



**Bu bir MMO  
yayıdır**

MMO bu yayındaki ifadelerden, fikirlerden, toplantıda çıkan sonuçlardan, teknik bilgi ve basım hatalarından sorumlu değildir.

## **DOĞALGAZLI ISITMA CİHAZLARINDA (KOMBİ) ATIK GAZDAN ENERJİ KAZANIMI SAĞLAYAN YENİ NESİL PLAKALI REKÜPERATÖRÜN SİMÜLASYON TABANLI GELİŞTİRİLMESİ**

**TURGUT ORUÇ YILMAZ**  
BOSCH TERMOTEKNİK



# DOĞALGAZLI ISITMA CİHAZLARINDA (KOMBİ) ATIK GAZDAN ENERJİ KAZANIMI SAĞLAYAN YENİ NESİL PLAKALI REKÜPERATÖRÜN SİMÜLASYON TABANLI GELİŞTİRİLMESİ

Turgut Oruç YILMAZ

## ÖZET

Enerji verimliliği son yıllarda birçok endüstriyel alanda önemi gittikçe artan bir konu olmuştur. Enerji verimliliğinin artırılması ısıtma-soğutma sistemlerinden, enerji üretim, tüketim ve iletimine kadar geniş bir alanda sanayi ve devletlerin ulusal ve uluslararası hedefleri olmuştur. Bu hedefler enerji verimliliği konusunda hem tüketici hem de üreticiler için yeni regülasyonların ortaya çıkmasına vesile olmuş ve olmaya da devam etmektedir. Günümüzde doğalgazın ısıtma sistemlerinde yaygın kullanılması ile hem kalorifer devresi hem de kullanıcı devresi sıcak su ihtiyacını karşılayan çift fonksiyonlu ısıtma cihazlarının (kombi) kullanımı artmıştır. Yoğuşmalı ısıtma hücre teknolojilerinin geliştirilmesi ve kombilere entegrasyonu ile bu cihazların ısıtma verimleri % 90'ların üzerine çıkmıştır. Ayrıca bu teknoloji ile atık baca gazı sıcaklıkları 70 °C'lere kadar düşürülmüştür. Fakat araştırmalar yoğuşmalı ısıtma hücresi kullanılsa dahi bu atık baca gazından önemli mertebede enerji kaybı olduğunu göstermiştir. Bu çalışma, yoğuşmalı kombilerde enerji kaybını azaltmak ve cihaz ısıtma verimini artırmak amacıyla kombi baca çıkışına takılacak plakalı ısı değiştirgeci kullanan yeni nesil reküperatörün simülasyon tabanlı geliştirilmesini hedeflemiştir. Reküperatör için tasarlanan yeni nesil plakalı ısı değiştirgeci, reküperatör iç ve dış kasaları ısı transferi ve akış simülasyonu çalışmaları ile geliştirilmiştir. Uygulanan simülasyon teknikleri, çalışmaları ve analiz sonuçları geliştirme aşamasında etkili bir biçimde kullanılmıştır. Böylelikle kullanıcı suyu ısıtma devresinde baca atık gazından enerji kazanımıyla % 8 verim artışı sağlayan kompakt ve düşük maliyetli yeni nesil reküperatör geliştirilmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Enerji kazanımı, Reküperatör, Baca atık ısı kaybı, Kombi, Plakalı ısı değiştirgeci, Simülasyon tabanlı ürün geliştirme, Isı transferi, Yoğuşma

## ABSTRACT

During the last decades, energy efficiency has been a significantly considered topic in many industrial areas. Increase in energy efficiency has become one of the main national and global targets of the companies and the governments in a broad range of systems and processes including heating and cooling technologies, energy production/transfer/consumption systems etc. Such critical targets have yielded new regulations of energy efficiency to emerge for both consumers and producers. Nowadays, due to the considerable increase of utilization of natural gas in heating systems, residential wall-hung natural gas boiler (combi boiler) has been a commonly used appliance all around the world supplying both central heating (CH) and domestic hot water (DHW) to the consumer. With the development of condensing heat cell technology and its integration into the combi boilers, thermal efficiency of those appliances has reached above 90 percent. Moreover, flue gas temperature has been successfully dropped down to 70 °C. However, recent investigations concerning the energy recovery from the combustion systems have showed that a significant amount of energy lost is still present in the flue gases of a combi boiler even it has a condensing heat cell technology. The present study aims at the design and development of a recuperator with a plate heat exchanger based on CFD and heat transfer

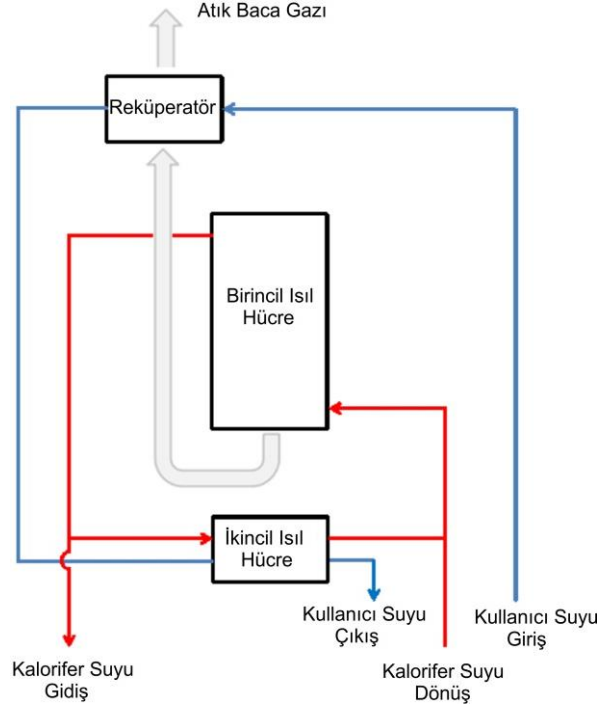
simulations, which will be used as an accessory for recovering thermal energy from the flue gases of a combi boiler. Design of plate heat exchanger, inner and outer housing of the recuperator were conducted with CFD and heat transfer simulations. The simulation techniques, studies and analysis results were effectively employed during the development and optimization phase. Therefore, a novel type recuperator, which increases DHW overall efficiency relatively %8 more, was successfully developed and implemented with a low development cost and relatively compact size compared to its similars.

**Key Words:** Energy recovery, Recuperator, Flue gas thermal loss, Combi boiler, Plate heat exchanger, Product development via simulations, Heat transfer, Condensation

## 1. GİRİŞ

Günümüzde doğal gaz temiz, güvenli, kolay kullanımlı ve ekonomik olması nedeniyle endüstriyel ve bireysel ısıtma sistemlerinde en çok tercih edilen enerji kaynağı olmuştur. Türkiye’de toplam hane sayısının 20 milyon olduğu [1], ve doğalgaz abone sayısının 10 milyon [2] olduğu düşünülürse, doğalgazı ısıtma, sıcak su vb. ihtiyaçlar için kullanan hane oranı 2012 itibarıyla %50’i geçmiş bulunmaktadır. Doğalgaz, bireysel konutlarda en fazla ısıtma amaçlı kullanıldığı için doğalgaz yakıtlı ısıtma cihazlarının (Kombilerin) kullanımı gittikçe yaygınlaşmaktadır. Günümüzde Türkiye’de kullanılan kombi sayısı 3.5 milyona ulaşmış bulunmaktadır. Bu nedenle kombi cihazlarının verimliliği ülke ekonomisi, ulusal ve uluslararası enerji tasarruf hedefleri için önemli bir unsur teşkil etmektedir.

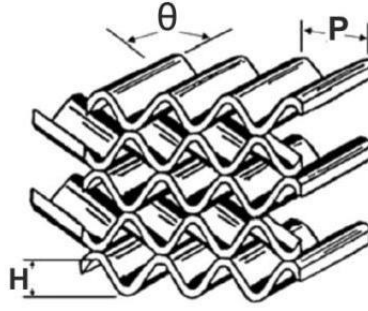
Kombiler konvansiyonel ve yoğuşmalı olarak ikiye ayrılmaktadırlar. Konvansiyonel olanların verimleri günümüz teknolojileri ile %80’lerin üzerine çıkmışken, yoğuşmalı kombiler %90’ın üzerinde ısı verim ile çalışmaktadırlar. Bir kombi cihazının çalışma prensibi Şekil 1.1’de gösterilmiştir. Birincil ısı hücre doğalgazın yakıldığı ve ısı enerjisinin yoğuşmalı veya yoğuşmasız (fin&tube) eşanjör ile kalorifer suyuna aktarıldığı komponentdir. Kullanıcı sıcak su talebi olmadığı, sadece evin ısıtılması gereken durumlarda kaloriferlerden gelen su, birincil ısı hücrede istenilen sıcaklığa ulaştırılarak kalorifere geri aktarılır. Bu döngü ev içi ısıtma döngüsü (kalorifer devresi) olarak adlandırılmaktadır. Kullanıcı sıcak su talebi olduğu durumda, kalorifer hattı (ev içi ısıtma döngüsü) kapatılarak kalorifer suyu kullanıcı suyunun ısıtılması için birincil ısı hücreden ikincil ısı hücreye (plakalı ısı eşanjörüne) aktarılır. Böylelikle birincil hücrede ısıtılmış kalorifer suyu taşıdığı ısı enerjisini plakalı ısı eşanjöründe kullanıcı suyuna aktararak kullanıcı suyu belirlenmiş sıcaklığa kadar yükseltilir. Kalorifer suyu plakalı ısı eşanjöründen tekrar birincil ısı hücreye gönderilerek diğer bir döngü olan kullanıcı suyu ısıtma döngüsü (kullanıcı su devresi) tamamlanır.



**Şekil 1.1.** Kombi çalışma şematiği

Gaz, sıvı veya katı yakıtlı kazanlarda atık baca gazından enerji geri kazanımı için birçok farklı mekanizma ve sistem kullanılabilmektedir. Bu sistemler endüstride reküperatör ve/veya ekonomizer olarak adlandırılmaktadırlar. Gerçekleştirilen çalışmalar bu sistemler ile havadan havaya [3,4] ısı transferinin yanında havadan suya [5] ısı aktarımı da sağlanarak kazan ısı verimleri %5 ve üzeri artırılabilir. Bu çalışmanın amacı yoğuşmalı kombilerde kullanılmak üzere plakalı eşanjör içeren bir reküperatör geliştirilip, kullanıcı suyunun atık baca gazı ile ön ısıtmasının yapılarak kullanıcı suyu ısıtma döngüsünde %8 ısıl verimin artırılmasını içermektedir. Reküperatör Şekil 1.1'de gösterildiği gibi kombi üzerine, baca atık gaz kısmına takılmaktadır. Şebekeden gelen kullanıcı suyu ise ikincil eşanjörden önce ön ısıtma için reküperatör plakalı ısı eşanjöründen geçirilmektedir.

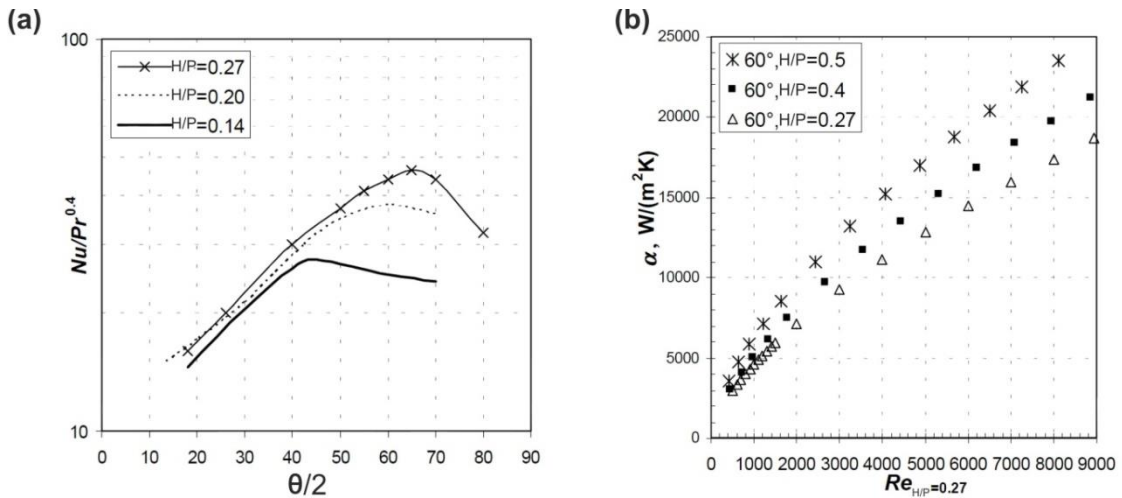
Reküperatör ısı değiştirgeci olarak plakalı ısı eşanjörü kullanılmasının amacı ısı transfer yüzey alanının küçük bir hacimde artırılarak gerekli olan konvansiyonel ve yoğuşma ısısının gazdan suya olabildiğince kompakt bir cihaz ile yapılabilmesinin sağlanmasıdır. Plakalı ısı eşanjörlerinin ısı transfer performansı ve verimi ise plaka yüzey formlarının hem gaz hem de su tarafında oluşturdukları kanal geometrilerine bağlıdır. Bu geometriler ile akışkan içinde ikincil akış, sirkülasyon ve girdap gibi türbülans artırıcı yapılar oluşturularak ısı transfer verimi artırılmaktadır [6]. Ayrıca bu yapılar ile yalıtım etkisi gösteren yakın duvar tabakaları (near wall layers) bozularak ısı aktarım prosesi güçlendirilmektedir [7]. Ek olarak hem gaz hem de su tarafında oluşacak yüksek türbülans yoğunluğu ile yüzey ve kanal yapılarında oluşabilecek tortulaşma/birikme gibi olumsuz etkiler de ortadan kaldırılmaktadır [8].



Şekil 1.2. Plakalı eşanjör geometrik değişkenler.

Yapılan çalışmalar plakalı ısı eşanjörlerinin ısı transfer verimliliği ve performansının direkt olarak kanal geometrik değişkenlerine bağlı olduğunu göstermiştir. Bu değişkenler Şekil 1.2'de gösterilen kanal kıvrım açısı (corrugation inclination angle,  $\theta$ ), kanal genişliği (corrugation pitch,  $P$ ), kanal yüksekliği (corrugation height,  $H$ ) ve aspect ratio ( $H/P$ ) içermektedir. Belirtilen bu değişkenlerin ısı transfer performansı üzerine etkileri literatürde detaylı bir şekilde hem deneysel hem de sayısal yöntemler ile araştırılmıştır. Örnek çalışmalar olarak Han [8], Focke [9], Dovic ve Svaic [7,10] ve Fernandez [11]'in araştırmaları verilebilir. Çalışmalar bu tarz eşanjörlerde akış yapılarının kompleks ve değişken (laminar, transient veya türbülanslı), ve her bir akış yapısının kendisine özgü akış karakteristiği olduğunu göstermiştir. Genel olarak edinilen sonuçlar aşağıda sıralanmıştır:

- Şekil 1.3 (b)'de gösterildiği üzere Reynolds sayısı artması ile ısı transfer verimi artmaktadır [7].
- Kıvrım açısı (corrugation inclination angle,  $\theta$ ) ve aspect ratio ( $H/P$ ) artmasıyla daha yoğun ısı transferi, fakat daha yüksek basınç düşümü gerçekleşir. Isı transferinin artması ise kanallar arası akışın daha yoğun karışması, daha uzun akış yolu oluşturması ve momentumdaki yüksek değişimler sayesinde gerçekleşir [10].
- Derin oluklu, diğer bir deyişle kanal yüksekliği (corrugation height,  $H$ ) ve aspect ratio ( $H/P$ )'si yüksek plakalar daha iyi ısı aktarım performansı göstermektedir. Fakat sadece ısı aktarımın iyi olması tasarımın iyi olduğu demek değildir. Yüksek basınç düşümü de eşanjörlerde enerji sarfiyatını artıracığı için istenmeyen bir durumdur.
- Eğer kıvrım açısı (corrugation inclination angle,  $\theta$ )  $45^\circ$ 'den küçük ise, plakalı termal performansı üzerinde aspect ratio ( $H/P$ )'nin etkisi önemsiz kalmaktadır (Şekil 1.3 (a)).
- Aspect ratio ( $H/P$ )'ya bağlı olarak çok yüksek kıvrım açısı da (corrugation inclination angle,  $\theta$ ) ısı aktarım verimine olumsuz etki yapmaktadır.



Şekil 1.3. (a) Kıvrım açısı (corrugation inclination angle,  $\theta$ ) ve aspect ratio ( $H/P$ )'ın, (b) Reynolds sayısının ısı transferi üzerine etkisi [7].

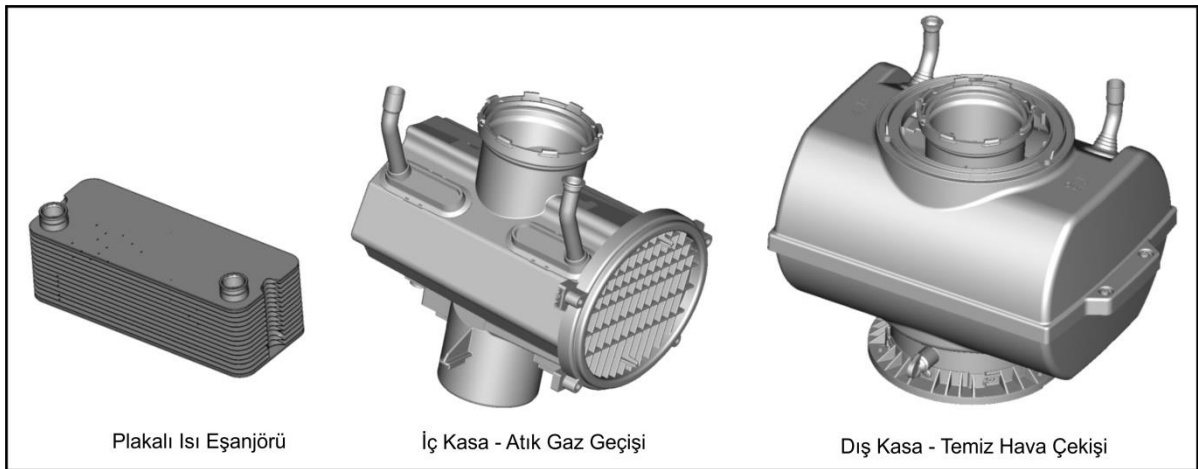
Yukarıda bahsedilen geometrik değişkenlere ve akış yapılarına ek olarak, özellikle gazdan suya ısı aktarımı için kullanılan plakalı ısı eşanjörlerinin performansı ve verimi, büyük oranda eşanjör girişinde gazın plakalı modüller arasına homojen dağılımına bağlıdır [12, 13, 14]. Gazın fazla geçtiği modüller üzerinde yüzey sıcaklığı artacak, yoğunlaşma oranı azalacaktır. Ayrıca gazın çok düşük debide geçtiği modüllerde ise plakalı verimi düşecektir. Bu nedenler ile hem gazın modüller arasına dağılımı hem de suyun plakalı kanallara homojen dağılımı eşanjörden optimum performans alınabilmesi için önemlidir.

Bu çalışmada, öncelikle reküperatörde kullanılacak plakalı formları, sonrasında ise plakalı eşanjörün modülleri arasına gazın homojen dağılımının sağlanabilmesi için yapılan simülasyon tabanlı geliştirme çalışmaları ve süreci anlatılmıştır.

## 2. REKÜPERATÖR TASARIMI ve ÇALIŞMA PRENSİBİ

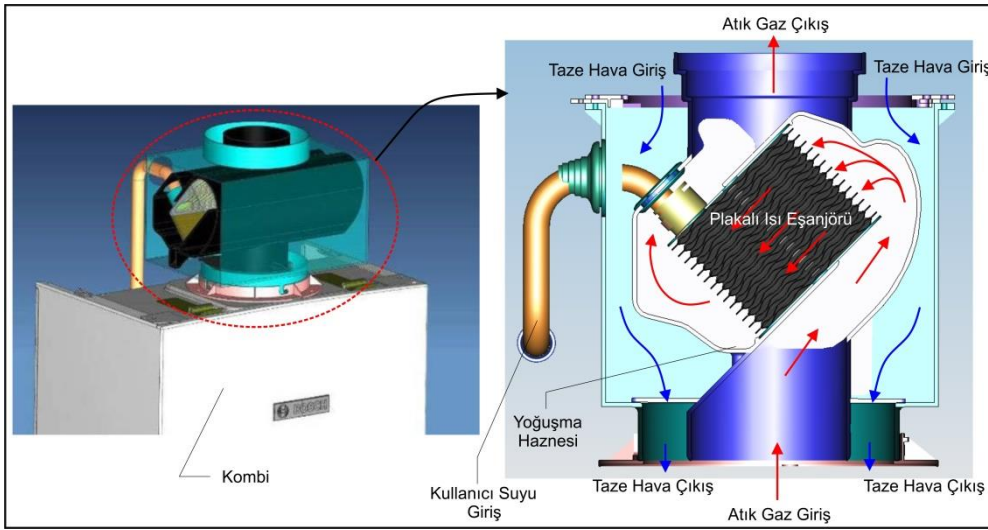
Geliştirilen reküperatör 3 temel kısımdan oluşmaktadır. Bunlar Şekil 2’de gösterildiği gibi plakalı ısı eşanjörü, reküperatör iç ve dış kasalarını içermektedir. Plakalı ısı eşanjörü kullanıcı suyunun ön ısıtmasının gerçekleştiği toplam 14 adet su geçiş modülünden oluşmaktadır. Atık baca gazı bu modüller arasından geçerek hem taşınım hem de yoğunlaşma ile kullanıcı suyuna ısı aktarımını sağlar. Plaka yüzey formları, atık gaz ile yüzey arasında ısı transfer yüzeyini ve türbülans yoğunluğunu artırmanın yanında yoğunlaşma suyunun yüzeyde tutunmaması amacıyla özel tasarlanmıştır. Bu formlar ısı transferi simülasyon çalışmaları ile belirlenmiştir. Plaka yüzey alanı ve modül sayısının belirlenmesi hedeflenen ön ısıtma miktarına ve kullanım suyu verimliliğinin %8 artırılmasına göre hesaplanıp tasarlanmıştır. Yapılan 1 boyutlu hesaplamalar %8’lik bir verim artışı için kullanıcı suyunun reküperatör içinde 4 °C’lik sıcaklık artışını gerektirdiğini göstermiştir. Plakalar 316L paslanmaz çelikten 0.3 mm et kalınlığında üretilmiştir. Bakır folyo ile beraber formlama işlemi tamamlanan plakalar üst üste dizilerek vakum fırınında kaynak işlemi tamamlanır. Böylelikle 100 Bar’a kadar dayanabilen plakalı ısı eşanjörü üretilmiş olur.

Reküperatörün iç ve dış kasa kısımları 130 °C’ye kadar dayanımlı cam elyaf katkılı polipropilen malzemeden enjeksiyon kalıplama metodu ile üretilmiştir. İç kısım tasarımı plakalı ısı eşanjörü içine atık gazın olabildiğince eşit miktarda gönderilmesini sağlayacak şekilde akış simülasyonları ile gerçekleştirilmiştir. Böylelikle modüller arasına eşit atık gaz gönderilerek ısı transferi verimliliği en iyi düzeye ulaştırılmıştır. Dış kasa ise görsel görünümünün etkileyici olması yanında temiz hava tarafında oluşabilecek basınç düşümlerini en düşük seviyede tutacak şekilde tasarlanmıştır. Bu tasarım için de akış simülasyonları kullanılmıştır.



Şekil 2. Reküperatör temel kısımları

Şekil 3’de reküperatörün kombiye bağlantı ve çalışma şekli gösterilmiştir. Reküperatör özel tasarımı bağlantı adaptörü ile kombinin atık gaz çıkış-temiz hava çekiş kısmına monte edilir. Alt iç kısımdan atık gaz girişi sağlandıktan sonra iç kasa arka duvarı tarafından gaz, plakalı ısı eşanjörüne yönlendirilir. Modüller arasında geçişte atık gaz ısını kullanıcı suyuna hem taşınım (konveksiyon) hem de yoğuşma ile aktarır. Plakalı ısı eşanjörü 45°’lik eğim ile reküperatöre yerleştirilmiştir. Bunun amacı plaka yüzeylerinde oluşan yoğuşma suyunun biran önce yüzeyden yerçekimi ve atık gaz akışı ile süpürülerek toplanmasını sağlamaktır. Böylece plaka yüzeylerinde oluşacak yoğuşmuş su katmanının ısı aktarımına karşı yaratacağı olumsuz etki ortadan kaldırılmıştır. Plakalı eşanjör çıkışında toplanan yoğuşma suyu toplama haznesinden atık gaz bacası ile sifona gönderilir. Taze hava çekışı ise reküperatörün üst kısmından yapılarak iç ve dış kasaları arasında kalan bölgeden ısıl hücreye başarıyla gönderilir. Atık gaz ve taze hava, iç ve dış kasalarının sızdırmaz olması nedeniyle birbirleriyle karışmaz.



Şekil 3. Reküperatör çalışma prensibi

Kullanıcı suyunun plakalı eşanjöre girişi ve çıkışı bakır borular ile reküperatörün arka kısmından sağlanır. Plakalı eşanjörün tıkanması gibi durumlarda değiştirilmesi gerekmektedir. Bu amaçla reküperatör iç ve dış kasaları sökülebilir tasarlanarak plakalı eşanjör değişimi rahatlıkla yapılabilmektedir.

### 3. ÇALIŞMA KOŞULLARI

Bu çalışmada ele alınan reküperatör yoğuşmalı kombilerde kullanılmak üzere tasarlanmıştır. Amaç maksimum çalışma koşullarında %8 kullanıcı suyu ısı verimini artırmaktır. Kullanıcı suyu verimi ( $\varepsilon$ ) EN 13203-2 standardına göre aşağıdaki şekilde hesaplanır;

$$\varepsilon = \frac{Q_{\text{ faydalı}}}{Q_{\text{ gaz}} - 2.5Q_{\text{ elektrik}}} \quad (1)$$

(1) eşitliğinde  $Q_{\text{ gaz}}$  (kWsaat) ısıl hücrede yakılan toplam gazın içerdiği ısı enerjisini,  $Q_{\text{ elektrik}}$  (kWsaat) harcanan toplam elektrik enerjisini,  $Q_{\text{ faydalı}}$  (kWsaat) ise kayıplar düşüldükten sonra kullanıcı suyuna aktarılan toplam ısı enerjisini belirtmektedir. Cihazlarda yapılan testler reküperatörsüz bir sistemde kullanıcı suyu veriminin %70’lere kadar düştüğünü göstermektedir.



Yoğuşmalı kombilerde atık gaz çıkış sıcaklığı ( $T_{gaz}$ ) ortalama 70°C mertebesinde. Bu durumda istenilen verim artışını sağlamak için hem taşınım hem de yoğuşma enerjisinden olabildiğince faydalanılmalıdır. Yoğuşmalı kombilerde yapılan gaz analizleri atık gaz içeriğinin molar olarak % 7.7 CO<sub>2</sub>, % 15.4 H<sub>2</sub>O, % 4 O<sub>2</sub> ve % 72.5 N<sub>2</sub> alınıp hesaplamalar ve simülasyonlar için kullanılabileceğini göstermiştir. Bu durumda % 15.4 nem içeren atık gazın yoğuşma sıcaklığı 55°C olmaktadır. Bu nedenle plakalı eşanjör içersinde gaz sıcaklığı taşınım ile hızlı bir şekilde 70°C'den 55°C'ye düşürülmelidir. Böylelikle atık gazın yoğuşma enerjisinden olabildiğince fazla yararlanılabilmektedir.

Rekuperatörün hava ve atık gaz tarafında basınç düşümü maksimum güçte çalışma koşullarında toplamda en fazla 80 Pa'ı geçmeyecek şekilde olmalıdır. Yapılan deneysel çalışmalar ile belirlenen bu seviyenin üstündeki basınç düşümünün verime ve yanmaya olumsuz etki yarattığı ortaya çıkmıştır. Nedeni ise, fan temiz hava çekiş debisinin azalarak yanma verimini düşürmesi ve atık gazın dışarı atılmasını yavaşlatarak ısıl hücre içinde gerçekleşen yanma mekanizmasını bozması ile açıklanabilir. Bu nedenle rekuperatör iç ve dış kasaları ve plakalı eşanjör tasarımı belirtilen basınç düşümü limitleri dikkate alınarak tasarlanmalıdır.

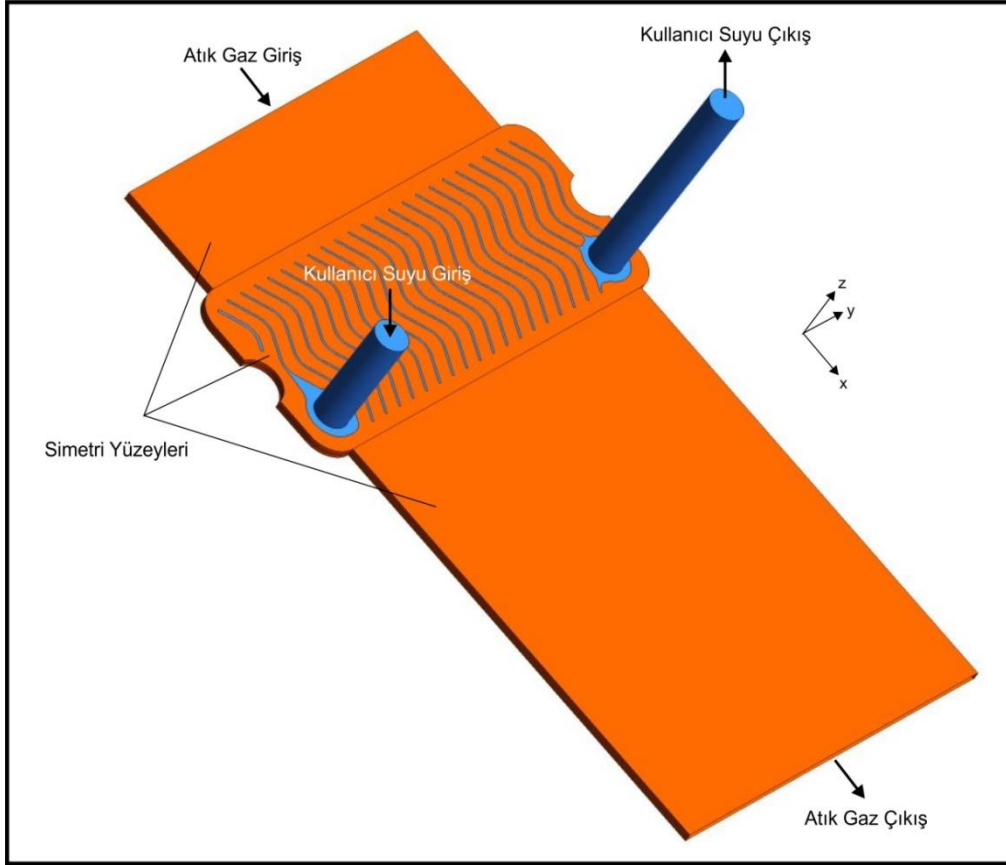
#### 4. SAYISAL MODEL

Rekuperatörün akış ve ısı transfer analizleri sonlu hacimler yöntemi kullanılarak değişmeyen (steady) koşullarda 3 boyutlu olarak Ansys Fluent yazılımı ile gerçekleştirilmiştir. Çalışmalar plakalı eşanjör ve iç/dış kasaların tasarımsal geliştirmeleri olmak üzere iki ana başlıkta yapılmıştır. Plakalı ısı eşanjörü için ısı transfer ve akış simülasyonları yapılırken, iç ve dış kasa tasarımlarının optimizasyonunda sadece akış simülasyonları gerçekleştirilmiştir. Sayısal modellerin detaylı açıklamaları Kısım 4.1 ve 4.2'de verilmiştir.

##### 4.1 Plakalı Isı Eşanjörü Sayısal Modeli

Plakalı ısı eşanjörü 14 su modülünden oluşmaktadır. Fakat simülasyonlar için Şekil 4.1'de gösterildiği gibi tek bir su modülü, bu modülün ön ve arkasında olmak üzere yarım atık gaz geçişi modellenmiştir. Böylelikle sayısal çözüm süreci ve yükü azaltılmıştır. Ayrıca 0.3 mm'lik plaka et kalınlığı sayısal ağda ekstra yük oluşturacağından yüzeysel kabuk olarak modellenmiştir. Fakat analizlerde et kalınlığı 0.3 mm olacak şekilde ısı aktarım (conduction) hesaplamaları yapılmıştır.

Plakalı yüzey geometrisinin karmaşık formda olması nedeniyle doğruluk derecesini en yüksek seviyede tutarken, analiz yükünü de en aza indirebilecek ağ yapısı kullanılmıştır. Analizlerde dögüsel ve dar geçişli hassas bölgeler için düzgün element yapıları oluşturabilecek "Curvature and Proximity" ağ yapısı kullanılmıştır. Ağ yapısındaki toplam eleman sayısı 4.7 milyon, elemanların orthogonal quality, skewness vb. özellikleri de nümerik analizler için kabul edilebilir limitler içersinde tutulmuştur.



Şekil 4.1. Plakalı eşanjör sayısal model

Tablo 4.1. Plakalı eşanjör sınır koşulları

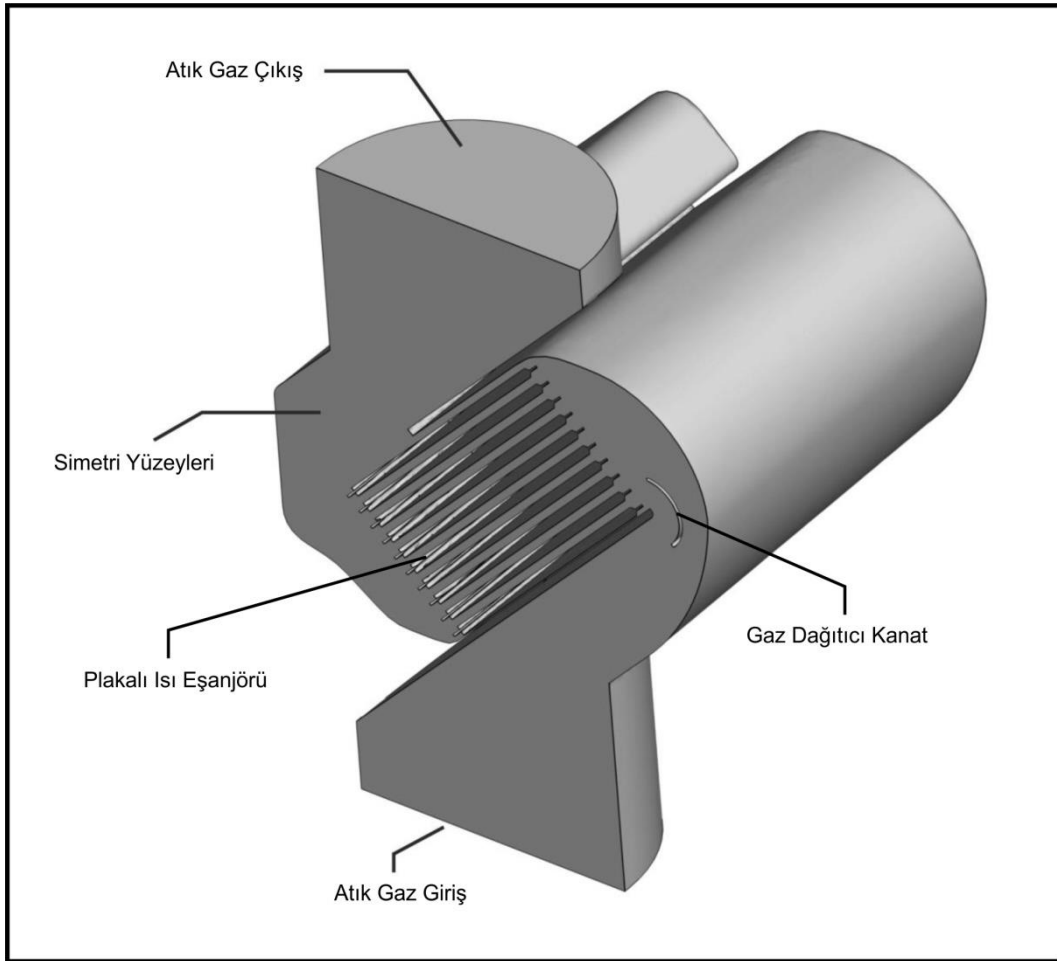
	Atık Baca Gazı	Kullanım Suyu	Plakalı Eşanjör
<b>Malzeme Özellikleri</b>	CO <sub>2</sub> : % 7.7 H <sub>2</sub> O: % 15.4 O <sub>2</sub> : % 4 N <sub>2</sub> : % 72.5 Yoğunluk, $\rho$ , kg/m <sup>3</sup> : incompressible ideal gas Specific heat capacity, $C_p$ , j/kgK : mixing law Dinamik viskozite, $\mu$ , kg/ms : ideal gas mixing law Termal iletkenlik, $k$ , W/mK : ideal gas mixing law	Yoğunluk, $\rho$ : 998.2 kg/m <sup>3</sup> Specific heat capacity, $C_p$ : 4182 j/kgK Dinamik viskozite, $\mu$ , kg/ms : sıcaklığa bağlı denklem Termal iletkenlik, $k$ : 0.6 W/mK	Malzeme: steel Kabuk kalınlığı, $t = 0.0006$ m Yoğunluk, $\rho$ : 8030 kg/m <sup>3</sup> Specific heat capacity, $C_p$ : 502.48 j/kgK Termal iletkenlik, $k$ : 16.27 W/mK
<b>Giriş Koşulları</b>	Giriş sınır koşulu : Mass flow inlet Giriş sıcaklığı, $T_{giriş}$ : 343 K (70 °C) (deneysel ölçülen) Akış debisi, $m$ : 0.001086 kg/s Türbülans yoğunluğu, $I$ : %5 Hidrolik çap $D_H$ : 0.00764 m	Giriş sınır koşulu : Mass flow inlet Giriş sıcaklığı, $T_{giriş}$ : 283 K (10 °C) Akış debisi, $m$ : 0.0119 kg/s Türbülans yoğunluğu, $I$ : %5 Hidrolik çap $D_H$ : 0.015 m	
<b>Çıkış Koşulları</b>	Çıkış sınır koşulu : Pressure outlet Ortalama basınç, $P_{gauge}$ : 0 Pa Geri akış sıcaklığı, $T_{çıkış}$ : 300 K (27 °C) Türbülans yoğunluğu, $I$ : %5 Hidrolik çap $D_H$ : 0.00764 m	Çıkış sınır koşulu : Pressure outlet Ortalama basınç, $P_{gauge}$ : 0 Pa Geri akış sıcaklığı, $T_{çıkış}$ : 300 K (27 °C) Türbülans yoğunluğu, $I$ : %5 Hidrolik çap $D_H$ : 0.015 m	

Hem literatür araştırmaları hem de yapılan optimizasyon çalışması ile oluşturulan sayısal model için en uygun, başarılı ve hızlı çözümü sağlayan türbülans modelinin “realizable k- $\epsilon$  with standard wall function” olduğu anlaşılmıştır. Ayrıca atık gaz farklı derişimlerde ve özelliklerde gazlar içerdiği için “species transport” modeli kullanılarak analiz edilmiştir.

Sayısal modelin çözümünde yoğunlaşma modellenmemiştir. Sadece taşınım (convection) ısı iletim yolu ile gazdan plakaya, plakadan kullanım suyuna geçiş analiz edilmiştir. Simülasyon çalışmalarında kullanılan sınır şartları ve malzeme özellikleri Tablo 4.1’de sırasıyla verilmiştir. Sınır şartları cihazın maksimum çalışma gücüne göre hesaplanmıştır.

#### 4.2 Reküperatör İç Kasa Sayısal Modeli

Reküperatör iç kasa sayısal modeli Şekil 4.2’de gösterildiği üzere yarım model kullanılarak hazırlanmıştır. Buradaki amaç modelin simetrik özelliği kullanılarak analiz yükünü azaltıp hızlı sonuca ulaşmaktır. Bu çalışmada plakalı eşanjör toplamda 12 modül içerecek şekilde yapılmıştır. İç kasa tasarımı için enerji denklemleri çözümüne ihtiyaç görülmemiş, basınç düşümünün, akış yapısının ve atık gazın plakalı modüller arasına dağılımının araştırılması için sadece türbülanslı akış analizleri yapılmıştır. Ayrıca analiz yükünü ve ağ element sayısını azaltmak için modüller arası gaz geçiş hacmi aynı kalacak şekilde ayarlanarak plakalı modüller düz yüzey kabul edilmiştir. Akış rejiminin gerektirdiği üzere çözüm için en uygun model “realizable k- $\epsilon$  with standard wall function” seçilmiştir. Analizler için uygulanan sınır koşulları Tablo 4.2’de verilmiştir. Atık gaz özellikleri ortalama molar derişimden hesaplanarak sabit yoğunluk ve viskozitede alınmıştır.



Şekil 4.2. İç kasa sayısal modeli

**Tablo 4.2.** Reküperatör iç kasa sınır koşulları

Atık Baca Gazı	
<b>Malzeme Özellikleri</b>	Yoğunluk, $\rho$ : 0.961 kg/m <sup>3</sup> Dinamik viskozite, $\mu$ : 0.00001894 kg/ms
<b>Giriş Koşulları</b>	Giriş sınır koşulu : Velocity inlet Akış hızı, $V$ : 2.981 m/s Türbülans yoğunluğu, $I$ : 0.16(Re <sub>DH</sub> ) <sup>-1/8</sup> = 0.0494: %4.94 Hidrolik çap $D_H$ : 0.046 m  Reynolds Number Re <sub>DH</sub> : $\frac{\rho UD}{\mu} = 12,100$
<b>Çıkış Koşulları</b>	Çıkış sınır koşulu : Pressure outlet Ortalama basınç, P <sub>gauge</sub> : 0 Pa Türbülans yoğunluğu, $I$ : %5 Hidrolik çap $D_H$ : 0.046 m

## 5. SAYISAL ANALİZ SONUÇLARI

Kısım 4'de anlatılan modeller için yapılan simülasyon ve tasarım geliştirme safhaları ve çalışmaları plakalı eşanjör için Kısım 5.1'de, iç kasa tasarımı için Kısım 5.2'de anlatılmıştır.

### 5.1 Plakalı Isı Eşanjörü Simülasyon Sonuçları

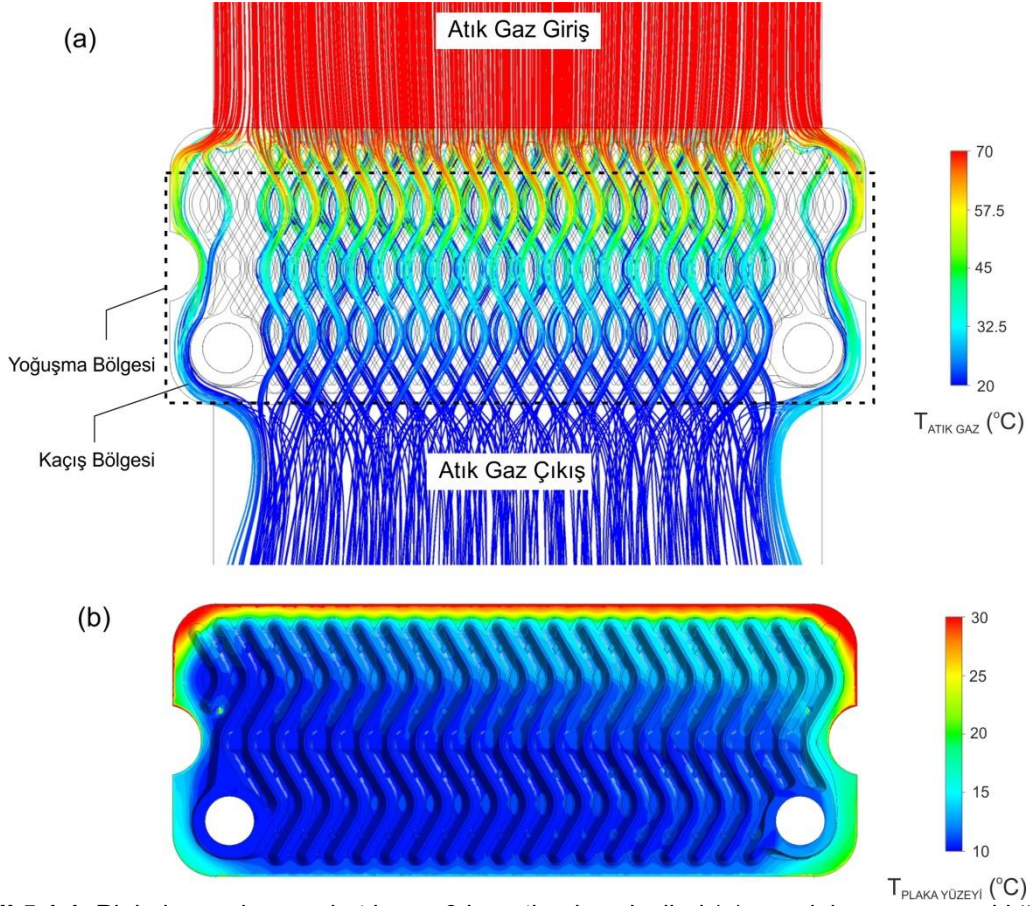
Plakalı ısı eşanjörü ısı aktarım davranışı ve akış yapısı, simülasyon sonuçlarının 3 boyutlu akış çizimleri, sıcaklık ve 3 boyutlu hız vektörleri ile değerlendirilmesi ile yapılmıştır. Şekil 5.1.1'de gösterildiği üzere 70°C ile plaka modülleri arasına giren atık gaz ortalama 20°C ile eşanjörü terk etmektedir. Akış çizimlerinden anlaşılacağı üzere plaka yüzey formları yardımıyla atık gaz kıvrımlar yaptırılarak ısı transfer yolu uzatılmıştır. Böylelikle gaz dar bir geçişte daha uzun yol alarak hem taşınım hem de yoğunlaşma ısı enerjisini plaka yüzeyinden suya aktarabilmektedir. Atık gaz 55 °C olarak belirlenen optimum yoğunlaşma sıcaklığına eşanjörün hemen girişinde başarıyla düşürülmüştür. Böylece yoğunlaşmadan kazanılacak ısı miktarı plakanın geri kalan büyük bir bölümünde (kesik çizgi ile gösterilen alanda) gerçekleştirilebilir.

Şekil 5.1.1'den yine görüleceği üzere analiz sonuçları eşanjörün yan kısımlarından bir miktar atık gazın soğumasını tam tamamlamadan eşanjörü terk ettiğini göstermiştir. Bu kaçıışı engellemek için iç kasa tasarımında bu bölgeler bloke edilmiştir.

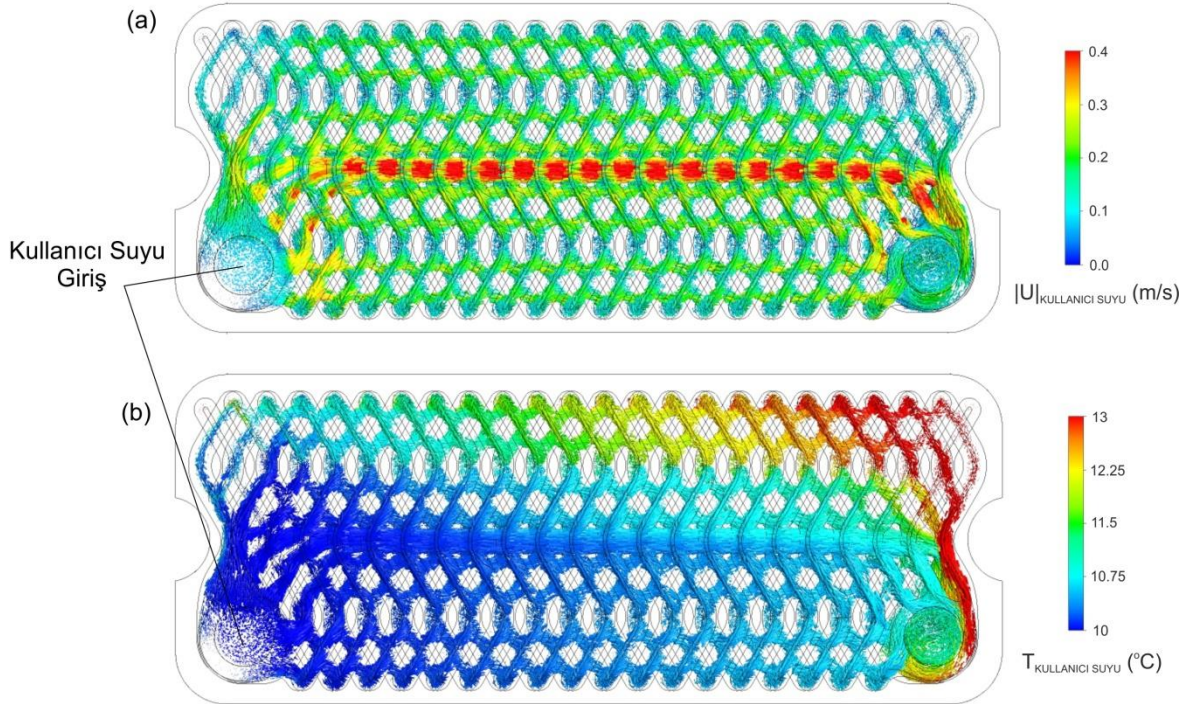
Atık gaz simülasyon analizlerine ek olarak kullanım suyu tarafının da ısı transfer, basınç düşümü ve akış yapısı incelenmiştir. Şekil 5.1.2'de üç boyutlu hız vektörlerinin, hız büyüklüğü ile (a) ve kullanıcı suyu sıcaklık değişimi (b) ile gösterimi mevcuttur. Zigzaglı formların modülün üst ve alt yüzeylerinde farklı yönde olması ile su kanallarında lehim noktaları oluşmaktadır. Şekilde bu lehim bölgeleri vektörlerin bulunmadığı yerler olarak düşünülebilir. Lehim bölgeleri ile suyun kanallar arasında karışımı sağlanarak akışkanın hem türbülansı hem de düzensizliği (unsteadiness) artırılır. Böylelikle sınır tabaka hareketlendirilerek ısı transfer geçişi ve plakalı eşanjör verimliliği artar.

Su geçişinin kanallar boyunca eşit olması reküperatörün verimi için çok önemlidir. Ancak simülasyon sonuçları Şekil 5.1.2'de de görüldüğü üzere suyun plakalının orta hattı boyunca yüksek hız ve debi de ilerlediğini göstermiştir. Analizler ile belirlenen bu problem ürün henüz tasarım aşamasında iken fark edilip bu hat boyunca lehim bölgeleri oluşturulup ortadan kaldırılmıştır.





Şekil 5.1.1. Plakalı eşanjör üzeri atık gaz 3 boyutlu akış çizgileri (a), ve plaka yüzey sıcaklığı (b)



Şekil 5.1.2. Kullanıcı suyu 3 boyutlu hız vektörlerinin hız büyüklüğü (a), ve sıcaklık (b) ile gösterilmesi.

Tablo 5.1.1 plakalı eşanjörün farklı atık gaz debilerindeki performansını göstermektedir. Sonuçlar 10°C sıcaklık ile eşanjöre giren kullanıcı suyunun gaz debisine bağlı olarak 11.1 ila 11.2 °C arası sıcaklığa yükseldiğini göstermiştir. Daha önceden belirtildiği üzere simülasyonlarda yoğunlaşma modellenmemiştir. Tespit edilen sıcaklık artışı sadece taşınım (convection) ile sağlanmaktadır. Hedef olan 4°C'lik sıcaklık artışı için gerekli olan kalan ısı enerjisinin yoğunlaşmadan sağlanacağı öngörülmüştür. Prototipler üzerinde yapılan test çalışmaları yoğunlaşma ile kullanıcı suyunun başarıyla 4°C'lik artırıldığını, böylelikle cihazın kullanıcı suyu veriminin %8 artırıldığını göstermiştir.

Simülasyon çalışmaları ile gaz tarafı basınç düşümü 25-30 Pa aralığında saptanmıştır. Belirlenen limitler dahilinde kalınabilmesi için rekuperatörün toplam basınç kaybı 80 Pa'ı geçmemelidir. Böylelikle iç ve dış kasaların tasarımının maksimum 50-55 Pa'lık basınç düşümüne neden olacak şekilde yapılması gerektiği ortaya çıkmıştır.

Plakalı ısı eşanjörlerinde form verme ve üretim süreçlerinin hassas olması nedeniyle tasarım toleranslarının doğru belirlenmesi çok önemlidir. Uygun toleransların belirlenmesi için de simülasyon çalışmalarından faydalanılmıştır. Üretilebilirlik açısından kanal yüksekliği toleransı  $\pm 0.05$  mm olmaktadır. Bu toleranslar için yapılan analiz sonuçları ve toleransların eşanjör ısı performansına üzerine etkileri Tablo 5.1.2'de verilmiştir. Atık gaz ve kullanıcı suyu eşanjör çıkış sıcaklıklarının karşılaştırılmasından da anlaşılacağı üzere belirlenen toleransların ısı verim üzerine etkisi yok sayılacak kadar azdır. Böylelikle bu çalışma ile simülasyon destekli üretim tolerans belirlenmesi de başarıyla uygulanmıştır.

**Tablo 5.1.1:** Atık gaz debisinin ısı performans ve basınç düşümü üzerine etkisi

$m_{\text{Atık gaz}}$ (kg/s)	$T_{\text{gaz giriş}}$ (°C)	$T_{\text{gaz çıkış}}$ (°C)	$\Delta P_{\text{gaz}}$ (Pa)	$m_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu (kg/s)	$T_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu Giriş (°C)	$T_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu Çıkış (°C)	$\Delta P_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu (Pa)
0.001086	70	19.74	30.35	0.0119	10	11.203	1090
0.0010317	70	19.22	28.33	0.0119	10	11.156	1092
0.000977	70	18.69	26.34	0.0119	10	11.106	1092

**Tablo 5.1.2:** Kanal yüksekliği toleranslarının ısı performans üzerine etkisi

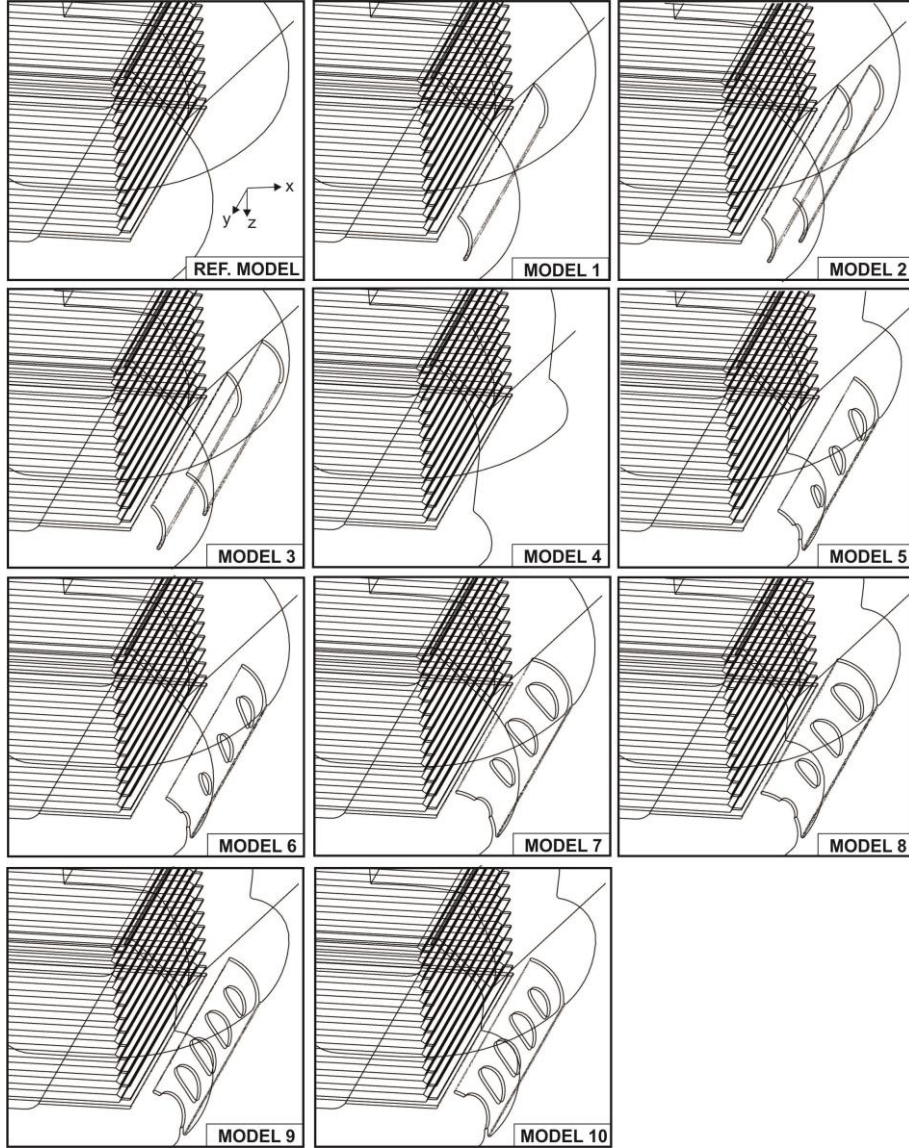
Kanal Yüksekliği Toleransı	$m_{\text{Atık gaz}}$ (kg/s)	$T_{\text{gaz}}$ giriş (°C)	$T_{\text{gaz}}$ çıkış (°C)	$\Delta P_{\text{gaz}}$ (Pa)	$m_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu (kg/s)	$T_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu Giriş (°C)	$T_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu Çıkış (°C)	$\Delta P_{\text{Kullanıcı}}$ Suyu (Pa)
0	0.001086	70	19.74	30.5	0.0119	10	11.203	1092
-0.05 mm	0.001086	70	19.73	32.27	0.0119	10	11.203	1099
+0.05mm	0.001086	70	19.75	28.67	0.0119	10	11.202	1090

## 5.2 Reküperatör İç ve Dış Kasa Simülasyon Sonuçları

Önceki bölümlerde belirtildiği üzere eşanjör girişinde atık baca gazının modüller arasına eşit olarak dağıtılması reküperatörün veriminin artırılması ve basınç düşümünün azaltılması için çok önemlidir. Bu amaçla iç kasa tasarımı aşamasında simülasyonlar ile akış analizlerinin yapılması ve sonuçlar doğrultusunda iyileştirilmesi, hem geliştirme zamanı hem de prototip maliyetlerinin azaltılması açısından önem taşımaktadır. Bahsedilen yol izlenerek Şekil 5.2.1'de (perspektif bakış) gösterilen on farklı iç kasa modeli geliştirilmiştir. Her bir model farklı arka yüzey formuna, kanat tasarımına, kanat pozisyonuna ve kanat üzeri atık gaz geçiş delik sayısı ve/veya delik çapına sahiptir. Modeller, her biri için simülasyon sonuçları değerlendirilerek, atık gaz eşanjör giriş dağılımı incelenerek ve iyileştirilmesi gereken konular saptanarak kademeli olarak belirtilen sıra ile geliştirilmiştir. Tasarımın ve kanatların geometrik parametre ve ölçüleri Şekil 5.2.2'de gösterilmiştir.

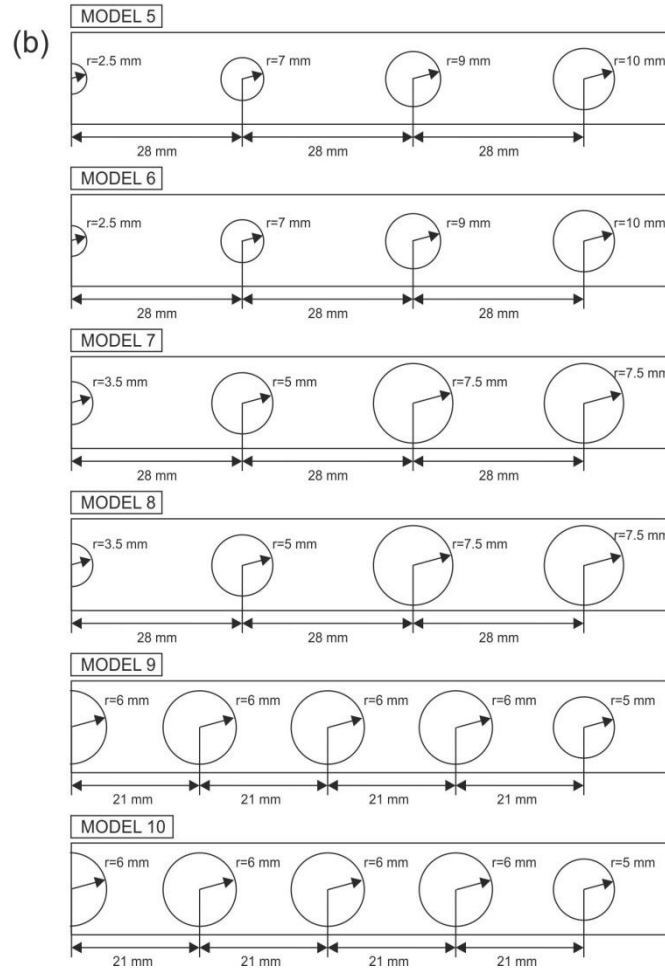
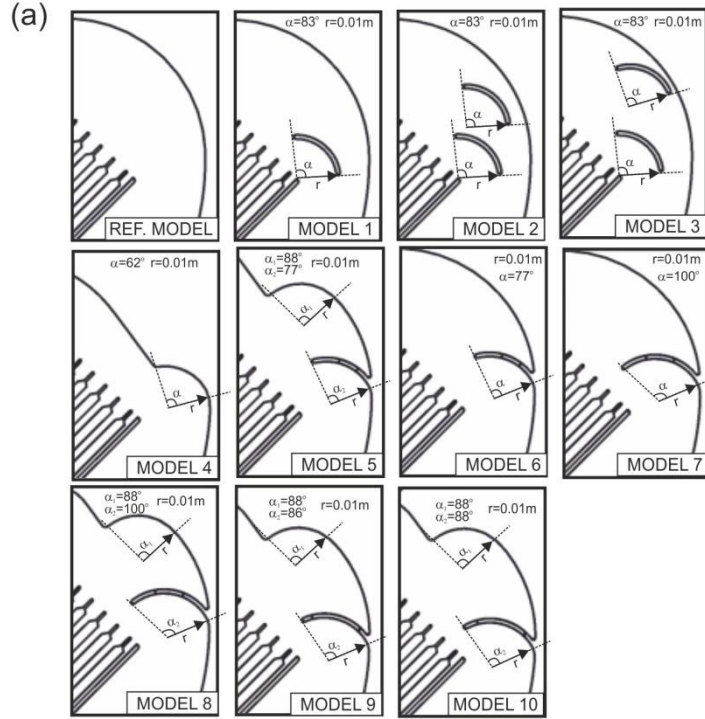
Şekil 5.2.3 her bir modelin simetri düzlemi üzerindeki hız vektörlerini göstermektedir. İlk olarak geliştirilen referans model üzerindeki vektörler incelendiği zaman resim üzerinde de belirtilen bölgede atık gazın keskin dönüş nedeniyle ayrılma (flow seperation) yaşadığı gözlemlenmektedir. Bu akış ayrılması nedeniyle eşanjör girişinde ciddi boyutta bir sirkülasyon yapısı (circulation zone) oluşmaktadır. Bu yapı da Şekil 5.2.4'de akış debisi dağılımından anlaşılacağı gibi o bölgeden eşanjör içine atık gaz girişini engellemektedir. Böylece atık gazın büyük bir kısmı eşanjör üst kısmına yönlendirilmekte, eşanjör verimi azalırken basınç düşümünün de artmasına neden olmaktadır. Bu bölgeyi hareketlendirmek ve problemi çözmek için ilk olarak Model 1'de gösterilen bir kanat tasarımı eklenmiştir. Kanatın görevi gazın bir kısmını sirkülasyon bölgesine göndererek bu yapıyı hareketlendirip bozmaktır.



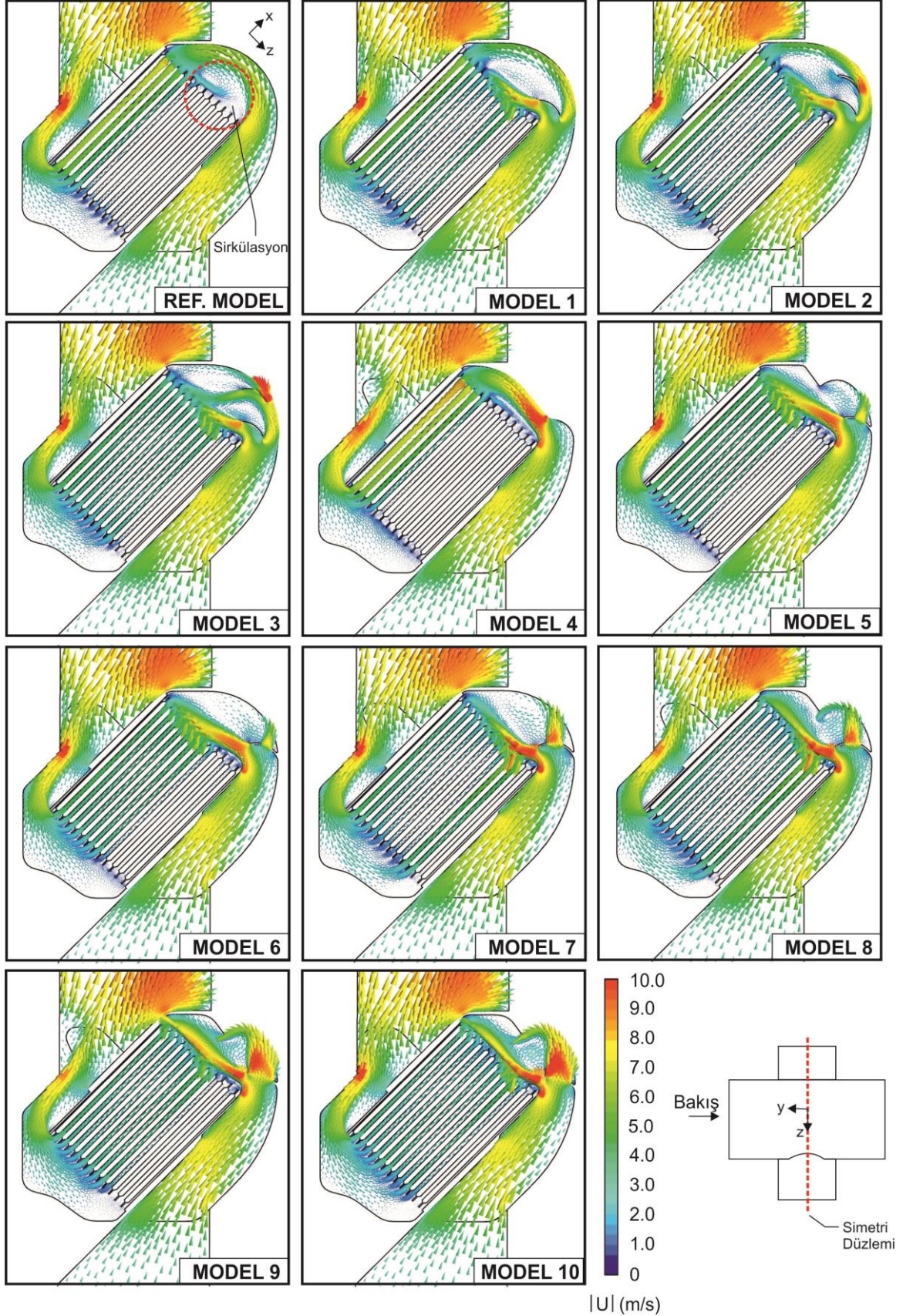


Şekil 5.2.1. İç kasa tasarımları perspektif bakış



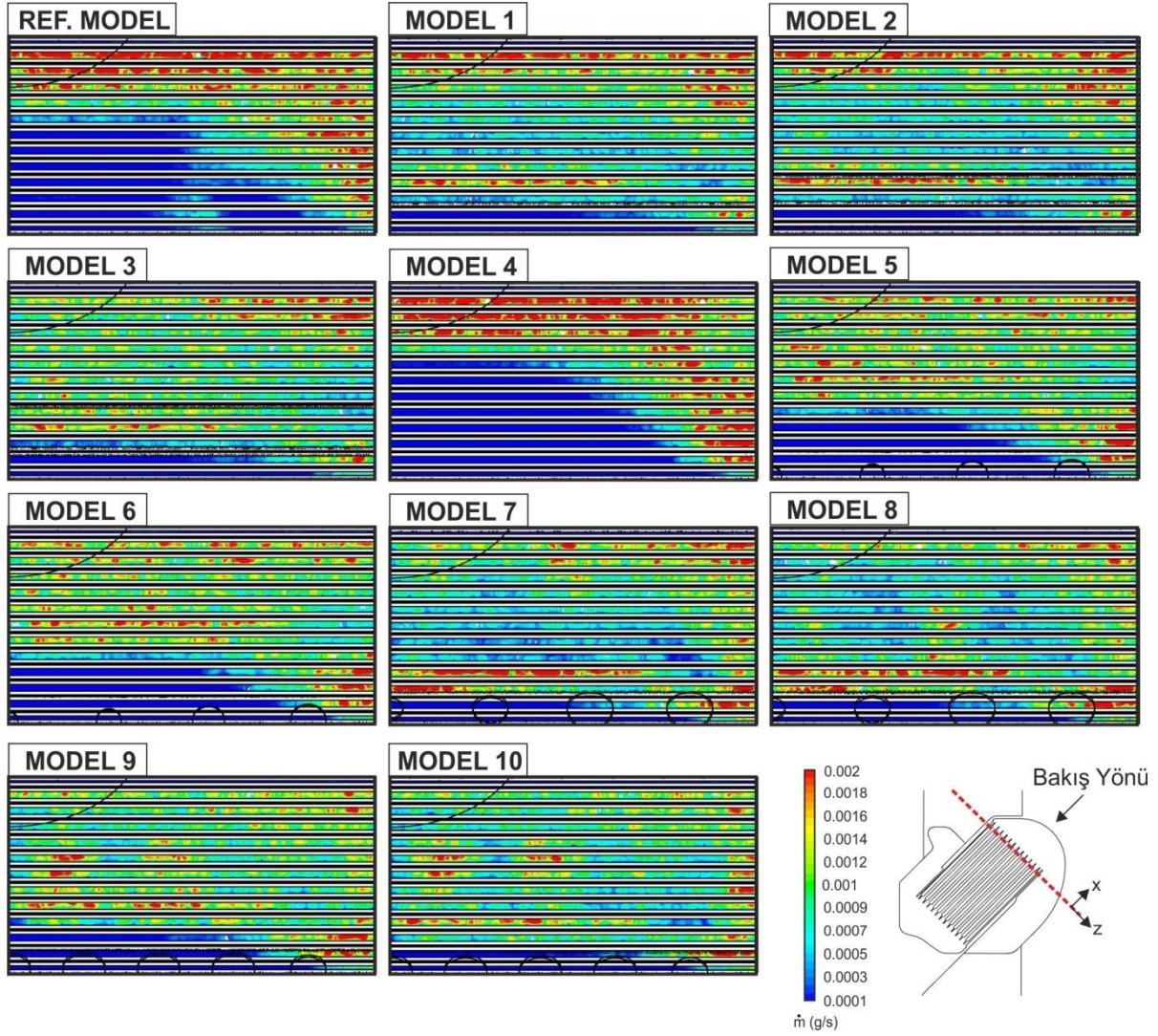


Şekil 5.2.2. İç kasa tasarım ve kanat geometrik ölçüleri





Model 1, 2 ve 3 üzerine eklenen farklı kanat tasarımları ve kanatların pozisyonlarının gazın eşanjör giriş dağılımının homojenliği üzerine olumlu etki yaptığı gözlemlenmiştir. Ancak simülasyon sonuçları kanadın gaz üzerinde oluşturduğu engel ve ani momentum değişimi nedeniyle yüksek basınç düşümüne (>150 Pa) neden olduğunu göstermiştir. Ayrıca üretim sürecinde kanatın pozisyonlanması ve iç kasaya montajı zor olacağından kanatsız bir tasarım olan Model 4 hazırlanmıştır. Model 4’de iç kasa arka sırt yüzeyi kanat görevi görecektir. Fakat simülasyon sonuçları Şekil 5.2.4’de gösterildiği üzere bu tasarımın atık gaz dağılımının eşanjör girişinde eşitlenmesi üzerine etkisiz kaldığını ortaya çıkarmıştır.



Şekil 5.2.4. Eşanjör girişi atık gaz debi dağılımı

Kanadın neden olduğu basınç düşümünü azaltmak amacıyla kanat üzerine farklı çapta, sayıda ve pozisyonda olan delikler eklenerek Model 5,6,7,8,9 ve 10 tasarımları sırasıyla oluşturulmuştur. Sonuç olarak Model 10 hem basınç düşümü (101 Pa) hem de atık gazın eşanjör içine homojen dağılımını sağlayan en iyi tasarım olarak belirlenmiştir. Bu tasarımda toplamda 9 delik mevcuttur. Bu deliklerinden kanadın en uçta kalan iki tanesinin çapı (5 mm) diğerlerine (6 mm) göre küçük seçilmiştir. Bunun nedeni akış ayrışması ile merkezde oluşan 'separation bubble' ın gazı eşanjör yan taraflara yönlendirmesi nedeniyle bu kısımlardan geçecek gaz debisinin orta kesimlere oranla dengelenmesini sağlamaktır. Model 10'un eşanjör girişindeki gaz debi kontrolleri Şekil 5.2.4 üzerinde incelendiğinde

göreceli olarak diğer modellere kıyasla akışı homojenleştirmede ne denli başarılı olduğu anlaşılmaktadır.

Bu çalışmadaki simülasyon analizlerine dayanarak iç tasarımı Model 10 olan ve toplamda 12 su modülüne sahip plakalı eşanjör içeren bir reküperatör prototipi geliştirilerek fonksiyon testleri gerçekleştirilmiştir. Test sonuçlarına göre kullanıcı suyu verim artışı %7 mertebesinde kalmış, reküperatörün neden olduğu toplam basınç düşümü de 120 Pa'ın üzerinde çıkmıştır. Isı transfer miktarını artırmak ve aynı zamanda basınç düşümünü de azaltmak (<80 Pa) amacıyla 2 su modülü daha eşanjöre eklenerek toplamda 14 su geçişine sahip eşanjör tasarımı yapılmıştır. Bu revizyonun basınç düşümü üzerine etkisini incelemek amacıyla simülasyonlar tekrar edilmiştir. Yapılan iyileştirme çalışmalarının neticesinde Model 11, 12, 13, 14, 15, 16 ve 17 olmak üzere 7 farklı model daha geliştirilmiştir. Geliştirme süreci Şekil 5.2.5 ve 5.2.6' da detaylı şekilde açıklanmıştır.

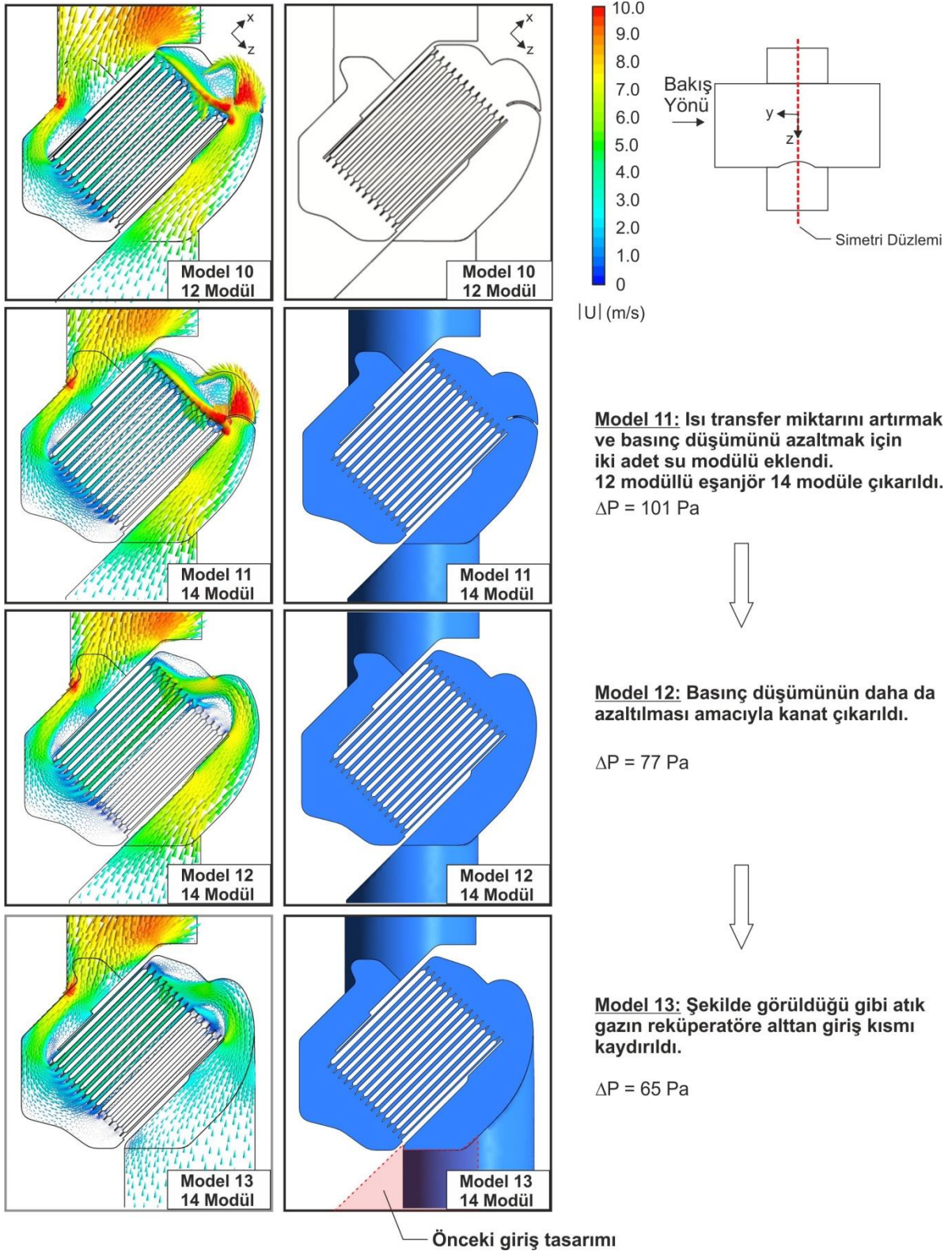
Model 10'a iki su modülünün eklenmesiyle oluşturulan Model 11'de basınç düşümü %20 oranında azaltılarak 101 Pa' a kadar düşürülmüştür. Kanatın basınç düşümü üzerine etkisini araştırmak amacıyla kanat tasarımdan çıkartılmış ve analizler Model 12 üzerinde tekrar gerçekleştirilmiştir. Sonuçlar kanadın basınç düşümü üzerinde %23'e varan ciddi oranda artırıcı etki yaptığını göstermiştir. Model 12 üzerinde basınç düşümü başarıyla 80 Pa altına düşürülmüş olsa bile dış kasanın yaratacağı etkiler de (fazladan 10-30 Pa basınç düşümü) göz önünde bulundurulmalıdır. Bu amaçla iç kasa ve eşanjörün birlikte yaratacağı basınç düşümü toplamda 50 Pa mertebelerine indirilmesi hedeflenmiştir.

Atık gaz reküperatör alt kısmından girişte daralan bir bölgeden geçmektedir. Bu da fazladan basınç düşümüne neden olmaktadır. Bu bölgenin büyütülmesi amacıyla reküperatör Model 13'de görüldüğü gibi alt kısmından sağa kaydırılıp bu alanın artırılması sağlanmış ve basınç düşümü 65 Pa' a indirilmiştir. Buna ek olarak Model 14'de de çıkış bölgesi büyütülerek atık gaza karşı oluşan dirençler başarıyla 61 Pa'a kadar azaltılmıştır. Fakat bu revizyonlar ile reküperatörün giriş kısmı ile çıkış kısmı arasındaki düzlemsellik (co-axiality) bozulmuştur. Maalesef bu durumun reküperatörün kurulmuş sistemlere montajını zorlaştıracağı anlaşılarak Model 15'de gösterildiği üzere çıkış kısmı büyütülmüş olarak korunurken giriş kısmı ilk konumuna geri getirilmiştir. Bu da basınç düşümünün 75 Pa' a yükselmesine neden olmuştur.

Şu ana kadar yapılan çalışmalar basınç düşümünün istenilen mertebeye (<55 Pa) azaltılması için radikal bir alternatif çözüm gerektiğini göstermiştir. Basınç düşümünü etkileyen en önemli faktörlerden biri plakalı eşanjörün reküperatör içine yerleştirilme açısıdır. Yoğuşma suyunun yüzeyden kolay ve hızlı süpürülmesi amacıyla yerçekimi eksenine 45° açı yapacak şekilde yerleştirilmesi öngörülmüştü. Fakat yapılan deneysel çalışmalar ile eğimin 30° olması durumunda dahi yoğuşma suyunun eşanjör yüzeylerinden hızlıca arındırıldığı tespit edilmiştir. Böylelikle plakalı eşanjör 15° daha düşük eğimli yerleştirilerek Model 16 tasarımı oluşturulmuştur. Analizler bu revizyon ile basınç düşümünün 60 Pa' a gerilediğini göstermiştir. Ve son olarak reküperatör giriş ve çıkış bölgeleri Model 17'nin şeklinde gösterildiği üzere genişletilerek basınç düşümü (53 Pa) hedeflenen mertebeye kadar başarıyla düşürülmüştür.

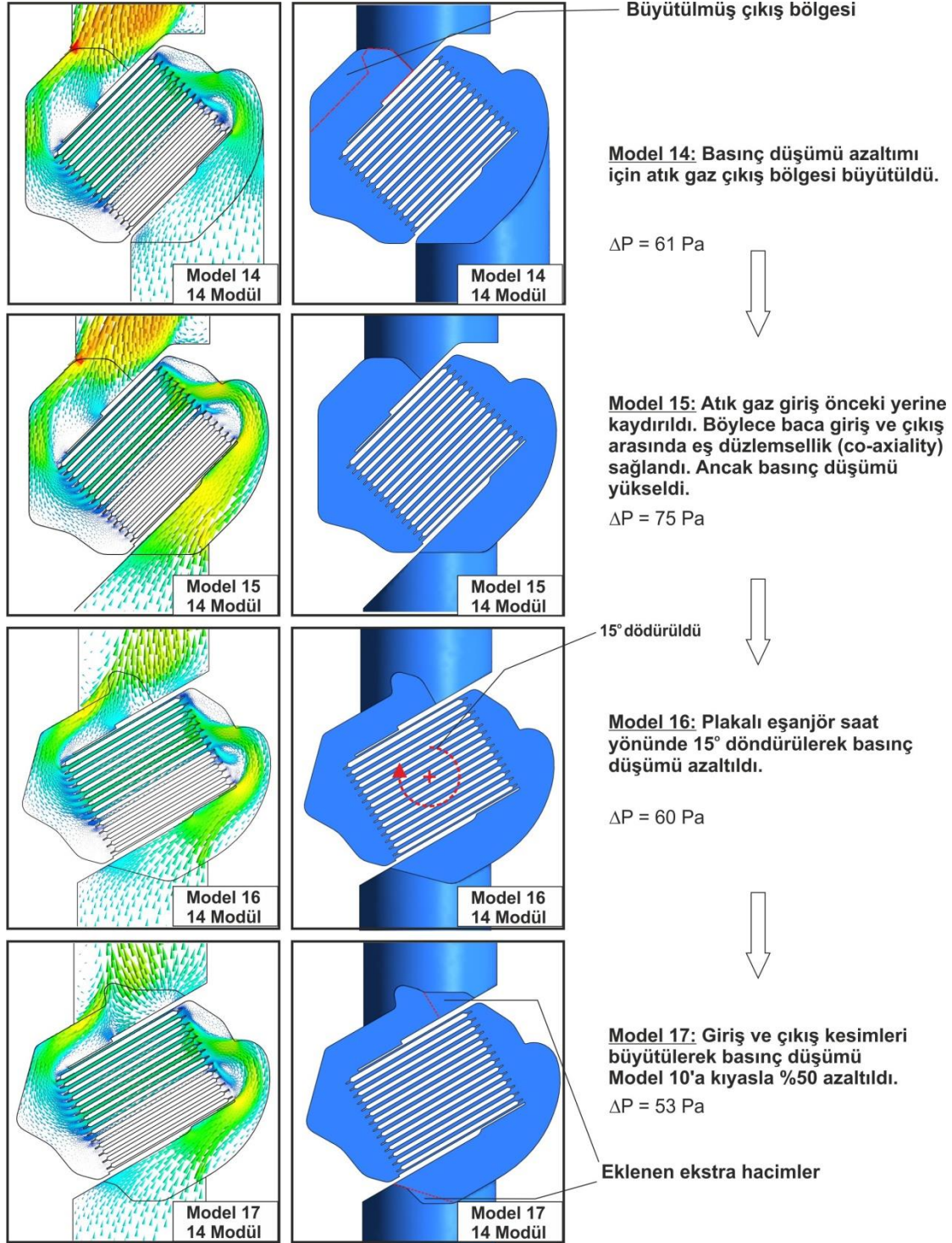
İç kasa simülasyon çalışmalarına ek olarak, reküperatör dış kasa endüstriyel tasarımının da simülasyon çalışmaları gerçekleştirildi. Şekil 5.2.7'de simülasyon modeli ve havanın dış kasa boyunca izlediği üç boyutlu akış çizgileri gösterilmiştir. Simülasyon sonuçlarına göre dış kasanın hava çekişine karşı oluşturduğu direnç hava debisine bağlı olarak 10 Pa'ın altında bulunmuştur.

Sonuç olarak Model 17 prototipi üzerinde yapılan fonksiyonel testler yönlendirici kanat kullanılmasa dahi 2 modül eklenmesi ile kazanılan ısı transfer yüzey alanı ile hem basınç düşümünün hedeflenenin altında (<80 Pa) hem de kullanıcı suyu veriminin %8 artırılmasını sağladığını göstermiştir.

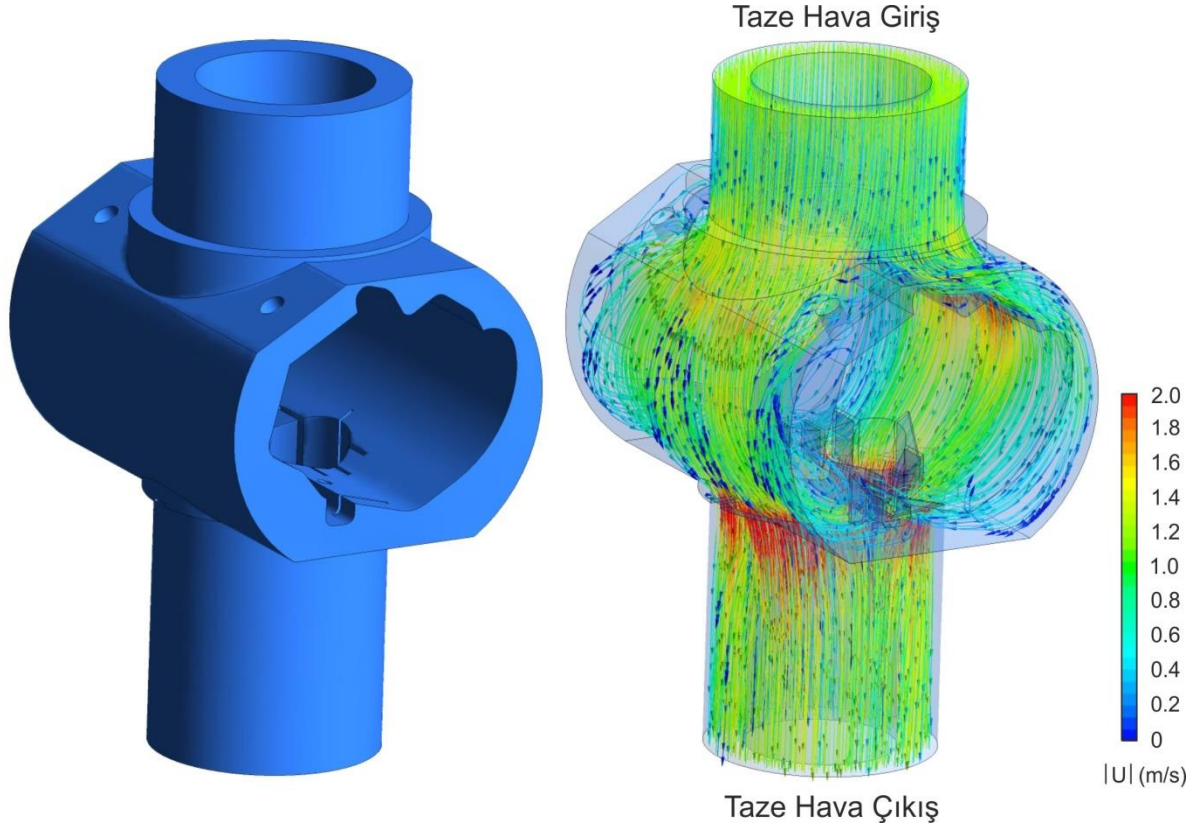


Şekil 5.2.5. Isı transferi artırma ve basınç düşümü azaltımı iyileştirme çalışmaları





**Şekil 5.2.6.** Basınç düşümü azaltımı iyileştirme çalışmaları



Şekil 5.2.7. Dış kasa simülasyonu modeli (sağ resim) ve üç boyutlu akış çizgileri (sol resim)

## SONUÇ

Bu çalışma ile yoğuşmalı kombilerde enerji kaybını azaltmak ve cihaz kullanım suyu verimini artırmak amacıyla kombi baca çıkışına takılacak plakalı ısı değiştirgeci kullanan yeni nesil reküperatörün simülasyon tabanlı geliştirilmesi başarıyla gerçekleştirilmiştir. Reküperatör için tasarlanan yeni nesil plakalı ısı değiştirgeci, reküperatör iç ve dış kasaları, sonlu hacimler yöntemi kullanılarak değişmeyen (steady) koşullarda 3 boyutlu olarak Ansys Fluent yazılımı ile geliştirilmiştir. Uygulanan simülasyon teknikleri, çalışmaları ve analiz sonuçları geliştirme aşamasında etkili bir biçimde kullanılmıştır. Böylelikle kullanıcı suyu ısıtma devresinde baca atık gazından enerji kazanımıyla % 8 verim artışı sağlayan kompakt ve düşük maliyetli yeni nesil reküperatör, kombi cihazları için geliştirilmiştir. Geliştirilme aşamasında sadece iki prototip üretilerek hem geliştirme maliyeti düşürülmüş hem de geliştirme süreci ciddi oranda kısaltılmıştır.

Plakalı eşanjörün hassas tolerans ölçülerinin belirlenmesinde yine simülasyon çalışmaları büyük rol oynamıştır. Buna ek olarak simülasyonlar ile eşanjörün ısı transfer ve akış davranışı da niceliksel (quantitative) olarak incelenebilmiştir.

Ayrıca bu çalışmalar, akış kontrolünde pasif bir teknik olan yönlendirici kanat kullanımının, özellikle homojen akış dağılımı gerektiren uygulamalarda başarılı bir teknik olduğunu göstermiştir. Kanat tasarımı ve performansı birçok geometrik parametreye ve akış içinde hassas pozisyonlanmasına bağlıdır. Bu çalışmalarda da gösterildiği üzere sayısal yöntemler ile bu tarz geliştirmeler hızlı ve etkili bir biçimde yapılabilmektedir.



## KAYNAKLAR

- [1] Türkiye İstatistik Kurumu, “Nüfus ve Konut Araştırması, 2011”, TİK Haber Bülteni, Sayı 15843 , 2013.
- [2] TEKMAN, M., “Türkiye Doğalgaz Abonelerinin Yıllara Göre Gelişimi”, Tesisat Dergisi, Sayı 203 2012.
- [3] ŞAHAN, M., “Isı Geri Kazanım Eşanjörlerinin Kullanım Opsiyonları”, VI. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi TESKON'03 Bildiriler Kitabı, 139-152, 2003.
- [4] GÜNGÖR, A., “Enerji Geri Kazanım Sistemleri”, 1. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi, Bildiriler Kitabı, S.415-450, 1993.
- [5] ÇOMAKLI, K., TERHAN, M., “Sıcak Su Üretimi için Baca Gazı Atık Enerjinin Kullanımı”, Tesisat Mühendisliği Dergisi, Sayı 124, Sayfa 43-51, 2011.
- [6] LEI ZHANGA, L. and CHEA, D., “Turbulence models for fluid flow and heat transfer between cross-corrugated plates”, Numerical Heat Transfer, 60(5), 410-440, 2011.
- [7] DOVIC, D. and SVAIC, S., “Influence of chevron plates geometry on performances of plate heat exchangers”, Tehnicki Vjesnik, 14(1, 2), 37-45, 2007.
- [8] HAN, D.H., LEE, K.J. and KIM, Y.H., “The characteristics of condensation in Brazed Plate Heat exchangers with Different Chevron Angles”, Journal of the Korean Physical Society, 43(1), 66-73, 2003.
- [9] FOCKE, W. W., ZACHARIADES, J., OLIVIER, I., “ The effect of the corrugation inclination angle on the Thermohdraulic Performance of Plate Heat Exchangers”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 28 (8), 1469–1479, 1985.
- [10] DOVIC, D. and SVAIC, S., “Experimental and Numerical Study of the flow and heat transfer in plate heat exchanger Channels”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, July 12-15, 2004.
- [11] FERNANDES, C.S., DIAS, R.P., NÖBREGA, J.M. and MAIA, J.M., “Laminar flow in chevron-type plate heat exchangers: CFD analysis of tortuosity, shape factor and friction factor”, Chemical Engineering and Processing, 46, 825-833, 2007.
- [12] ZHANG-ZHE and LI-YANG ZHONG, “CFD simulation on inlet configuration of plate-fin heat exchangers”, Cryogenics, V 43, No.12, pp. 673-678, 2003.
- [13] JIAO, A.J., LI, Y.Z., ZHANG, R., et al., “A study of the configuration and performance of distributor in plate-fin heat exchanger.” In: Proceedings of the 18th International Cryogenic Engineering Conference, Mumbai, India, pp. 299–302, 2000.
- [14] RANGANAYAKULU, C.H., SEETHARAMU, K.N., “The combined effects of longitudinal heat conduction, flow nonuniformity and temperature nonuniformity in crossflow plate-fin heat exchangers.” Int Comm Heat Mass Transfer, Vol.26, No.5, pp. 669–78, 1999.

## ÖZGEÇMİŞ

### Turgut Oruç YILMAZ

1980 yılı İzmit doğumludur. 2006 yılında Koç Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği ve çift anadal olarak Fizik Bölümünü bitirmiştir. 2006 yılında Amerika Birleşik Devletleri'nde bulunan Lehigh Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümü'nden tam burslu doktora programına kabul edilmiştir. 2008 yılında Yüksek Lisans, 2011 yılında da akışkanlar ve aerodinamik alanında doktora eğitimini tamamlamıştır. 2011 yılından beri Bosch Termoteknik Manisa Ar-Ge Merkezi'nde araştırma ve ürün geliştirme mühendisi olarak çalışmaktadır. Düzensiz ve türbülanslı akışlar, aerodinamik, ısı transferi, termodinamik, gaz dinamiği, yanma, makine ve teçhizat, akışkan yataklı kazanlar konularında çalışmaktadır.