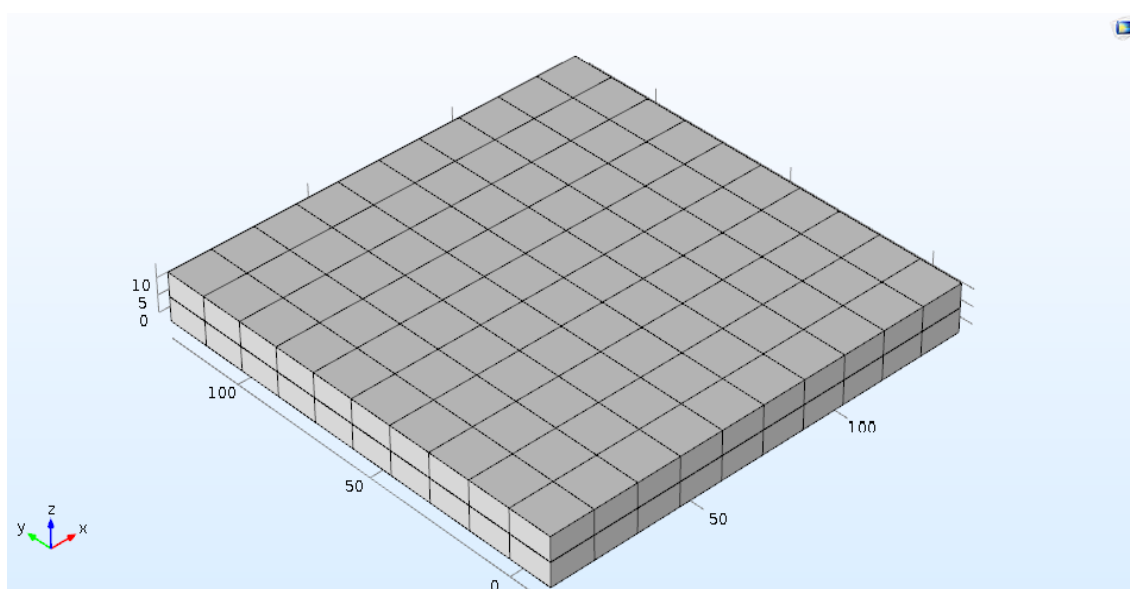
شکل ۳-۲: غشاء مدور کنگره‌دار



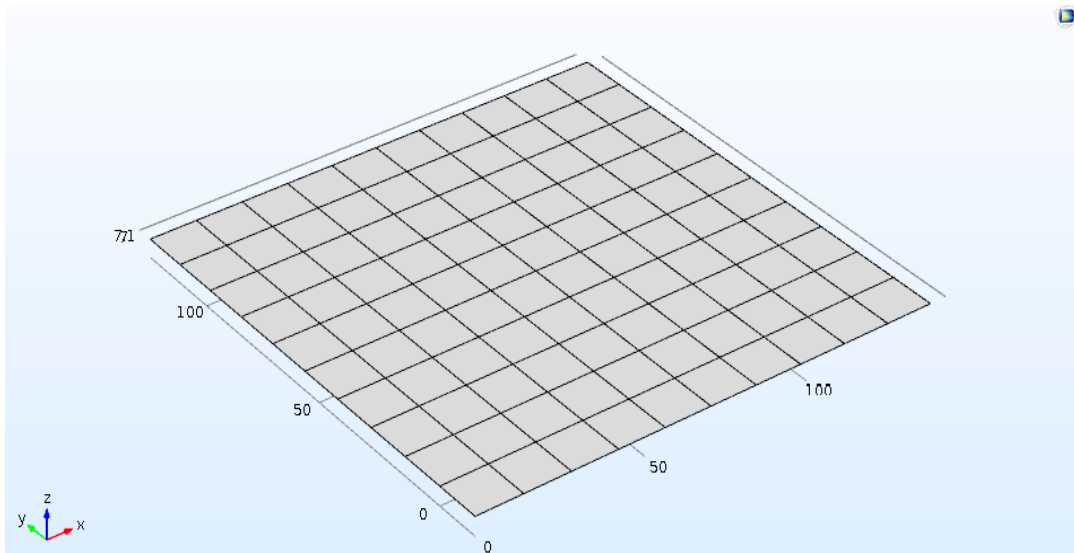
شکل ۳-۳: مبدل حرارتی با غشاء خمیده



شکل ۳-۴: غشاء خمیده



شکل ۳-۵: مبدل حرارتی با غشاء موازی



شکل ۳-۶: غشاء موازی

### ۳-۳-۲ تولید مش

در هر مسئله‌ی عددی در ابتدا به تعریف هندسه، تشکیل دامنه‌ی محاسباتی و در نهایت تقسیم‌بندی دامنه به نواحی کوچک‌تر یا شبکه‌بندی پرداخته می‌شود. کار شبکه‌بندی بر روی مدل تولیدی در محیط مش انجام می‌پذیرد. از موارد مهمی که در تحلیل عددی باید به آن توجه نمود، سایزهای تولیدی می‌باشد. سایز شبکه در نتایج تحلیل بسیار تأثیرگذار است. درشت بودن شبکه سبب خطا در تحلیل می‌گردد. لذا بهتر است سایز مش‌ها تا حد امکان ریز باشد؛ اما با افزایش تعداد مش‌ها حجم محاسبات زیاد می‌گردد و در نتیجه زمان محاسبات زیاد می‌شود، از طرفی باید سایز مش‌ها به گونه‌ای باشد که با افزایش تعداد مش‌ها تغییر زیادی در نتایج ایجاد نکند، به همین منظور ابتدا باید استقلال حل از شبکه را بررسی نمود و سپس مش مورد نظر را انتخاب کرد.



### ۳-۳-۳ جنس غشاء

نوع جدیدی از غشاء به تازگی توسعه یافته شده به نام غشاء سلولز استات<sup>۱</sup> به عنوان جنس غشاء مبدل در نظر گرفته شده است. این غشاء از سلولز استات شده ساخته شده است.

با استفاده از این مواد، فرایندهای ساخت بسیار ساده شده و هزینه کلی بسیار پایین آمده است.

خواص این غشاء در جدول ۲-۴ آمده است.

جدول ۲-۳: خواص فیزیکی غشاء

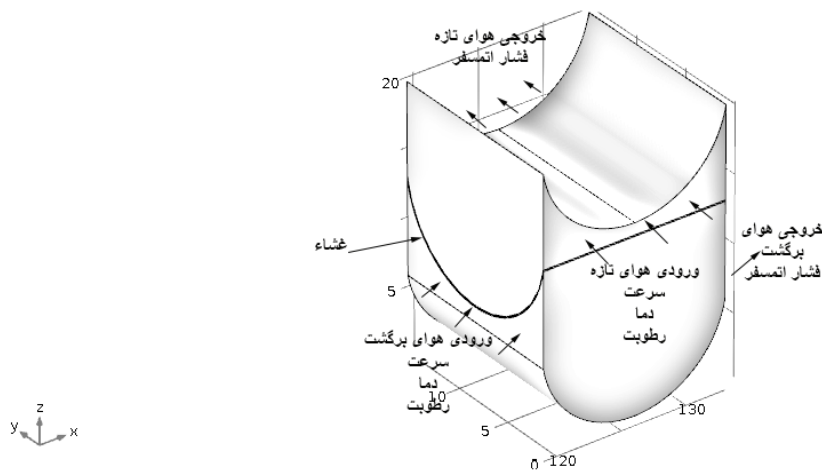
مقدار	واحد	خصوصیات
۱۰۰	$\mu m$	ضخامت غشاء
۰/۰۰۰۰۰۲۸۲	$m^2/s$	نفوذپذیری رطوبت در هوا
۲/۵	-	پیچیدگی غشاء
۰/۷۵	-	تخلخل غشاء
۰/۰۰۰۰۰۰۳۷۲	$m^2/s$	نفوذپذیری مؤثر رطوبتی
۰/۱۲۷	$W/(m.K)$	هدایت حرارتی غشاء
۸۵۶	$kg/m^3$	چگالی
۰/۳	$kg/kg$	حداکثر جذب رطوبت غشاء
۸/۵	-	ثابت منحنی جذب

### ۳-۳-۴ شرایط مرزی و روش حل

شرایط مرزی مشخص کننده متغیرهای مربوط به انتقال حرارت و جریان، در مرزهای محدوده حل جریان می‌باشند؛ بنابراین مقادیری حساس در مدل‌سازی جریان بوده و مشخص کردن مناسب آن‌ها از اهمیت زیادی برخوردار است و شرایط مرزی برای حل هر مسئله باید کاملاً مشخص باشد. کامسول دارای دامنه‌ی وسیعی از شرط مرزی‌های گوناگون است که اجازه می‌دهد جریان به دامنه‌ی حل وارد و

<sup>1</sup> Cellulose Acetate

یا از آن خارج شود. شرایط مرزی برای این مسئله شامل ورودی‌ها، خروجی و شرط مرزی دیواره می‌باشد. شکل ۴-۸ شماتیک شرایط مرزی ورودی و خروجی را نشان می‌دهد. شرط مرزی برای ورودی، سرعت، دما و رطوبت ورودی و برای خروجی، شرط مرزی فشار خروجی در نظر گرفته شده است. لایه‌های پایین و بالای مبدل‌ها عایق یا آدیاباتیک در نظر گرفته شده است. لازم به ذکر است که شدت آشفستگی ۵ درصد و مقیاس طول آشفستگی ۰/۰۷ متر است.



شکل ۳-۷: شماتیک شرایط مرزی ورودی و خروجی بر روی مبدل حرارتی خمیده

### ۳-۳-۴-۱ شرط مرزی دیواره

این شرط برای محدود کردن نواحی سیال و جامد به کار می‌رود که برای سطوح جامد از شرط مرزی عدم لغزش<sup>۱</sup> استفاده شده است. با اعمال این شرط تمام مؤلفه‌های سرعت در دیواره‌ها صفر می‌شوند. بر روی دیواره‌های غشاء شار حرارتی ثابت اعمال شده است که مقدار آن بنا بر مدل تجربی [۱۲] بررسی شده در سرعت‌های مختلف بین  $100-400 \text{ W/m}^2$  می‌باشد.

<sup>1</sup> No Slip

### ۳-۳-۴ شرط مرزی در خروجی

در خروجی کانال از شرط مرزی فشار خروجی<sup>۱</sup> استفاده شده است. شرط مرزی فشار خروجی احتیاج به بیان فشار نسبی در مرز مورد نظر دارد لذا شرط مرزی فشار اتمسفر یا فشار نسبی صفر به منظور بدست آوردن افت فشار نسبی بین ورودی و خروجی، اختصاص داده شده است.

### ۳-۳-۴ شرط مرزی سرعت ورودی

سرعت سیال در ورودی بر مبنای عدد رینولدز تعیین می‌گردد، با توجه به اینکه نتایج در ۶ رینولدز مختلف بدست آمده است بنابراین ۶ سرعت ورودی برای هر مبدل حرارتی در نظر گرفته می‌شود که در جدول ۳-۴ قابل مشاهده است.

جدول ۳-۳: سرعت ورودی در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار و خمیده

مبدل حرارتی خمیده		مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار	
سرعت ( $m/s$ )	عدد رینولدز	سرعت ( $m/s$ )	عدد رینولدز
۲/۱۲	۱۰۰۰	۱/۹۱	۱۰۰۰
۳/۹	۲۰۰۰	۳/۶۶	۲۰۰۰
۶/۷۹	۳۰۰۰	۶/۲۴	۳۰۰۰
۹/۴۶	۴۰۰۰	۹/۱۵	۴۰۰۰
۱۲/۶۱	۵۰۰۰	۱۲/۳۳	۵۰۰۰
۱۵/۵۸	۶۰۰۰	۱۵/۲۱	۶۰۰۰

<sup>1</sup> Pressure outlet

### ۳-۳-۴ شرط مرزی دما و رطوبت ورودی

رطوبت نسبی و دمای هوای تازه و برگشت به عنوان پارامترهای ورودی تعریف می‌شوند. ورودی مسئله شامل ورودی هوای تازه و ورودی هوای برگشت می‌باشد. جزئیات مربوط به دما و رطوبت ورودی در جدول ۴-۴ آمده است.

جدول ۳-۴: دما و رطوبت هوای تازه و برگشت

مقدار	واحد	مشخصات
۳۰۸	K	دمای هوای تازه
۷۴	%	رطوبت نسبی هوای تازه
۰/۰۲۴	-	رطوبت مطلق هوای تازه
۳۰۰	K	دمای هوای برگشت
۴۷/۳	%	رطوبت نسبی هوای برگشت
۰/۰۱۱	-	رطوبت مطلق هوای برگشت

از نرم‌افزار کامسول مالتی‌فیزیک برای حل عددی مسئله مورد نظر استفاده شده است. جریان در مبدل‌ها هوا با خواص ترموفیزیکی ثابت است. طبق تحقیقات گذشته مشخص شده است که برای پیش‌بینی جریان در هندسه موج‌دار در رژیم جریان آشفته در مبدل‌های حرارتی غشایی، مدل آشفته‌ی  $k-\omega$  استاندارد مناسب‌تر بوده و جواب‌های منطقی‌تری را می‌دهد [۲۸]؛ بنابراین در تحقیق حاضر از این مدل آشفته استفاده شده است. همچنین در مبدل‌های حرارتی غشایی با صفحات موج‌دار، انتقال از آرام به آشفته‌گی در اعداد رینولدز ۵۰۰-۱۵۰ رخ می‌دهد [۳۹]. معادلات پیوستگی، مومنتوم و انرژی با استفاده از روش المان محدود گسسته و حل شده است. معیار همگرایی  $10^{-5}$  برای تمام معادلات استفاده شده است به طوری که  $R_{\phi}^n$  به حداکثر مقدار باقیمانده بر روی تمام سلول‌های محاسباتی بعد از آخرین تکرار اشاره دارد. بعد از ۶۰۰ تکرار تمام باقیمانده‌ها به مقدار پایین‌تر از  $10^{-5}$  رسیدند و حل همگرا شد.

$$\frac{R_{\phi}^n}{R_{\phi}^{n-1}} \leq 10^{-5} \quad (1-4)$$

### ۳-۴ فرضیات

به منظور شبیه‌سازی فرایند انتقال حرارت و جرم در مبدل‌های حرارتی غشایی حاضر فرضیات زیر انجام شده است:

- جریان پایا و سه بعدی در نظر گرفته شده است.
- سطح خارجی مبدل عایق در نظر گرفته شده است.
- خواص فیزیکی سیال در مبدل حرارتی ثابت در نظر گرفته شده است.
- هدایت حرارتی و میزان نفوذپذیری در غشاء ثابت در نظر گرفته شده است.
- هیچ گونه تغییر فاز و مخلوط جانبی بین دو جریان هوا وجود ندارد.

### ۳-۵ نحوه‌ی محاسبه افت فشار، عدد ناسلت، شروود و بهره‌وری

حرکت سیال در مبدل باعث افت انرژی سیال می‌شود که ناشی از اصطکاک سیال با جدار مبدل است این افت انرژی به صورت ضریب افت فشار سیال نمایان می‌شود که از رابطه‌ی زیر پیروی می‌کند.

$$f_m = \frac{\left[ \frac{P_i - P_o}{L_{cyc}} \right] D_h}{\frac{1}{2} \rho u_m^2} \quad (1-3)$$

قطر هیدرولیکی هم از رابطه‌ی ۲-۴ بدست می‌آید.

$$D_h = \frac{4V_{cyc}}{A_{cyc}} \quad (2-3)$$

عدد رینولدز از روابط ۳-۴ بدست می‌آید:

$$Re = \frac{\rho_a u_m D_h}{\mu_a} \quad (3-3)$$

برای محاسبه میانگین عدد ناسلت ابتدا باید میانگین ضریب انتقال حرارت جابجایی را که از اختلاف دمای بین ورودی و خروجی محاسبه می‌شود و همچنین اختلاف دمای لگاریتمی بین دیواره و سیال را بدست آورد که مطابق روابط زیر می‌باشد.

$$h_{tot} = \frac{\rho_a u_m c_{pa} A_{ci} (T_{fi} - T_{fo}) + (T_{ei} - T_{eo})}{2A_{cyc} \Delta T_m} \quad (4-3)$$

$$\frac{1}{h_{tot}} = \frac{1}{h_f} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{h_e} \quad (5-3)$$

$$\Delta T_m = \frac{(T_{fi} - T_{eo}) - (T_{fo} - T_{ei})}{\ln[(T_{fi} - T_{eo}) / (T_{fo} - T_{ei})]} \quad (6-3)$$

$$Nu = \frac{h_f D_h}{\lambda_a} \quad (7-3)$$

برای محاسبه میانگین عدد شروود ابتدا میانگین ضریب انتقال جرم جابجایی را که از اختلاف کسر جرمی<sup>۱</sup> بین ورودی و خروجی محاسبه می‌شود و همچنین اختلاف کسر جرمی لگاریتمی بین دیواره و سیال را بدست آورد که از روابط زیر می‌باشد.

$$k_{tot} = \frac{\rho_a u_m c_{pa} A_{ci} (Y_{fi} - Y_{fo}) - (Y_{ei} - Y_{eo})}{2A_{cyc} \Delta Y_m} \quad (8-3)$$

$$\frac{1}{k_{tot}} = \frac{1}{k_f} + \frac{\delta}{\lambda_m} + \frac{1}{k_e} \quad (9-3)$$

$$\Delta Y_m = \frac{(Y_{fi} - Y_{eo}) - (Y_{fo} - Y_{ei})}{\ln[(Y_{fi} - Y_{eo}) / (Y_{fo} - Y_{ei})]} \quad (10-3)$$

$$Sh = \frac{k_f D_h}{D_{va}} \quad (11-3)$$

کارایی و بهره‌وری سیستم‌های بازیابی انرژی را می‌توان به کمک عدد بی‌بعد تعداد واحد انتقال تقریب کرد. تعداد واحد انتقال منعکس کننده انتقال حرارت محسوس در سیستم‌های بازیابی انرژی است و به صورت زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲].

$$NTU = \frac{A_{tot} U}{\dot{m} C_{pa}} \quad (12-3)$$

<sup>1</sup> Mass Fraction

ضریب انتقال حرارت کلی نیز به صورت زیر محاسبه می‌شود [۲]:

$$U = \left[ \frac{1}{h_f} + \frac{\delta}{\lambda} + \frac{1}{h_e} \right]^{-1} \quad (۱۳-۳)$$

بهره‌وری محسوس برای جریان متقاطع به صورت زیر قابل محاسبه است [۲]:

$$\varepsilon_S = 1 - \exp \left[ \frac{\exp(-NTU^{78}) - 1}{NTU^{-22}} \right] \quad (۱۴-۳)$$

تعداد واحد انتقال برای تبادل حرارت نهان مشابه تبادل حرارت محسوس است و به صورت زیر تعریف می‌شود [۲]:

$$NTU_L = \frac{A_{tot} U_L}{\dot{m}} \quad (۱۵-۳)$$

بهره‌وری نهان برای جریان متقاطع به صورت زیر قابل محاسبه است [۲]:

$$\varepsilon_L = 1 - \exp \left[ \frac{\exp(-NTU_L^{78/0}) - 1}{NTU_L^{-22/0}} \right] \quad (۱۶-۳)$$

بهره‌وری آنتالپی یا بهره‌وری کل از ترکیب بهره‌وری محسوس و نهان قابل محاسبه است [۲]:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\varepsilon_S + \varepsilon_L H^*}{1 + H^*} \quad (۱۷-۳)$$

نرخ اختلاف انرژی محسوس و نهان بین ورودی‌های دو جریان هوا به صورت زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲]:

$$H^* = 2501 \frac{\Delta w_{tot}}{\Delta T_{tot}} \quad (۱۸-۳)$$

بهره‌وری‌ها را می‌توان به صورت ساده‌تر نیز بیان کرد و به دست آورد که به صورت زیر می‌باشد.

بهره‌وری محسوس نسبت مقدار حرارت منتقل شده در سیستم‌های بازیابی انرژی به اختلاف حرارت بین ورودی‌های جریان هوا است و به صورت زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲]:

$$\varepsilon_S = \frac{\Delta T}{\Delta T_{tot}} \quad (۱۹-۳)$$

$$\Delta T = |T_{fi} - T_{fo}| = |T_{eo} - T_{ei}| \quad (۲۰-۳)$$

$$\Delta T_{tot} = |T_{fi} - T_{ei}| \quad (۲۱-۳)$$

بهره‌وری نهان نسبت مقدار رطوبت منتقل شده در سیستم‌های بازیابی انرژی به اختلاف رطوبت بین ورودی‌های جریان هوا است و به صورت زیر قابل محاسبه می‌باشد [۲]:

$$\varepsilon_L = \frac{\Delta w}{\Delta w_{tot}} \quad (۲۲-۳)$$

$$\Delta w = |w_{fi} - w_{fo}| = |w_{eo} - w_{ei}| \quad (۲۳-۳)$$

$$\Delta w_{tot} = |w_{fi} - w_{ei}| \quad (۲۴-۳)$$

بهره‌وری انتالپی یا بهره‌وری کل نیز به صورت زیر تعریف می‌شود [۲]:

$$\varepsilon_{tot} = \frac{\Delta h}{\Delta h_{tot}} \quad (۲۵-۳)$$

$$\Delta h = |h_{fi} - h_{fo}| = |h_{eo} - h_{ei}| \quad (۲۶-۳)$$

$$\Delta h_{tot} = |h_{fi} - h_{ei}| \quad (۲۷-۳)$$

$$h = 1.005T + w(2501 + 1.68T) \quad (۲۸-۳)$$

### ۳-۶ استقلال حل از شبکه

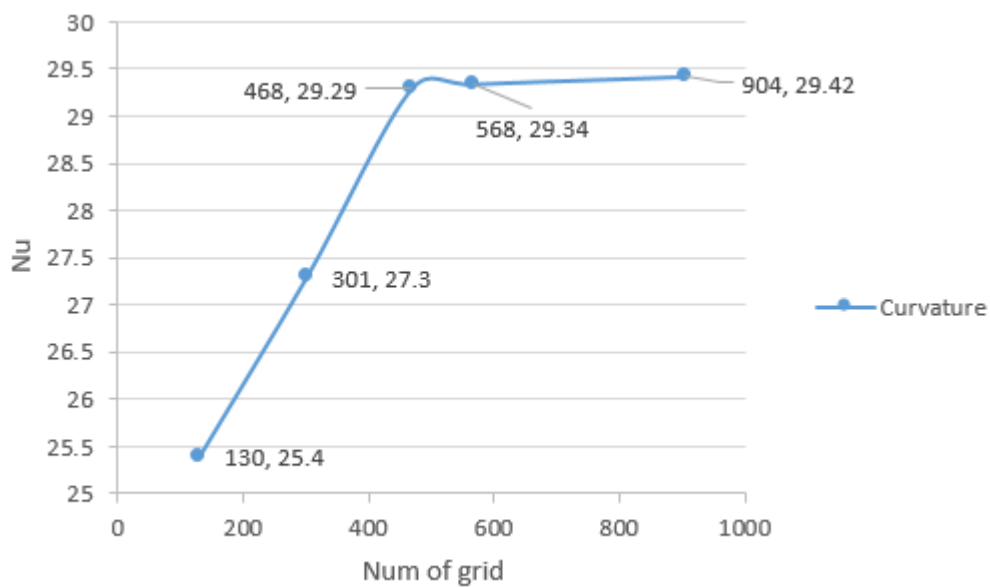
محدوده محاسباتی شامل یک غشاء و دو کانال متصل به غشاء، می‌باشد. برای اطمینان از صحت نتایج ارائه شده، معمولاً محاسباتی عددی برای تعیین اثرات اندازه شبکه بر روی مبدل‌ها، انجام می‌شود که به استقلال حل از شبکه معروف است و در این تحقیق نیز این امر برای سه مدل مختلف از مبدل‌های حرارتی به صورت مجزا در رینولدزهای مختلف انجام شده است. شکل ۴-۱۰ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مسئله مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار را نشان می‌دهد. این مش شامل المان‌های چهار وجهی و سه وجهی (مثلثی) است. برای دسترسی به بهترین حالت شبکه‌بندی، ۵ شبکه با تعداد ۱۳۰۰۰۰، ۳۰۱۰۰۰، ۴۶۸۰۰۰، ۵۶۸۰۰۰ و ۹۰۴۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت تعداد ۴۶۸۰۰۰ به عنوان



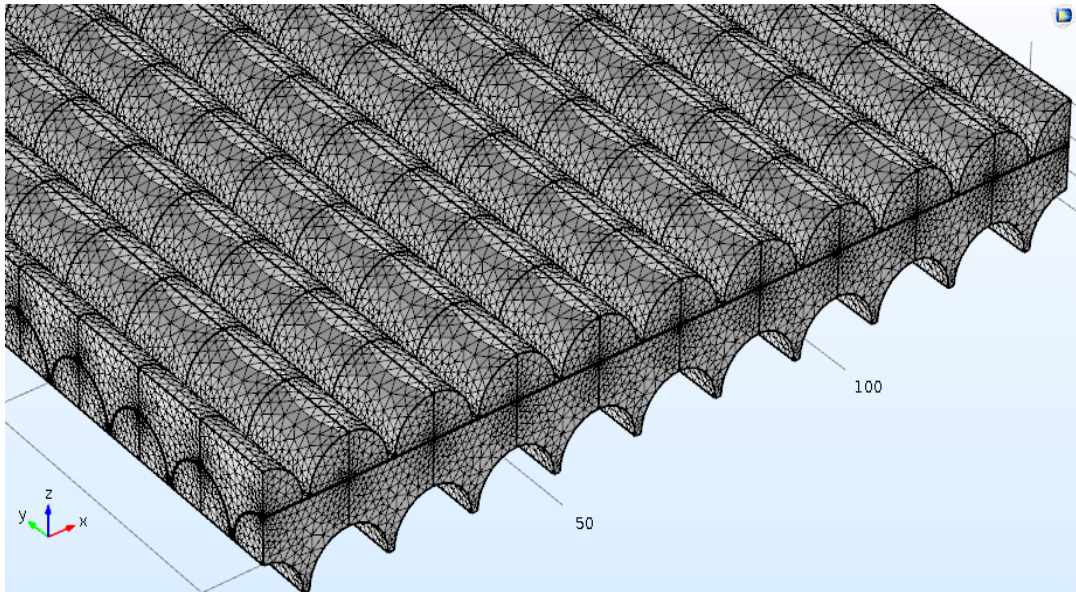
شبکه‌بندی مناسب در نظر گرفته شد زیرا مشاهده گردید که در این تعداد، نتایج مستقل از شبکه‌بندی است. در تعداد شبکه‌بندی بالاتر از ۴۶۸۰۰۰، تفاوت جواب‌ها در مقدار عدد ناسلت کمتر از ۵ درصد بوده است.

جدول ۳-۵: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در رینولدز ۴۰۰۰

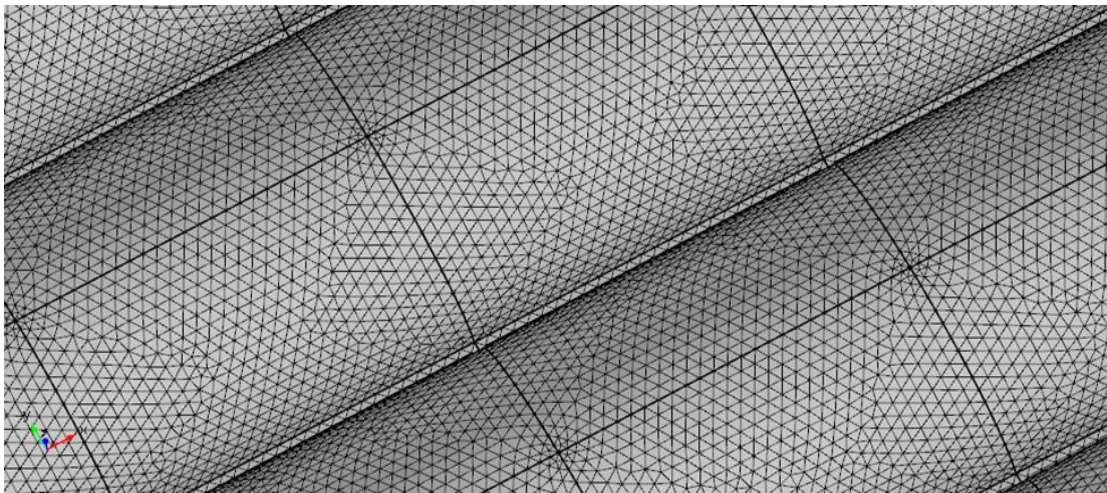
تعداد مش	عدد ناسلت
۱۳۰۰۰۰	۲۵/۴
۳۰۱۰۰۰	۲۷/۳
۴۶۸۰۰۰	۲۹/۲۹
۵۶۸۰۰۰	۲۹/۳۴
۹۰۴۰۰۰	۲۹/۴۲



شکل ۳-۸: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار



شکل ۳-۹: مش تولید شده در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار



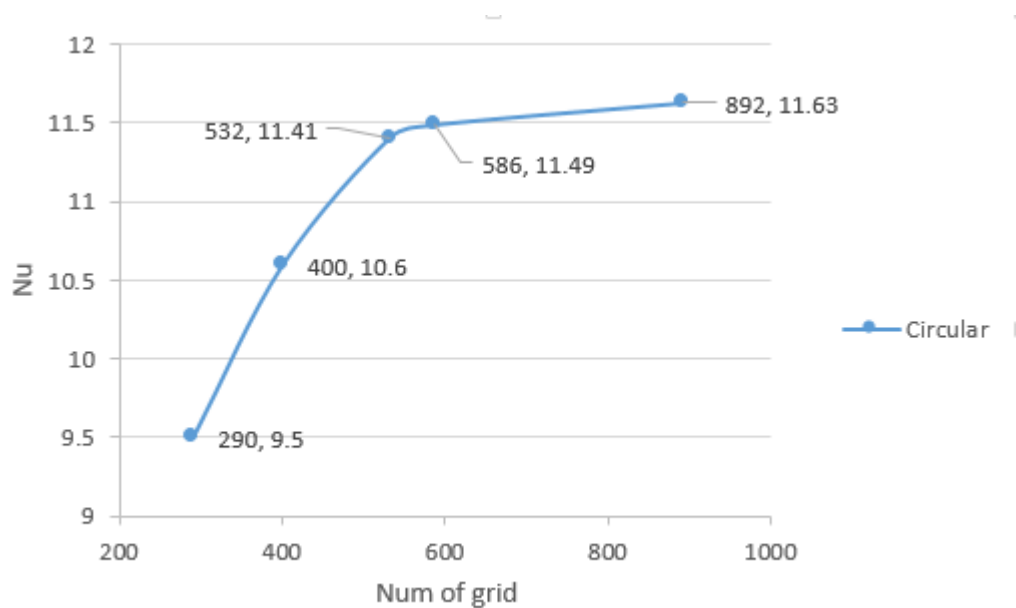
شکل ۳-۱۰: مش تولید شده در غشاء مدور کنگره‌دار

شکل ۴-۱۳ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مسئله مبدل حرارتی خمیده را نشان می‌دهد. این مش شامل المان‌های چهار وجهی و سه وجهی است. برای دسترسی به بهترین حالت شبکه‌بندی، ۵ شبکه با تعداد ۲۹۰۰۰۰، ۴۰۰۰۰۰، ۵۳۲۰۰۰، ۵۸۶۰۰۰ و ۸۹۲۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت تعداد ۵۳۲۰۰۰ به

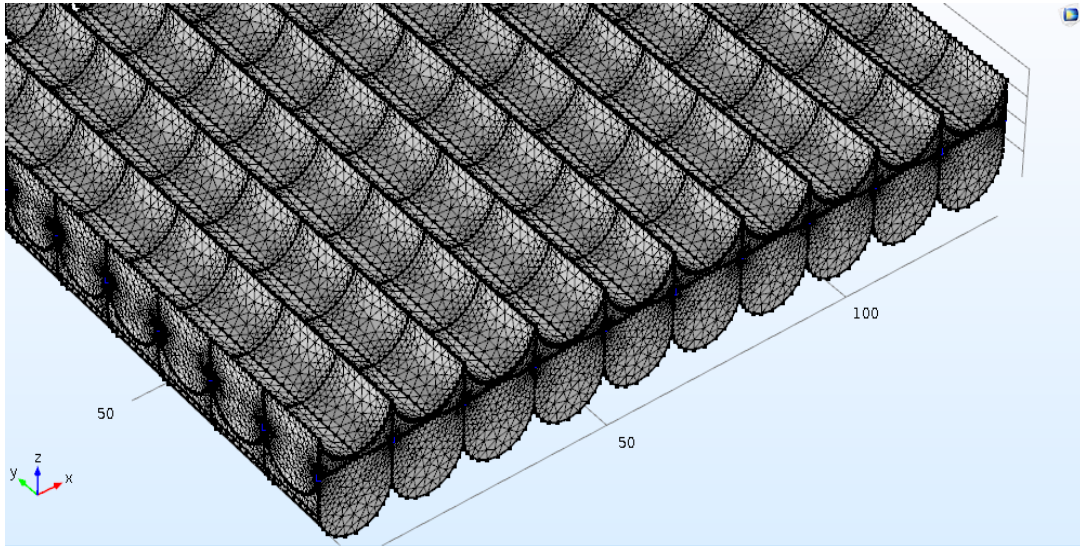
عنوان شبکه‌بندی مناسب در نظر گرفته شد زیرا مشاهده گردید که در این تعداد، نتایج مستقل از شبکه‌بندی است. در تعداد شبکه‌بندی بالاتر از ۵۳۲۰۰۰، تفاوت جواب‌ها در مقدار عدد ناسلت کمتر از ۴ درصد بوده است.

جدول ۳-۶: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۱۰۰۰

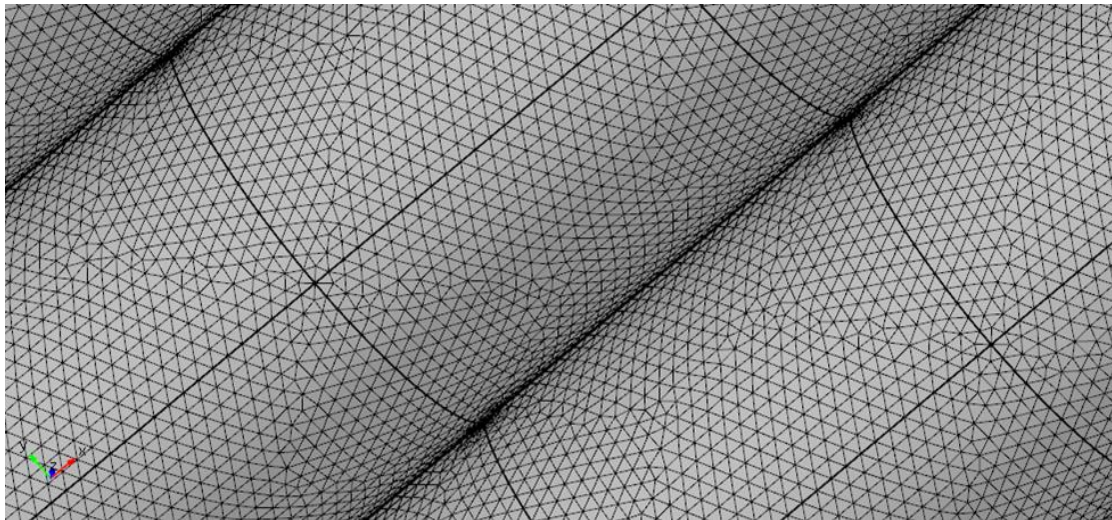
تعداد مش	عدد ناسلت
۲۹۰۰۰۰	۹/۵
۴۰۰۰۰۰	۱۰/۶
۵۳۲۰۰۰	۱۱/۴۱
۵۸۶۰۰۰	۱۱/۴۹
۸۹۲۰۰۰	۱۱/۶۳



شکل ۳-۱۱: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی خمیده



شکل ۳-۱۲: مش تولید شده در مبدل حرارتی خمیده



شکل ۳-۱۳: مش تولید شده در غشاء خمیده

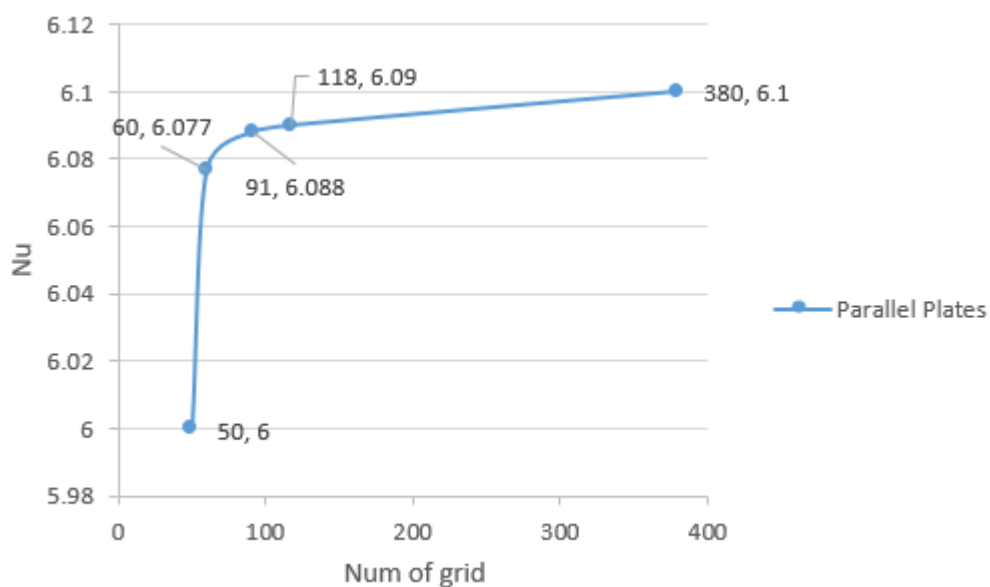
شکل ۴-۱۶ نمونه‌ای از شبکه‌بندی مسئله مبدل حرارتی صفحه موازی را نشان می‌دهد. برای دسترسی به بهترین حالت شبکه‌بندی، ۵ شبکه با تعداد ۵۰۰۰۰، ۶۶۰۰۰، ۹۱۰۰۰، ۱۱۸۰۰۰ و ۳۸۰۰۰۰ مورد بررسی قرار گرفت و در نهایت تعداد ۶۶۰۰۰ به عنوان شبکه‌بندی مناسب در نظر گرفته شد زیرا مشاهده

گردید که در این تعداد، نتایج مستقل از شبکه‌بندی است. در تعداد شبکه‌بندی بالاتر از ۶۶۰۰۰، تفاوت

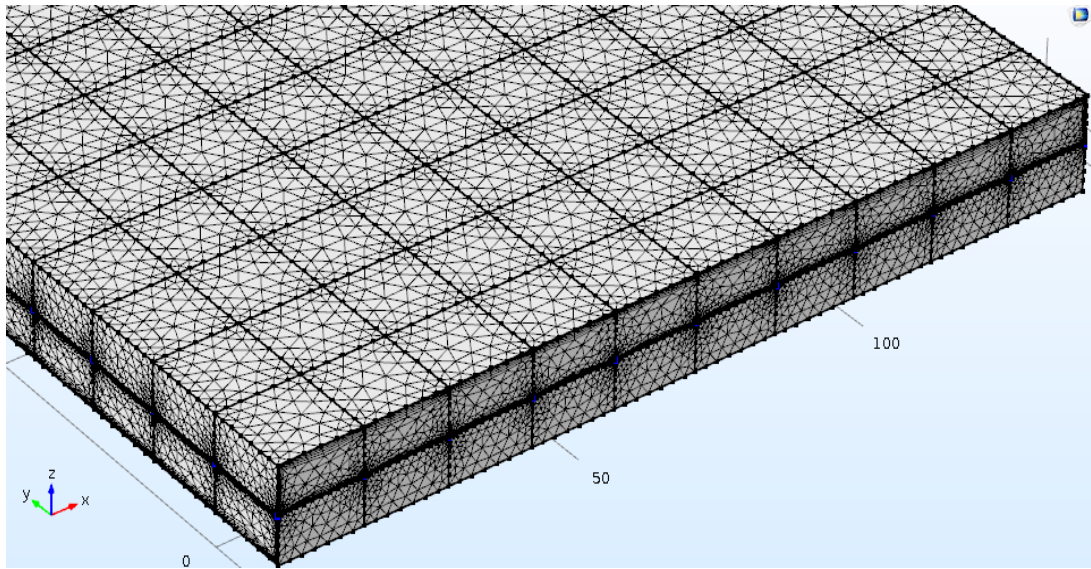
جواب‌ها در مقدار عدد ناسلت کمتر از ۱ درصد بوده است

جدول ۳-۷: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی صفحه موازی در رینولدز ۱۰۰۰

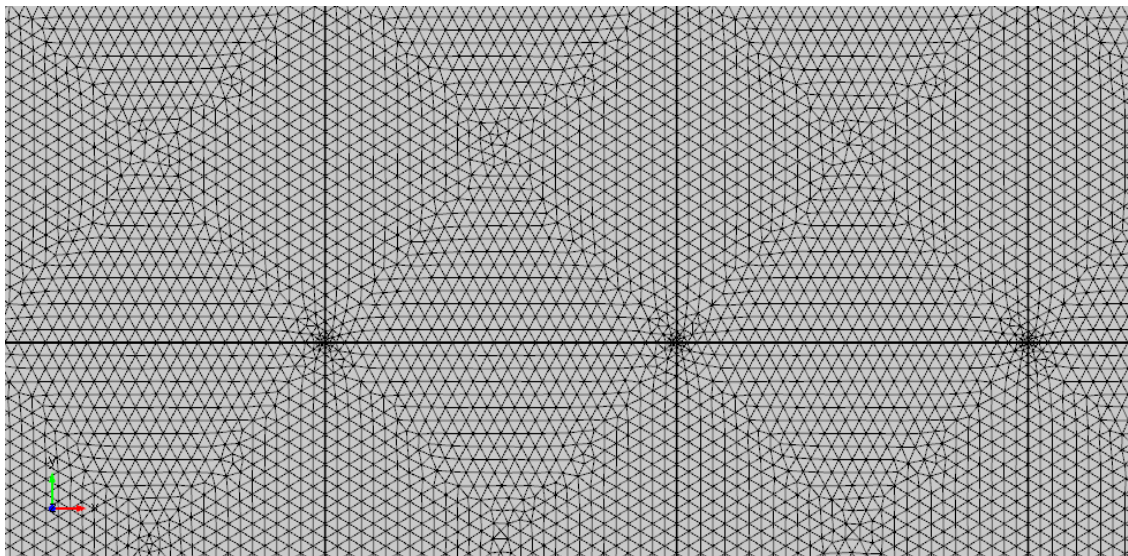
تعداد مش	عدد ناسلت
۵۰۰۰۰	۶
۶۶۰۰۰	۶/۰۷۷
۹۱۰۰۰	۶/۰۸۸
۱۱۸۰۰۰	۶/۰۹
۳۸۰۰۰۰	۶/۱



شکل ۳-۱۴: استقلال حل از شبکه مبدل حرارتی صفحه موازی



شکل ۳-۱۵: مش تولید شده در مبدل حرارتی صفحه موازی



شکل ۳-۱۶: مش تولید شده در غشاء صفحه موازی

محاسبات مربوط به وای پلاس در جدول ۳-۸ نشان داده شده است.

جدول ۳-۸: مقدار  $\gamma^+$  در مبدل حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار

مبدل حرارتی	سرعت اصطکاکی	ضریب اصطکاک پوسته <sup>۱</sup>	تنش برشی دیوار	فاصله مرکز اولین گره تا دیواره	مقدار $\gamma^+$
خمیده	۰/۱۴۲	۰/۰۱	۰/۰۲۲	۰/۰۰۵	۴/۴۳
مدور کنگره‌دار	۰/۱۲۴	۰/۰۱	۰/۰۱۷	۰/۰۰۶	۴/۶۵

### ۷-۳ انتقال حرارت و جرم در کانال

شرایط مرزی روی سطوح غشاء نتیجه‌ی کوپل شدن دو جریان مجاور هم است. انتقال حرارت و جرم در کانال‌ها باید با انتقال حرارت و جرم در غشاء کوپل شود. زمانی که سیال هوای تازه و برگشت با سطوح غشاء برخورد می‌کند سرعت صفر می‌شود (شرط عدم لغزش دیواره)، دما و رطوبت جریان هوا و سطوح غشاء به وسیله‌ی شار حرارتی و جرمی کوپل می‌شود که به ترتیب زیر بیان می‌شود.

$$q = -\lambda_a \frac{\partial T}{\partial Z} |_{surface} = -\lambda_m \frac{\partial T}{\partial Z} |_{surface} \quad (۲۸-۴)$$

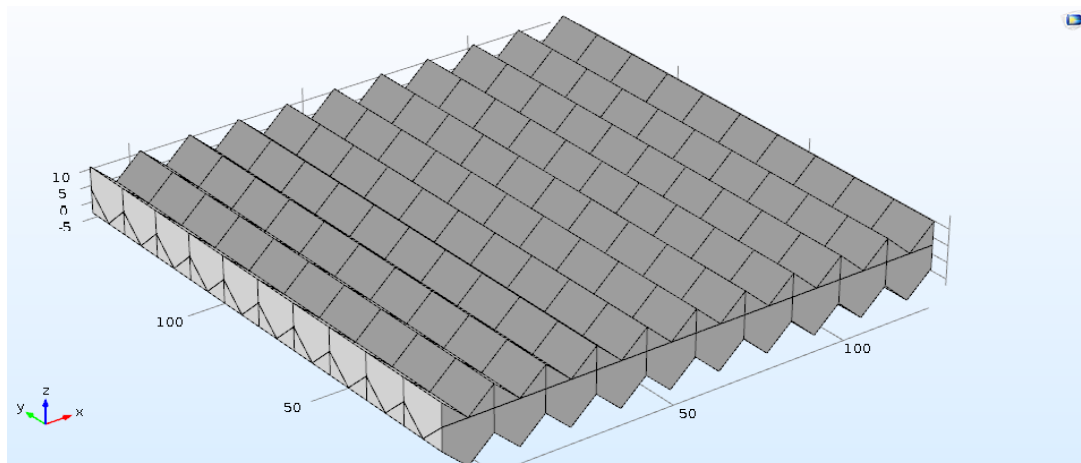
$$J = -\rho_a D_{va} \frac{\partial Y}{\partial Z} |_{surface} = -\rho_m D_{vm} \frac{\partial Y}{\partial Z} |_{surface} \quad (۲۹-۴)$$

### ۸-۳ اعتبارسنجی

صحت داده‌ها و نتایج هر تحقیق و پژوهشی باید به طریقی علمی محرز گردد. به همین منظور باید تحقیق را اعتبارسنجی نمود. به منظور اعتبارسنجی شبیه‌سازی عددی حاضر، با کار تجربی ژانگ مقایسه شده است. سپس با توسعه شبیه‌سازی عددی اهداف مورد نظر در این تحقیق مورد بحث قرار می‌گیرد. کار آزمایشگاهی ژانگ بررسی عملکرد مبدل‌های حرارتی با غشاء مثلثی است. جنس غشاء سلولز استات است و طول و عرض و ارتفاع این مبدل به ترتیب ۱۴۰، ۱۴۰ و ۱۴/۱ میلی‌متر می‌باشد.

<sup>1</sup> Skin friction coefficient

پس از مطالعه و بررسی استقلال از شبکه، برای اعتبارسنجی نتایج، داده‌های حاصل از حل عددی جریان عددی با همان شرایط مرزی موجود در تحقیق آقای ژانگ در رینولدزهای ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ بدست آورده شد و با نتایج تجربی مقایسه گردید. با توجه به جدول ۴-۶، انطباق خوبی میان نتایج عددی و آزمایشگاهی وجود دارد و میانگین خطا حدود ۵/۱۳ درصد است

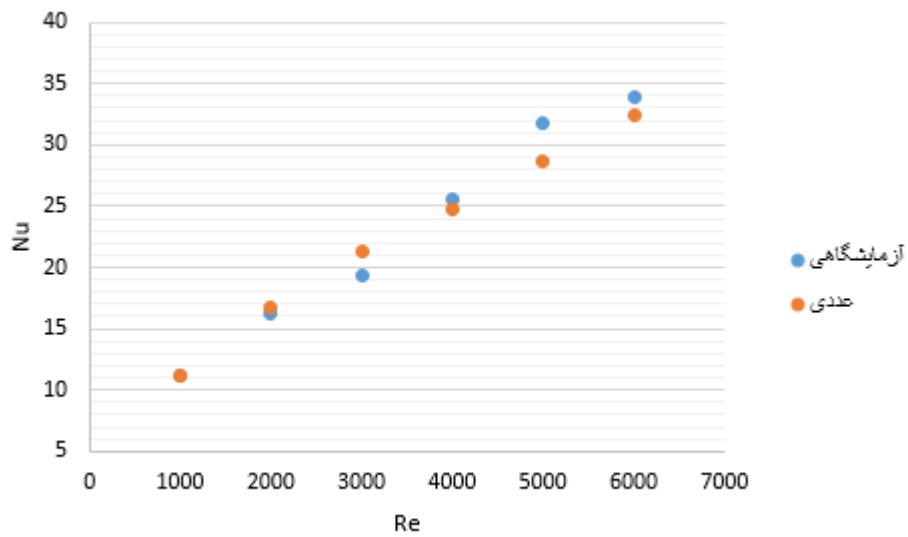


شکل ۳-۱۷: مبدل حرارتی با غشاء مثلثی

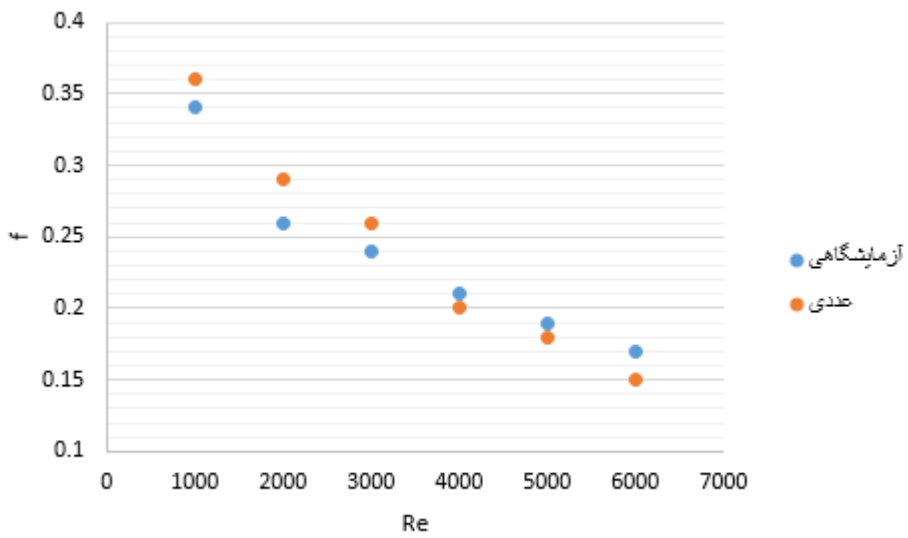
جدول ۳-۹: نتایج حاصل از حل عددی و آزمایشگاهی در رینولدزهای مختلف

نتایج تجربی		نتایج عددی		عدد رینولدز
عدد ناسلت	افت فشار	عدد ناسلت	افت فشار	
۱۱/۲۱	۰/۳۴	۱۱/۱	۰/۳۶	۱۰۰۰
۱۶/۲۱	۰/۲۶	۱۶/۸	۰/۲۹	۲۰۰۰
۱۹/۳	۰/۲۴	۲۱/۳	۰/۲۶	۳۰۰۰
۲۵/۵۱	۰/۲۱	۲۴/۸	۰/۲	۴۰۰۰
۳۱/۸	۰/۱۹	۲۸/۷	۰/۱۸	۵۰۰۰
۳۳/۹	۰/۱۷	۳۲/۵	۰/۱۵	۶۰۰۰





شکل ۳-۱۸: مقایسه عدد ناسلت در حل عددی با آزمایشگاهی



شکل ۳-۱۹: مقایسه افت فشار در حل عددی با آزمایشگاهی



# فصل چہارم

## نتیجہ

## ۴-۱ مقدمه

در فصل قبل نتایج اعتبارسنجی در مبدل حرارتی مثلثی انجام گرفته است. در این فصل نتایج حاصل از شبیه‌سازی در انواع مبدل‌های حرارتی (صفحه موازی، مدور کنگره‌دار و خمیده) ارائه می‌گردد. در داخل مبدل‌ها جریان به صورت غیرهمسو (مقاطع) وارد می‌شود و نتایج حاصل از انتقال حرارت، انتقال جرم و افت فشار تحت تأثیر تغییرات عدد رینولدز بررسی می‌شوند. در ادامه نتایج با ارائه نمودارهای عدد ناسلت، شروود، افت فشار و کانتور سرعت و دما بحث و تحلیل می‌شوند. لازم به ذکر است که سیال حاکم در مبدل‌ها، هوا با خواص ترموفیزیکی ثابت است.

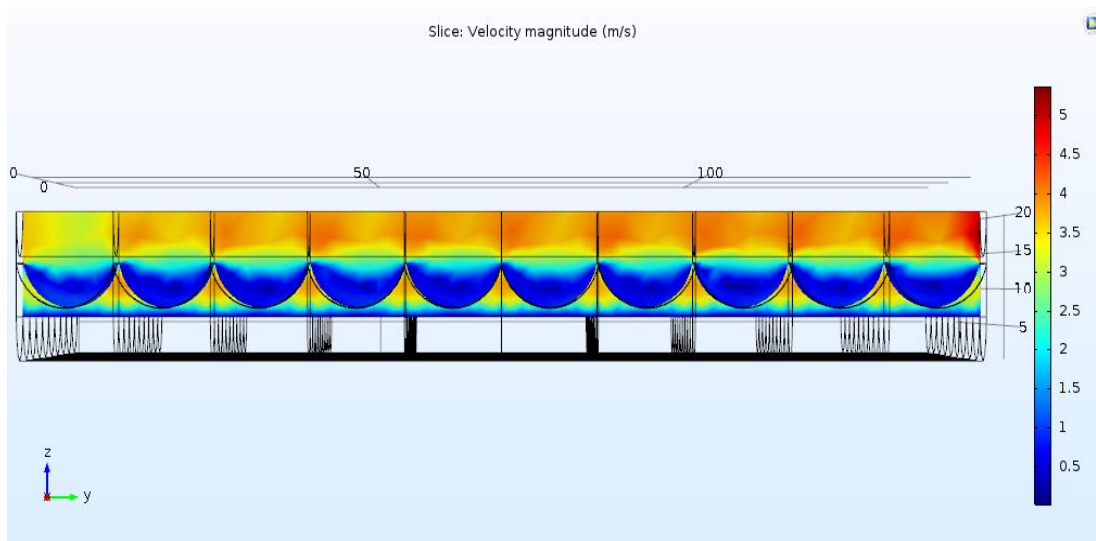
## ۴-۲ مبدل حرارتی خمیده

انتقال حرارت و افت فشار در محدوده رینولدز ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ و همچنین انتقال جرم در محدوده رینولدز ۸۹۰ تا ۱۸۰۰ در این مبدل‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور کاهش پیچیدگی شکل کانال و مدل‌سازی کوچک‌ترین بخش جریان کانال و همچنین بهتر و دقیق‌تر شدن شبیه‌سازی، مبدل مورد نظر به ده سیکل تقسیم شده و انتقال حرارت در هر سیکل محاسبه گردیده و میانگین ده سیکل به عنوان میزان انتقال حرارت سنجیده شده است.

## ۴-۲-۱ مشخصات جریان

میدان سرعت در صفحه Z-Y برای عدد رینولدز ۲۰۰۰ در شکل ۵-۱ قابل مشاهده است. همان‌گونه که در شکل پیداست در بخش مربوط به هوای تازه و مناطق نزدیک غشاء، به دلیل تماس جریان با غشاء و گردش مجدد جریان، سرعت در پایین‌ترین حد خود قرار دارد و هرچه فاصله از غشاء دورتر می‌شود، به علت تماس کمتر جریان با غشاء، سرعت افزایش می‌یابد به طوری که بیشترین مقدار سرعت در دورترین فاصله از غشاء رخ می‌دهد. در بخش مربوط به هوای خروجی یا برگشت، سرعت در نزدیکی دیوار بالایی افزایش می‌یابد و در نزدیکی دیوار پایین کاهش می‌یابد. گردابه‌های به وجود آمده از انبساط و انقباض

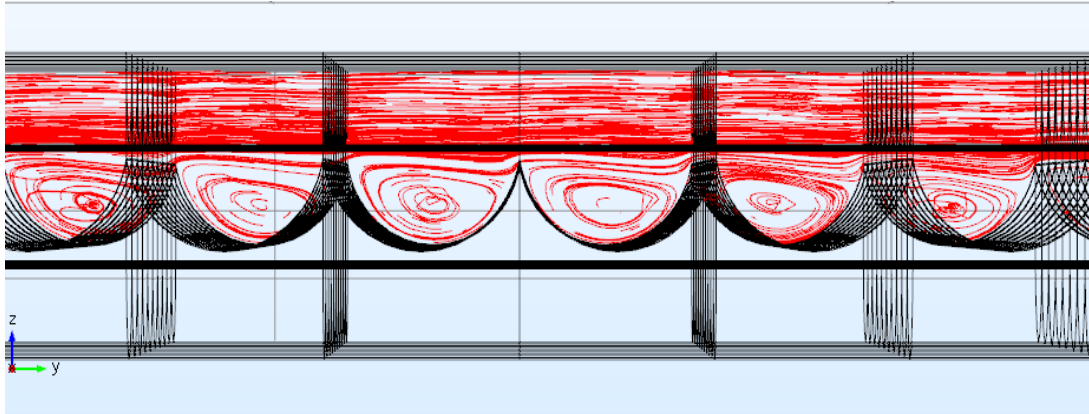
کانال برای افزایش انتقال حرارت و جرم مؤثر هستند اما این گردابه‌ها همچنین باعث افزایش افت فشار نیز شده است.



شکل ۴-۱: تغییرات سرعت در مبدل حرارتی خمیده در صفحه  $y-z$

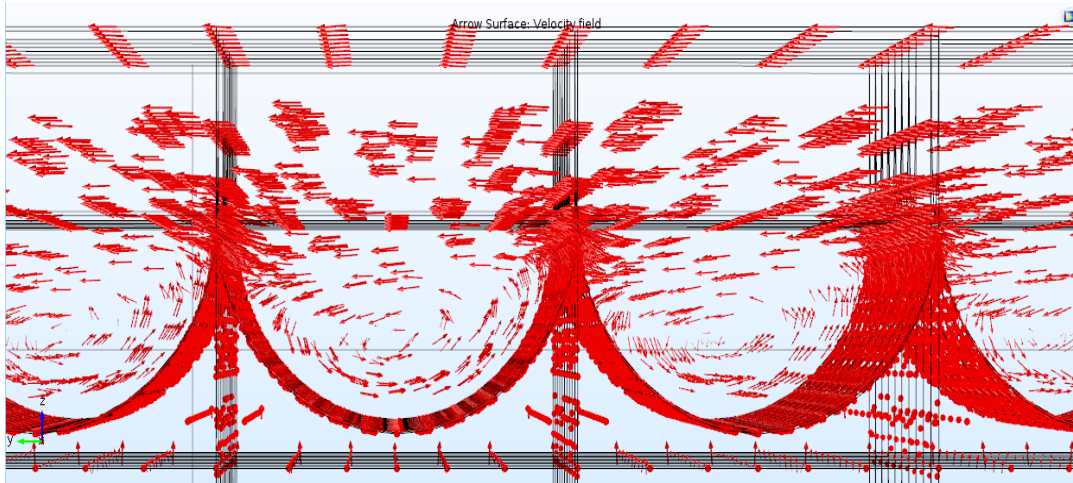
برای درک پدیده انتقال حرارت و انتقال جرم در مبدل حرارتی خمیده، لازم است تا ساختار جریان سیال حاکم، به وسیله توزیع خطوط مسیر جریان در درون مبدل حرارتی خمیده بررسی شود. بدین منظور، در ابتدا توزیع الگوی جریان در درون مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۲۰۰۰ بررسی می‌گردد. یکی از راه‌های مؤثر برای ترسیم الگوی جریان، نمایش خطوط جریان حاصل از حرکت چرخشی به واسطه حضور گردابه‌ها در جریان داخلی است. خطوط جریان در درون مبدل حرارتی خمیده در شکل ۲-۵ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود جریان دارای دو الگوی متمایز است، در قسمت بالای قله‌های غشاء، جریان موازی و یکنواختی حاکم است اما در بخش نزدیک به غشاء و در شیارها جریان چرخشی به علت برخورد سیال با دیواره‌های محدب شکل، به وجود می‌آید که موجب بهبود عملکرد انتقال حرارت و انتقال جرم می‌شود اما افت فشار را زیاد می‌کند. در مقایسه با مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار، مبدل حرارتی خمیده به علت هندسه‌اش دارای جریان‌های چرخشی و گردابه‌های

بیشتری است و جریان با سطوح غشاء بیشتر در تماس است و درگیری بیشتری دارد و به همین دلیل میزان انتقال حرارت و جرم بیشتری نسبت به مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار دارد اما میزان افت فشار بیشتری را نیز تولید می‌کند.



شکل ۴-۲: توزیع خطوط مسیر جریان در رینولدز ۲۰۰۰

شکل ۳-۵ بردارهای سرعت را در صفحه  $Y-Z$  نشان می‌دهد. این صفحه عمود بر جهت جریان اصلی است. اشکال چرخش‌ها در شیارها تقریباً یکسان با یکدیگر است یا به نوعی چرخش‌ها در سیکل‌های مختلف مشابه هستند. جریان نسبتاً پیچیده اما با الگوهای منظم و جالب است. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در مناطق کنج غشاء، جریان‌های چرخشی قابل توجهی وجود دارد این جریان‌ها همگی الگوی مشابهی دارند: جدا شدن از یک سمت دیوار و ترک منطقه‌ای که جریان‌های سیال تقریباً عقب مانده‌اند و رسیدن به دیواره‌ی بعدی. در قسمت بالای دیواره یا غشاء جریان چرخشی بسیار ضعیف است و قابل مشاهده نیست در حالی که در قسمت مربوط به غشاء جریان چرخشی قوی وجود دارد. حتی در اطراف هر گوشه جریان نیمه چرخشی نیز وجود دارد که تعاملات این چرخش‌ها باعث ایجاد جریان‌های ثانویه ثابتی در قسمت مرکزی دیواره‌های غشاء می‌شود.

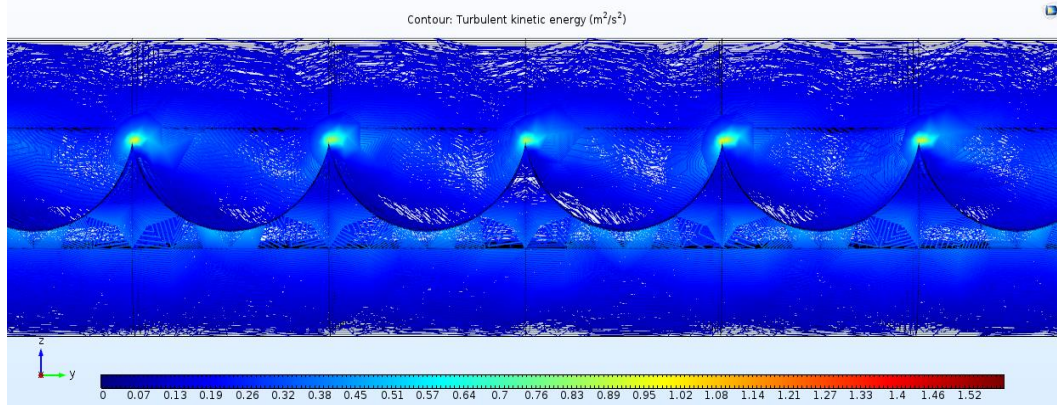


شکل ۴-۳: بردارهای سرعت در صفحه  $y-z$  در مبدل حرارتی خمیده

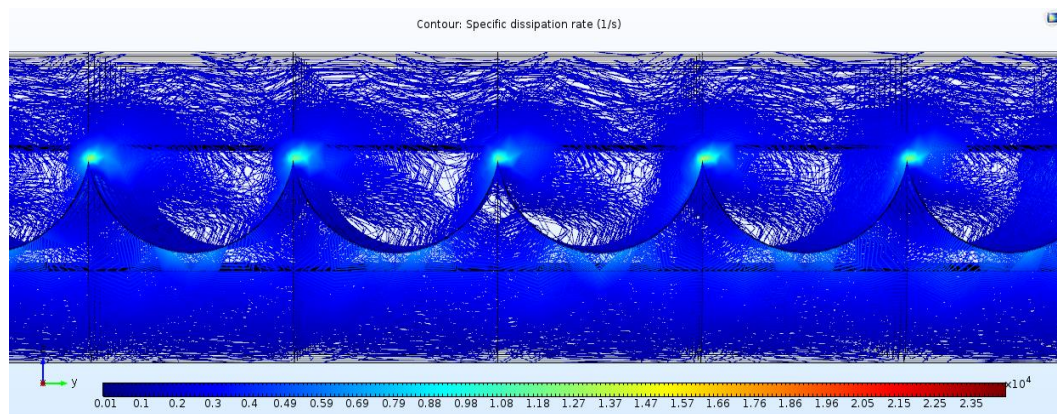
مقدار انتقال مومنتوم و انتقال حرارت و جرم به طور عمده وابسته به سطح آشفته‌گی که در داخل کانال تولید می‌شود است. شکل ۴-۵ توزیع انرژی جنبشی آشفته<sup>۱</sup> و شکل ۵-۵ نرخ استهلاک خاص<sup>۲</sup> را در صفحه  $y-z$  را نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل ملاحظه است انرژی جنبشی آشفته در قسمت بالای دیواره‌ها و ناحیه‌ی جریان اصلی تقریباً یکنواخت است که نشان دهنده‌ی انتقال حرارت و جرم ضعیف در این قسمت از مسیر جریان کانال است با این حال تغییرات قابل ملاحظه‌ای از آشفته‌گی نزدیک دیواره‌ها و غشاء و داخل شیارها به علت برخورد جریان اصلی با جریانی که در جهت مخالف حرکت می‌کند، می‌باشد که باعث افزایش مومنتوم و انتقال حرارت و جرم می‌شود؛ به عبارت دیگر آشفته‌گی در دیواره‌ها و داخل غشاء و شیارها مسئول تشدید انتقال مومنتوم است. آشفته‌گی بزرگ اول در نزدیکی و مجاورت قله‌ی غشاء رخ می‌دهد جایی که غشاء با جریان اصلی روبرو می‌شود. آشفته‌گی بزرگ دوم در پشت قله‌ی غشاء یعنی قسمت ورودی هر سیکل رخ می‌دهد. در مورد نرخ استهلاک خاص، بزرگترین مقادیر نرخ استهلاک نزدیک به دیواره‌های موج دار به خصوص قله‌ی غشاء می‌باشد. در مناطق بالای دیواره‌ها و ناحیه‌ی جریان اصلی، میزان نرخ استهلاک بسیار کم است.

<sup>1</sup> Turbulent kinetic energy distributions

<sup>2</sup> Specific dissipation rate



شکل ۴-۴: توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه  $y$ - $z$  در مبدل حرارتی خمیده

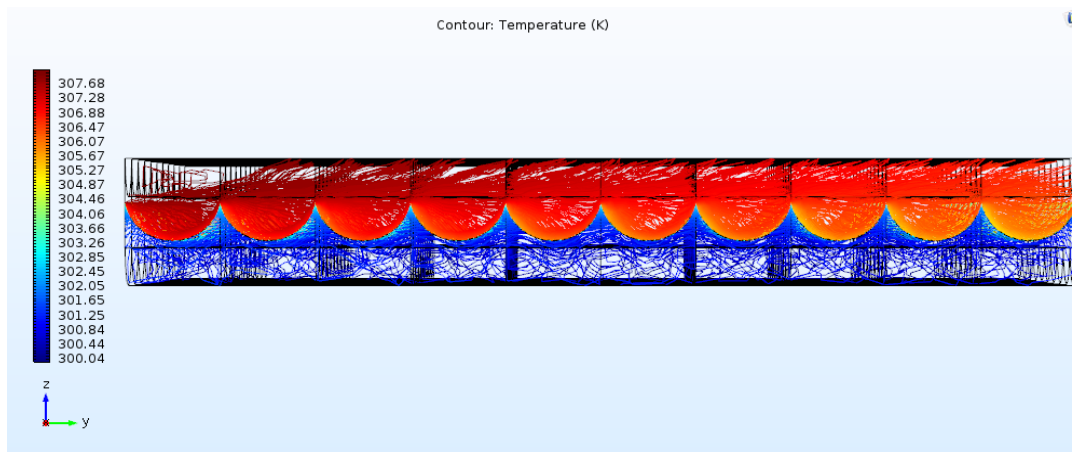


شکل ۴-۵: نرخ استهلاک خاص در صفحه  $y$ - $z$  در مبدل حرارتی خمیده

## ۴-۲-۲ توزیع دما و رطوبت نسبی

شکل ۴-۵-۶ توزیع دما را در طول مسیر حرکت سیال در قسمت ورودی و خروجی هوای تازه در صفحه  $y$ - $z$  به وضوح مشاهده می‌شود که در جهت حرکت سیال دمای سیال گرم کاهش می‌یابد که این امر به دلیل انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم در طول کانال می‌باشد.

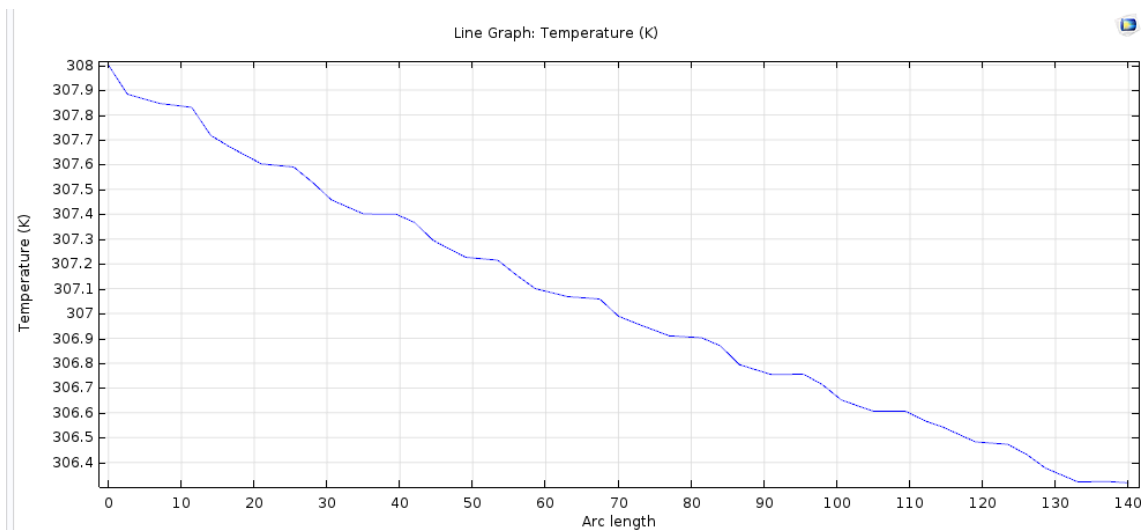




شکل ۴-۶: توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در صفحه  $y-z$  رینولدز ۴۰۰۰

برای درک بهتر، پروفیل دما در بخش هوای تازه بر روی خط نمودار<sup>۱</sup> در جهت حرکت سیال یعنی راستای  $y$  در مبدل حرارتی خمیده در رینولدز ۱۰۰۰ در شکل ۵-۸ نشان داده شده است. محور  $x$  طول مبدل حرارتی بر روی خط نمودار است و محور  $y$  دما را نشان می‌دهد. دماهای خروجی در مقطع خط نمودار که در جدول ۵-۱ نمایش داده شده است، می‌باشد. همان‌طور که ملاحظه می‌شود با افزایش طول کانال مقدار دما کاهش می‌یابد اما روند کاهشی دما در بازه‌های مختلف متفاوت است به طوری که در بخش‌هایی کاهش دما زیاد و در بخش‌هایی کاهش دما کمتر می‌باشد. روند کاهش دما در بخش‌هایی که جریان هوای تازه به گردابه‌های به وجود آمده ناشی از برخورد هوا به سطح غشاء، می‌رسد یعنی بخش‌های ابتدایی هر سیکل یا به عبارتی در نواحی قله‌های غشاء که میزان آشفتگی در آن بالا می‌باشد، بیشتر می‌باشد به دلیل اینکه جریان هوا به بخشی از جریان گیر افتاده در غشاء می‌رسد و ترکیب می‌شود و روند انتقال حرارت را افزایش می‌دهد. در نواحی مرکز تا قله‌ی غشاء جایی که جریان در راه رسیدن به قله‌ی غشاء می‌باشد (قسمت انتهایی هر سیکل) میزان کاهش دما کمتر می‌باشد.

<sup>1</sup> Line Graph

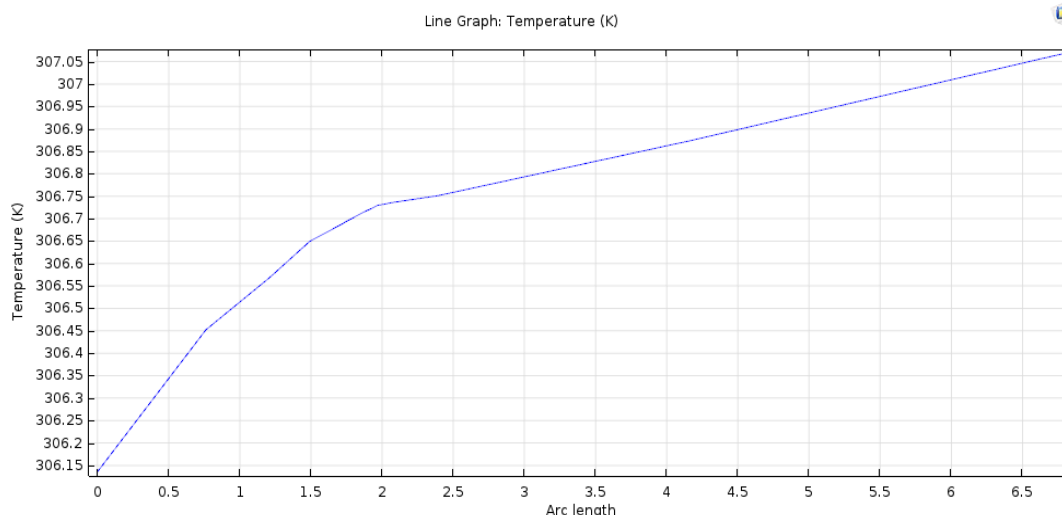


شکل ۴-۷: توزیع دما در طول مبدل حرارتی خمیده در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰

جدول ۴-۱: خط نمودارها در مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار

مختصات			مبدل حرارتی	
Z(mm)	Y(mm)	X(mm)		
۱۵	۰	۷۰	نقطه اول	خمیده
۱۵	۱۴۰	۷۰	نقطه دوم	
۱۵	۰	۷۰	نقطه اول	مدور کنگره‌دار
۱۵	۱۴۰	۷۰	نقطه دوم	

شکل ۴-۸ توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای Z یعنی عمود بر غشاء بر روی خط نمودار را نشان می‌دهد. محور X طول خط نمودار است و محور Y دما را نشان می‌دهد. دماهای خروجی در مقطع خط نمودار که در جدول ۴-۲ نمایش داده شده است، می‌باشد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود هرچه فاصله از غشاء بیشتر می‌شود مقدار دمای سیال افزایش می‌یابد که امری طبیعی می‌باشد. با توجه به نمودار در نقاط ابتدایی و نزدیک به غشاء میزان اختلاف و تفاوت دما نسبت به نقاط دورتر بیشتر است که این امر به دلیل گرادیان دمای بالا بین سطح غشاء با هوای مجاور خود می‌باشد که باعث افزایش انتقال حرارت شده است.



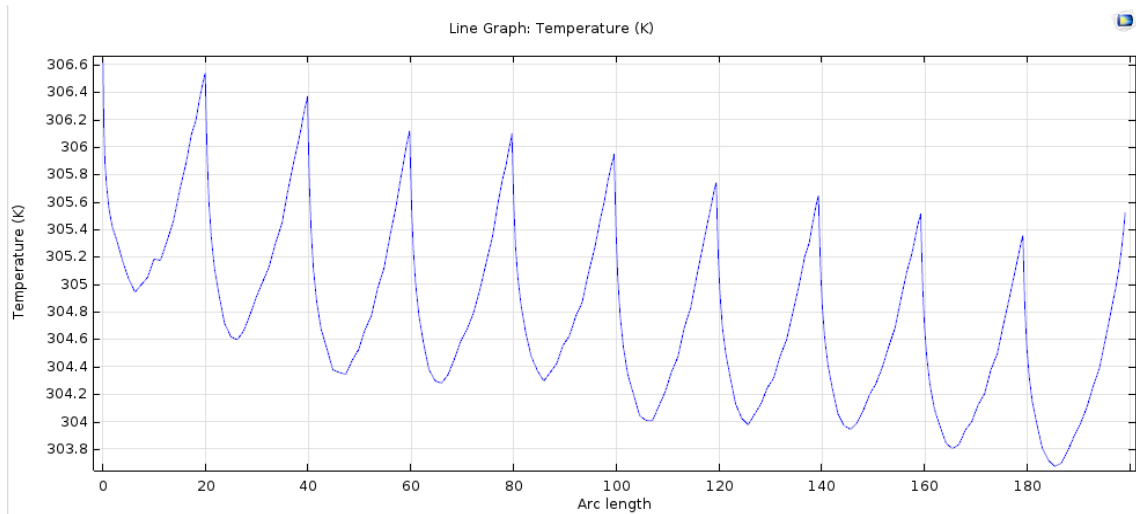
شکل ۴-۸: توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای Z در رینولدز ۴۰۰۰

جدول ۴-۲: خط نمودارها در مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار

مختصات			مبدل حرارتی	
Z(mm)	Y(mm)	X(mm)		
۷/۵	۶۳	۷۰	نقطه اول	خمیده
۱۴/۵	۶۳	۷۰	نقطه دوم	
۷/۵	۶۳	۷۰	نقطه اول	مدور کنگره‌دار
۱۴/۵	۶۳	۷۰	نقطه دوم	

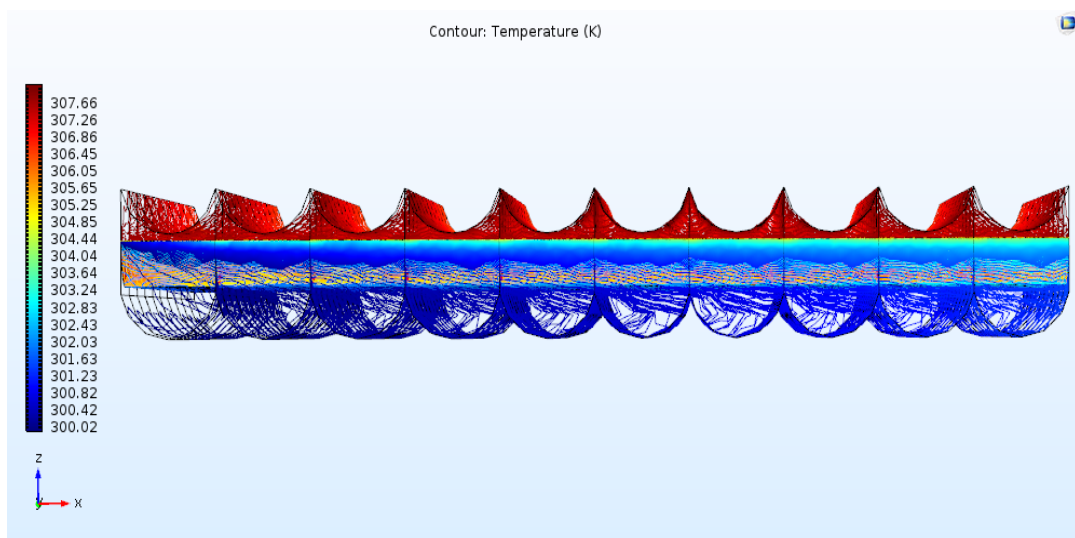
شکل ۴-۹ توزیع دما در بخش هوای تازه بر روی سطوح غشاء را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود اختلاف دما روی سطوح غشاء در هر سیکل حدوداً ۲ درجه و در مجموع سیکل‌ها حدوداً ۳ درجه می‌باشد. همان‌گونه که گفته شد در هر سیکل اختلاف دما حدوداً ۲ درجه است به نوعی که دمای سطح غشاء در قسمت قله یا بالای غشاء به دلیل اینکه در معرض هوای تازه قرار دارد از قسمت‌های انتهایی غشاء بیشتر می‌باشد. قسمت‌های دره یا انتهایی غشاء بیشتر در معرض هوای برگشت قرار دارد و دسترسی هوای تازه به این بخش‌ها کمتر می‌باشد و به همین دلیل سطوح غشاء در این بخش‌ها دمای کمتری را دارا می‌باشد. مجموعه‌ای از همین عوامل باعث کاهش دمای سطوح انتهایی غشاء و اختلاف

۲ درجه‌ای با قسمت قله‌ی غشاء شده است. همچنین در طول کانال و در جهت جریان هوا دمای سطوح کاهش می‌یابد که به دلیل کاهش تدریجی دمای هوای تازه در طول کانال می‌باشد.



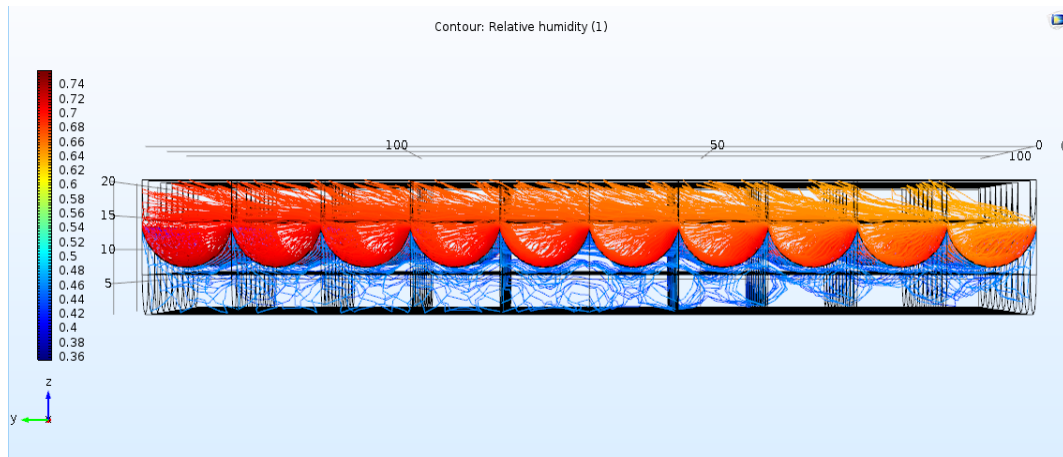
شکل ۴-۹: توزیع دما روی سطوح غشاء در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰

شکل ۴-۱۰: توزیع دما را در طول مسیر حرکت سیال در قسمت ورودی و خروجی هوای برگشت را نشان می‌دهد. به وضوح مشاهده می‌شود که در جهت حرکت سیال دمای سیال سرد افزایش می‌یابد که این امر به دلیل انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم در طول کانال می‌باشد.



شکل ۴-۱۰: توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای برگشت در رینولدز ۴۰۰۰

شکل ۴-۱۱ توزیع رطوبت نسبی را در طول مسیر حرکت سیال در قسمت ورودی و خروجی هوای تازه را نشان می‌دهد. به وضوح مشاهده می‌شود که در جهت حرکت سیال رطوبت نسبی کاهش می‌یابد که این امر به دلیل انتقال رطوبت بین سیال سرد و گرم در طول کانال می‌باشد.



شکل ۴-۱۱: توزیع رطوبت نسبی در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰

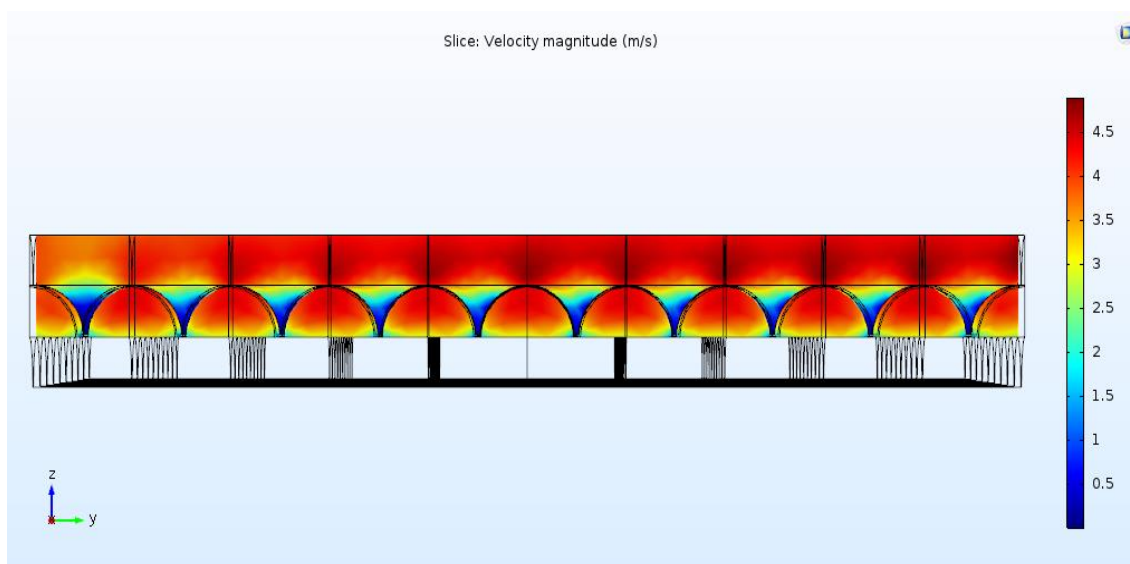
### ۳-۴ مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار

انتقال حرارت و افت فشار در محدوده رینولدز ۱۰۰۰ تا ۶۰۰۰ و همچنین انتقال جرم در محدوده رینولدز ۸۹۰ تا ۱۸۰۰ در این مبدل‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. به منظور کاهش پیچیدگی شکل کانال و مدل‌سازی کوچک‌ترین بخش جریان کانال و همچنین بهتر و دقیق‌تر شدن شبیه‌سازی، مبدل مورد نظر به ده سیکل تقسیم شده و انتقال حرارت در هر سیکل محاسبه گردیده و میانگین ده سیکل به عنوان میزان انتقال حرارت سنجیده شده است.

### ۱-۳-۴ مشخصات جریان

میدان سرعت در صفحه  $Y-Z$  برای عدد رینولدز ۲۰۰۰ در شکل ۴-۱۲ قابل مشاهده است. همان‌گونه که در شکل پیداست مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار دارای روندی مشابه با مبدل حرارتی خمیده است اما

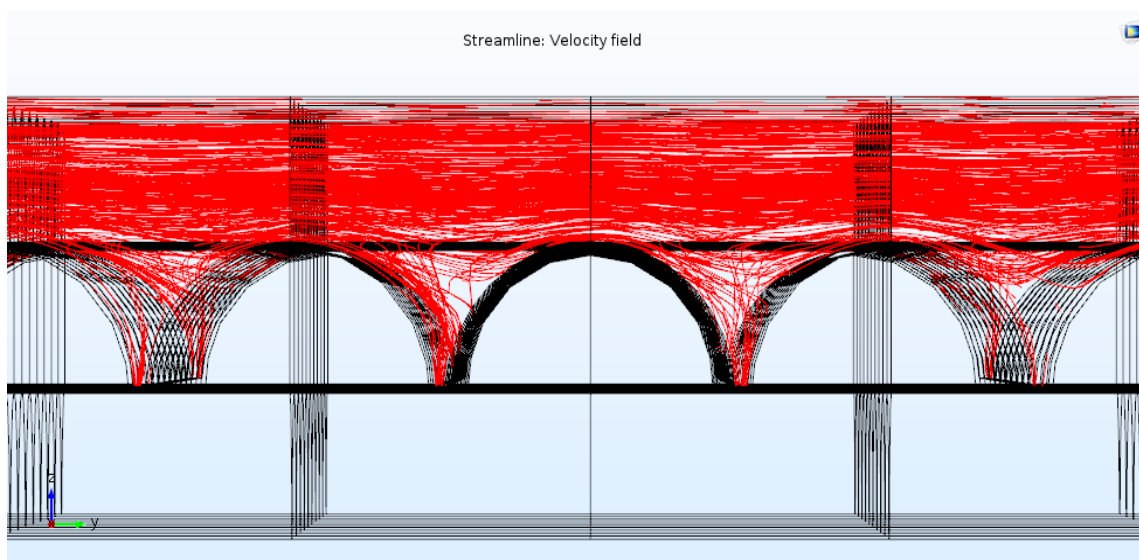
مقادیر سرعت به علت تفاوت در شکل و هندسه‌ی غشاء متفاوت است. بیشترین مقدار سرعت در دورترین فاصله از غشاء رخ می‌دهد و کم‌ترین مقدار سرعت در مناطق نزدیک غشاء و مناطق گسترش کانال به علت تماس جریان با غشاء و گردش مجدد جریان، روی می‌دهد. به طور کلی، بالاترین مقدار سرعت در دو مبدل حرارتی در مناطق دور از غشاء و حداقل مقادیر سرعت در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در شیرهای غشاء و برای مبدل حرارتی خمیده در بخش گسترش کانال رخ می‌دهد. گردابه‌های به وجود آمده از انبساط و انقباض کانال برای افزایش انتقال حرارت و جرم مؤثر هستند اما این گردابه‌ها همچنین باعث افزایش افت فشار نیز شده است.



شکل ۴-۱۲: تغییرات سرعت در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در صفحه  $y-z$

برای درک پدیده انتقال حرارت و انتقال جرم در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار، لازم است تا ساختار جریان سیال حاکم، به وسیله توزیع خطوط مسیر جریان در درون مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار بررسی شود. بدین منظور، در ابتدا توزیع الگوی جریان در درون مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در رینولدز ۲۰۰۰ بررسی می‌گردد. یکی از راه‌های مؤثر برای ترسیم الگوی جریان، نمایش خطوط جریان حاصل از حرکت

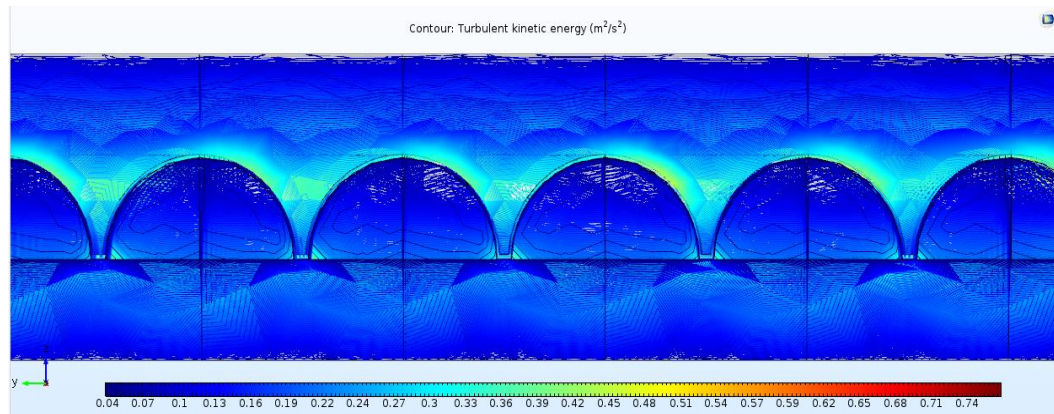
چرخشی به واسطه حضور گردابه‌ها در جریان داخلی است. خطوط جریان در درون مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در شکل ۴-۱۳ نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود جریان در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار نیز به مانند مبدل حرارتی خمیده دارای دو الگوی متمایز یکنواخت و جریان چرخشی است. در قسمت بالای قله‌های غشاء، جریان موازی و یکنواختی حاکم است اما در بخش نزدیک به غشاء جریان چرخشی ساعت‌گردی به علت برخورد سیال با دیواره‌های غشاء، به وجود می‌آید.



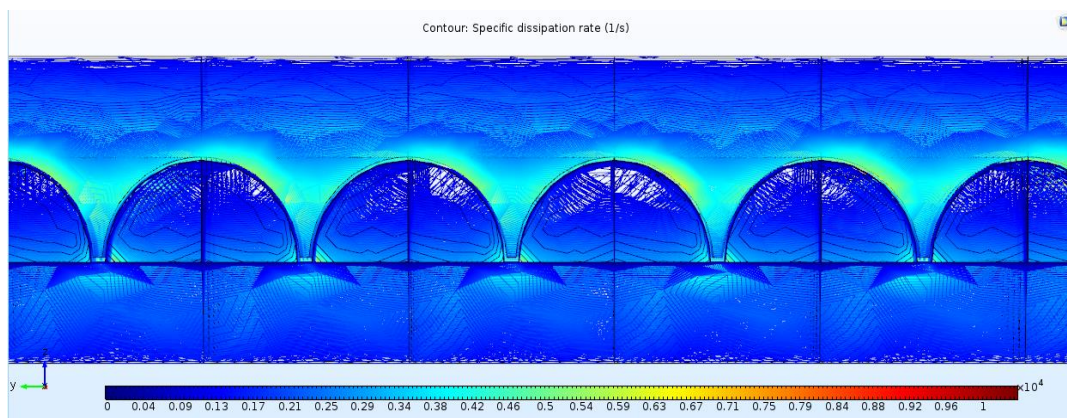
شکل ۴-۱۳: توزیع خطوط مسیر جریان در رینولدز ۲۰۰۰

شکل ۴-۱۴ توزیع انرژی جنبشی آشفته و شکل ۴-۱۵ نرخ استهلاک خاص را در صفحه  $Y-Z$  را نشان می‌دهد. همان‌طور که قابل ملاحظه است انرژی جنبشی آشفته در قسمت بالای دیواره‌ها و ناحیه‌ی جریان اصلی تقریباً یکنواخت است که نشان دهنده‌ی انتقال حرارت و جرم ضعیف در این قسمت از مسیر جریان کانال است با این حال تغییرات قابل ملاحظه‌ای از آشفتگی نزدیک دیواره‌ها و غشاء و داخل شیارها به علت برخورد جریان اصلی با سطوح غشاء، به وجود می‌آید که باعث افزایش مومنوم و انتقال حرارت و جرم در این نواحی می‌شود؛ به عبارت دیگر آشفتگی در دیواره‌ها و داخل غشاء و شیارها مسئول تشدید

انتقال مومنوم است. بیشترین میزان آشفتگی در محل برخورد جریان اصلی با سطوح غشاء رخ می‌دهد جایی که غشاء با جریان اصلی روبه‌رو می‌شود. در مورد نرخ استهلاک خاص، بزرگ‌ترین مقادیر در نواحی نزدیک به غشاء و داخل شیارها و دیوارهای موجدار به خصوص در محل برخورد جریان هوا با غشاء رخ می‌دهد. در مناطق بالای دیواره‌ها و ناحیه‌ی جریان اصلی، میزان نرخ استهلاک بسیار کم است.



شکل ۴-۱۴: توزیع انرژی جنبشی آشفته در صفحه  $y-z$  در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار



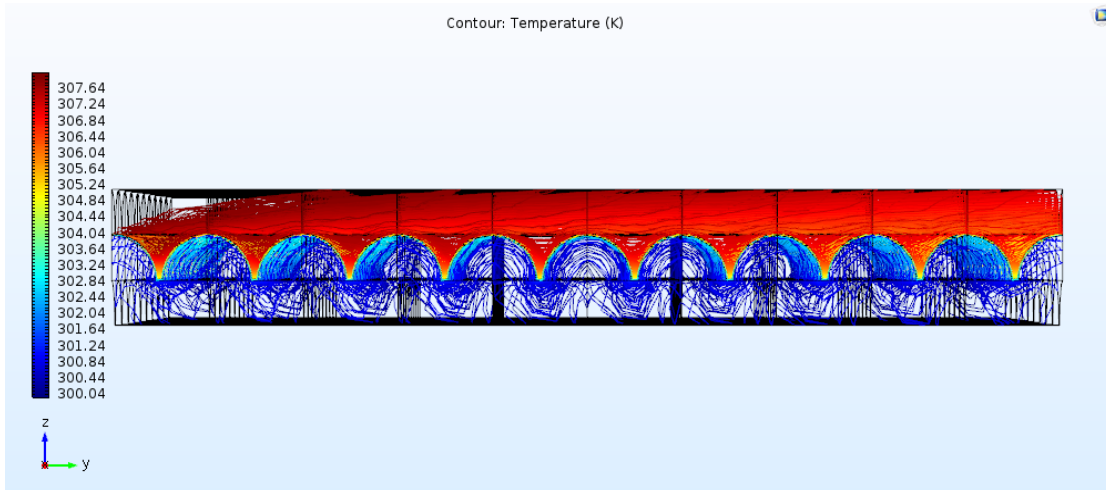
شکل ۴-۱۵: نرخ استهلاک خاص در صفحه  $y-z$  در مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار

### ۴-۳-۲ توزیع دما و فشار

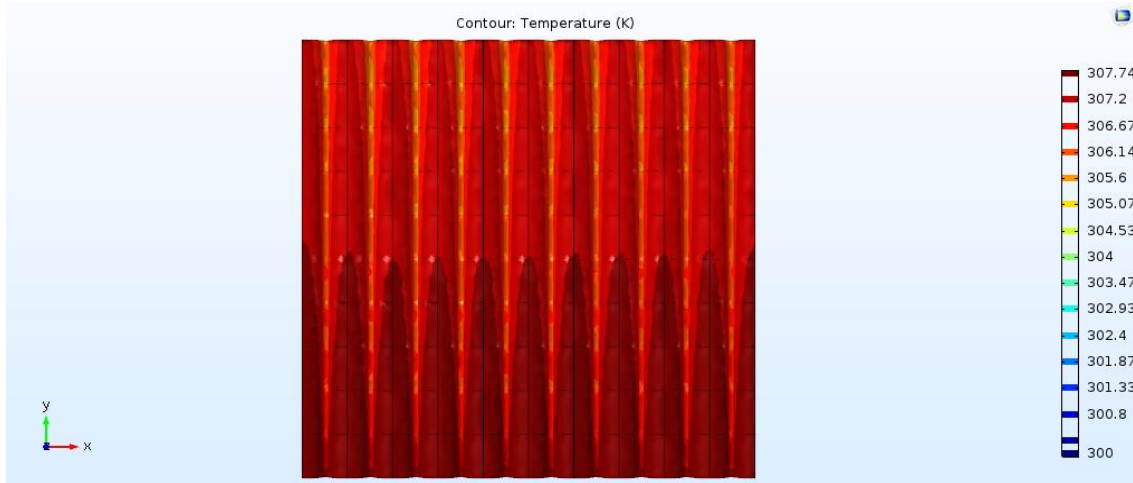
شکل ۴-۱۶ توزیع دما را در صفحه  $y-z$  در طول مسیر حرکت سیال درون کانال و شکل ۴-۱۷ توزیع دما را در صفحه  $y-x$  در طول مسیر حرکت سیال درون کانال را نشان می‌دهد. به وضوح مشاهده می‌شود که



در جهت حرکت سیال دمای سیال گرم کاهش می‌یابد و دمای سیال سرد افزایش پیدا می‌کند. این امر به دلیل انتقال حرارت بین سیال سرد و گرم در طول کانال می‌باشد.



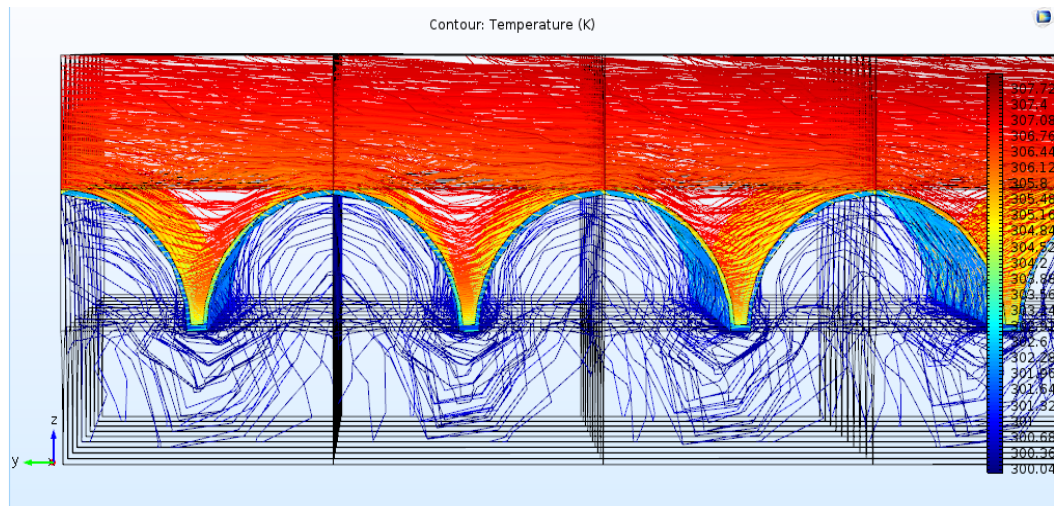
شکل ۴-۱۶: توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در صفحه  $y-z$  رینولدز ۴۰۰۰



شکل ۴-۱۷: توزیع دما در بخش ورودی و خروجی هوای تازه در صفحه  $y-x$  در رینولدز ۴۰۰۰

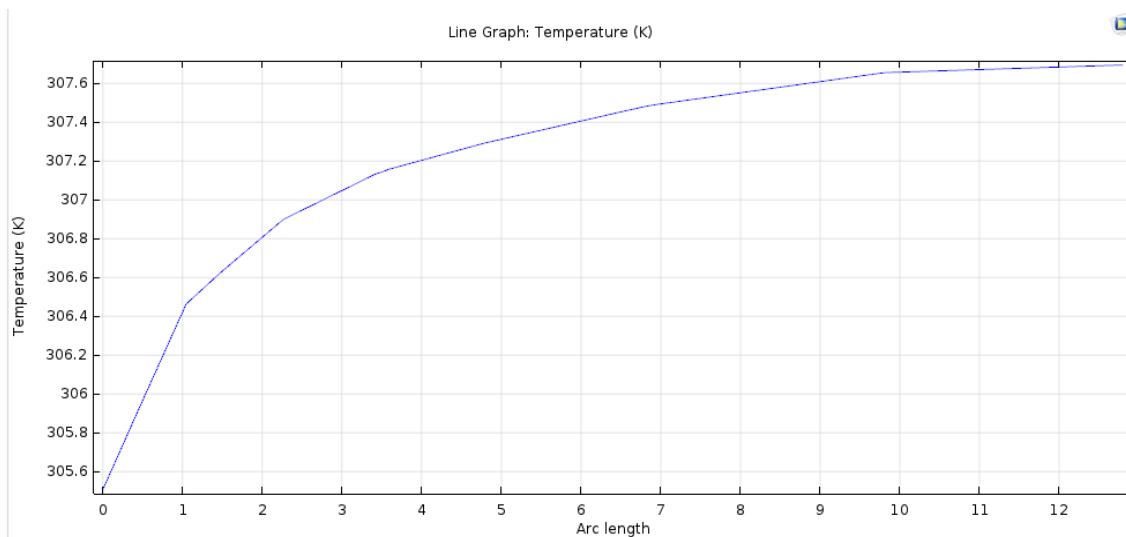
شکل ۴-۱۸: توزیع دما در طول مسیر حرکت و در قسمت انتهایی کانال را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود سیال گرم در نزدیکی غشاء دارای دمای پایین‌تری است و با دور شدن از غشاء، دمای

سیال بیشتر می‌شود که امری طبیعی است. گرادیان درجه حرارت در دیواره‌ها بسیار زیاد است که نشان دهنده افزایش انتقال حرارت به علت آشفتگی شدید در این نواحی است.



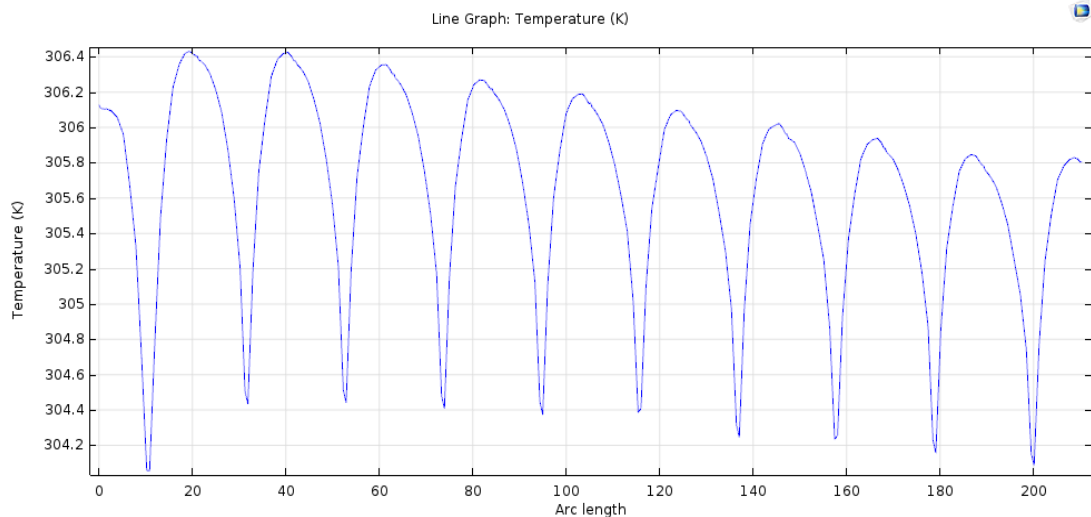
شکل ۴-۱۸: توزیع دما در قسمت انتهایی کانال در رینولدز ۴۰۰۰

شکل ۴-۱۹ توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای Z یعنی عمود بر غشاء بر روی خط نمودار را نشان می‌دهد. محور X طول خط نمودار است و محور Y دما را نشان می‌دهد. دماهای خروجی در مقطع خط نمودار که در جدول ۴-۲ نمایش داده شده است، می‌باشد. همان‌گونه که ملاحظه می‌شود هرچه فاصله از غشاء بیشتر می‌شود مقدار دمای سیال افزایش می‌یابد که امری طبیعی می‌باشد. با توجه به نمودار در نقاط ابتدایی و نزدیک به غشاء میزان اختلاف و تفاوت دما نسبت به نقاط دورتر بیشتر است که این امر به دلیل گرادیان دمای بالا بین سطح غشاء با هوای مجاور خود می‌باشد که باعث افزایش انتقال حرارت شده است.

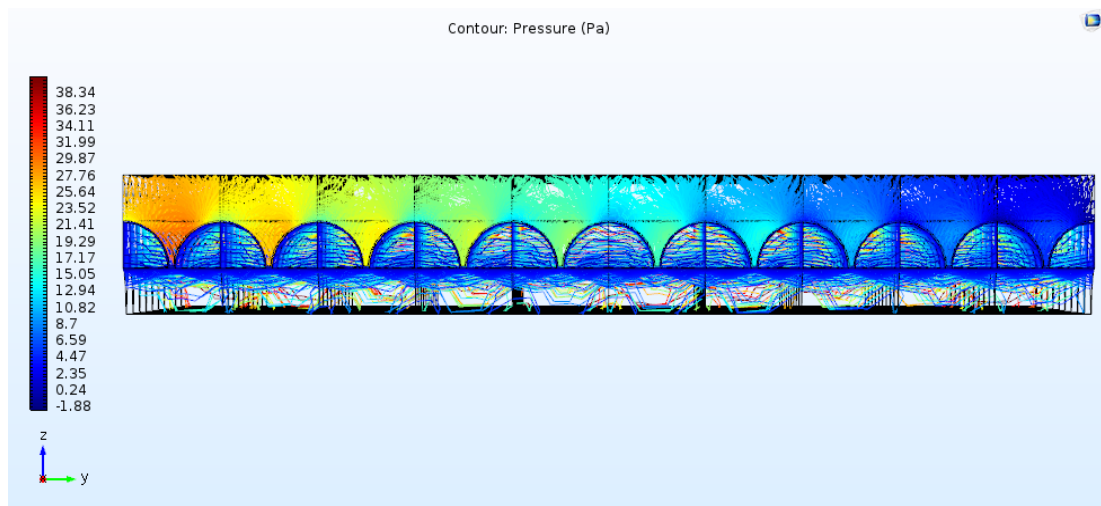


شکل ۴-۱۹: توزیع دما در بخش هوای تازه در راستای Z در رینولدز ۴۰۰۰

شکل ۴-۲۰ توزیع دما در بخش هوای تازه بر روی سطوح غشاء را نشان می‌دهد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود در هر سیکل اختلاف دما حدوداً ۲ درجه است به نوعی که دمای سطح غشاء در قسمت قله یا بالای غشاء به دلیل اینکه در معرض هوای تازه قرار دارد از قسمت‌های انتهایی غشاء بیشتر می‌باشد. قسمت‌های دره یا انتهایی غشاء بیشتر در معرض هوای برگشت قرار دارد و دسترسی هوای تازه به این بخش‌ها کمتر می‌باشد و به همین دلیل سطوح غشاء در این بخش‌ها دمای کمتری را دارا می‌باشد. مجموعه‌ای از همین عوامل باعث کاهش دمای سطوح انتهایی غشاء و اختلاف ۲ درجه‌ای با قسمت قله‌ی غشاء شده است. همچنین در طول کانال و در جهت جریان هوا دمای سطوح کاهش می‌یابد که به دلیل کاهش تدریجی دمای هوای تازه در طول کانال می‌باشد و امری طبیعی است.



شکل ۴-۲۰: توزیع دما روی سطوح غشاء در بخش هوای تازه در رینولدز ۴۰۰۰



شکل ۴-۲۱: توزیع فشار در طول کانال مدور کنگره‌دار

شکل ۴-۲۱ کانتور افت فشار را در طول کانال مدور کنگره‌دار در بخش ورودی و خروجی هوای تازه را نشان می‌دهد. همان‌طور که در شکل مشاهده می‌شود فشار در جهت حرکت سیال در طول کانال به تدریج کاهش پیدا می‌کند. این امر به دلیل اصطکاک بین سیال و غشاء و همچنین جریان‌های چرخشی به وجود آمده در شیارهای غشاء می‌باشد. رنگ قرمز نقاط پرفشار (ورودی هوای تازه) و رنگ آبی نقاط کم‌فشار (خروجی هوای تازه) را نشان می‌دهد.

## ۴-۴ مقایسه مبدل‌ها

### ۴-۴-۱ پروفیل دما و رطوبت

برای درک بهتر توزیع دما و رطوبت، جدول ۳-۴ دما و رطوبت خروجی در رینولدزهای مختلف را در سه مبدل حرارتی خمیده، مدور کنگره‌دار و صفحه موازی را نشان می‌دهد.

جدول ۳-۴: دما و رطوبت خروجی هوای تازه در انواع مبدل حرارتی

رطوبت			رینولدز	دما			رینولدز
صفحه موازی	مدور کنگره‌دار	خمیده		صفحه موازی	مدور کنگره‌دار	خمیده	
۰/۰۲۲۴	۰/۰۱۹۶	۰/۰۱۸۱	۸۹۰	۳۰۷/۳۴	۳۰۶/۴۱	۳۰۵/۸۸	۱۰۰۰
۰/۰۲۲۷	۰/۰۲۰۹	۰/۰۱۹۳	۱۱۵۰	۳۰۷/۳۹	۳۰۶/۵۳	۳۰۶/۱۴	۲۰۰۰
۰/۰۲۳۲	۰/۰۲۱۷	۰/۰۲۰۸	۱۳۵۰	۳۰۷/۴۴	۳۰۶/۶۴	۳۰۶/۳	۳۰۰۰
۰/۰۲۳۶	۰/۰۲۲۴	۰/۰۲۱۴	۱۵۵۰	۳۰۷/۵۱	۳۰۶/۷۵	۳۰۶/۴۲	۴۰۰۰
۰/۰۲۳۸	۰/۰۲۲۳	۰/۰۲۲	۱۸۰۰	۳۰۷/۵۷	۳۰۶/۹	۳۰۶/۵۱	۵۰۰۰
-	-	-	-	۳۰۷/۶	۳۰۷/۰۴	۳۰۶/۶	۶۰۰۰

به طور کلی و به صورت میانگین در رینولدزهای مختلف، سیال در مبدل حرارتی خمیده در حدود نیم درجه دمای پایین‌تری نسبت به مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار دارد که همین امر باعث صرفه‌جویی در مصرف انرژی خواهد شد؛ به عبارت دیگر هوا در شرایط ایده‌آل تری از مبدل حرارتی خمیده وارد واحد سرمایه‌گذاری خواهد شد و به نوعی کویل‌های سرمایه‌گذاری به تغییر دمای کمتر هوا برای رسیدن به دمای مطبوع و ایده‌آل خواهند داشت که همین امر نقش مبدل حرارتی خمیده را به نسبت مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در صرفه‌جویی انرژی در بخش انتقال حرارت پر رنگ‌تر خواهد کرد. در مورد

انتقال جرم و رطوبت نیز همین امر صادق است و مبدل حرارتی خمیده نقش پر رنگ‌تری را به نسبت مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در صرفه جویی انرژی دارا می‌باشد؛ اما در مورد افت فشار مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار افت فشار به مراتب کمتری را به نسبت سایر مبدل‌ها تولید می‌کند و باعث صرفه‌جویی انرژی در این بخش شده است.

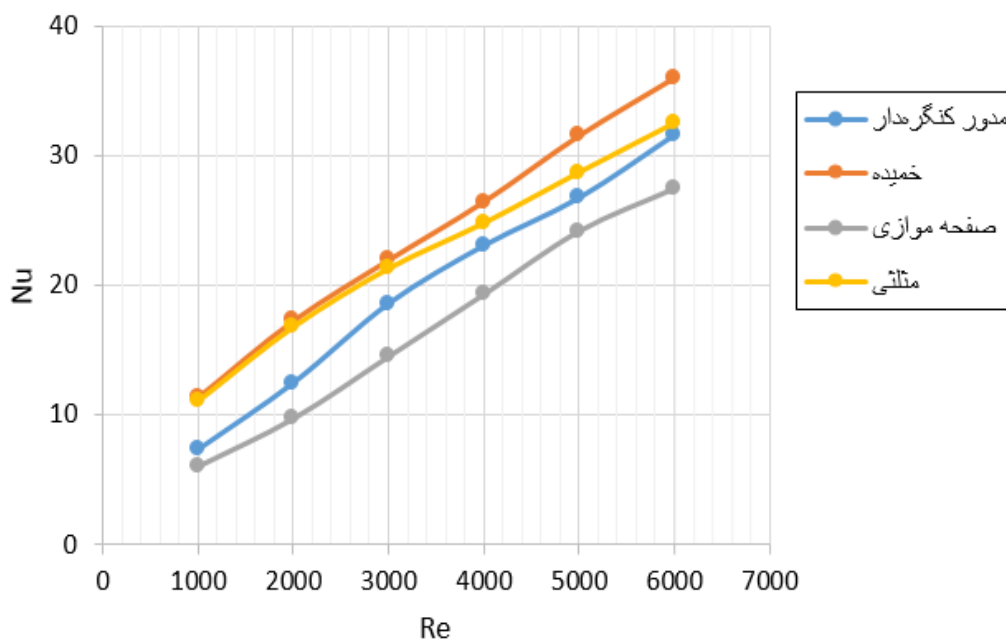
#### ۴-۴-۲ عدد ناسلت

جدول ۴-۴ میانگین عدد ناسلت را در رینولدزهای مختلف در مبدل‌های حرارتی مدور کنگره‌دار، خمیده و مثلثی را نشان می‌دهد. محاسبات در ده سیکل انجام گرفته است و عدد ناسلت در هر سیکل محاسبه شده و میانگین ده سیکل به عنوان میانگین عدد ناسلت در رینولدز مورد نظر سنجیده شده است. محاسبات در مورد عدد شروود و افت فشار نیز به همین شکل صورت گرفته است. با توجه جدول ۴-۴، با افزایش عدد رینولدز مقدار عدد ناسلت نیز افزایش می‌یابد و رابطه‌ای مستقیم دارند. مقدار عدد ناسلت در کانال مثلثی بین خمیده و مدور کنگره‌دار قرار دارد و مبدل حرارتی خمیده داری بیشترین انتقال حرارت است به این دلیل که مبدل حرارتی خمیده به علت هندسه‌اش دارای جریان‌های چرخشی و ثانویه بیشتری است و گردابه‌های بیشتری را تولید می‌کند و جریان با سطوح غشاء بیشتر در تماس است و درگیری بیشتری دارد که باعث افزایش انتقال مومنوم و در نتیجه افزایش ضریب انتقال حرارت می‌شود. این نکته قابل ذکر است که شرایط جریان نیز بر روی توزیع دما و انتقال حرارت تأثیر می‌گذارد.

جدول ۴-۴: میانگین عدد ناسلت در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۱۰۰۰	۷/۳۱	۱۱/۲۱	۱۱/۴۱
۲۰۰۰	۱۲/۴۷	۱۶/۲۱	۱۷/۳۱
۳۰۰۰	۱۸/۶۱	۱۹/۳	۲۱/۹۸
۴۰۰۰	۲۴	۲۵/۵۱	۲۶/۴۷
۵۰۰۰	۲۸/۵۴	۳۱/۸	۳۲/۵

۳۶	۳۳/۹	۳۱/۶۶	۶۰۰۰
----	------	-------	------

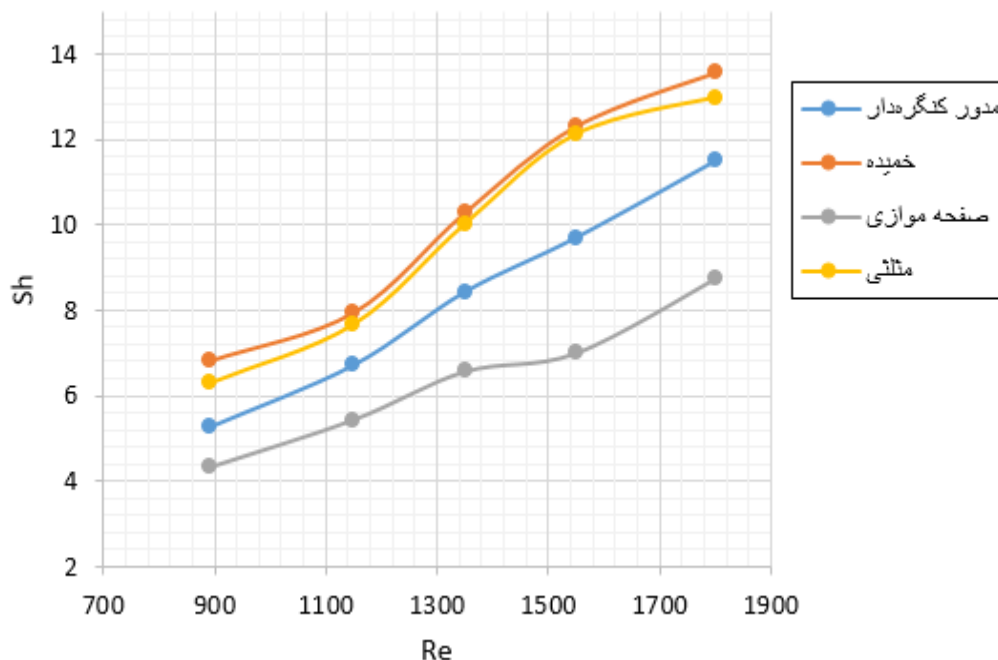


شکل ۴-۲۲: مقایسه عدد ناسلت در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف

#### ۴-۳-۳ عدد شروود

جدول ۴-۵ و شکل ۴-۲۳ میانگین عدد شروود در رینولدزهای مختلف در مبدل‌های حرارتی مدور کنگره‌دار، خمیده و مثلثی را نشان می‌دهد. عدد شروود با افزایش رینولدز افزایش پیدا می‌کند، این افزایش عمدتاً به دلیل افزایش انتقال مومنتوم در این مبدل‌ها به ویژه با جریان‌های ثانویه و چرخش‌هاست. مقدار عدد شروود در کانال مثلثی بین کانال‌های مدور کنگره‌دار و خمیده قرار گرفته است و کانال خمیده بیشترین مقدار عدد شروود را دارا می‌باشد. هرچه سطوح غشاء با جریان هوا بیشتر درگیر شود تأثیر نفوذ جریان بیشتر می‌شود و ضریب انتقال جرم هم بیشتر خواهد شد. دلیل بیشتر بودن میزان انتقال جرم در کانال خمیده همین امر است. به طور کلی علاوه بر جریان‌های ثانویه نسبت ابعاد غشاء نیز تأثیر مستقیمی روی میزان انتقال حرارت و جرم دارد به طوری که هرچه ابعاد بیشتری از

سطوح غشاء یا به عبارت دیگر مساحت بیشتری از غشاء با سیال در ارتباط باشد ضریب انتقال حرارت و جرم افزایش خواهد یافت.



شکل ۴-۲۳: مقایسه عدد شروود در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف

جدول ۴-۵: میانگین عدد شروود در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۸۹۰	۵/۲۶	۶/۳	۶/۸
۱۱۵۰	۶/۷۲	۷/۸۸	۷/۹۴
۱۳۵۰	۸/۴۳	۱۰/۱۷	۱۰/۲۸
۱۵۵۰	۹/۷	۱۲/۲	۱۲/۳۱
۱۸۰۰	۱۱/۴۹	۱۲/۹۸	۱۳/۲۷

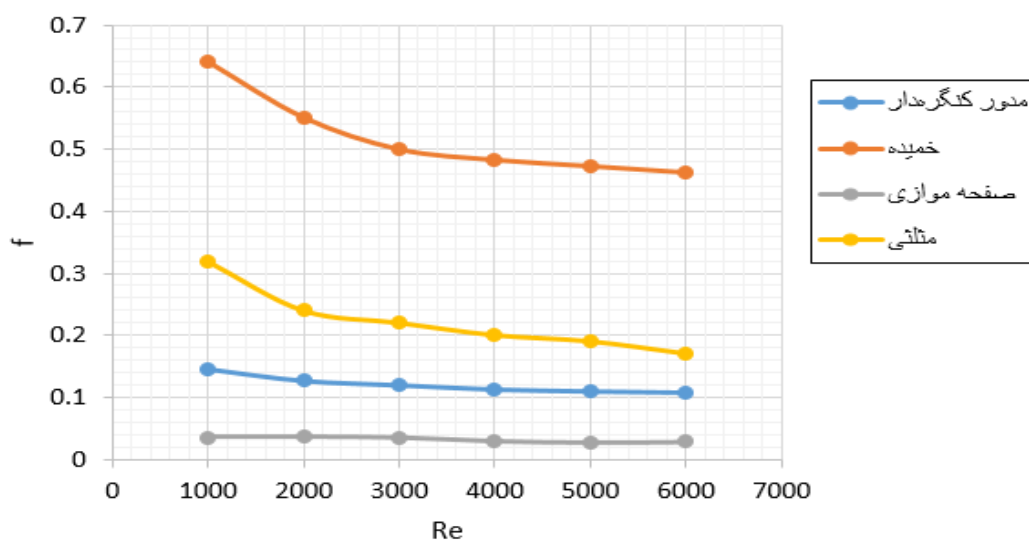


## ۴-۴-۴ افت فشار

جدول ۴-۶ مقایسه افت فشار بین مبدل‌های حرارتی مثلثی، خمیده و مدور کنگره‌دار را نشان می‌دهد. تحت جریان مشابه، مبدل حرارتی خمیده دارای افت فشار بیشتری و در حدود ۴ برابر مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار است و افت فشار در مبدل مثلثی بین دو مبدل دیگر است. شکل‌های موجدار باعث افزایش افت فشار می‌شوند. به طور کلی افت فشار با افزایش رینولدز کاهش پیدا می‌کند. این کاهش تا رینولدز ۲۰۰۰ دارای شدت و شیب بیشتری است اما از رینولدز ۲۰۰۰ به بعد به تدریج کاهش می‌یابد.

جدول ۴-۶: میانگین افت فشار در انواع مبدل حرارتی

عدد رینولدز	مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار	مبدل حرارتی مثلثی	مبدل حرارتی خمیده
۱۰۰۰	۰/۱۴۶	۰/۳۴	۰/۶۴
۲۰۰۰	۰/۱۲۷	۰/۲۶	۰/۵۵۱
۳۰۰۰	۰/۱۲	۰/۲۴	۰/۵
۴۰۰۰	۰/۱۱۳	۰/۲۱	۰/۴۸۳
۵۰۰۰	۰/۱۱	۰/۱۹	۰/۴۷۳
۶۰۰۰	۰/۱۰۸	۰/۱۷	۰/۴۶۳



شکل ۴-۲۴: مقایسه افت فشار در انواع مبدل‌ها در رینولدزهای مختلف

با توجه به شکل ۵-۲۳ می‌توان گفت افت فشار هزینه‌ای است که برای بهبود انتقال حرارت باید پرداخت. همان‌طور که قابل ملاحظه است مبدل حرارتی خمیده دارای افت فشار بالایی می‌باشد. جدول ۴-۷ مقدار دقیق دمای هوای تازه را در طول مبدل حرارتی خمیده نشان می‌دهد. با توجه به جدول ۴-۷ ملاحظه می‌شود که در ۵۰ میلی‌متر ابتدایی حدوداً دمای سیال ۰/۷۸ درجه کاهش یافته و در ۵۰ میلی‌متر بعد حدود ۰/۵۷ درجه کاهش دما داشته و در ۴۰ میلی‌متر پایانی حدود ۰/۳۴ درجه کاهش دما داشته است. به عنوان راهکار و پیشنهاد برای کاهش افت فشار در مبدل حرارتی خمیده و حفظ راندمان انتقال حرارت و جرم می‌توان غشاء قسمت انتهایی کانال را که دارای کاهش دمای کمتری می‌باشد، از شکل خمیده به سطح صاف تغییر داد تا این مبدل افت فشار کمتری را ایجاد کند. قطعاً این راهکار با بررسی و آنالیز دقیق‌تر می‌تواند راندمان این نوع مبدل را بالاتر ببرد و می‌توان از این راهکار به عنوان پروژه‌های بعدی استفاده کرد که در بخش پیشنهادها هم به این مورد اشاره شده است.

جدول ۴-۷: تغییرات دما در طول کانال در مبدل حرارتی خمیده در رینولدر ۴۰۰۰

طول کانال	دما	طول کانال	دما
۰	۳۰.۸	۷۲/۵۶	۳۰.۶/۹۵
۲/۵۱	۳۰.۷/۸۸	۷۶/۹۸	۳۰.۶/۹
۶/۹۹	۳۰.۷/۸۴	۸۱/۴	۳۰.۶/۹
۱۱/۴۱	۳۰.۷/۸۳	۸۴	۳۰.۶/۸۶
۱۴	۳۰.۷/۷۱	۸۶/۵۸	۳۰.۶/۷۹
۱۶/۵۸	۳۰.۷/۶۷	۹۰/۹۹	۳۰.۶/۷۵
۲۰/۹۹	۳۰.۷/۶	۹۵/۴۱	۳۰.۶/۷۵
۲۵/۴۱	۳۰.۷/۵۹	۹۸	۳۰.۶/۷۱
۲۸	۳۰.۷/۵۲	۱۰۰/۵۹	۳۰.۶/۶۵
۳۰/۵۸	۳۰.۷/۴۵	۱۰۵/۰۱	۳۰.۶/۶
۳۵/۰۱	۳۰.۷/۴	۱۰۹/۴۳	۳۰.۶/۶
۳۹/۴۳	۳۰.۷/۴	۱۱۲	۳۰.۶/۵۶
۴۲	۳۰.۷/۳۶	۱۱۴/۵۶	۳۰.۶/۵۴
۴۴/۵	۳۰.۷/۲۹	۱۱۸/۹۸	۳۰.۶/۴۸

۳۰۶/۴۷	۱۲۳/۴۱	۳۰۷/۲۲	۴۹
۳۰۶/۴۳	۱۲۶	۳۰۷/۲۱	۵۳/۴۳
۳۰۶/۳۷	۱۲۸/۵۸	۳۰۷/۱۵	۵۶
۳۰۶/۳۲	۱۳۳/۰۱	۳۰۷/۱	۵۸/۵۷
۳۰۶/۳۲	۱۳۷/۴۳	۳۰۷/۰۶	۶۳
۳۰۶/۳۱	۱۴۰	۳۰۷/۰۵	۶۷/۴۳
-	-	۳۰۶/۹۸	۷۰

#### ۴-۴-۵ بهره‌وری

بهره‌وری محسوس، نهان و کل در سیستم‌های بازیابی انرژی با شکل غشاء متفاوت در جدول ۴-۸ قابل ملاحظه می‌باشد.

جدول ۴-۸: مقایسه میزان بهره‌وری در انواع مبدل‌های حرارتی

مبدل حرارتی خمیده			
بهره‌وری آنتالپی	بهره‌وری نهان	بهره‌وری محسوس	عدد رینولدز
۰/۳۵۶	۰/۳۱۱	۰/۴۰۸	۱۰۰۰
۰/۳۴۳	۰/۲۹۷	۰/۳۷۵	۲۰۰۰
۰/۳۲۹	۰/۲۷۱	۰/۳۵۳	۳۰۰۰
۰/۳۱۱	۰/۲۶۴	۰/۳۴۷	۴۰۰۰
۰/۳۰۱	۰/۲۵۱	۰/۳۳۱	۵۰۰۰
۰/۲۹۴	۰/۲۴۶	۰/۳۲۶	۶۰۰۰
مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار			
۰/۱۸۸	۰/۱۲۹	۰/۲۳۷	۱۰۰۰

۰/۱۷۱	۰/۱۰۸	۰/۲۱۶	۲۰۰۰
۰/۱۵۴	۰/۱	۰/۱۹۸	۳۰۰۰
۰/۱۳۳	۰/۰۹	۰/۱۸۷	۴۰۰۰
۰/۱۲۲	۰/۰۷۹	۰/۱۷۱	۵۰۰۰
۰/۱۱۸	۰/۰۷۳	۰/۱۶۶	۶۰۰۰
مبدل حرارتی صفحه موازی			
۰/۱۱۷	۰/۰۹۵	۰/۱۳۶	۱۰۰۰
۰/۱۰۶	۰/۰۸۹	۰/۱۳۱	۲۰۰۰
۰/۰۹۶	۰/۰۸۲	۰/۱۲۵	۳۰۰۰
۰/۰۸۴	۰/۰۷۵	۰/۱۲۳	۴۰۰۰
۰/۰۷۶	۰/۰۶۹	۰/۱۲۲	۵۰۰۰
۰/۰۷	۰/۰۶۱	۰/۱۲۱	۶۰۰۰

مقدار عددی بهره‌وری بین صفر و یک می‌باشد. بهره‌وری یک نشان می‌دهد که کل آنتالپی بین دو جریان هوا ردوبدل و منتقل شده است و آنتالپی صفر نشان می‌دهد هیچ آنتالپی منتقل نشده است.

#### ۴-۵ انتخاب بهترین مبدل حرارتی

هدف از این بحث یافتن بهترین مبدل حرارتی از میان چند مبدل حرارتی که مورد بررسی قرار گرفت، می‌باشد. لذا برای دستیابی به این مهم، نیاز هست که پارامتر مؤثر تعریف شود که قابل مقایسه برای تمامی مدل‌ها می‌باشد. مهم‌ترین و با ارزش‌ترین هدف، افزایش میزان انتقال حرارت و انتقال جرم می‌باشد که اصلی‌ترین پارامتری که میزان انتقال حرارت و انتقال جرم را برای مبدل‌ها بیان می‌کند به

ترتیب اعداد بی بعد ناسلت و شروود می باشد. دیگر فاکتور قابل قیاس افت فشار ناشی از جریان سیال در طول لوله است که به عنوان ضد ارزش در یک سیستم ظاهر می شود. هدف از مطالعه ی بحث انتقال حرارت جابجایی و افت فشار، دستیابی به کارایی بیشتر می باشد. جهت ارزیابی صحیح و منطقی نتایج از واژه Cost Benefit Ratio (نسبت ضد ارزش به ارزش واقعی) استفاده شده است:

$$C.B.R = \frac{Cost}{Benefit} \quad (1-5)$$

بنابراین پارامتری که به عنوان  $C.B.R^1$  تعریف شده به صورت زیر می شود:

$$C.B.R = \frac{\% \Delta P}{\%(Nu + Sh)} \quad (2-5)$$

اکنون یک پارامتر قابل مقایسه بین تمامی مبدل ها بدست آمده است که می توان درباره تاثیر این پارامتر در سرعت های مختلف بحث نمود. مبدل حرارتی که دارای کمترین مقدار  $C.B.R$  باشد به عنوان مناسب ترین مدل شناخته می شود.

جدول ۴-۹: مقایسه انواع مبدل های حرارتی در رینولدز ۶۰۰۰

C.B.R	درصد افت فشار	افت فشار	درصد ناسلت	ناسلت	انواع مبدل حرارتی
-	-	۰/۰۲۸۶	-	۲۷/۵	صفحه موازی
۲۷/۱۹	۴۹۴/۴	۰/۱۷	۱۸/۱۸	۳۲/۵	مثلثی
۱۸/۳۵	۲۷۷/۶	۰/۱۰۸	۱۵/۱۲	۳۱/۶۶	مدور کنگره دار
۴۹	۱۵۱۸	۰/۴۶۳	۳۰/۹	۳۶	خمیده

<sup>1</sup> Cost Benefit Ratio

جدول ۴-۱۰: مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۵۰۰۰

انواع مبدل حرارتی	ناسلت	درصد ناسلت	افت فشار	درصد افت فشار	C.B.R
صفحه موازی	۲۴/۲	-	۰/۰۲۷۹	-	-
مثلثی	۲۸/۷	۱۸/۵۹	۰/۱۹	۵۸۱	۳۱/۲۵
مدور کنگره‌دار	۲۶/۸	۱۰/۷۴	۰/۱۱	۲۹۴	۲۷/۳
خمیده	۳۱/۵۶	۳۰/۴۱	۰/۴۷۳	۱۵۹۵	۵۲/۴

جدول ۴-۱۱: مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۴۰۰۰

انواع مبدل حرارتی	ناسلت	درصد ناسلت	افت فشار	درصد افت فشار	C.B.R
صفحه موازی	۱۹/۳	-	۰/۰۲۹۸	-	-
مثلثی	۲۴/۸	۲۸/۴۹	۰/۲	۵۷۱/۱۴	۲۰/۰۴
مدور کنگره‌دار	۲۳/۱	۱۹/۶۹	۰/۱۱۳	۲۷۹/۱۹	۱۴/۱۷
خمیده	۲۶/۴۷	۳۷/۱۵	۰/۴۸۳	۱۵۲۰	۴۰/۹

جدول ۴-۱۲: مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۳۰۰۰

C.B.R	درصد افت فشار	افت فشار	درصد ناسلت	ناسلت	انواع مبدل حرارتی
-	-	۰/۰۳۴۸	-	۱۴/۵	صفحه موازی
۱۱/۳۴	۵۳۲/۱۸	۰/۲۲	۴۶/۸۹	۲۱/۳	مثلثی
۸/۶۳	۲۴۴/۸۲	۰/۱۲	۲۸/۳۴	۱۸/۶۱	مدور کنگره‌دار
۲۵/۹	۱۳۳۶	۰/۵	۵۱/۵۸	۲۱/۹۸	خمیده

جدول ۴-۱۳: مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۲۰۰۰

C.B.R	درصد افت فشار	افت فشار	درصد ناسلت	ناسلت	انواع مبدل حرارتی
-	-	۰/۰۳۶	-	۹/۷	صفحه موازی
۹/۱	۶۲۲/۲	۰/۲۶	۶۷/۱	۱۶/۲۱	مثلثی
۸/۹	۲۵۲/۷۷	۰/۱۲۷	۲۸/۵۵	۱۲/۴۷	مدور کنگره‌دار
۲۵/۲/۹۱۸	۱۴۳۰/۵۵	۰/۵۵۱	۷۸/۴۵	۱۷/۳۱	خمیده

جدول ۴-۱۴: مقایسه انواع مبدل‌های حرارتی در رینولدز ۱۰۰۰

انواع مبدل حرارتی	ناسلت	درصد ناسلت	افت فشار	درصد افت فشار	C.B.R
صفحه موازی	۶	-	۰/۰۳۵۹	-	-
مثلثی	۱۱/۲۱	۸۶/۸۳	۰/۳۴	۸۴۷	۹/۷۵
مدور کنگره‌دار	۷/۳۱	۲۱/۸۳	۰/۱۴۶	۳۰۶/۶۸	۱۴/۰۴
خمیده	۱۱/۴۱	۹۰/۱۶	۰/۶۴	۱۶۸۲/۷۲	۱۸/۶۶

بنابراین با توجه به توضیحات ابتدایی این بخش می‌توان نتیجه گرفت که مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار به دلیل داشتن C.B.R کمتر نسبت به سایر مبدل‌ها، به عنوان بهترین مبدل حرارتی انتخاب می‌گردد.

#### ۴-۶ نتیجه‌گیری

مبدل‌های حرارتی تقریباً پرکاربردترین عضو در فرآیندهای شیمیایی‌اند و می‌توان آن‌ها را در بیشتر واحدهای صنعتی ملاحظه کرد. آن‌ها وسایلی هستند که امکان انتقال انرژی بین دو یا چند سیال را در دماهای مختلف فراهم می‌کنند. این عملیات می‌تواند بین مایع - مایع گاز - گاز و یا گاز - مایع انجام شود. مبدل‌های حرارتی به منظور خنک کردن سیال گرم و یا گرم کردن سیال با دمای پایین‌تر و یا هر دو مورد استفاده قرار می‌گیرند. در این پایان‌نامه تأثیر تغییر شکل غشاء در مبدل‌های حرارتی غشایی مورد بررسی قرار گرفته است. انتقال حرارت، انتقال جرم و افت فشار در مبدل‌های حرارتی خمیده و مدور کنگره‌دار به صورت عددی مورد بررسی قرار گرفت و نتایج زیر از حل عددی بدست آمده‌اند:

- نقش هندسه غشاءها در انتقال حرارت، انتقال جرم و افت فشار بسیار چشمگیر است.



- مبدل‌های غشایی خمیده و مدور کنگره‌دار بواسطه هندسه‌شان سبب ایجاد جریان چرخشی یا جریان چرخشی می‌شوند که موجب بهبود عملکرد انتقال حرارت و جرم در مقایسه با مبدل‌های غشایی صفحه موازی می‌شوند.
- افزایش عدد رینولدز تأثیر مستقیمی بر نرخ انتقال حرارت و انتقال جرم در مبدل‌های حرارتی غشایی دارند. با افزایش عدد رینولدز عدد ناسلت متوسط و عدد شروود متوسط نیز افزایش می‌یابد. همچنین به واسطه افزایش نرخ انتقال مومنوم، با افزایش افت فشار نیز همراه است.
- نتایج نشان دادند مبدل حرارتی خمیده در مقایسه با مبدل‌های حرارتی مدور کنگره‌دار و مثلثی عملکرد حرارتی و رطوبتی بهتری از خود نشان داده است. همچنین میزان افت فشار نیز در غشاءهای خمیده بیشتر از غشاءهای مدور کنگره‌دار و مثلثی است.
- نتایج نشان دادند که مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار در مقایسه با مبدل‌های حرارتی خمیده و مثلثی دارای افت فشار کمتری است. همچنین میزان انتقال حرارت و جرم کمتری نسبت به غشاءهای خمیده و مثلثی دارد.
- با مقایسه تمام مبدل‌های حرارتی غشایی در شرایط یکسان این نتیجه حاصل شد که مبدل حرارتی مدور کنگره‌دار به دلیل داشتن C.B.R کمتر نسبت به سایر مبدل‌های حرارتی به عنوان بهترین مبدل حرارتی انتخاب می‌گردد؛ اما بسته به کاربرد مورد نیاز نیز می‌توان سایر مبدل‌های حرارتی را انتخاب و از مزیت‌هایشان بهره‌مند شد.

## ۷-۴ پیشنهادها

با توجه به کارهای انجام‌شده در این پایان‌نامه، مواردی نیز برای کارهای آتی پیشنهاد شده که به شرح زیر می‌باشد:

- استفاده از هندسه‌های متفاوت دیگر و مقایسه نتایج آنان با یکدیگر

- استفاده از غشاهایی با جنس‌های مختلف و مقایسه عملکرد حرارتی و رطوبتی آنان
- استفاده از آرایش خلاف جهت جریان بر روی مبدل‌های بررسی شده در پایان‌نامه
- بررسی بخش‌هایی از این مبدل‌ها از نظر عملکرد حرارتی و رطوبتی و مسطح و صاف کردن بخش‌هایی از این مبدل‌ها که انتقال حرارت و رطوبت کمتری دارند به منظور بهبود افت فشار
- بررسی استفاده از موانع داخل غشاءها به منظور بهبود انتقال حرارت و انتقال جرم
- بررسی پارامترهای مختلف غشایی بر روی این مبدل‌ها

## مراجع

- [1] L.-Z. Zhang, "Progress on heat and moisture recovery with membranes: From fundamentals to engineering applications," *Energy Conversion and Management*, vol. 63, pp. 173-195, 2012/11/01/, 2012.
- [2] A. Hilmersson, and U. Paulsson, "Analysis of an energy recovery ventilator," Högskolan i Halmstad/Sektionen för Informationsvetenskap, Data-och ..., 2006.
- [3] L.-Z. Zhang, "Convective mass transport in cross-corrugated membrane exchangers," *Journal of Membrane Science*, vol. 260, no. 1, pp. 75-83, 2005/09/01/, 2005.
- [4] L.-Z. Zhang, C.-H. Liang, and L.-X. Pei, "Heat and moisture transfer in application scale parallel-plates enthalpy exchangers with novel membrane materials," *Journal of Membrane Science*, vol. 325, no. 2, pp. 672-682, 2008/12/01/, 2008.
- [5] L.-Z. Zhang, Y.-Y. Wang, C.-L. Wang *et al.*, "Synthesis and characterization of a PVA/LiCl blend membrane for air dehumidification," *Journal of Membrane Science*, vol. 308, no. 1, pp. 198-206, 2008/02/01/, 2008.
- [6] L.-Z. Zhang, "Numerical study of heat and mass transfer in an enthalpy exchanger with a hydrophobic-hydrophilic composite membrane core," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 51, no. 7, pp. 697-714, 2007/03/29, 2007.
- [7] L.-Z. Zhang, "Heat and Mass Transfer in a Total Heat Exchanger: Cross-Corrugated Triangular Ducts with Composite Supported Liquid Membrane," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 53, no. 11, pp. 1195-1210, 2008/01/21, 2008.
- [8] L. Z. Zhang, "Effects of Membrane Parameters on Performance of Vapor Permeation through a Composite Supported Liquid Membrane," *Separation Science and Technology*, vol. 41, no. 16, pp. 3517-3538, 2006/12/01, 2006.
- [9] L.-Z. Zhang, "Coupled heat and mass transfer through asymmetric porous membranes with finger-like macrovoids structure," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 3, pp. 751-759, 2009/01/31/, 2009.
- [10] Y. Zhang, Y. Jiang, L. Z. Zhang *et al.*, "Analysis of thermal performance and energy savings of membrane based heat recovery ventilator," *Energy*, vol. 25, no. 6, pp. 515-527, 2000/06/01/, 2000.
- [11] A. Mardiana-Idayu, and S. B. Riffat, "Review on heat recovery technologies for building applications," *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 16, no. 2, pp. 1241-1255, 2012/02/01/, 2012.
- [12] L.-z. Zhang, and Z.-y. Chen, "Convective heat transfer in cross-corrugated triangular ducts under uniform heat flux boundary conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 54, no. 1, pp. 597-605, 2011/01/15/, 2011.
- [13] J. L. N. L. Z. Zhang, "A NUMERICAL STUDY OF LAMINAR FORCED CONVECTION IN SINUSOIDAL DUCTS WITH ARC LOWER BOUNDARIES UNDER UNIFORM WALL TEMPERATURE," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 40, no. 1, pp. 55-72, 2001/07/01, 2001.
- [14] J. L. Niu, and L. Z. Zhang, "Heat transfer and friction coefficients in corrugated ducts confined by sinusoidal and arc curves," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 45, no. 3, pp. 571-578, 2002/01/01/, 2002.
- [15] L.-Z. Zhang, "Thermally Developing Forced Convection and Heat Transfer in Rectangular Plate-Fin Passages Under Uniform Plate Temperature," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 52, no. 6, pp. 549-564, 2007/08/07, 2007.

- [16] L.-Z. Zhang, "Heat and mass transfer in plate-fin sinusoidal passages with vapor-permeable wall materials," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 3, pp. 618-629, 2008/02/01/, 2008.
- [17] L. Z. Zhang, and Y. Jiang, "Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator," *Journal of Membrane Science*, vol. 163, no. 1, pp. 29-38, 1999/10/01/, 1999.
- [18] L.-Z. Zhang, "Fabrication of a lithium chloride solution based composite supported liquid membrane and its moisture permeation analysis," *Journal of Membrane Science*, vol. 276, no. 1, pp. 91-100, 2006/05/01/, 2006.
- [19] L.-Z. Zhang, and F. Xiao, "Simultaneous heat and moisture transfer through a composite supported liquid membrane," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 51, no. 9, pp. 2179-2189, 2008/05/01/, 2008.
- [20] X.-R. Zhang, L.-Z. Zhang, H.-M. Liu *et al.*, "One-step fabrication and analysis of an asymmetric cellulose acetate membrane for heat and moisture recovery," *Journal of Membrane Science*, vol. 366, no. 1, pp. 158-165, 2011/01/01/, 2011.
- [21] J. L. Niu, and L. Z. Zhang, "Membrane-based Enthalpy Exchanger: material considerations and clarification of moisture resistance," *Journal of Membrane Science*, vol. 189, no. 2, pp. 179-191, 2001/08/15/, 2001.
- [22] L. Z. Zhang, and J. Niu, *Effectiveness Correlations for Heat and Moisture Transfer Processes in an Enthalpy Exchanger With Membrane Cores*, 2002.
- [23] J. Min, and M. Su, "Performance analysis of a membrane-based energy recovery ventilator: Effects of membrane spacing and thickness on the ventilator performance," *Applied Thermal Engineering*, vol. 30, no. 8, pp. 991-997, 2010/06/01/, 2010.
- [24] J. Min, and M. Su, "Performance analysis of a membrane-based energy recovery ventilator: Effects of outdoor air state," *Applied Thermal Engineering*, vol. 31, no. 17, pp. 4036-4043, 2011/12/01/, 2011.
- [25] L.-Z. Zhang, "A reliability-based optimization of membrane-type total heat exchangers under uncertain design parameters," *Energy*, vol. 101, pp. 390-401, 2016/04/15/, 2016.
- [26] A. Engarnevis, R. Huizing, S. Green *et al.*, "Heat and mass transfer modeling in enthalpy exchangers using asymmetric composite membranes," *Journal of Membrane Science*, vol. 556, pp. 248-262, 2018/06/15/, 2018.
- [27] S. Sabek, F. Tiss, R. Chouikh *et al.*, "Numerical investigation of heat and mass transfer in partially blocked membrane based heat exchanger: Effects of obstacles forms," *Applied Thermal Engineering*, vol. 130, pp. 211-220, 2018/02/05/, 2018.
- [28] L.-Z. Zhang, "Turbulent Three-Dimensional Air Flow and Heat Transfer in a Cross-Corrugated Triangular Duct," *Journal of Heat Transfer*, vol. 127, no. 10, pp. 1151-1158, 2005.
- [29] L.-Z. Zhang, "Numerical Study of Periodically Fully Developed Flow and Heat Transfer in Cross-Corrugated Triangular Channels in Transitional Flow Regime," *Numerical Heat Transfer, Part A: Applications*, vol. 48, no. 4, pp. 387-405, 2005/09/01, 2005.
- [30] W. Yaïci, M. Ghorab, and E. Entchev, "Numerical analysis of heat and energy recovery ventilators performance based on CFD for detailed design," *Applied Thermal Engineering*, vol. 51, no. 1, pp. 770-780, 2013/03/01/, 2013.
- [31] R. Sebai, R. Chouikh, and A. Guizani, "Cross-flow membrane-based enthalpy exchanger balanced and unbalanced flow," *Energy Conversion and Management*, vol. 87, pp. 19-28, 2014/11/01/, 2014.
- [32] Z.-X. Li, T.-S. Zhong, J.-L. Niu *et al.*, "Conjugate heat and mass transfer in a total heat exchanger with cross-corrugated triangular ducts and one-step made asymmetric membranes," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 84, pp. 390-400, 2015/05/01/, 2015.

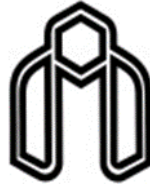
- [33] X. P. Liu, and J. L. Niu, "Effects of geometrical parameters on the thermohydraulic characteristics of periodic cross-corrugated channels," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 84, pp. 542-549, 2015/05/01/, 2015.
- [34] L.-Z. Zhang, "Laminar flow and heat transfer in plate-fin triangular ducts in thermally developing entry region," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 7, pp. 1637-1640, 2007/04/01/, 2007.
- [35] L.-Z. Zhang, "Heat and mass transfer in plate-fin enthalpy exchangers with different plate and fin materials," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 52, no. 11, pp. 2704-2713, 2009/05/01/, 2009.
- [36] L.-Z. Zhang, "Heat and mass transfer in a cross-flow membrane-based enthalpy exchanger under naturally formed boundary conditions," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 50, no. 1, pp. 151-162, 2007/01/01/, 2007.
- [37] R. M. Jones, I. I. A. D. Harvey, and S. Acharya, "Two-Equation Turbulence Modeling for Impeller Stirred Tanks," *Journal of Fluids Engineering*, vol. 123, no. 3, pp. 640-648, 2001.
- [38] B. Song, and R. S. Amano, "Application of Non-Linear  $k-\omega$  Model to the Turbulent Flow Inside a Sharp U-Bend," no. 78569, pp. V003T01A033, 2000.
- [39] J. Stasiek, M. W. Collins, M. Ciofalo *et al.*, "Investigation of flow and heat transfer in corrugated passages—I. Experimental results," *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 39, no. 1, pp. 149-164, 1996/01/01/, 1996.

# Abstract

Heat transfer and pressure drop are two important parameters in the design of heat exchangers. In the present thesis, energy recovery systems based on membrane have been investigated with the aim of increasing heat transfer and reducing pressure drop. The structure of this type of heat exchanger includes a permeable steam core, two air flow paths and two fans that direct air currents to the core. These systems include a heat and mass transfer mechanism that uses energy difference between two airflows (supply and exhaust air) or in other words, the energy of the airflow is exchanged in the energy recovery system and doesn't require any external energy. This paper analyzes the numerical study of new membrane such as circular and Congressional circular, using COMSOL Multiphysics. These novel duct structures have been used to improve the performance of the membrane-based heat exchanger. The cross flow design was investigated under summer conditions. In order to reduce the complexity of the channel shape and modeling the smallest part of the channel flow, as well as better and more precise simulation, the converter is divided into ten cycles and the heat transfer is calculated in each cycle, and the average of ten cycles is measured as the heat transfer rate. The results show that the circular membrane with a semicircular profile increases the heat and mass transfer by about 6% and 3%, and the Congressional circular membrane improves pressure drop by about 47% compared to a triangular heat exchanger. After comparing and evaluating the cost-benefit ratio of the four heat exchanger it has been made clear that the total heat exchanger with Congressional circular duct is more effective than another heat exchanger.

**Keywords:** Energy recovery systems, Membrane, Heat transfer, Mass transfer, Friction factor





Shahrood University of  
Technology

Faculty of Mechanical and Mechatronics Engineering

The Thesis Submitted to the Graduate for the Degree of Master of Science  
In Energy Conversion

# **Numerical study of the performance of energy recovery ventilation systems with a new membrane shape coupled with heat and mass transfer**

By: Mohammad Jafarizaveh

Supervisor:

Dr. Ali Khaleghi

Dr. Mashallah Rezakazemi

April, 2019



