

**T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ**

**GEMİ ISLAK ALANININ ISI DEĞİŞTİRİCİ OLARAK KULLANILMASINA
YÖNELİK SAYISAL VE ANALİTİK İNCELEME**

AHMET YURTSEVEN

**YÜKSEK LİSANS TEZİ
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ ANABİLİM DALI
GEMİ İNŞAATI VE GEMİ MAKİNELERİ MÜHENDİSLİĞİ PROGRAMI**

**DANIŞMAN
DOÇ. DR. YASİN ÜST**

İSTANBUL, 2012

T.C.
YILDIZ TEKNİK ÜNİVERSİTESİ
FEN BİLİMLERİ ENSTİTÜSÜ

**GEMİ ISLAK ALANININ ISI DEĞİŞTİRİCİ OLARAK KULLANILMASINA
YÖNELİK SAYISAL VE ANALİTİK İNCELEME**

Ahmet YURTSEVEN tarafından hazırlanan tez çalışması 09.01.2012 tarihinde aşağıdaki jüri tarafından Yıldız Teknik Üniversitesi Fen Bilimleri Enstitüsü Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı'nda **YÜKSEK LİSANS TEZİ** olarak kabul edilmiştir.

Tez Danışmanı

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Jüri Üyeleri

Doç. Dr. Yasin ÜST
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof. Dr. İsmail TEKE
Yıldız Teknik Üniversitesi

Prof.Dr. Adnan PARLAK
Yıldız Teknik Üniversitesi

ÖNSÖZ

Son günlerde Dünya'nın içinde bulunduğu küresel ekonomik kriz ve enerji dengesizliği ile birlikte tüm mühendislik alanlarında verim artırıcı ve maliyet düşürücü önlemler alınmaya başlanmıştır. Bu kapsamda hali hazırda aktif olarak çalışan bir çok sistem terk edilmekte ve yerine daha düşük kurulum ve işletme maliyetine sahip sistemler tercih edilmektedir.

Bu tezde bu kapsamda gemilerde soğutma sistemlerine yeni bir konsept sunmaktadır. Bu çalışma süresince bana danışmanlık yapan Sayın Doç.Dr. Yasin ÜST ve her an destek olan Sayın Prof.Dr. İsmail TEKE hocalarıma teşekkürlerimi bir borç bilirim.

Saygılarımla

Ahmet YURTSEVEN

İÇİNDEKİLER

	Sayfa
SİMGE LİSTESİ	vii
KISALTMA LİSTESİ	viii
ŞEKİL LİSTESİ.....	ix
ÇİZELGE LİSTESİ.....	xi
ÖZET	xii
ABSTRACT	xiii
BÖLÜM 1	
GİRİŞ.....	1
1.1 Literatür Özeti	1
1.2 Tezin Amacı	6
1.3 Hipotez	7
BÖLÜM 2	
SOĞUTMA SİSTEMLERİ	8
2.1 Su İle Soğutma Sistemleri	8
2.1.1 Açık soğutma suyu devreleri.....	8
2.1.2 Kapalı soğutma suyu devreleri.....	10
BÖLÜM 3	
ÇALIŞMADA KULLANILAN ISI TRANSFER ÖZELLİKLERİ	14
3.1 Dış Akışta Ve Düz Plakada Isı Transferi	14
3.2 İç Akışta Ve Boru İçerisinde Isı Transferi.....	17
3.3 Genel ısıl çözümleme	18
3.4 Kanatlı yüzeylerde ısı transferi.....	23
3.4.1 Kanat Ucunda İhmal Edilebilir Isı Kaybı (Adyabatik kanat ucu, $Q_{kanat\ ucu} = 0$)	25

BÖLÜM 4

SAYISAL ÇÖZÜMDE KULLANILACAK HESAPLAMA YÖNTEMLERİ.....	27
4.1 Kararlı hal modeli (Steady Model)	27
4.2 Değişmeyen Hareket(Stationary motion)	27
4.3 Çözüm Yöntemleri.....	27
4.3.1 Ayırıklaşmış çözüm yöntemi (Segregated Solver).....	27
4.3.2 Birarada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)	28
4.4 Türbülanslı Akış	29
4.4.1 Türbülans Modelleri.....	29
4.4.1.1 Ortalama Re Navier Stokes Denklemleri 'Reynolds Averaged Navier Stokes Equations' (RANS)	30
4.4.1.2 Yeniden Normalize RNG (Renormalization Group Theory) k- ϵ Modeli	31

BÖLÜM 5

SAYISAL UYGULAMA MODEL ÇALIŞMASI.....	33
5.1 SAYISAL UYGULAMA ÖN HAZIRLIK ÇALIŞMASI	34
5.1.1 Modelin kurulması	34
5.1.2 Geometrinin bölünmesi ve sınırların tanımlanması	35
5.1.3 Mesh (Çözüm ağının) oluşturulması	37
5.1.4 Çözüm Ağından Bağımsızlaştırmak	38
5.2 SAYISAL UYGULAMA KOŞTURMA ÇALIŞMASI VE RAPORLAMA.....	38
5.3 SAYISAL UYGULAMA SONUÇ ÇALIŞMASI	40
5.3.1 İteratif Sonuçlar	40
5.3.1.1 Çıkış Sıcaklık Değeri	40
5.3.1.2 Tatlı Su ara yüzeyi ısı transfer Değeri	41
5.3.1.3 Deniz suyu ara yüzeyi Isı Transfer Değeri	41
5.3.2 Anlık Sonuçlar	42

BÖLÜM 6

ANALİTİK UYGULAMA MODEL ÇALIŞMASI.....	45
6.1 Adyabatik kanat kabulü	45
6.2 Boru açılımı kabulü	46

BÖLÜM 7

ANALİTİK VE SAYISAL UYGULAMA SONUÇLARI	48
7.1 ANALİTİK UYGULAMA SONUÇLARI	48
7.1.1 Adyabatik kanat kabulü için elde edilen sonuçlar	48
7.1.2 Boru açılımı kabulü için elde edilen sonuçlar	51
7.2 SAYISAL UYGULAMA SONUÇLARI	54
7.3 ANALİTİK VE SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI.....	69

BÖLÜM 8

TARTIŞMA VE ÖNERİLER	74
KAYNAKLAR.....	77
EK-A	
ANALİTİK ÇÖZÜM KAYNAK KODLARI	78
ÖZGEÇMİŞ.....	81

SİMGE LİSTESİ

Nu	Nusselt Sayısı
Re	Reynolds Sayısı
Pr	Prandtl Sayısı
T_f	Film Sıcaklığı
T_s	Yüzey Sıcaklığı
T_∞	Çevre Sıcaklığı
C_D	Sürtünme Katsayısı
h	Isı taşınım katsayısı
$\dot{Q}$	Isı transferi miktarı
A_s	Yüzey Alanı
ρ	Yoğunluk
V	Akışkan hızı
μ	Dinamik viskozite
ν	Kinematik viskozite
k	Isı iletim katsayısı
L	Boy
δ	Fark
T_b	Kök Sıcaklığı
T_m	Ortalama Sıcaklık
D	Çap
D_h	Hidrolik çap
$\dot{q}$	Isı debisi
C_p	Özgül Isı
ΔT_{ln}	Logaritmik Sıcaklık Farkı
f	Sürtünme Faktörü
p	Çevre uzunluğu
θ	Çevreyle olan sıcaklık farkı
u	Hız

KISALTMA LİSTESİ

RMS	Reynolds Stress Model
RNG	Renormalization Group Theory
RANS	Reynolds Avarage Navier Stokes
EES	Engineer Equation Solver
PHE	Plakalı Isı Değişirici

ŞEKİL LİSTESİ

	Sayfa
Şekil 2.1	Açık soğutma suyu devresi..... 9
Şekil 2.2	Kapalı soğutma suyu devresi..... 10
Şekil 2.3	Konvansiyonel soğutma sistemi[8] 12
Şekil 2.4	Yüksek güçlü makinelerde kullanılan bir merkezi soğutma sistemi[8]..... 13
Şekil 5.1	3D 1000 mm X 1000 mm model 34
Şekil 5.2	Tek boru modeli 35
Şekil 5.3	Sınır tanımlama unsur ağacı..... 36
Şekil 5.4	Hassas mesh kontrolü sağlayan sanal "Block" bölgesi..... 37
Şekil 5.5	Tüm geometrinin çözüm ağı görüntüsü..... 37
Şekil 5.6	Tek boru çözüm ağı görüntüsü 38
Şekil 5.7	Ara kesit bölgeleri unsur ağacı 39
Şekil 5.8	Rapor dosyaları ve görüntüleme unsur ağacı 40
Şekil 5.9	İteratif olarak Çıkış Sıcaklığının Durumu 41
Şekil 5.10	İteratif olarak tatlı su ara yüzeyi ısı transfer miktarı..... 41
Şekil 5.11	İteratif olarak deniz suyu ara yüzeyi ısı transfer miktarı..... 42
Şekil 5.12	Boru iç kesit görüntüsüyle sıcaklık dağılımları 43
Şekil 5.13	Boru üst kesit görüntüsüyle sıcaklık dağılımları..... 43
Şekil 5.14	Deniz suyu taraflı levhanın ara kesitindeki sıcaklık gradyeni..... 44
Şekil 5.15	Deniz suyu taraflı levhanın ara kesitindeki ısı transfer katsayısı gradyeni .. 44
Şekil 6.1	Adyabatik kanat kabulü için geometrinin sınırları 45
Şekil 6.2	Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı (Adyabatik kanat yaklaşımı) 46
Şekil 6.3	Gövdenin hayali bir boru yaklaşımına göre kıvrılması 47
Şekil 6.4	Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı (boru açılımı yaklaşımı) 47
Şekil 7.1	Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transferi değişimi 49
Şekil 7.2	Deniz suyu sıcaklığına bağlı dış ortam taşınım katsayısı değişimi..... 50
Şekil 7.3	Deniz suyu hızına bağlı olarak toplam ısı transferi miktarındaki değişim.... 50
Şekil 7.4	Deniz suyu hızına bağlı olarak dış ortam ısı taşınım katsayısı değişimi 51
Şekil 7.5	Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim 52
Şekil 7.6	Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak dış ortam ısı taşınım katsayısı değişimi 53
Şekil 7.7	Deniz suyu hızına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim..... 53
Şekil 7.8	Deniz suyu hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı değişimi..... 54

Şekil 7.9	5.14 m/s ve 0°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	55
Şekil 7.10	5.14 m/s ve 0°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	55
Şekil 7.11	5.14 m/s ve 0°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	56
Şekil 7.12	5.14 m/s ve 5°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	56
Şekil 7.13	5.14 m/s ve 5°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	57
Şekil 7.14	5.14 m/s ve 5°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	57
Şekil 7.15	5.14 m/s ve 10°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	58
Şekil 7.16	5.14 m/s ve 10°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	58
Şekil 7.17	5.14 m/s ve 10°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	59
Şekil 7.18	5.14 m/s ve 15°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	59
Şekil 7.19	5.14 m/s ve 15°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	60
Şekil 7.20	5.14 m/s ve 15°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	60
Şekil 7.21	5.14 m/s ve 20°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	61
Şekil 7.22	5.14 m/s ve 20°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	61
Şekil 7.23	5.14 m/s ve 20°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	62
Şekil 7.24	5.14 m/s ve 25°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	62
Şekil 7.25	5.14 m/s ve 25°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	63
Şekil 7.26	5.14 m/s ve 25°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	63
Şekil 7.27	5.14 m/s ve 30°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	64
Şekil 7.28	5.14 m/s ve 30°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	64
Şekil 7.29	5.14 m/s ve 30°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	65
Şekil 7.30	5.14 m/s ve 35°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	65
Şekil 7.31	5.14 m/s ve 35°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	66
Şekil 7.32	5.14 m/s ve 35°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	66
Şekil 7.33	5.14 m/s ve 40°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni.....	67
Şekil 7.34	5.14 m/s ve 40°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni.....	67
Şekil 7.35	5.14 m/s ve 40°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni.....	68
Şekil 7.36	Farklı deniz suyu ara hızlarında sayısal çözümle elde edilen ısı transferi değerleri	69
Şekil 7.37	Analitik çözümle elde edilen ısı transferi değerleri	70
Şekil 7.38	Farklı ara hız değerlerinde ısı transferi miktarları.....	70
Şekil 7.39	Farklı deniz suyu sıcaklıklarında analitik kanat yaklaşımı ve sayısal çözümdeki ısı transferi miktarları	71
Şekil 7.40	Analitik kanat yaklaşımı ve sayısal çözümün ağırlık dağılımları.....	72
Şekil 7.41	Farklı deniz suyu sıcaklıklarında analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümdeki ısı transferi miktarları	73
Şekil 7.42	Analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümün ağırlık dağılımları.....	73
Şekil 8.1	Modelin kurulduğu gemi ortakesitinin belli bir kısmında sıcaklık dağılımı..	76

ÇİZELGE LİSTESİ

	Sayfa
Çizelge 4.1 RANS türbulans modelleri.....	30

**GEMİ ISLAK ALANININ ISI DEĞİŞTİRİCİ OLARAK KULLANILMASINA
YÖNELİK SAYISAL VE ANALİTİK İNCELEME**

Ahmet YURTSEVEN

Gemi İnşaatı ve Gemi Makineleri Mühendisliği Anabilim Dalı
Yüksek Lisans Tezi

Tez Danışmanı: Doç. Dr. Yasin ÜST

Son zamanlarda enerji verimliliğine verilen önem gemi inşaat sektöründe de derinden görülmektedir. Gemi ana makinelerinde enerji ve maliyet düşürücü birçok önlem uygulanmaktadır. Bu uygulamaların en temel olanları emisyon düşürücü ve ısılı önlemlerdir. Bilindiği gibi enerjinin en kalitesiz formu ısı enerjisidir. Mekanik veya kimyasal enerjinin ısı enerjisine dönüşmesi tüm proseslerde kaçınılmazdır. Bu nedenle enerji verimliliğinin artırılması için etkin ısılı yönetime ihtiyaç duyulmaktadır.

Bu çalışmada gemi ana makine ceket suyu soğutması için mevcut deniz suyu soğutma devresi haricinde bir konsept tasarlanmakta ve böylelikle bu ısılı yönetim daha etkin bir şekilde sağlanmaktadır. Deniz suyu devresinin bertaraf edilmesi hem kurulum ve bakım-tutum maliyeti hem de devrenin canlı kalması için harcanacak enerjiden tasarruf edilmesini sağlamaktadır. Çalışmada modelin CFD ve analitik yöntemlerle simülasyonu yapılmakta, 5.14 m/s, 2.57 m/s , 0.1028 m/s gemi hızlarında ve deniz suyu 0 ile 40 C arasında 9 sıcaklık değerinde değiştirilerek sonuçlar elde edilmiş bu sonuçlar analitik sonuçlarla kıyaslanmıştır. Sonuç olarak bu konseptin istenilen soğutma yükünü karşılayabildiği görülmüştür.

Anahtar Kelimeler: Ceket suyu soğutma, deniz suyu devresi, CFD Simülasyon, ısı transferi analitik yaklaşımı

ABSTRACT

NUMERICAL AND ANALYTICAL INVESTIGATION ORIENTED SHIP HULL WETTED AREA LIKE HEAT EXCHANGER

Ahmet YURTSEVEN

Department of Naval Architecture and Maritime Engineering

MSc. Thesis

Advisor: Assoc. Prof. Dr. Yasin ÜST

Recently, Importance of energy efficiency has been realized obviously in naval architecture. Many precautions have been practiced for reduction of energy and expenditure in ship main engines. The best known examples of these applications are thermic and emission reducer precautions. Everybody knows that heat energy is the worst form of energy. Mechanical or chemical energy transform heat energy in all processes. Because of this reason to increase of energy efficiency must be used an effective thermic control.

With this study, except of current sea water cooling system for jacket water cooling system of ship main engines, a new concept is designed and with this way, thermic control is done more efficiently. Disposal of sea water circuit is enable energy conservation for system configuration and maintenance. Model is examined with CFD and analytic methods, simulation of model is done appropriately, in addition, the results are obtained for three different ship speed (5,14m/s- 2,57 m/s-0,1028m/s) and nine different potential temperature (between 0 and 40 C) are found, these results are compared with analytic results. In conclusion, this concept is enough for required cooling load.

Key words: Jacket water cooling, sea water circuit, CFD simulation, analytic approach of heat transfer

YILDIZ TECHNICAL UNIVERSITY

GRADUATE SCHOOL OF NATURAL AND APPLIED SCIENCE

1.1 Literatür Özeti

Kurulmuş olan model gemi ana makinesi soğutması için yeni bir konsept olması ve literatür incelemelerinde durumu doğrulaması üzerine direk olarak benzer bir çalışmaya rastlanılamamıştır.

Fakat modelin çalışma prensipleri temel alınarak irdelendiğinde asıl olarak iki ısı transferi özelliğine ulaşılmaktadır. Bunlardan ilki düz levha üzerindeki ısı transferi diğeri ise boru içerisinde iç akışta ısı transferidir. Bu konuda yapılan bazı çalışmalar incelenerek teze yön verilmiştir.

Flavio ve Galeazzo [1], 2006 yılında yaptığı çalışmasında hesaplamalı akışkanlar dinamiğinde kullanılmak üzere 4 kanallı bir düz plakalı ısı değiştirici prototipi yapılmıştır. Paralel ve seri olarak düzenlenmiş akışlar test edilmiştir. 1 boyutlu tıkaç akış ile 3 boyutlu CFD modelden elde edilen ısı yükleri ile deneysel veriler kıyaslanmıştır. CFD model ısı değiştiricideki kanalları, levhaları ve su hatlarını göstermektedir. Modelde kanallar arasındaki eşit olmayan akış dağılımları ve kanal içerisindeki kötü akış dağılımları hesaba katılmıştır. CFD sonuçları deneysel datalarla seri oluşturacak şekilde iyi bir düzenleme sağlanmıştır.

Çalışmanın 3D CFD modelinde yaklaşık 1 milyon hexahedral eleman kullanılmıştır. Sınır şartlarında deneysel veriler kullanılmıştır (Sıcaklık, Basınç). Paslanmaz çelik malzemenin termal direnç özellikleri kullanılmıştır. Simülasyon hassasiyeti nedeniyle laminar ve türbülanslı çözümler yapılmış ve akışın daha çok laminar olduğu tespit edilmiştir. Simulasyonda özellikle kanalın giriş-çıkış açıklıklarında türbülanslı akış olduğu tespit

edilmiş ve k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Modelde çıkış sıcaklık değerleri deneysel sonuçlar daha iyi bir kabul oluşturmuşlardır. Testler grid bağımsızlığı sağlanarak yapılmıştır. Bu kontrol çıkış sıcaklıkları kontrol edilerek yapılmış ve çözüm performansı için grid boyutları düşürülmüştür. Genel olarak her çözüm 5 saatte yakınmıştır. Tüm denklemlerde 1×10^{-4} mertebesinde artık değerlere ulaşılmıştır.

Çalışmanın 1D Tıkaç akış modelinde Gut ve Punto(2003)'de hazırlanmış olan 1 boyutlu tıkaç akış modeli ile deneysel veriler kıyaslanmıştır. Yaptıkları çalışma taşınım ısı transferi katsayılarının tahmini için tipik Nusselt-Reynolds-Prandtl korelasyonları kullanılarak PHE(Plakalı ısı değiştirici) kanallarda sıcaklık dağılımlarını tespit etmişlerdir.

PHE içerisindeki taşınım katsayısının tespiti için düzeltilmiş korelasyon olarak $Nu=0,457.Re^{0.771}.Pr^{0.338}$ kullanılmıştır. Sonuç olarak kurulmuş olan CFD simülasyon ve tıkaç akış modeli benzer şekilde %8'lik bir hata ile ısı yükünü tahmin etmiştir. Bununla birlikte CFD sonuçları paralel akış için deneysel verilerle daha iyi bir kabule oturmaktadır. CFD modelin avantajı da ısı ve sıcaklık dağılımlarını pahalı deneysel çalışma şartları kurulmadan tespit edebilmesidir.

Marty [2], 2008 yılındaki çalışmasında sabit duvar sıcaklığına sahip sıkıştırılamaz bir akışta deneysel ve sayısal ısı transferini incelemek hedeflenmiştir. Test aracı olarak etrafında hava akışı olan sabit sıcaklıklı bakır bir plaka kullanılmıştır.

Reynolds sayısının 120 ile 500 arasında değiştirecek şekilde levha kalınlığı ile oynanmıştır. Akış ölçümleri lazer anemometre ile sıcaklıklar da soğuk kablo tekniği ile yapılmıştır. Her deneyde deneysel veriler sayısal simülasyonla kıyaslanmıştır. Akışın klasik özellikleri olan plaka kenarındaki girdap resirkülasyonu, plaka yüzeylerinde sınır tabakadaki girdap oluşumları incelenmiştir. Önceki çalışmalardan farklı olarak özellikle düşük Reynolds sayılarında ısı transfer katsayısının boyuna dağılımını incelemektedir. Akışın ve kalın plaka etrafındaki ısı transferinin direk sayısal simülasyonu endüstriyel kompakt ısı değiştiricilerinin dizaynı için etkili bir optimizasyon aracıdır.

Reynolds sayısının 120-500 değerleri arasında değişimine bağlı olarak akışkan ile plaka arasındaki ısı transferi deneysel ve nümerik olarak incelenmiştir. Direk sayısal simülasyon ile akışın düzensiz olduğu rejim bölgelerinde inceleme yapmak

mümkündür. $2L/e$ boy faktörünün 30'a eşit olduğu durumda sabit yüzey sıcaklıklı bakır levha etrafında akan hava akımı ölçümleri ile sayısal simülasyon verileri doğrulanmıştır.

Temelde elde ettiği sonuçlar şu şekildedir;

- Reynolds' un küçük değerleri için ($Re=120$) resirkülasyon kabarcığı ve akış yönünde sınır tabaka laminar olarak artar. Reynolds sayısı 200 civarında olduğunda resirkülasyon bölgesi maksimum boyu 13 civarına varır. Isı transferi incelenen sonsuz bir plaka için yeterince yakındır.

- Reynolds sayısı arttığında ilk olarak resirkülasyon bölgesi türbülanslıya dönüşür. Re yüksek değerlerinde akış düzensizleşir. Ön kabarcık düzensizliği dış akışkanın pseudo-periyodik vuruntusunu oluşturur. Bu durumda yerel basınç katsayılarında ve ısı transferinde artışa sebep olur.

- Reynolds sayısı 500 civarında iken resirkülasyon kabarcığı 9 civarındaki bir değere düşer. Sonsuz plaka için ısı transferi %50 oranında artar.

Terekhov V.I. [3], 2002 yılındaki çalışmasında izotermal bir düz levha üzerinde iki fazda laminar olarak gaz, buhar ve damla şeklindeki geçişte kütle ve ısı transferini tahmin eden bir model geliştirilmiştir. Bu modeli kullanarak, ısı transferi yoğunlaştırma oranı, iki karışık fazın bileşimi, sıcaklık, hız profilleri ve sıvı faz konsantrasyonu, sıcaklık oranı, akış hızı, Reynold sayısı gibi ısı ve akış parametrelerini incelemek için sayısal bir çalışma oluşturulmuştur. Serbest akışta sıvı fazın konsantrasyonu artarken, buhar gaz karışımı ve düz levha arasındaki ısı transferi oranı da önemli ölçüde artarken, sürtünme önemsiz ölçüde artmıştır. Bu modelde sıvı damlaları ısı alıcıları ve buhar kütlelerinin yerleşmiş kaynaklarına hareket eder. Transfer denklemleri için kapalı bir sistem oluşturulur, bu kapalı sistem bireysel bir damla için ısı ve kütle transfer denklemi, bir yönüyle buhar gaz karışımı için difüzyon denklemi ve yine bir yönüyle enerji denklemini içerir.

Buhar ve sıvı akış olan laminar iki fazda kütle ve ısı transferinin sayısal çalışması akışın özündeki çeşitli ısı ve gaz dinamik parametreler için meydana getirilmiştir. Sıvı fazda konsantrasyondaki bir artış tek fazdaki bir hava akışına kıyasla yoğun bir ısı transferi göstermiştir.

Redjem-Saad [4], 2007 yılındaki çalışmasında bir cidarın izole edilmiş bir akış durumuna maruz kalmasıyla oluşan tam gelişmiş türbülanslı bir boru akışında ısı transferinin doğrudan sayısal simülasyonları boru yarıçapına dayalı olarak bir Reynolds sayısı için oluşturmuştur.(Re:5500) çalışmasının ana vurgusu boru akışındaki türbülanslı ısı transferinde Prandtl sayısının etkilerini incelemektir. Ortalama sıcaklık profillerinin ölçeklendirilmesi farklı Prandtl sayılarında doğru logaritmik kurallar oluşturmak için incelenmiştir. Türbülanslı akış ısı ve sıcaklık değişken değerlerinin Prandtl sayısının artarken arttığı bulunmuştur. Türbülanslı Prandtl sayısı, PRT , $Pr > 0,2$ için Prandtl sayısı Pr 'nin molekülleri neredeyse bağımsızdır. Üst seviyedeki istatistiklerin dairesel dağılımları (eğrilik ve yassılık) cidarın yakın çevresindeki dağılımlarının aralıklı bir durumunun olduğunu onaylar; bu aralıklı durum daha çok Pr 'deki artışla ifade edilir. Olası yoğunluk fonksiyonu ve hız ve sıcaklık değişkenlerin olası ek yoğunluk fonsiyonları ısı transferi ve türbülanslı akışın karakteristiklerini tanımlamak için kullanılmıştır. Türbülanslı ısı transferinde cidar eğriliğinin etkisinin tespit etmek için tahminler kanal akışının mevcut sonuçlarıyla karşılaştırılmıştır. Bu karşılaştırmalar boru akışında sıcaklık değişimlerinin biraz daha yoğun olduğunu göstermektedir. Türbülanslı akış ısı ve sıcaklık değişken değerlerinin Prandtl sayısının artışıyla arttığı görülmektedir. Burada iki akış konfigürasyonu için türbülanslı akış istatistikleri açısından küçük farklılıklar bulunmaktadır. Cidar eğrilik derecesi sıcaklık değişkenlerinde biraz daha büyük olduğu görülmektedir. Bu durum da Pr 'yi hesaba katmadan, cidar eğriliğinin türbülanslı akışta ana etkiye sahip olmadığını göstermiştir.

Wang [5], 2005 yılındaki çalışmasında sabit cidar sıcaklığındaki bir boruda, büyük bir hızla salınım yapılan genişliklerde olan titreşimli türbülanslı bir akışdaki, taşınım ısı transferi sayısal olarak çalışmıştır. Düşük Reynolds sayılı bir türbülans modeli (LRN) türbülans modellemede kullanılmıştır. Model analizleri Womersley sayısının ısı transferi ve titreşimli akış çalışmalarında çok önemli bir parametre olduğunu göstermiştir. Çalışılan parametrelerin çoğunda ısı ve akış transferi, akışın sıcaklık ve hız karakteristikleri ifade edilerek incelenmiştir. Sayısal hesaplama sonuçları titreşimli türbülanslı bir akışta optimum Womersley sayısının maksimum genişlikte bir ısı transferi oluşturduğunu göstermektedir. Hem titreşimli hızın salınımın daha geniş

olması hem de titreşimli türbülanslı bir akıştaki ters akışın, ısı transferinin yayılmasını mükemmel bir şekilde artırdığı belirtilmiştir.

Sonuç olarak bir borudaki titreşimli türbülanslı akışdaki ısı transferini tanımlamak için iki boyutlu bir model geliştirilmiş ve sabit hacim metoduyla simule edilmiştir. Tamamen gelişmiş titreşimli türbülanslı akış üzerindeki simulasyon sonuçları ve ısı transferinin arttırılması mevcut deneysel bilgilerle sabitlenmiştir. Model analizi titreşimli akış ve ısı transferi çalışmasında Womersley sayısının önemli bir parametre olduğunu göstermiştir. Sayısal sonuçlar büyük Womersley sayılı titreşimli akışların, düzgün haldeki akışlara kıyasla daha küçük alanlara tesir etme durumunda, tamamıyla daha gelişmiş olduğunu göstermektedir. Isı transferinin arttırılması esasen Womersley sayısı ve hız salınım genliğinden etkilenmektedir. En uygun Womersley sayısı mevcuttur ve Reynold sayısının 25000 olması halinde farklı hız salınım genlikleri için 40-50 olarak bulunmuştur. Hız salınım genliğinin özellikle genliğin belli değerleri aşması durumunda ısı transferini güçlü bir şekilde artırdığı bulunmuştur. Isı transferinin arttırımı Reynold sayılarından etkilenir ve özellikle de düşük Reynold sayılarından. Hız salınımına neden olan içteki sıcaklık değişkenleri ısı transferi artımında etki sahibi değildir. Analizler bazı zamanlarda daha yüksek hızın ve akış titreşiminin bir periyodu boyunca ters akışın, ısı transferi artımında en önemli mekanizma olduğunu göstermiştir.

Ateş [6], 2010 yılında yapmış olduğu çalışmada termal laminar akış için kalın duvarlı boruda süreksiz bağımlı ısı transferi iki boyutlu duvar ve eksenel akış iletim şartlarıyla incelemiştir. Başlangıçta izotermal devamında izole olarak ayrılan iki bölgede hidrodinamik olarak geliştirilmiş akış için sonlu farklar metoduyla sayısal problem çözülmüştür. Duvar kalınlık oranı, duvardan akışkana akışkan iletim oranı, duvardan akışkana yayılma oranı ve Peclet sayısı olarak 4 parametrenin etkisinin incelendiği parametrik çalışma yapılmıştır. Sonuçlar boyutsuz arayüzey ısı akısı ve parametrelerin ısı transfer karakteristiklerine olan etkileri olarak verilmiştir.

Bu çalışmada uniform ısı akısı sınır koşuluyla süreksiz bağımlı ısı transferi analiz edilmiştir. Sayısal sonlu farklar metodu kullanılmıştır. Problemden tanımlı 4 parametrenin etkisi incelenmesi için parametrik çalışma yapılmıştır. Hem duvardaki hem de akışkan tarafındaki eksenel iletim nedeniyle akışa ters yönde ısı emilimi

oluşmaktadır. Bu durumda akışkanın ısıtılms bölgesinden ön ısıtılmasına sebep olmaktadır. Ön ısıtma etkisi geçen zaman, uzunluk ve ön ısıtma miktarıyla etkilenmektedir. Daha çok bu parametrelerin değerlerine bağlıdır. Akışa ters bölgede geri ısı emilimi duvar tarafından daha çok akışkan tarafından hızlandığı zaman süreksizliğin başlarında akışkandan duvara tersine ısı akısı meydana gelmektedir. Akış yönünde, ısıtma bölgelerinin başlarında arayüzeyde ısı akısı dağılımları pik değerlere ulaşmaktadır. Sürekli durumda, arayüzeyde oluşan bu pik değerler, akış yöndeki bölgeden duvar tarafına eksenel iletimden dolayı oluşan ısı transferi nedeniyle çıkış yüzeyine olan ısı akısı girişi daha da artmasından meydana gelmektedir. Termal gelişim uzunluk ve zaman parametre değerlerinin değişimi ile sürekli hale gelmektedir. Duvar bağımlılık ve akışkan eksenel iletim etkileri artan duvar kalınlık oranı ve termal yayılım oranı ile düşen termal iletim oranı ve Peclet sayısı ile daha belirgin bir hal almaktadır. Parametre değerlerinin değişim etkileri ara yüzey ısı akısında genellikle süreksizlik periyodunda ve sürekli durumlarda görülebilmektedir.

1.2 Tezin Amacı

Günümüz gemilerinde gerek ana makine ceket suyu soğutmasında gerek yağ soğutmasında gerek de ana soğutma hattında deniz suyu; soğutma suyu olarak kullanılmaktadır.

Deniz suyunun kimyasal ve fiziksel özelliklerinden dolayı deniz suyu devrelerinde sıklıkla bakım ve temizlik işlemleri gerekmekte, yine aynı devre üzerinde deniz suyunu gemi içerisine almak için pompalar kullanılmakta ve enerji maliyeti ortaya çıkmaktadır.

Bu çalışmanın amacı deniz suyu devresinin bu dezavantajları nedeniyle bertaraf edilmesini sağlamak ve ana makina tatlı suyunu gemi dış yüzeyine iç kısımdan entegre edilmiş ısı değiştiriciler vasıtasıyla soğutmak amacıyla kurulmuş olan modelin sayısal ve analitik analizi ile sistemin istenen şartları sağladığını göstermektir. Bu sayede deniz suyu devresi ortadan kalkmış olacak, hem bakım hem de işletme masrafları bertaraf edilmiş olacaktır. Bu amaçla söylenmiş olan ısı değiştirici elemanı Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği yöntemi ve analitik metotlarla analiz edilmiştir.

1.3 Hipotez

Gemilerde soğutma için kullanılan deniz suyu ısı değıştircileri, suyun özelliklerinden dolayı sıklıkla bakıma alınmak durumunda kalmaktadır. Suyun tuzluluk oranı nedeniyle genelde ısı değıştirci yüzeyleri normal çelik yerine daha maliyetli olan paslanmaz çelik malzemelerle imal edilmekte, bu nedenle de ısı değıştirci maliyetleri artmaktadır.

Bununla birlikte deniz suyu devresinin sirkülasyonunu sağlayacak olan sirkülasyon pompalarının da aynı nedenlerle maliyet ve bakım giderleri ile işletmesi sırasında enerji maliyetleri meydana gelmektedir.

Yaptığımız bu çalışmada tüm bu bakım ve işletme maliyetlerini bertaraf etmekle birlikte deniz suyu devresini ortadan kaldırarak önemli bir hacim kazancı sağlayacak olan sistemin gerekli ısı yükü ve sıcaklık farklarını sağladığını göstermek hedeflenmiştir.

Gemi dış yüzeyinin deniz ile temas eden alanına (gemi ıslak alanı) bakıldığında ısı değıştircilerde bulunan ısı transferi alanına oranla çok büyük olduğu görülmektedir. Gemi dış yüzey malzemesinin toplam ısı transfer katsayısına bakıldığında etkin bir ısı değıştirci olarak kullanılabileceği bununla birlikte ısı transfer alanının görece çok büyük olması da bu yüzeyin ısı değıştirci olarak kullanılması düşüncesini desteklemektedir.

BÖLÜM 2

SOĞUTMA SİSTEMLERİ

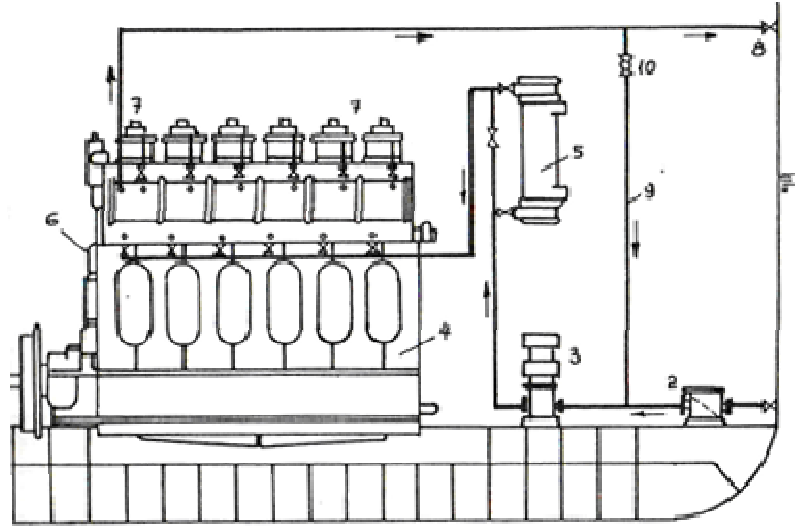
Bu başlık alt bölümlerinde günümüz gemilerinde mevcut bulunan soğutma sistemleri hakkında kısa bilgiler aktarılmıştır[7].

2.1 Su İle Soğutma Sistemleri

Gemi dizel makinalarının su ile soğutulmasında başlıca iki türlü devreden yararlanılır. Bunlar açık devreler ve kapalı devrelerdir.

2.1.1 Açık soğutma suyu devreleri

Açık devreler bir takım sakıncaları nedeniyle, daha çok küçük teknelerin makinelerinde kullanılmaktadır. Bu türlü devrelerde denizden alınan su, makinelerde dolaştırıldıktan sonra tekrar denize verilmektedir.



Şekil 2.1 Açık soğutma suyu devresi

Kinistin valfin açılmasıyla deniz suyu bir streynlerden geçer ve su kesiminin altında bulunan deniz suyu sirkülasyon pompasının zarfını doldurur. Genel olarak merkezkaç türden olan sirkülasyon pompası, suyu yaklaşık olarak 2–4 barlık bir basınçla makineye verir.

Deniz suyu makineye verilmeden önce yağlama yağı kulerinden geçirilir. Makineye verilen deniz suyu önce silindir ceketlerine girer, oradan silindir başlıklarına yükselir ve soğutma görevini yerine getirdikten sonra, dışarç valfinden tekne dışına atılır. Soğuk mevsimlerde makinenin sıcak tutulabilmesi için sisteme bir baypas devresi de ilave edilmiştir.

Çok sade yapıda, basit ve maliyetlerinin düşük olmasına karşın, açık devrelerin önemli sakıncaları vardır. Deniz suyu sıcaklığının türlü mevsim ve denizlerde birbirinden farklı oluşu ve yine türlü denizlere göre miktarları değişen metal tuzlarını içermesi, sözü edilen sakıncalara yol açar. Sıcaklığın farklı oluşu, makine yapısında farklı noktalarda farklı ısıl gerilmelere yol açar. Metal tuzları ise, zamanla soğutma suyu dolaştırılan yüzeylerde tuz katmanının oluşmasına neden olur.

Bu olay soğutmanın bozulması, silindir yüzeylerindeki yağlama yağının karbonlaşması veya yanması, sürtünme ve aşınmaların çoğalması, makinelerinin giderek ısınması ve pistonların şişmesi sonucunu doğurur. Bu nedenlerle gemi dizel makinelerinde açık soğutma devreleri yaygın olarak kullanılmazlar.

Kapalı devrede soğutucu olarak içme suyu kullanılır. İçme suyu bir sirkülasyon pompası tarafından önce makine silindir ceketlerine basılır. Oradan silindir başlıklarına yükselen su ısınmış olarak makineyi terk eder.

Genel olarak kapalı devrelerde tatlı suyun makineye giriş sıcaklığı 65 °C ve max çıkış sıcaklığı ise 80 °C dolayındadır. Suyun tekrar kullanılabilmesi bakımından, makinelere verilmeden önce soğutulması gereklidir. Bu amaçla kapalı soğutma devrelerine bir su kuleri ilave edilmiştir. Kulerden geçen su, dolaşım pompası tarafından tekrar makineye verilir.

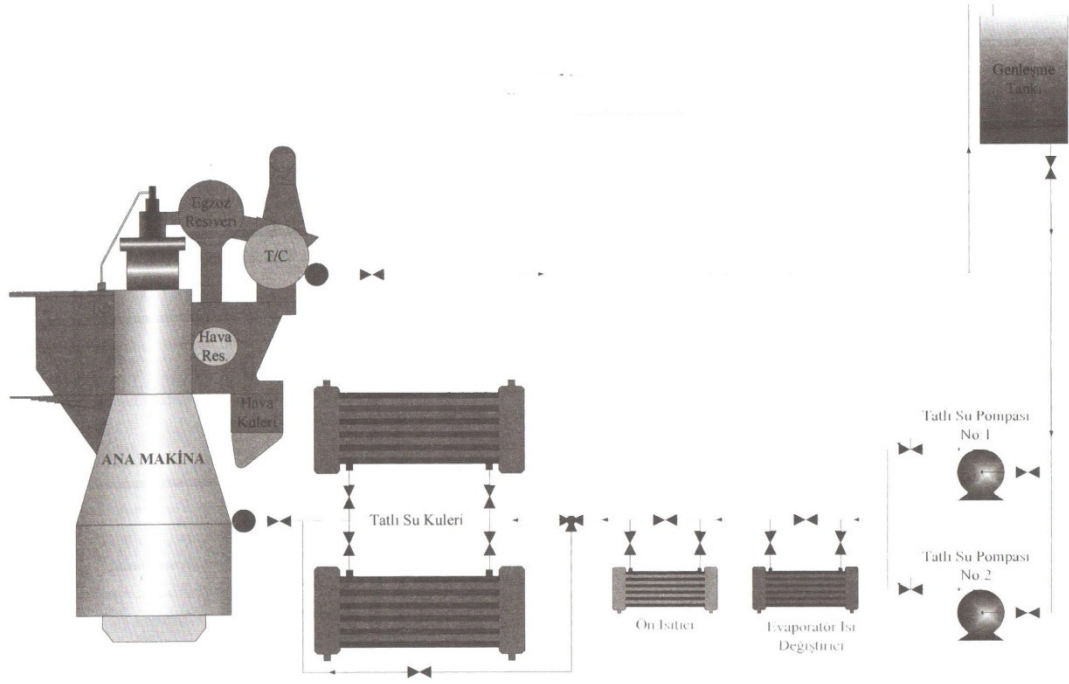
Böylelikle pompa makine, kuler ve tekrar pompa arasında kapalı bir devre oluşturulur. Zamanla buharlaşma, boru bağlantılarından kaçaklar vb. nedenlerle kapalı devredeki su eksilir. Bu nedenle kapalı devrelere "ekspansion tank" adı da verilen bir "genişleme tankı" ilave edilir. Tatlı suyun soğutulmasında kullanılan deniz suyu da yine enjeksiyon valf yardımıyla denizden alınır, filtreden geçirilir ve deniz suyu dolaşım pompası yardımıyla yağlama yağı ve tatlı su kulerlerine verilir.

Bu arada, şekilde görülmemekle birlikte, deniz suyu enjektör ve piston soğutma suyu kulerlerine de verilmektedir. Böylelikle yağlama yağının soğutulması sırasında bir miktar ısınan deniz suyu, daha sonra tatlı su kulerine basılır. Böylece; ısınan deniz suyu discharge valf yardımıyla tekrar denize verilir.

Isıl gerilmeleri en aza indirebilmek amacıyla dizel motorlarında; özellikle gemi dizel makinelerinde, giriş ve çıkış suyu sıcaklıkları arasındaki fark yaklaşık olarak 7–15 °C dolaylarında olmalıdır.

Ağır ve orta devirli dizel makinelerinde soğutma suyunun dolaştırılması silindir ceket ve başlıklarını soğutmak içindir. Aynı sistem, yüksek güçlü makinelerde egzoz supapları ve eğer donatılmışsa turboşarjların soğutulması için de kullanılır.

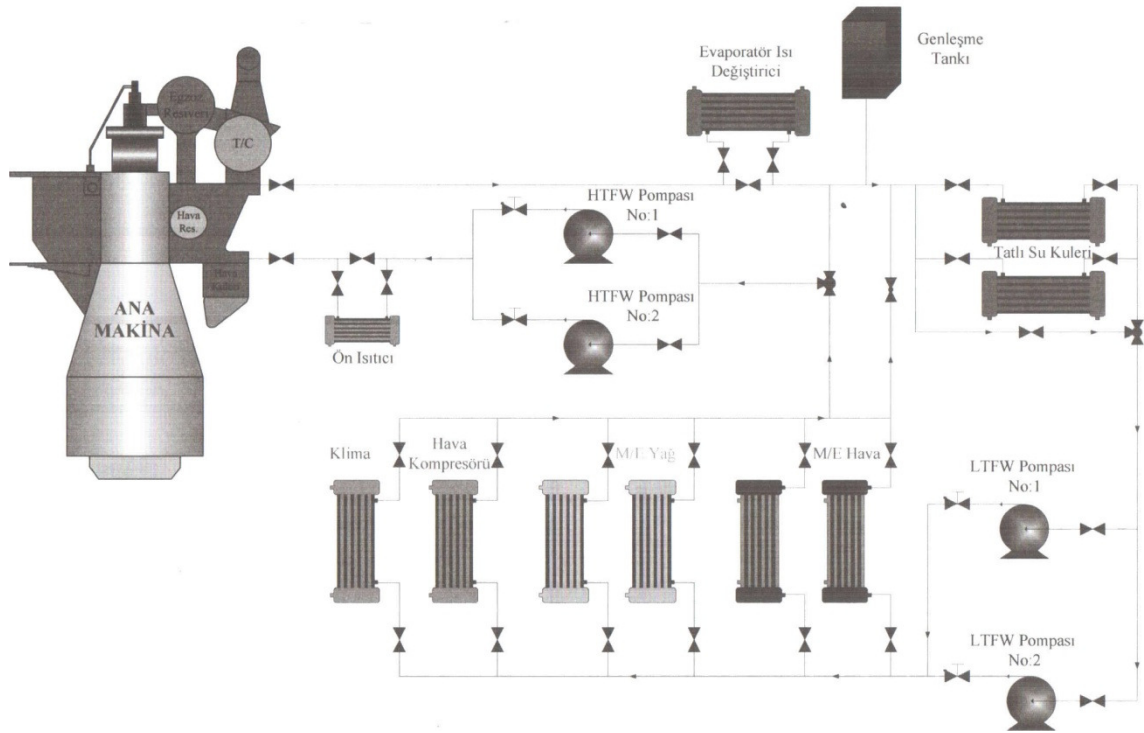
Şekil 1.3'te MAN B&W makinelerine uygulanan konvansiyonel (geleneksel) bir soğutma sistemi görülmektedir. Bu tür soğutma sistemi; kemşaft yağlama yağı sistemi ana makine yağlama yağı soğutucusu, silindir ceket suyu ve skavenç havası kulerinin soğutulmasında kullanılır.



Şekil 2.3 Konvansiyonel soğutma sistemi[8]

Sığ ve derin su kinistin valfleri yardımıyla, deniz suyu pompalarından biri tarafından emilen deniz suyu; kemşaft yağlama yağı soğutucusu ana makine yağ kuleleri ve silindir ceket suyu kulerlerinden geçirildikten sonra, dışarç valfinden denize verilmektedir. Böylelikle yağlama yağları ve silindir ceket suyu soğutulmuş olmaktadır. Tatlı su pompalarından biri suyu makinenin çıkışından çekmekte ve onu tatlı su jeneratörü veya üretici tatlı su soğutucusu ve bir termostatik valften de geçirdikten sonra silindir ceketinin girişine vermektedir. Tatlı su devresi üzerinde bir "havasızlandırıcı" veya "dearatör" ve bir genişleme tankı bulunmaktadır. Soğutma suyunun silindir ceketinden çıkış devresi üzerinde termostatik olarak denetlenen bir ayar veya regüleytin valfi bulunmaktadır. Bu valfin, soğutma suyu çıkış tarafında ise bir sensör vardır. Böylelikle ana makinenin çıkışında soğutma suyunun sıcaklığı 80-82 °C dolayında tutulur. Havasızlandırma tankı veya dearatör tatlı soğutma suyu içindeki havanın çıkarılması görevini yerine getirir.

Böylelikle devrenin türlü kısımlarında hava cepleri veya tuzakları oluşması tehlikesi ortadan kaldırır. Sisteme eklenen ve makine dairesinin yüksek bir yerinde bulunan expansion tank ise hem devrede türlü nedenlerle eksilen tatlı suyu yerine koyar ve hem de makinede ısınan suyun hacminin büyümesine müsaade eder.



Şekil 2.4 Yüksek güçlü makinelerde kullanılan bir merkezi soğutma sistemi[8]

Şekil 1.4 'te ise "Merkezi" soğutma suyu devresi görülmektedir. Bu sistemde deniz suyu tarafından soğutulan bir kuler bulunmakta ve ceket suyu soğutucusu dahil diğer soğutucular alçak sıcaklıktaki tatlı su devresi tarafından soğutulmaktadır. Çok yüksek süperşarj havası sıcaklığına engel olmak için alçak sıcaklıktaki sistemde tatlı suyun normal sıcaklığı, maksimum deniz suyu sıcaklığına (32 °C) uygun olarak 36°C dolayında tasarlanmıştır.

BÖLÜM 3

ÇALIŞMADA KULLANILAN ISI TRANSFER ÖZELLİKLERİ

Bu başlık alt bölümlerinde çalışmamızda yararlanmış olduğumuz ısı transferi özellikleri hakkında bilgiler aktarılmıştır[10].

3.1 Dış Akışta Ve Düz Plakada Isı Transferi

Isı transferi için deneysel veriler, çoğu zaman yeterli duyarlılıkla, uygun şekilde;

$$Nu = C Re_L^m Pr^n \quad (3.1)$$

basit üs bağıntısıyla yazılır; burada m ve n sabit üslerdir, C sabitinin değeri geometriye ve akışa bağlıdır.

Isıl sınır tabakada akışkan sıcaklığı, yüzeyde T_s 'den sınırın dış kenarında T_∞ civarına kadar değişir. Akışkan özellikleri de sıcaklıkla ve dolayısıyla sınır tabakadaki konumla değişir. Özelliklerin sıcaklığa göre değişiminin göz önüne alınması için, akışkan özellikleri genellikle yüzey sıcaklığı ile serbest akım sıcaklığının,

$$T_f = \frac{T_s + T_\infty}{2} \quad (3.2)$$

Aritmetik ortalaması olarak tanımlanan film sıcaklığında alınır. Böylece, bütün akış boyunca akışkan özelliklerinin bu değerlerde sabit kaldığı kabul edilir. Özelliklerin sıcaklığa göre değişimini hesaba katmak için alternatif bir yol, bütün özellikleri serbest akım sıcaklığında almak ve Nusselt sayısı bağıntısını $(Pr_\infty / Pr_s)^r$ veya $(Pr_\infty / Pr_s)^r$ ile çarpmaktır; burada r deneysel olarak bulunan bir sabittir.

Yerel direnç ve taşınım katsayıları, hız sınır tabakalarında akış yönündeki değişmelerin sonucu olarak yüzey boyunca değişir. Genellikle bir yüzeyin bütünü için ortalama sürtünme ve taşınım katsayıları kullanılarak bulunabilen direnç kuvveti ve ısı transfer hızı ilgilenilir. Bu sebeple, hem yerel hem de ortalama sürtünme ve taşınım katsayıları için bağıntılar sunulmaktadır. yerel sürtünme ve taşınım katsayıları biliniyorsa bütün yüzey için ortalama sürtünme ve taşınım katsayıları,

$$C_D = \frac{1}{L} \int_0^L C_{D,x} dx \quad (3.3)$$

$$h = \frac{1}{L} \int_0^L h_x dx \quad (3.4)$$

ifadelerinin integrasyonu ile bulunabilir. ortalama direnç ve taşınım katsayıları biliniyorsa, direnç kuvveti sabit sıcaklıktaki bir yüzeyden (veya yüzeye) olan ısı transfer hızı ise,

$$\dot{Q} = hA_s(T_s - T_\infty) \quad (3.5)$$

denkleminde bulunabilir; burada A_s yüzey alanıdır.

Akış doğrultusunda uzunluğu L olan düz bir plaka üzerinde bir akışkanın paralel akışı göz önüne alındığında x koordinatı yüzey boyunca plakanın ön kenarından itibaren akış yönünde ölçülür. Akışkan plakaya x doğrultusunda V üniform hızı ve T_∞ sıcaklığı ile yaklaşır. hız sınır tabakalarında akış laminar olarak başlar; fakat plaka yeterince uzun ise, akış ön kenardan itibaren Reynolds sayısının geçiş bölgesi için kritik değere ulaştığı bir x_{kr} uzaklığında türbülanslı olur. Laminardan türbulansa geçiş, diğer bazı etkenlerin yanı sıra yüzey geometrisi, yüzey pürüzlülüğü, üst akımı hızı, yüzey sıcaklığı ve akışkanın tipine bağlıdır ve en iyi şekilde Reynolds sayısı ile tanımlanır. Düz bir plakanın ön kenarından itibaren x uzaklıkta Reynolds sayısı,

$$Re_x = \frac{\rho V x}{\mu} = \frac{V x}{\nu} \quad (3.6)$$

şeklinde yazılır. Düz plaka üzerindeki akışta laminardan türbulansa geçiş $Re \approx 1 \cdot 10^5$ civarında başlar. Fakat Reynolds sayısı çok daha yüksek değerlere, genel anlamda $3 \cdot 10^6$ civarına ulaşmadan önce tam türbülanslı olmaz.

Düz bir plaka üzerindeki laminar akışta, bir x konumunda yerel Nusselt sayısı;

$$\text{Laminar:} \quad Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0.332 Re_x^{0.5} Pr^{1/3} \quad Pr > 0.6 \quad (3.7)$$

$$\text{Türbulanslı:} \quad Nu_x = \frac{h_x x}{k} = 0.0296 Re_x^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \text{ ve } 5 * 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (3.8)$$

Şeklindedir. Görüldüğü gibi h_x laminar akışta $Re_x^{0.5}$ ile ve dolayısıyla $x^{-0.5}$ ile doğru orantılıdır. Bu yüzden h_x ön kenarda ($x=0$) sonsuz olup akış yönünde $x^{-0.5}$ oranında azalır. Yerel sürtünme ve ısı transfer katsayıları türbulanslı akışta laminar akıştakinden daha yüksektir. Ayrıca akış türbulanslı olduğu zaman h_x en yüksek değerlerine ulaşır ve daha sonra akış yönünde $x^{-0.2}$ oranında azalır.

Bütün plaka üzerindeki ortalama Nusselt sayısı,

$$\text{Laminar:} \quad Nu = \frac{hL}{k} = 0.664 Re_L^{0.5} Pr^{1/3} \quad Re_L < 5 * 10^5 \quad (3.9)$$

$$\text{Türbulanslı:} \quad Nu = \frac{hL}{k} = 0.037 Re_L^{0.8} Pr^{1/3} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \text{ ve } 5 * 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (3.10)$$

Birinci bağıntı akış bütün plaka üzerinde laminar olduğu zaman bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısını verir. İkinci bağıntı ise akış bütün plaka üzerinde sadece türbulanslı olduğu zaman veya laminar akış bölgesi türbulanslı akış bölgesine göre çok küçük olduğu zaman bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısını verir.

Bazı durumlarda düz bir plaka akışın türbulanslı olmasına yetecek uzunluktadır, ancak laminar akış bölgesini ihmal edecek kadar uzun değildir. Böyle durumlarda bütün plaka üzerinden ortalama ısı transfer katsayısı;

$$h = \frac{1}{L} \left(\int_0^{x_{kr}} h_{x,laminar} dx + \int_{x_{kr}}^L h_{x,türbulanslı} dx \right) \quad (3.11)$$

şeklinde belirlenir. Yine kritik Reynolds sayısı $Re_{kr} = 5 * 10^5$ olarak alınırsa ortalama Nusselt sayısı,

$$Nu = \frac{hL}{k} = (0.037 Re_L^{0.8} - 871) Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.6 \leq Pr \leq 60 \text{ ve } 5 * 10^5 \leq Re_x \leq 10^7 \quad (3.12)$$

olarak bulunur[9].

3.2 İç Akışta Ve Boru İçerisinde Isı Transferi

İç akışta serbest akım yoktur ve dolayısıyla başka bir seçenek gereklidir. Boruda akışkan hızı, kaymama şartı sebebiyle yüzeyde sıfırdan, boru ekseninde bir maksimuma kadar değişir. Bu yüzden borunun kesit alanı sabit olduğu durumda, sıkıştırılamaz akışlarda sabit kalan bir V_{ort} ortalama hız ile çalışılmaktadır. Akış yönünde herhangi bir kesitte V_{ort} ortalama hızın değeri, kütle korunumu ilkesinin sağlanması şartından belirlenir.

$$\dot{m} = \rho V_{ort} A_c = \int_{A_c} \rho u(r) dA_c \quad (3.13)$$

Olur; burada $\dot{m}$ kütleli debiyi, ρ özgül kütleyi A_c kesit alanı ve $u(r)$ hız profilini göstermektedir. Böylece R yarıçaplı dairesel bir boruda sıkıştırılamaz akış için ortalama hız;

$$V_{ort} = \frac{\int_{A_c} \rho u(r) dA_c}{\rho A_c} = \frac{\int_0^R \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho \pi R^2} = \frac{2}{R^2} \int_0^R u(r) r dr \quad (3.14)$$

olarak yazılabilir. Bir akışkan bir boru içinde akarken ısıtıldığında (veya soğutulduğunda) herhangi bir kesitteki akışkan sıcaklığı, çeper yüzeyinden T_s 'den, boru ekseninde bir maksimuma (veya ısınma durumunda minimuma) kadar değişir. Akışkanda bir kesitte değişmeyen bir T_m ortalama sıcaklık ile çalışmak uygundur. Ortalama hızdan farklı olarak akışkan ısıtıldığı (veya soğutulduğu) zaman akış yönünde T_m değişir. Gerçek akışta bir kesitten akışkanla taşınan enerji, eğer akışkan sabit bir T_m sıcaklıkta olsa, aynı kesitten taşınacak olan enerjiye eşit olmalıdır.

$$\dot{E}_{akışkan} = \dot{m} c_p T_m = \int_{\dot{m}} c_p T(r) \delta \dot{m} = \int_{A_c} \rho c_p T(r) u(r) dA_c \quad (3.15)$$

olarak yazılabilir. Burada c_p akışkanın özgül ısıdır. Dikkat edilirse boru boyunca herhangi bir kesitte $\dot{m} c_p T_m$ çarpımı, o kesitte akışkan vasıtasıyla enerji akışını gösterir. Böylece R yarıçaplı dairesel bir borudan akan sabit özgül kütle ve özgül ısıya sahip bir akışkanın ortalama sıcaklığı,

$$T_m = \frac{\int_{\dot{m}} c_p T(r) \delta \dot{m}}{\dot{m} c_p} = \frac{\int_0^R c_p T(r) \rho u(r) 2\pi r dr}{\rho V_{ort} (\pi R^2) c_p} = \frac{2}{V_{ort} R^2} \int_0^R T(r) u(r) r dr \quad (3.16)$$

olarak yazılabilir. Dikkat edilirse ısıtıldığı (veya soğutulduğu) sürece, bir akışkanın T_m ortalama sıcaklığı değişir. Ayrıca iç akışta akışkan özellikleri, giriş ve çıkıştaki ortalama

sıcaklıkların aritmetik ortalaması olan yığık ortalama akışkan sıcaklığında belirlenir. Yani $T_b = (T_{m,i} + T_{m,e})/2$, olur.

Dairesel olmayan borulardaki akışta Reynolds sayısı,

$$Re = \frac{\rho V_{ort} D}{\mu} = \frac{V_{ort} D}{\nu} \quad (3.17)$$

olarak tanımlanır; burada V_{ort} ortalama akış hızı, D borunun çapı, $\nu = \mu/\rho$ akışkanın kinematik viskozitesidir. Dairesel olmayan borulardaki akışta Reynolds sayısı, Nusselt sayısı ve sürtünme faktörü,

$$D_h = \frac{4A_c}{p} \quad (3.18)$$

olarak tanımlanan D_h hidrolik çap esas alınarak bulunur; burada A_c borunun kesit alanı, p çevresidir. Dairesel borularda hidrolik çap hesabı,

$$\text{Dairesel borular:} \quad D_h = \frac{4A_c}{p} = \frac{4\pi D^2/4}{\pi D} = D \quad (3.19)$$

olarak kendi çapına indirgenecek şekilde yapılır.

Boru içi akışta $h_{iç}$ taşınım ile ısı transferi katsayısını belirlemek için kullanılan Nusselt ifadesi

$$Nu_{iç} = 0.023 * Re_{iç}^{0.8} * Pr^{0.33} \quad (3.20)$$

olur[9].

3.3 Genel ısıl çözümleme

Borunun çeperinde herhangi bir enerji etkileşimi yoksa, borudan akan akışkanın sıcaklığı sabittir. Yüzeydeki ısı şartlar, uygun bir duyarlılıkla, genellikle sabit yüzey sıcaklığı ($T_s=\text{sabit}$) veya sabit yüzey ısı akısı ($q_s=\text{sabit}$) olarak alınabilir.

Yüzey ısı akısı;

$$q_s = h_x(T_s - T_m) \quad (W/m^2) \quad (3.21)$$

olarak ifade edilir; burada h_x yerel ısı transfer katsayısı, T_s ve T_m ise o yerdeki yüzey ve ortalama akışkan sıcaklıklarıdır. Isıtma veya soğutma süresince bir borudan akan bir akışkanın T_m ortalama akışkan sıcaklığının değişmesi gerekir. Dolayısıyla $h_x = h = \text{sabit}$

iken, $\dot{q}_s$ = sabit olduğu zaman T_s yüzey sıcaklığı, T_s sabit olduğu zaman ise $\dot{q}_s$ yüzey ısı akısı değışmelidir. Böylece borunun yüzeyinde ya T_s =sabit veya $\dot{q}_s$ =sabit olabilir, her ikisi birden olmaz. $\dot{q}_s$ = sabit durumda ısı transfer hızı,

$$\dot{Q} = \dot{q}_s A_s = \dot{m} c_p (T_e - T_i) \quad (W) \quad (3.22)$$

olarak yazılabilir. böylece boru çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklığı,

$$T_e = T_i + \frac{\dot{q}_s A_s}{\dot{m} c_p} \quad (3.23)$$

olur. Dikkat edilirse A_s yüzey alanı(boru uzunluğu ile sabit çevre uzunluğunun çarpımına eşittir) akış doğrultusunda doğrusal olarak arttığı için, sabit yüzey ısı akısı durumunda akış doğrultusunda doğrusal olarak arttığı için, sabit yüzey ısı akısı durumunda akış doğrultusunda ortalama akışkan sıcaklığı doğrusal olarak artar.

$\dot{q}_s$ sabit yüzey ısı akısı durumunda yüzey sıcaklığı,

$$\dot{q}_s = h(T_s - T_m) \rightarrow T_s = T_m + \frac{\dot{q}_s}{h} \quad (3.24)$$

ifadesinden bulunabilir.

Bir boruda akan akışkana olan ısı transfer hızı, Newton'un soğutma kanunuyla,

$$\dot{Q} = h A_s \Delta T_{ort} = h A_s (T_s - T_m)_{ort} \quad (3.25)$$

şeklinde yazılabilir; burada h ortalama taşınım ısı transfer katsayısı, A_s ısı transfer yüzey alanı (uzunluğu L olan dairesel boru için πDL 'ye eşittir). ΔT_{ort} ise akışkan ile yüzey arasında uygun bir ortalama sıcaklık farkı ile yaklaşık olarak,

$$\Delta T_{ort} \approx \Delta T_{ao} = \frac{\Delta T_i + \Delta T_e}{2} = \frac{(T_s - T_i) + (T_s - T_e)}{2} = T_s - \frac{T_i + T_e}{2} = T_s - T_b \quad (3.26)$$

şeklinde ifade edilebilir; burada $T_b = (T_i + T_e) / 2$ borunun giriş ve çıkışında ortalama akışkan sıcaklıklarının aritmetik ortalaması olan yığık ortalama akışkan sıcaklığıdır. Ortalama akışkan sıcaklığının boru boyunca doğrusal olarak değışmesi kabulüdür ki bu, T_s = sabit olduğunda hemen hemen gerçekleşmeyen bir durumdur. iç yüzeyi sabit T_s sıcaklığında tutulan sabit kesitli bir boruda bir akışkanın ısıtılması göz önüne alınırsa ısı transferi sonucu akışkanın T_m ortalama sıcaklığının akış doğrultusunda yükseldiği bilinmektedir. Bir diferansiyel kontrol hacmi üzerinde enerji dengesi,

$$\dot{m}c_p dT_m = h(T_s - T_m)dA_s \quad (3.27)$$

ifadesini verir. Yani akışkanın enerjisindeki artış (akışkanın ortalama sıcaklığında dT_m kadar artışla gösterilir) taşınım yoluyla boru yüzeyinden akışkana aktarılan ısıya eşittir. T_s sabit olduğundan $dT_m = -d(T_s - T_m)$ ve diferansiyel yüzey alanının $dA_s = p dx$ olduğu (p boru çevresidir) dikkate alınarak yukarıdaki ifade,

$$\frac{d(T_s - T_m)}{T_s - T_m} = -\frac{hp}{\dot{m}c_p} dx \quad (3.28)$$

Şeklinde yeniden düzenlenebilir. $x = 0$ 'dan ($T_m = T_i$ olan boru girişi) $x=L$ 'ye ($T_m = T_e$ olan boru çıkışı) kadar integre edilerek,

$$\ln \frac{T_s - T_e}{T_s - T_i} = -\frac{hA_s}{\dot{m}c_p} \quad (3.29)$$

İfadesi bulunur; burada $A_s = pL$ borunun yüzey alanıdır ve h sabit ortalama taşınım ısı transfer katsayısıdır. Her iki taraf e tabanına göre üstel yazılıp T_e için çözülerek, boru çıkışında ortalama akışkan sıcaklığının bulunması için,

$$T_e = T_s - (T_s - T_i)\exp(-hA_s/\dot{m}c_p) \quad (3.30)$$

Bağıntısı elde edilir. $A_s = pL$ yerine px kullanılarak bu bağıntı, herhangi bir x 'deki $T_m(x)$ ortalama akışkan sıcaklığının bulunması için de kullanılabilir. $\dot{m}c_p$ için çözümü,

$$\dot{m}c_p = -\frac{hA_s}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} \quad (3.31)$$

ifadesini verir. Bu değer yerine konarak,

$$\dot{Q} = hA_s \Delta T_{ln} \quad (3.32)$$

ifadesi elde edilir ki burada,

$$\Delta T_{ln} = \frac{T_i - T_e}{\ln[(T_s - T_e)/(T_s - T_i)]} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_i}{\ln(\Delta T_e/\Delta T_i)} \quad (3.33)$$

Logaritmik ortalama sıcaklık farkıdır. Dikkat edilirse $\Delta T_i = T_s - T_i$ ve $\Delta T_e = T_s - T_e$ sırasıyla borunun giriş ve çıkışında yüzeyle akışkan arasındaki sıcaklık farklarıdır. ΔT_{ln} logaritmik ortalama sıcaklık farkı, boru boyunca akışkanın gerçek sıcaklık profili izlenerek elde edilmektedir ve akışkan ile yüzey arasındaki ortalama sıcaklık farkının gerçek gösterimidir.

Aşağıda bir diferansiyel hacim elemanı üzerine enerji dengesi uygulanarak enerji denklemi elde edilmekte ve bu denklem, sabit yüzey sıcaklığı ve sabit yüzey ısı akısı durumları için sıcaklık profillerini bulmak amacıyla çözülmektedir. Tekrar R yarıçaplı dairesel bir boruda sürekli laminar akış dikkate alınırsa akışkan özellikleri ρ , k ve c_p sabittir. Viskoz kuvvetlerin yaptığı iş ihmal edilebilir. Akışkan x eksenini boyunca u hızı ile akmaktadır. Akış, u hızı x 'ten bağımsız olacak şekilde tam gelişmiştir; böylece $u = u(r)$ olur. Enerjinin x yönünde kütle ile, r yönünde iletim ile transfer edildiği (x yönünde iletim ihmal edilmektedir) dikkate alınarak, kalınlığı dr ve uzunluğu dx olan silindirik bir kabuk elemanı için sürekli akış enerji dengesi,

$$\dot{m}c_p T_x - \dot{m}c_p T_{x+dx} + \dot{Q}_r - \dot{Q}_{r+dr} = 0 \quad (3.34)$$

şeklinde yazılabilir. Burada $\dot{m} = \rho u A_c = \rho u (2\pi r dr)$ 'dir. Yerine yazılıp $2\pi r dr dx$ ile bölünerek yeniden düzenlendikten sonra,

$$\rho c_p u \frac{T_{x+dx} - T_x}{dx} = - \frac{1}{2\pi r dx} \frac{\dot{Q}_{r+dr} - \dot{Q}_r}{dr} \quad (3.35)$$

veya

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = - \frac{1}{2\rho c_p \pi r dx} \frac{\partial \dot{Q}}{\partial r} \quad (3.36)$$

olur. Fakat ,

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial r} = \frac{\partial}{\partial r} \left(-k 2\pi r dx \frac{\partial T}{\partial r} \right) = -2\pi k dx \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.37)$$

olarak yazılır ve yerine koyulup $\alpha = k/\rho c_p$ kullanılarak,

$$u \frac{\partial T}{\partial x} = \frac{\alpha}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \frac{\partial T}{\partial r} \right) \quad (3.38)$$

ifadesi bulunur; bu ifade kütle akışı ile kontrol hacmine olan net enerji transfer hızının, radyal yönde net ısı iletim hızına eşit olduğunu gösterir.

T_s sabit yüzey sıcaklığı durumunda dairesel bir boruda tam gelişmiş laminar akışta benzer bir çözümleme yapılabilir. Bu durumdaki çözüm işlemi iterasyon gerektirdiği için daha karmaşıktır. Fakat elde edilen,

$$\text{Dairesel boru, laminar } (T_s = \text{sabit}): \quad Nu = \frac{hD}{k} = 3.66 \quad (3.39)$$

Nusselt sayısı derecesi bağıntısı aynı derecede basittir. Yukarıdaki Nu bağıntılarında kullanılmak üzere ısıl iletkenlik k , borunun giriş ve çıkışındaki ortalama akışkan sıcaklıklarının aritmetik ortalaması olan yığık ortalama akışkan sıcaklığında alınmalıdır.

Daha yüksek ısı transferi katsayılarına çıkıldığı için uygulamada genellikle türbülanslı akışlardan yararlanılır. Teorik olarak uğraşmak zor olduğu için, türbülanslı akışlarda çoğu sürtünme ve ısı transfer katsayısı bağıntıları deneysel çalışmalardan elde edilir. Pürüzsüz borular için türbülanslı akışta sürtünme faktörü,

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 * 10^6 \quad (3.40)$$

Birinci Petukhov eksplisit denkleminde bulunabilir. Türbülanslı akışta Nusselt sayısı sürtünme faktörü ile ilişkili olup Chilton - Colburn benzerliği üzerinden,

$$Nu = 0.125 f Re Pr^{\frac{1}{3}} \quad (3.41)$$

şeklinde yazılır. Sürtünme faktörü biliniyorsa, bu eşitlik pürüzsüz ve pürüzlü borular için Nusselt sayısının bulunmasında uygun şekilde kullanılabilir. Sürtünme faktörü için basit $f=0.184 Re^{-0.2}$ üs kanunu bağıntısı kullanılarak pürüzsüz borularda tam gelişmiş türbülanslı akışta Nusselt sayısı için yine basit bir bağıntı elde edilebilir:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \quad 0.7 \leq Pr \leq 160 \quad Re > 10000 \quad (3.42)$$

İfadesi Colburn eşitliği olarak bilinir. Bu denklem,

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^n \quad (3.43)$$

şeklinde düzeltilerek duyarlılığı artırılabilir; burada borudan akan akışkanın ısıtılması durumunda $n = 0.4$ ve soğutulması durumunda $n = 0.3$ olarak alınır. Bu eşitlik Dittus - Boelter denklemi [Dittus ve Boelter (1930)] olarak bilinir ve Colburn denklemine tercih edilir. Akışkanla çeper yüzeyi arasında sıcaklık farkı büyük olmadığı zaman, türetilen denklemler bütün özellikler $T_b = (T_i + T_e) / 2$ yığık ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanarak kullanılabilir. Yüksek sıcaklık farkı sebebiyle özelliklerde büyük değişme olduğu zaman, Sieder ve Tate (1936) 'in denklemi kullanılabilir:

$$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{\frac{1}{3}} \left(\frac{\mu}{\mu_s} \right)^{0.14} \quad 0.7 \leq Pr \leq 17600 \quad Re \geq 10000 \quad (3.44)$$

Burada T_s sıcaklığında hesaplanan μ_s dışındaki bütün özellikler T_b 'de hesaplanır. Yukarıdaki Nusselt sayısı bağıntısı oldukça basittir; fakat yüzde 25'lere varan hata payları oluşturabilir.

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) Re Pr}{1.07 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(\frac{2}{Pr^3} - 1\right)} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad 10^4 < Re < 5 * 10^6 \quad (3.45)$$

şeklinde ifade edilen ikinci Petukhov denklemi gibi daha karmaşık, fakat daha duyarlı bağıntılar kullanılarak bu hata yüzde 10'un altına kadar düşürülebilir. Daha düşük Reynolds sayılarında bu bağıntı duyarlılığı,

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{0.5} \left(\frac{2}{Pr^3} - 1\right)} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad 3 * 10^3 < Re < 5 * 10^6 \quad (3.46)$$

şeklinde düzeltilerek [Gnielinski (1976)] iyileştirilir; burada f sürtünme faktörü, birinci Petukhov denklemi benzeri uygun bir bağıntıdan bulunabilir. Hesaplarda Gnielinski denklemi tercih edilmelidir. Yine özellikler yığık ortalama akışkan sıcaklığında hesaplanmalıdır[10].

3.4 Kanatlı yüzeylerde ısı transferi

Sıcaklığı T_s olan bir yüzeyden T_∞ sıcaklığındaki bir çevre ortama ısı transfer hızı Newton'un soğutma kanunu ile,

$$\dot{Q}_{taşınım} = h A_s (T_s - T_\infty) \quad (3.47)$$

Olarak verilmektedir; burada A_s ısı transfer yüzey alanı ve h taşınım ısı transfer katsayısıdır. T_s ve T_∞ sıcaklıklarını tasarım etmenleri belirlediği zaman, çoğu durumlarda ısı transferini artırmanın iki yolu vardır: h taşınım ısı transfer katsayısını veya A_s yüzey alanını artırmak, h 'yı artırmak için bir pompa veya fan kullanmak ya da var olanı daha büyüğüyle değiştirmek gerekir ki bu yaklaşım pratik olabileceği gibi olmayabilir de. Kaldı ki bu durum yeterli olmayabilir. Alternatif olarak ise, yüzeye alüminyum gibi yüksek iletkenlikli malzemelerden yapılmış ve kanat olarak adlandırılan genişletilmiş yüzeyler ekleyerek yüzey alanını artırmaktır. Kanatlı yüzeyler, bir yüzeye ince bir metal levha sarılarak ekstrüze edilerek veya kaynak edilerek üretilirler. Kanatlar daha geniş bir yüzey alanını taşınım ve ışıma aşarak, bir yüzeyden olan ısı transferini artırır.

Kanatlı yüzeyler uygulamada genellikle ısı transferini artırmak için kullanılırlar ve bu yüzeyden ısı transfer hızını birkaç kat artırır. Sıcak su borusuna bağlı sık istiflenmiş ince metal yapraklar, taşınım için ısı transfer alanını ve böylelikle borudan havaya taşınım ısı transfer hızını defalarca artırır. Kanat çözümlemesinde, kanat içerisinde ısı üretimsiz sürekli işlem dikkate alınmakta ve malzemenin k ısı iletim katsayısının sabit olduğu kabul edilmektedir. Ayrıca çözümlemede kolaylık için, h taşınım ısı transfer katsayısının kanadın bütün yüzeyinde sabit ve üniform olduğu kabul edilmektedir. Görüleceği üzere h taşınım ısı transfer katsayısı, genellikle hem kanat boyunca hem de çevresel olarak değişir ve bir noktadaki değeri, o noktada akışkan hareketinin kuvvetli bir fonksiyonudur. Kanat tabanında h değeri kanat ucundakinden çok daha düşüktür; çünkü kanat ucundaki akışkanın katı yüzeyle küçük bir teması akışa karşı küçük bir direnç oluştururken, taban yakınındaki katı yüzeyler çevreledikleri akışkanın hareketini tıkanma derecesinde aksatırlar. Bu yüzden bir yüzeye çok sayıda kanat eklemek aslında toplam ısı transferini azaltabilir, h 'daki azalma yüzey alanındaki artıştan sağlanan kazanca denk gelebilir.

Bir kanadın x konumunda, uzunluğu Δx , kesit alanı A_c ve çevresi p olan hacim elemanı dikkate alınsın. Sürekli şartlardan bu hacim elemanındaki enerji dengesi,

$$\dot{Q}_{iletim,x} = \dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} + \dot{Q}_{taşınım} \quad (3.48)$$

olarak yazılabilir; burada,

$$\dot{Q}_{taşınım} = h(p\Delta x)(T - T_{\infty}) \quad (3.49)$$

değeri yerine koyulup Δx 'e bölünürse,

$$\frac{\dot{Q}_{iletim,x+\Delta x} - \dot{Q}_{iletim,x}}{\Delta x} + hp(T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.50)$$

elde edilir. $\Delta x \rightarrow 0$ için limit alınırsa,

$$\frac{d\dot{Q}_{iletim}}{dx} + hp(T - T_{\infty}) = 0 \quad (3.51)$$

olur. Fourier ısı iletim kanunun,

$$\dot{Q}_{iletim} = -kA_c \frac{dT}{dx} \quad (3.52)$$

ifadesinde A_c kanadın x konumundaki kesit alanıdır. Bu bağıntının yerine konulmasıyla,

$$\frac{d}{dx} \left(k A_c \frac{dT}{dx} \right) - hp(T - T_\infty) = 0 \quad (3.53)$$

Kanatlarda ısı transferi ana diferansiyel denklemi elde edilir. Kanadın kesit alanı A_c ve çevresi p , genellikle x 'e bağlı olarak değişir; bu diferansiyel denklemin çözümünü zorlaştırır. Sabit kesit alanı ve sabit ısı iletkenlik özel durumda;

$$\frac{d^2 \theta}{dx^2} - m^2 \theta = 0 \quad (3.54)$$

haline indirgenir; burada,

$$m^2 = \frac{hp}{k A_c} \quad (3.55)$$

ve $\theta = T - T_\infty$ sıcaklık farkıdır. Kanat tabanında $\theta_b = T_b - T_\infty$ ifadesi geçerlidir. Diferansiyel denklemin genel çözümü,

$$\theta(x) = C_1 e^{mx} + C_2 e^{-mx} \quad (3.56)$$

Şeklindedir; burada C_1 ve C_2 keyfi sabitler olup değerleri kanat tabanındaki ve kanat ucundaki sınır şartlarından bulunur. Görüldüğü gibi C_1 ve C_2 'leri bulabilmek için yalnız iki şart gereklidir. Kanatların bağlandığı plakanın sıcaklığı normal olarak önceden bilinmektedir. Bu yüzden, kanat tabanında tanımlı sıcaklık sınır şartı vardır.

$$\text{Kanat tabanındaki sınır şartı:} \quad \theta(0) = \theta_b = T_b - T_\infty \quad (3.57)$$

olarak yazılır. Kanat ucunda, tanımlı sıcaklık, ihmal edilebilir ısı kaybı (adyabatik uç olarak idealleştirilir), taşınım ve birleşik taşınım-ışınımı kapsayan birkaç ihtimal vardır. Bunlar;

→ Sonsuz Uzun Kanat ($T_{\text{kanat ucu}} = T_\infty$)

→ Kanat Ucunda İhmal Edilebilir Isı Kaybı (Adyabatik kanat ucu, $Q_{\text{kanat ucu}} = 0$)

→ Kanat Ucundan Taşınım (veya Birleşik Taşınım ve Işıma)

3.4.1 Kanat Ucunda İhmal Edilebilir Isı Kaybı (Adyabatik kanat ucu, $Q_{\text{kanat ucu}} = 0$)

Kanatların uç sıcaklıkları çevre sıcaklığına yaklaşacak kadar uzun olmaları ihtimali yoktur. Kanattan ısı transferi yüzey alanıyla orantılı ve kanat uç yüzeyinin alanı genellikle toplam alanın ihmal edilebilir bir yüzdesi kadar olduğu için, kanat ucundan ısı

transferinin ihmal edilmesi daha gerçekçidir. Bu yüzden kanat ucu adyabatik alınabilir ve kanat ucundaki şart aşağıdaki gibi tanımlanabilir:

Kanat ucunda sınır şartı:
$$\left. \frac{d\theta}{dx} \right|_{x=L} = 0 \quad (3.58)$$

Kanat tabanındaki şart aynı kalır. Bu iki şartın genel çözüme uygulanması ve bazı aritmetik işlemlerden sonra sıcaklık dağılımı bağıntısı,

Adyabatik kanat ucu:
$$\frac{T(x)-T_{\infty}}{T_b-T_{\infty}} = \frac{\cosh m(L-x)}{\cosh mL} \quad (3.59)$$

olarak elde edilir. kanattan olan ısı transfer hızı yine Fourier ısı iletim kanunundan şu şekilde bulunabilir:

Adyabatik kanat ucu:

$$\dot{Q}_{adyabatik\ ucu} = -kA_c \left. \frac{dT}{dx} \right|_{x=0} = \sqrt{hpkA_c} (T_b - T_{\infty}) \tanh mL \quad (3.60)$$

Dikkat edilirse çok uzun kanat ile ucunda ısı kaybı ihmal edilen kanat için ısı transfer bağıntıları, birbirinden $\tanh mL$ faktörü kadar farklıdır ve L çok büyüdüğünde bu faktör 1'e yaklaşır[10].

BÖLÜM 4

SAYISAL ÇÖZÜMDE KULLANILACAK HESAPLAMA YÖNTEMLERİ

Bu başlık alt bölümlerinde çalışmamızın sayısal çözümleme kısmında yararlanmış olduğumuz hesaplama yöntemleri hakkında bilgiler aktarılmıştır[11].

4.1 Kararlı hal modeli (Steady Model)

Kararlı hal modeli kararlı hale sahip tüm hesaplamalar için kullanılır. Bu model aktive edildiğinde fiziksel zaman-adım konsepti anlamsız hale gelmektedir. Zamandan bağımsız çözümlerde tercih edilir.

4.2 Değişmeyen Hareket(Stationary motion)

Değişmeyen hareket modeli herhangi bir hareket içermeyen durumlar için kullanılır. Akışkanın hareketi dışında bir hareket beklenmez. Türbin, kompresör, pompa gibi hareketli çözüm gerektiren elemanlar için kullanışsızdır.

4.3 Çözüm Yöntemleri

4.3.1 Ayrıklaşmış çözüm yöntemi (Segrageted Solver)

Süreklilik, enerji ve momentum denklemlerini ardarda (ayrı ayrı) çözer. Daha çok sıkıştırılamaz ve su gibi çok az şiddette sıkıştırılabilen akışkanların bulunduğu ortamlarda tercih edilir.

İlgili denklemlerin non-lineer ve birbirine bağılı (coupled) olmasından dolayı çözüm için gerekli bir takım iterasyonlar, yakınsak çözüm elde edinceye kadar yapılır. Her iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur:

→ Akışkan fiziksel özellikleri, bir önceki iterasyondan elde edilen sıcaklık dağılımları yardımıyla yeniden hesaplanarak belirlenir. Eğer hesaba yeni başlanıyor ise akışkanın giriş sıcaklığındaki özellikleri hesaplanır.

→ Sırasıyla x , y , z yönlerindeki u, v, w hız değerlerine ait momentum denklemlerinin herbiri, hız dağılımının güncelleştirilmesi için, o anki basınç (P) ve yüzey kütle akısı (F) değerleri yardımıyla çözülür.

→ İkinci basamakta elde edilen hız değerleri, süreklilik denklemini sağlamıyorsa (yerel olarak) bir 'Poisson' tipi basınç düzeltmesi denklemi, süreklilik ve lineerize edilmiş momentum denklemlerinden türetilir. Bu basınç düzeltme denklemi; hız ve basınç dağılımları için gerekli düzeltmeleri elde etmek ve kütleli debinin, süreklilik denklemini sağlaması için çözülür.

→ Türbülans, enerji, kütle ve radyasyonla ilgili denklemler, daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.

→ Denklemlerin çözümünün yakınsayıp yakınsamadığı kontrol edilir. Eğer yakınsama varsa hesaplama işlemleri (iterasyon) durdurulur, yoksa tekrar başa dönülüp iterasyona devam edilir.

4.3.2 Birarada Çözüm Yöntemi (Coupled Solver)

Süreklilik, momentum, uygun olması durumunda enerji, kütle transferi denklemleri ile eş zamanlı çözülür. Ek bir takım skalar denklemler ardarda çözülür (segregated). Daha çok yüksek hızlı sıkıştırılabilir akışlarda eş zamanlı enerji, momentum ve süreklilik denklemlerini çözer. İlgili denklemlerin non-lineer olmasından dolayı bir takım iterasyonlar yakınsak sonuç elde edilmeden önce yapılmalıdır. Her bir iterasyon aşağıdaki basamaklardan oluşur:

→ Akışkan özellikleri o anki çözüme göre güncelleştirilir. Başlangıçta ise giriş değerleri kullanılır.

→ Süreklilik, momentum, enerji ve kütle denklemleri eş zamanlı çözülür.

→ Türbülans, radyasyon gibi skalar denklemler daha evvelden güncelleştirilen değişkenlere ait değerler yardımıyla çözülür.

→ Denklem kümelerindeki yakınsamanın olup olmadığı kontrol edilir. Yakınsama varsa iterasyon durdurulur, yoksa tekrar başa dönülür ve iterasyonlara devam edilir.

4.4 Türbülanslı Akış

Türbülanslı akışta T sıcaklık, P basınç, V hız değerlerinde yerin ve zamanın fonksiyonu olarak değişimler (dalgalanmalar) olur (P' , V' , T'). Bu gibi dalgalanmalar, laminar akıştaki korunum denklemlerine ek terimler getirerek türbülanslı akış için korunum denklemlerinin oluşmasına sebep olurlar.

$$T = \bar{T} + T' \quad (4.1)$$

$$P = \bar{P} + P' \quad (4.2)$$

$$v = \bar{v} + v' \quad (4.3)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} (u - \bar{u}) dt = \bar{u} - \bar{u} = 0 \quad (4.4)$$

olduğundan,

$$\bar{u}^2 = \frac{1}{t_0} \int_0^{t_0} u'^2 dt \neq 0 \quad (4.5)$$

şeklinde yazmak daha doğrudur.

4.4.1 Türbülans Modelleri

Navier Stokes denlemlerini çözebilmek için iki ayrı yöntem geliştirilmiştir:

→ Reynolds sayısı ortalaması (Reynolds Averaging)

→ Filtreleme (Filtering)

Bu yöntemlerde küçük ölçekli türbülans değişimleri direkt simüle edilmek zorunda değildir. Her iki yöntem de ilgili denklemlerinde, bilinmeyen sayısının denklem sayısına eşit olduğu durumu elde etmek için ek terimler ortaya koyarlar.

4.4.1.1 Ortalama Re Navier Stokes Denklemleri 'Reynolds Averaged Navier Stokes Equations' (RANS)

Sadece ortalama akış birimleri için transport (momentum, enerji, kütle) denklemlerini temsil eder. Ortalama akış değişkenleri yardımıyla çözmek bilgisayar yükünü azaltır. Eğer ortalama akış kararlı ise ilgili denklemler türev içermez ve kararlı durum için çözüm ekonomik olarak bulunur. RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes Equations) yaklaşımı genelde pratik mühendislik hesaplarında kullanılabilmekte olup üç ana modelden meydana gelmiştir. Bunlar; Spalart Allmaras, k-ε ve RSM (Reynolds Stress Model) modelleridir.

Navier Stokes denklemlerinde çözüm değişkenleri ortalama ve düzensiz değişen bileşenler olmak üzere ikiye ayrıştırılır. Hız bileşenleri için :

$$u_i = \bar{u}_i + u_i' \quad (4.6)$$

Ortalama Re gerilmeleri çözüm yöntemleri

Çizelge 4.1 RANS türbulans modelleri

RANS MODELLERİ		
1. Spalart Allmaras Modeli	2. k-ε Modeli	3. Reynold Gerilme Modeli
	A. Standart k-ε Modeli	
	B. Yeniden Normalize k-ε Modeli (Renormalization Group Theory (RNG))	
	C. Gerçekleştirilebilir k-ε Modeli (Realizable)	

Aynı şekilde basınç ve diğer skaler birimleri için: $\phi = \bar{\phi} + \phi'$ yazılabilir. Bu değerleri ani süreklilik ve momentum denklemlerinde ortalama (zaman yönünden) hız $\bar{u}$ üzerindeki – işareti indirilerek u şeklinde yazarak ortalama momentum denklemini yazarsak

Süreklilik denklemi:

$$\frac{d\rho}{dt} + \frac{d}{dx_i}(\rho u_i) = 0 \quad (4.7)$$

Momentum denklemi:

$$\rho \frac{Du_i}{Dt} = \frac{-dP}{dx_i} + \frac{d}{dx_j} \left[\mu \left(\frac{du_i}{dx_j} + \frac{du_j}{dx_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{du_l}{dx_l} + \frac{d}{dx_j} \left(-\rho \overline{u_i' u_j'} \right) \right) \right] \quad (4.8)$$

Bu iki denkleme 'Ortalama Reynolds Navier Stokes (RANS) denklemi' adı verilir. Bu denklemlere dikkat edecek olursak Navier Stokes denkleminin farkı hız ve diğer çözüm değişkenlerinin ortalama (zamana göre) değerler olması ve ek terim olarak türbülansın etkisini gösteren 'Reynolds Stresses' Reynolds gerilmeleri $-\rho \overline{u_i' u_j'}$ değerinin modellenip yukarıdaki momentum denkleminin yaklaşık olarak çözülecek olmasıdır.

4.4.1.2 Yeniden Normalize RNG (Renormalization Group Theory) k- ε Modeli

Bu model istatistiksel tekniklerin kullanılmasından türetilmiştir. Standart k- ε modeline göre şu iyileştirmeler yapılmıştır:

- * RNG modelinde ε denklemlerinde hızla gerilen akışlardaki güvenilirliği geliştiren ek terimler vardır.
- * Girdapın türbülans üzerine olan etkisi bu modelde dikkate alınarak, girdaplı akışlardaki güvenilirlik artırılmıştır.
- * RNG modeli türbülans Prandtl Sayısı için analitik bir formül geliştirmiştir. Standart k- ε modelinde ise kullanıcının belirlediği sabit bir Pr sayısı kullanılmakta idi.
- * Standart k- ε model yüksek Re sayıları için bir modelken, RNG modeli ise düşük Re sayısının olduğu durumlarda efektif olarak türetilmiş diferansiyel bir formül ortaya koyar.

Tüm bu özellikler RNG k- ε modelini standarda göre daha çok tercih edilmesini sağlar.

Nümerik çözümde türbülanslı akış modeli olarak RNG(Renormalization Group Theory) k- ε türbülans modelini seçtik. Bu model türbülans Pr sayısını sabit almayıp akışın durumuna göre hesapladığından düşük Re sayılarında gerçeğe daha yakın sonuçlar bulmakta, helis gibi yüksek gerilmeli akışlarda ε korunum denkleminde gerilmenin etkisini dikkate almaktadır ve filtreleme yöntemine göre daha hassas ve kısa süreli

özüm olanağı sağlamaktadır. Bu sebeplerden dolayı çalışmada RNG k-ε türbulans modeli tercih edilmiştir. Diğer modellerle hesaplar yapılmış fakat RNG modeliyle deneylere en yakın sonuçlar bulunmuştur[11].

BÖLÜM 5

SAYISAL UYGULAMA MODEL ÇALIŞMASI

Ana makine ceket suyu soğutma sistemi deniz suyu merkezi soğutma hattına ceket suyu kuleri ile bağlanmaktadır. Deniz suyu merkezi soğutma sisteminin en büyük ısı yükünü bu kuler oluşturmaktadır. Çalışmamızın amacı önceki kısımlarda da bahsetmiş olduğumuz gibi ana makine ceket suyu soğutma yükünü deniz suyu devresine ihtiyaç olmaksızın gemi ıslak alanını kullanarak karşılamaya yönelik modeli ortaya koyup ısı analizlerini yapmaktır.

Modelin çalışma prensibi gayet basittir. Çelik teknelerde gemi dış kabuğu (hull) deniz ile sürekli temastadır. Deniz de bilindiği üzere çok büyük bir ısı kaynağı / kuyusu olduğu için belli bir ısı yükü rahatlıkla gemi dış kabuğundan denize atılabilir. Model kurulurken geminin sürekli su altında kalan ıslak alanının kullanılması daha stabil bir ısı atım kapasitesi oluşturmak için önemlidir. Zira gemi yüklü ve yüksüz durumda farklı su hatlarında yüzmekte ve ıslak alanı sürekli değişmektedir. Gemi yüzeyini daha efektif kullanmak için gemi dış kabuğuna tasarladığımız sistemimiz sektörler halinde yerleştirilmedir.

Model gemi kabuk malzemesiyle aynı malzemedan seçilmiş olan 1 ^{1/2}inch (DN 40) nominal çapta boruların paralel olarak gemi kabuğuna içeriden kaynaklanması ile oluşmaktadır. Gemi yaralanmaları ve korozyon etkiler göz önüne alınarak paralel çalışma

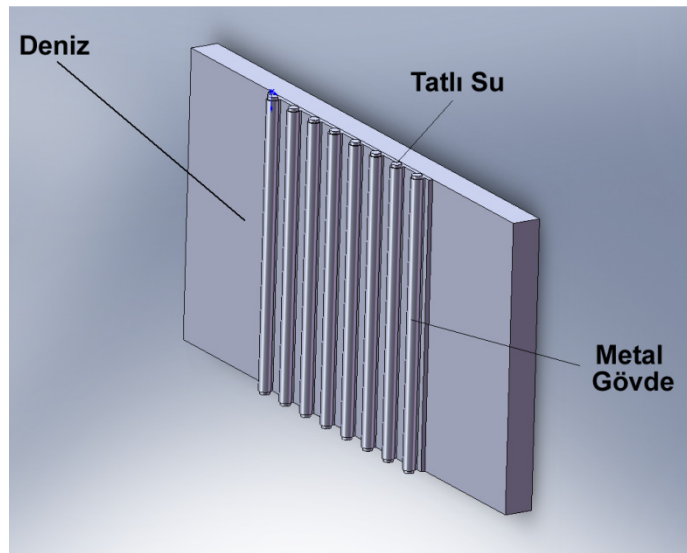
prensibi kabul edilmiştir. Borularda herhangi bir kaçak olduğu takdirde bir sonraki bakım tarihine kadar kör tıpa ile körlenir.

5.1 SAYISAL UYGULAMA ÖN HAZIRLIK ÇALIŞMASI

Sayısal çalışmanın ön hazırlık aşamasını şu şekilde sınıflandırabiliriz.

5.1.1 Modelin kurulması

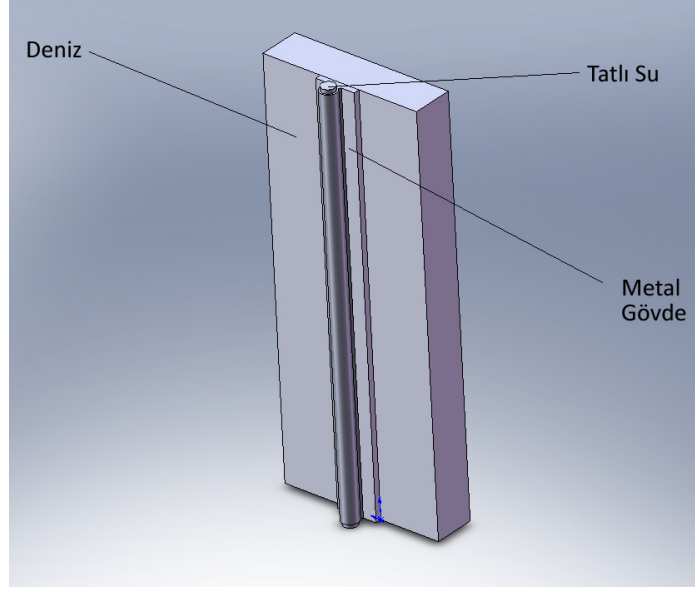
Yukarıda genel bilgi verilen model "Solidworks" paket programıyla 3D olarak modellenmiştir. Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümünde kolaylık sağlaması açısından model 1000 mm X 1000 mm lik, 15 mm et kalınlığına sahip sac üzerine belirli aralıklarla kaynatılmıştır. Birim alan oluşturulmuş ve "Star CCM+" paket programı ile CFD çözümleri alınmıştır.



Şekil 5.1 3D 1000 mm X 1000 mm model

Şekil 5.1 de görülen modelde tatlı su, deniz suyu ve metal gövde iç içe ayrı şekilde modellenmiştir. CFD çözümünde bu 3 element arasındaki ısı transferi işlemi çözdürülmesi amaçlanmıştır.

Sayısal çözümün bir adımı olan "mesh independence" çözüm ağından bağımsızlaştırmak için kullanılmak üzere yukarıdaki modelin tek boru formu olanı da ayrıca modellenmiştir. Bunun asıl nedeni modelin boyutlarını küçülterek kullanılan donanımın en yüksek sayıda "cell" hücre oluşturmasını sağlamaktır.



Şekil 5.2 Tek boru modeli

Yukarıdaki şekilde tek bir boru parçası modellenmiş ve böylelikle bilgisayar donanımının en yüksek sayıda mesh hücresine ulaşması sağlanmıştır.

5.1.2 Geometrinin bölünmesi ve sınırların tanımlanması

Geometrinin çözüme hazırlanmasındaki ilk aşama yüzeylerin bölünmesi ve bu yüzeylere ait sınır şartlarının tanımlanmasıdır.

Geometri temelde 3 kısımdan ve bu kısımların alt sınırlarından oluşmuştur. Bunlar;

→ Deniz Bölgesi

→ Giriş

→ Sıcaklık: 0-40 C değişken

→ Hız: 5,14 m/s

→ Ara Yüzey

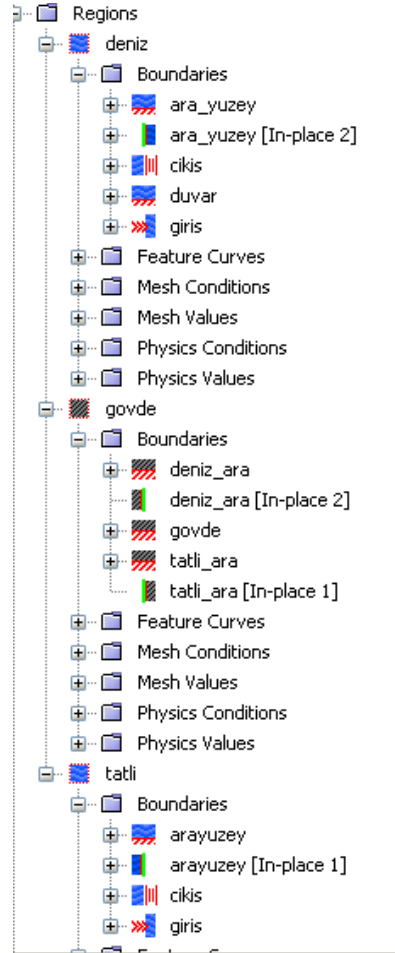
→ Duvar

→ Çıkış

→ Metal Gövde

→ Tatlı Su Ara yüzeyi

- Deniz Ara Yüzeyi
- Gövde
- Tatlı Su Bölgesi
- Giriş
- Sıcaklık: 80 °C
- Hız: 3 m/s
- Ara yüzey
- Çıkış



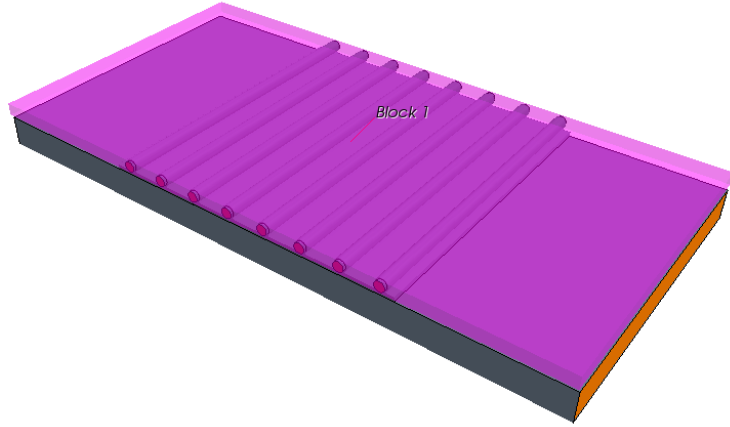
Şekil 5.3 Sınır tanımlama unsur ağacı

Bu sınırların tanımlanmasında giriş kısımları "Velocity Inlet" hız girişi, çıkışlar "Pressure outlet" basınç çıkışı, Duvarlar "Slip Wall" olarak kullanılmıştır. Ara yüzeyler "In-place Interface" olarak tanımlanmıştır.

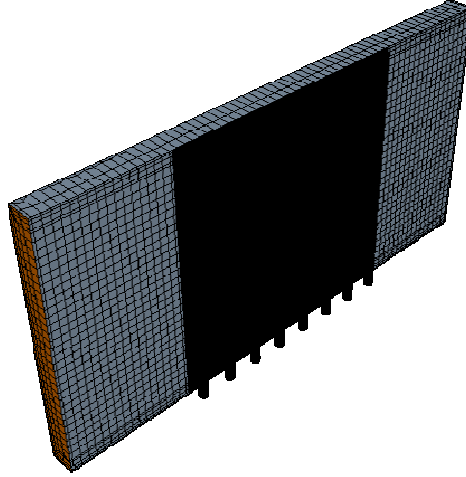
5.1.3 Mesh (Çözüm ağının) oluşturulması

Sınır koşulları verildikten sonra çözüm ağının oluşturulması gerekmektedir. Mesh oluştururken dikkat edilmesi gerek birkaç husus vardır.

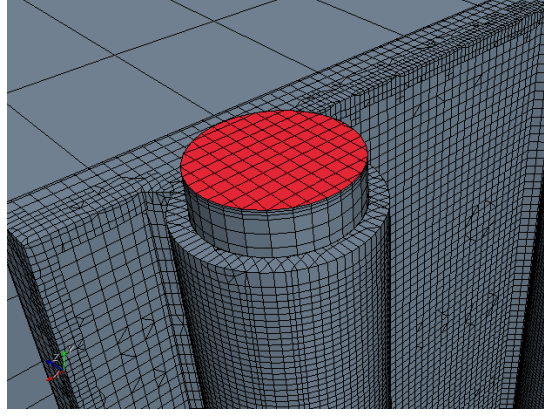
Her bir eleman için ayrı bir mesh özellik dizisi tanımlanmalıdır. Daha hassas meshlenmesi gereken kısımlar için ayrı bir sanal "block" geometrik ögesi eklenip kontrol hacmi oluşturulur. Kontrol hacminin alt özelliklerinden müdahale edilmesi gereken özellikler manuel olarak girilir.



Şekil 5.4 Hassas mesh kontrolü sağlayan sanal "Block" bölgesi



Şekil 5.5 Tüm geometrinin çözüm ağı görüntüsü



Şekil 5.6 Tek boru çözüm ağı görüntüsü

5.1.4 Çözüm Ağından Bağımsızlaştırmak

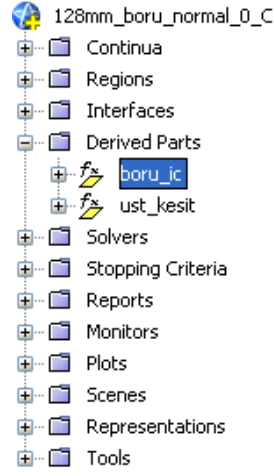
Hesaplamalı akışkanlar dinamiği çözümlerinde analiz işlemlerinde en önemli noktalardan biri çözüm ağının ana geometriyi ne kadar tarif edebildiğidir. Bu da çözüm ağının ne kadar sık atıldığı ile doğru orantılıdır. Kullanmış olduğumuz geometrinin karmaşık oluşu ve de boyutu çözüm ağından bağımsızlaştırma yapılmasına müsaade etmemiştir. Bu nedenle geometrinin görece tekrarlanan kısımları dahil edilmeyip yalnız tek bir boru ve etrafındaki çevre modellenmiş bu model üzerinde çözüm ağından bağımsızlaştırma işlemi yapılmıştır.

Bu işlem için birçok mesh özelliği değişken olarak kullanılmış ve her defasında çözümler alınarak çözümün hangi noktada çözüm ağı kalitesinden ayrıldığı tespit edilmiştir. Modelin 3.139.000 hücreli, 8.232.000 hücreli ve 17.349.000 hücreli varyasyonları oluşturulmuş, bu varyasyonlar içinden 8.232.000 hücreli olanının çözüm için uygun olduğu tespit edilmiştir. Bu işlemler esnasında mesh kalitesinin daha çok metal gövdenin ara yüzeylere yakın kısımlarında fazla olması gerektiği tespit edilmiştir. Bu tespitler ışığında deniz tarafı çözüm ağı kalitesi düşürülüp genel geometri üzerinde çözüm ağı hücre sayısında kayda değer azalma elde edilmiş ve çözüm performansı artırılmıştır.

5.2 SAYISAL UYGULAMA KOŞTURMA ÇALIŞMASI VE RAPORLAMA

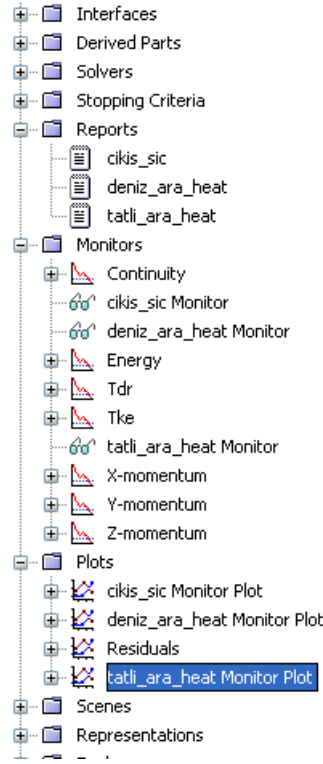
Sayısal uygulamada ısı transferi zamanla değişmediği ve özellikle ısı transferi miktarları incelediğinden dolayı zamandan bağımsız koşturma işlemi yapılmıştır. Koşturma işlemi sonrasında alınacak sonuçların raporlanma çalışmaları da bu kısımda yapılır. Öncelikle

yapmamız gereken geometride boru iç yüzeyindeki sıcaklık gradyenini elde edebilmek için bir kesit yüzeyi tanımlamaktır.



Şekil 5.7 Ara kesit bölgeleri unsur ağacı

Raporlama kısmında ise çözüm üzerinde almayı istediğimiz değerin özelliklerini vermekteyiz. Uygulamamızda soğutulmasını hedeflediğimiz ana makine tatlı su tarafında sistemden çıktığı sıcaklığını aldığımız "cikis_sic", tatlı suyun metal gövdeye vermiş olduğu ısı miktarını bulabilmek için "tatli_ara_heat" ve metal gövdeden denize atılan ısıyı tespit edebilmek için "deniz_ara_heat" rapor dosyaları hazırlanmıştır. Bu rapor dosyalarından çözüm esnasında hem nümerik olarak alınmakta hem de bu değerlerin iterasyona bağlı grafikleri çizdirilmekte ve böylelikle o parametre için çözümün ne kadar yakınsadığı anlaşılabilmektedir.



Şekil 5.8 Rapor dosyaları ve görüntüleme unsur ağacı

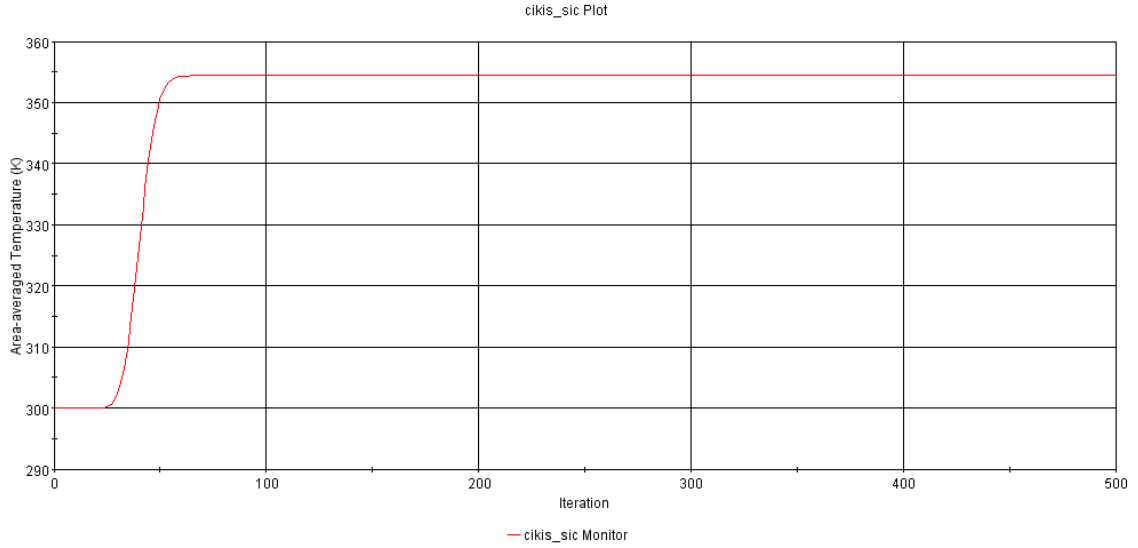
5.3 SAYISAL UYGULAMA SONUÇ ÇALIŞMASI

Sayısal uygulamanın sonuç raporlarını iteratif olarak alınan sonuçlar ve anlık sonuçlar olarak iki ana başlıkta toplayabiliriz.

5.3.1 İteratif Sonuçlar

5.3.1.1 Çıkış Sıcaklık Değeri

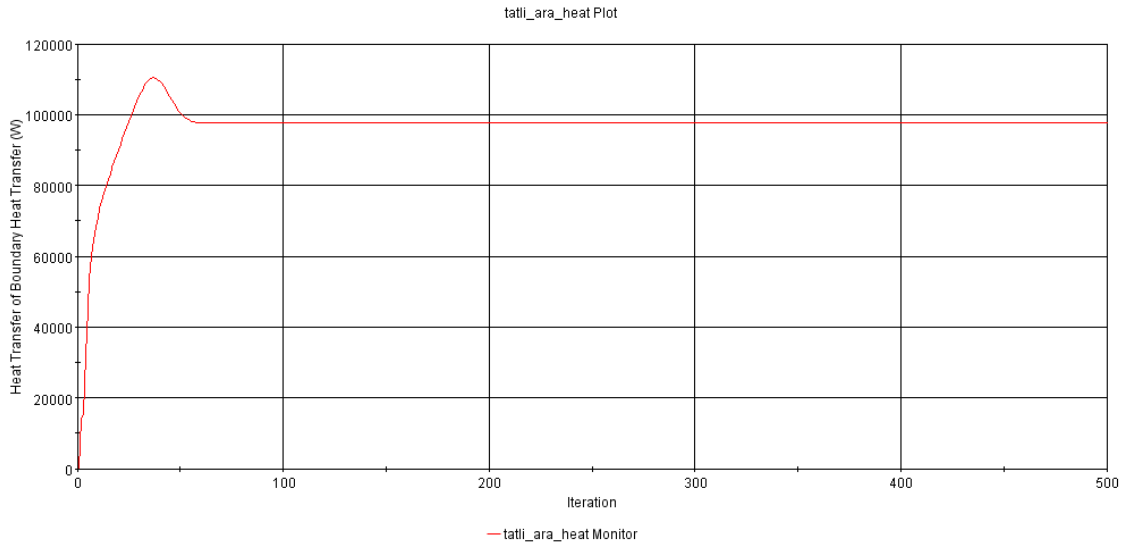
Tatlı su bölgesinde borunun çıkış yüzeyinde yüzey ortalama sıcaklık değerinden elde edilen çıkış değeridir. Her iterasyonda elde edilir ve bir grafik üzerinde çizdirilir.



Şekil 5.9 İteratif olarak Çıkış Sıcaklığının Durumu

5.3.1.2 Tatlı Su ara yüzeyi ısı transfer Değeri

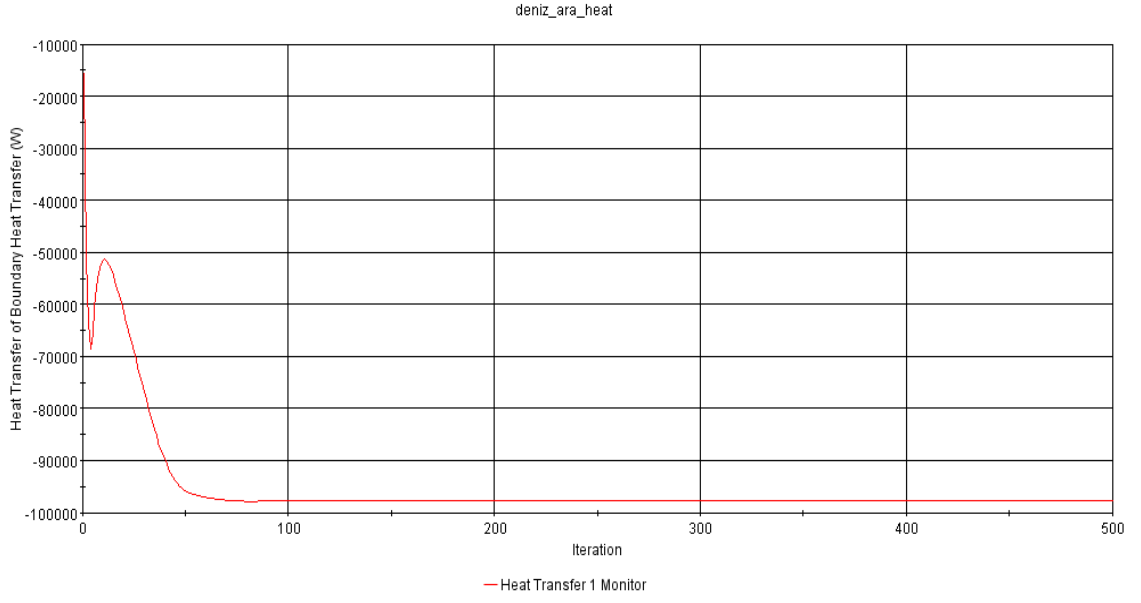
Tatlı su bölgesinde boru ile akışkan arasına kurmuş olduğumuz ara yüzeyden olan ısı transfer miktarını "W" cinsinden elde etmemiz için oluşturulmuştur.



Şekil 5.10 İteratif olarak tatlı su ara yüzeyi ısı transfer miktarı

5.3.1.3 Deniz suyu ara yüzeyi Isı Transfer Değeri

Deniz suyu ile gemi ıslak alanını temsil eden metal gövdenin düz levha yüzeyi arasına kurmuş olduğumuz ara yüzeyden olan ısı transfer miktarını tespit etmek ve tatlı sudan atılan ısının ne kadarlık bir kısmının bu kısımdan atıldığına karar vermek için oluşturulmuştur.

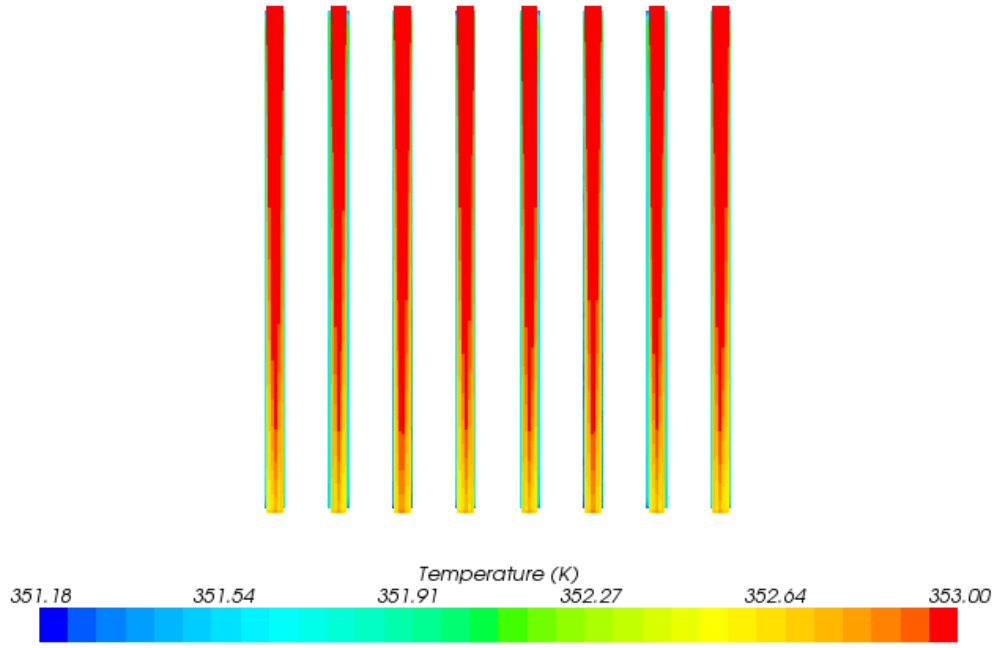


Şekil 5.11 İteratif olarak deniz suyu ara yüzeyi ısı transfer miktarı

5.3.2 Anlık Sonuçlar

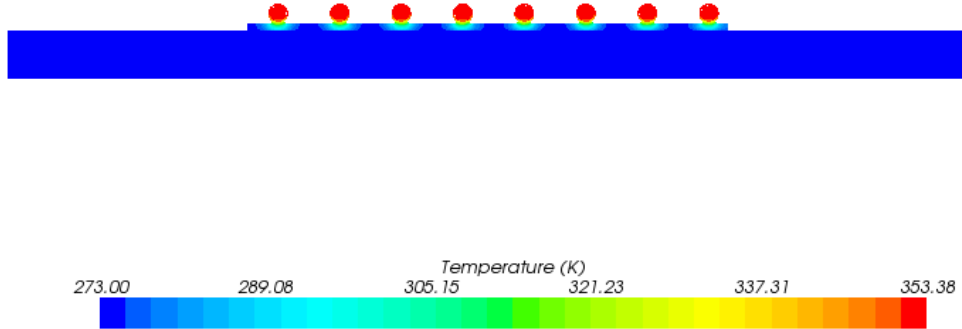
Anlık sonuç olarak alabileceğimiz birçok değer ekranı mevcuttur. Akışın durumunu anlamak ve ısı transferini etkileyen en büyük parametre olması nedeniyle sıcaklık dağılımları alınmıştır.

Boru iç kesit görüntüsü alınması için boruların geometrik olarak eksen ve levhaya paralel bir doğrultuda kesit yüzeyi geçirilmiş ve bu yüzeydeki sıcaklık dağılımları elde edilmiştir.



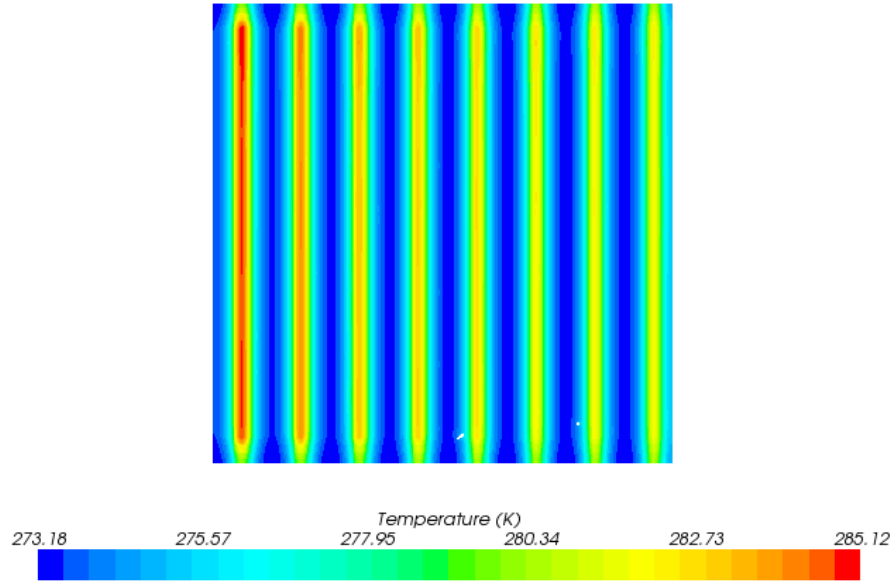
Şekil 5.12 Boru iç kesit görüntüsüyle sıcaklık dağılımları

Borunun levhaya kaynatıldığı bölgede ve düz levhanın iç kesimlerinde oluşan sıcaklık gradyenlerini görmek amacıyla düz levha ve borulara 90 derece açı yapan bir kesit yüzeyi oluşturulmuştur. Bu yüzeydeki sıcaklık gradyeni elde edilmiştir.



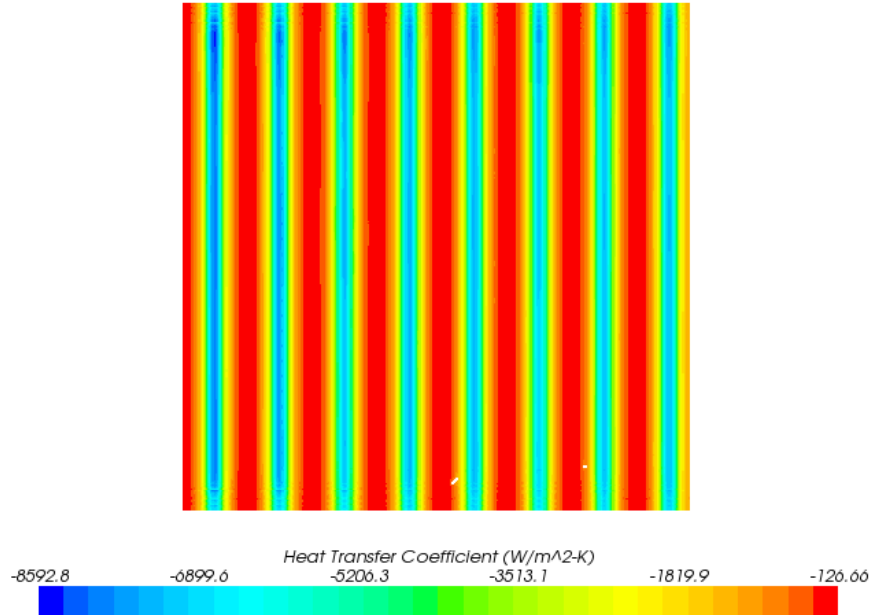
Şekil 5.13 Boru üst kesit görüntüsüyle sıcaklık dağılımları

Deniz suyu tarafında levhanın üzerindeki sıcaklık gradyenleri de bize ısı transferinin durumu hakkında bilgiler vermektedir. Boru kaynak noktaları düz birer hat oluşturduklarından dolayı görmeyi hedeflediğimiz görüntü de sıcaklık gradyeninin boru kaynak hatları boyunca yüksek noktalarda olmasıdır.



Şekil 5.14 Deniz suyu taraflı levhanın ara kesitindeki sıcaklık gradyeni

Levha üzerinde ısı transfer katsayısı da bize transfer edilen ısının gradyeni hakkında bilgiler vermektedir. Beklendiği üzere boruların kontak noktalarında sıcaklık gradyeniyle paralel bir şekilde ısı transfer katsayısı gradyeni en üst noktaya sahiptir. Levha boyunca ısı transfer katsayı düşmektedir.



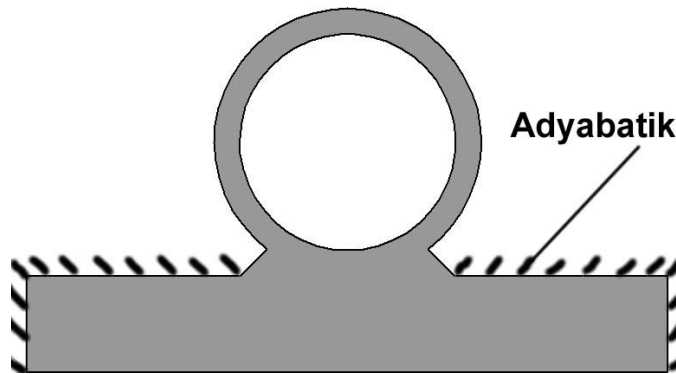
Şekil 5.15 Deniz suyu taraflı levhanın ara kesitindeki ısı transfer katsayısı gradyeni

ANALİTİK UYGULAMA MODEL ÇALIŞMASI

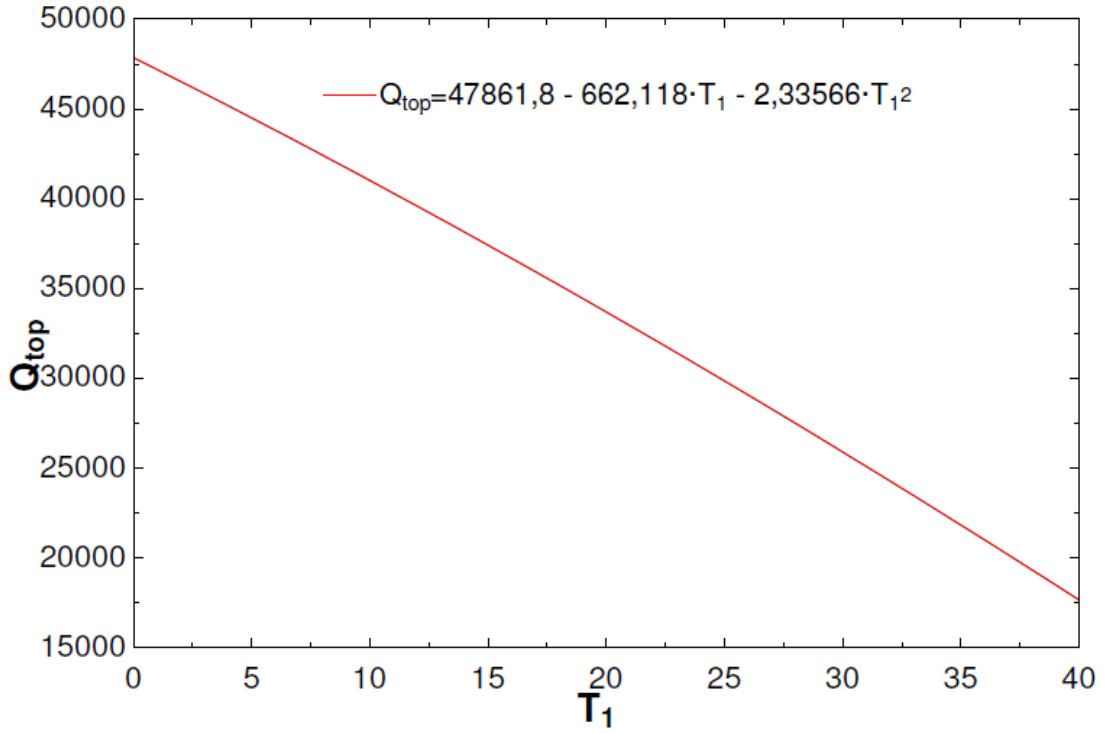
Uygulanan model için analitik bir çözüm arayışına girildiğinde iki farklı yaklaşım elde edilmiştir. bu yaklaşımlar EES mühendislik programı ile kodlanmış ve bölümlerde elde edilen grafikler verilmiştir[12]. Bu yaklaşımları kısaca anlatmak gerekirse;

6.1 Adyabatik kanat kabulü

Gemi gövde sacının boru ile kontak noktasından başlayarak dış yüzeyine kadar olan yüzeyde oluşan bir kanat formundan dolayı düşünülmüştür. Fakat geometrinin belli kısımlarının adyabatik alınamaması ve de analitik olarak mevcut geometriyi tam olarak karşılayacak bir analitik çözüm olmaması bu yaklaşımın hata yapmasına ± 20 'lere varan nümerik çözümden uzaklaşmasına neden olmaktadır.



Şekil 6.1 Adyabatik kanat kabulü için geometrinin sınırları



Şekil 6.2 Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı (Adyabatik kanat yaklaşımı)

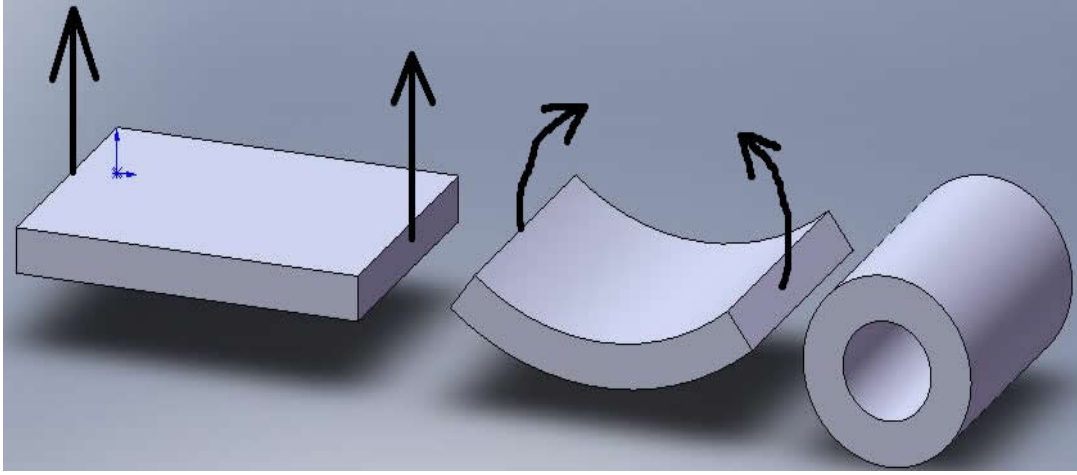
Burada T_1 deniz suyunun sıcaklığını Q_{top} da sistemden atılan toplam ısı miktarını göstermektedir. Şekil 5.2'den de görüldüğü üzere deniz suyu sıcaklığının artmasıyla ters orantılı olarak transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Bu azalmayı da verilerden üretilen

$$Q_{top} = 47861,8 - 662,118 \cdot T_1 - 2,33566 \cdot T_1^2 \quad (6.1)$$

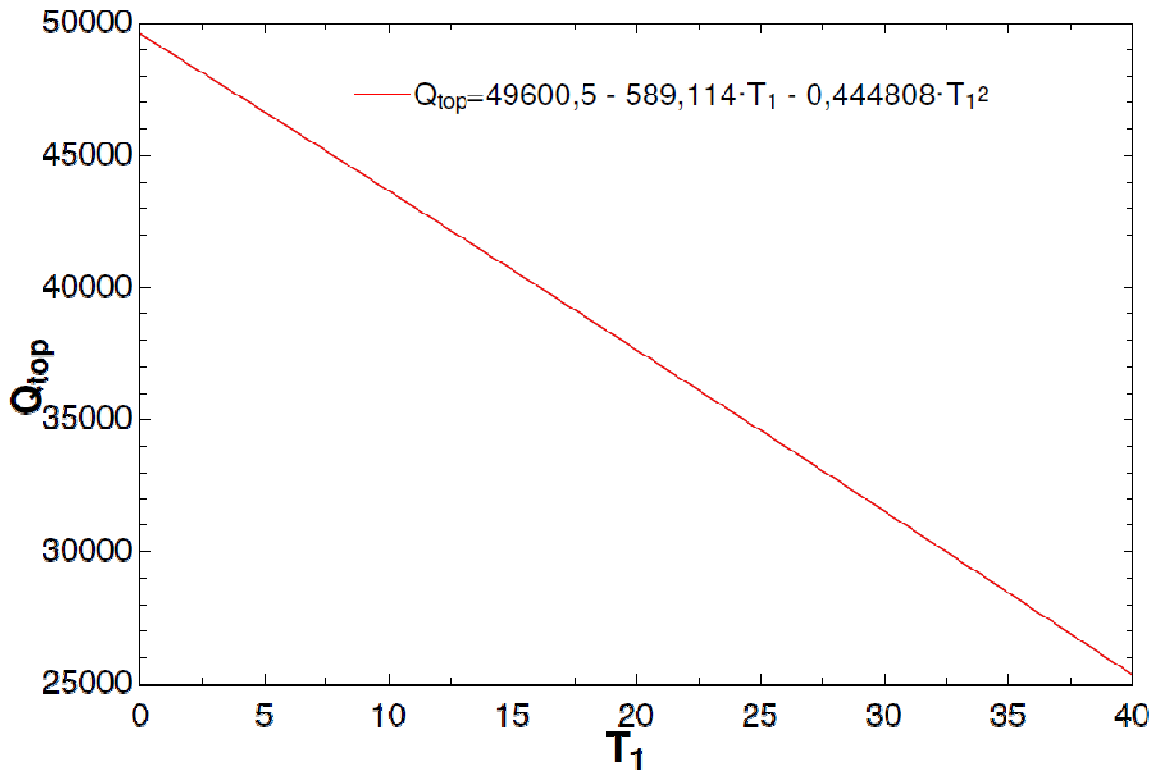
denklemleriyle de tespit etmek mümkündür.

6.2 Boru açılımı kabulü

Adyabatik kanat ucu kabulünde anlatılmış olan hatalar sebebiyle geliştirilmiştir. Bu yaklaşım sıcak akışkanın akmakta olduğu borunun levhaya kaynatıldığı kontak noktasının uzunluğu hayali bir boru kesitinin iç cidar uzunluğunu, gemi dış sacının kalınlığı hayali borunun et kalınlığını temsil edecek şekilde bir geometri temeline oturmaktadır.



Şekil 6.3 Gövdenin hayali bir boru yaklaşımına göre kıvrılması



Şekil 6.4 Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transfer miktarı (boru açılımı yaklaşımı)

Burada T_1 deniz suyunun sıcaklığını Q_{top} da sistemden atılan toplam ısı miktarını göstermektedir. Şekil x.4'den de görüldüğü üzere deniz suyu sıcaklığının artmasıyla ters orantılı olarak transfer edilen ısı miktarı azalmaktadır. Bu azalmayı da verilerden üretilen

$$Q_{top} = 49600,5 - 589,114 \cdot T_1 - 0,444808 \cdot T_1^2 \quad (6.2)$$

denklemleriyle de tespit etmek mümkündür.

ANALİTİK VE SAYISAL UYGULAMA SONUÇLARI

7.1 ANALİTİK UYGULAMA SONUÇLARI

Bir önceki bölümde de bahsedildiği gibi analitik model iki ana yaklaşım üzerinden çözümlenmektedir. Ana geometrinin direk olarak bir analitik çözümü olmadığından bu tip bir çözüme başvurulmuştur. Analitik çözümlerin gerçekleştirildiği kod bloklarının tümü çalışmanın ekinde verilmiştir. Geometri deniz tarafında toplamda 1 m^2 'lik alana sahip olduğundan W olarak verilen değerler bizlere W/m^2 birimini ifade etmelidir.

7.1.1 Adyabatik kanat kabulü için elde edilen sonuçlar

Adyabatik kanat kabulünde kullanılan bazı kod blokları aşağıdaki şekilde verilmiştir.

```
"-----KANAT_HESABI-----"
"Adyabatik kanat ucu kabulü ile çözülmüştür."
L_dusey=1
p=L_dusey
k_govde=63,9
t_sac=0,015
A_c=t_sac*L_dusey
T_b=60
L_aralik=0,128
m=((h_dis*p)/(k_govde*A_c))^0,5
Q_adyabatik=(h_dis*p*k_govde*A_c)^0,5*(T_b-T_1)*tanh(m*L_aralik)
N_aralik=L_1/L_aralik
Q_top=N_aralik*Q_adyabatik
"-----"
```

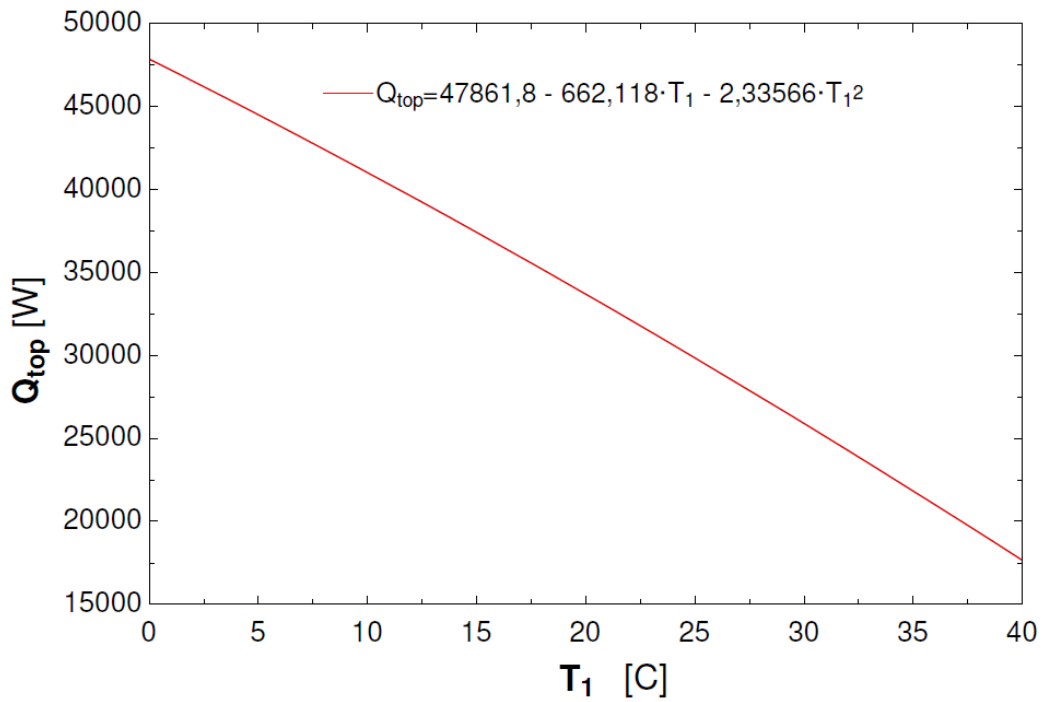
Kullanılan kod ve paket program bir döngü oluşturmaya ihtiyaç duymadan parametrik tablolar üzerinden değişken girdiler için çıktı üretebilmektedir. Uygulamada deniz suyu

sıcaklığı ve deniz suyu hızı değiştirilip buna karşılık ısı transferi dış ortamdaki ısı transfer katsayısının değişimi incelenmiştir.

Deniz suyu sıcaklığı parametrik olarak 0 - 40 C arasında değiştirilerek sistemden olan toplam ısı transferi elde edilmiştir. Sıcaklık farkları azaldıkça beklendiği şekilde toplam ısı transferi azalma eğilimindedir. Bu dağılımda şekil x.1 de gösterilmektedir. Isı transferi değeri 2. Derece bir polinomal eğri uydurulduğu takdirde

$$Q_{top} = 47861,8 - 662,118 \cdot T_1 - 2,33566 \cdot T_1^2 \quad (7.1)$$

denklemleriyle bulunabilir.

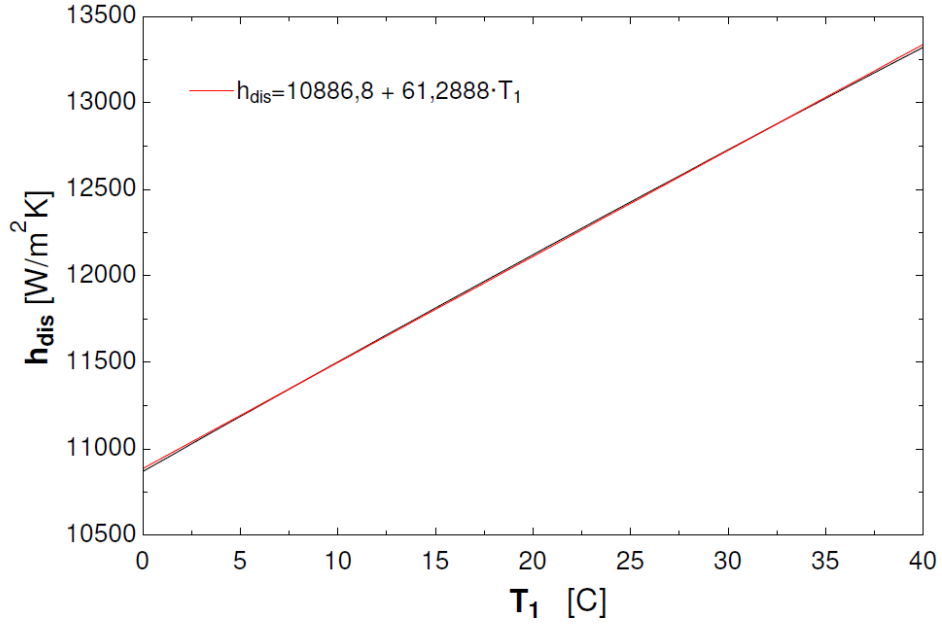


Şekil 7.1 Deniz suyu sıcaklığına bağlı toplam ısı transferi değişimi

Aynı sıcaklık değişiminde deniz ortamındaki taşınım değerine baktığımızda durumun ters orantılı şekilde olduğu görülmektedir. Çevre sıcaklığı arttığı ve yüzey sıcaklığı ile olan fark sıcaklığının düşmesiyle taşınım miktarı da artış eğilimindedir. Deniz ortamı ısı taşınım katsayısı için lineer bir eğri uydurulduğu takdirde

$$h_{dis} = 10886,8 + 61,2888 \cdot T_1 \quad (7.2)$$

denklemleriyle bulunabilir.

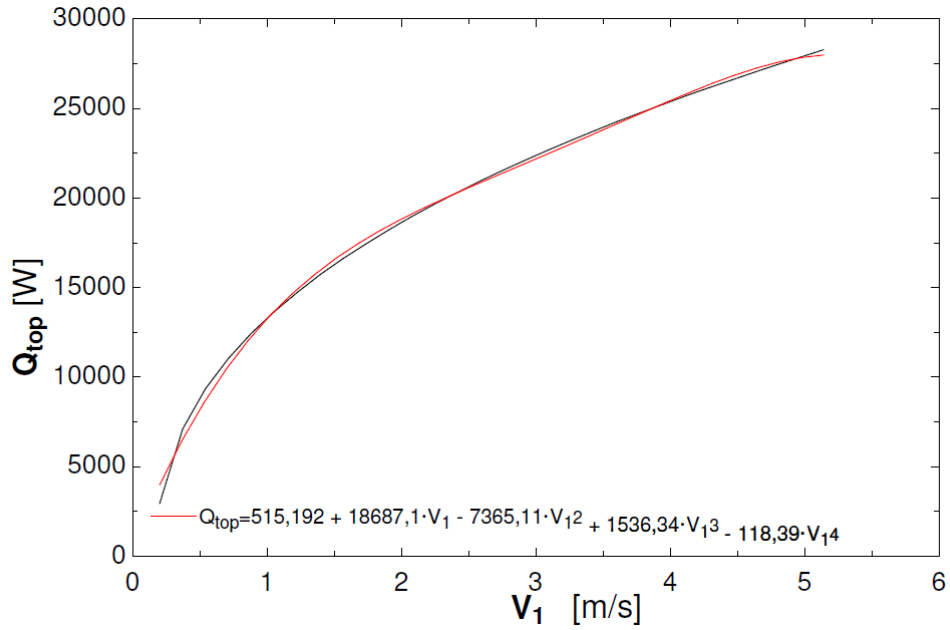


Şekil 7.2 Deniz suyu sıcaklığına bağlı dış ortam taşınım katsayısı değişimi

Toplam ısı transferini ve dış ortam taşınım katsayısını sıcaklık dış ortamdaki akışkanın hızı da çok büyük oranda etkilemektedir. Bu sebeple deniz suyu hızını da 0,2 - 5,14 m/s arasında değiştirerek aynı grafikler tekrar elde edilmiştir. Toplam ısı transfer miktarı 4.derece polinomal bir eğri uydurulduğu takdirde

$$Q_{top} = 515,192 + 18687,1 \cdot V_1 - 7365,11 \cdot V_1^2 + 1536,34 \cdot V_1^3 - 118,39 \cdot V_1^4 \quad (7.3)$$

denklemleriyle bulunabilir.

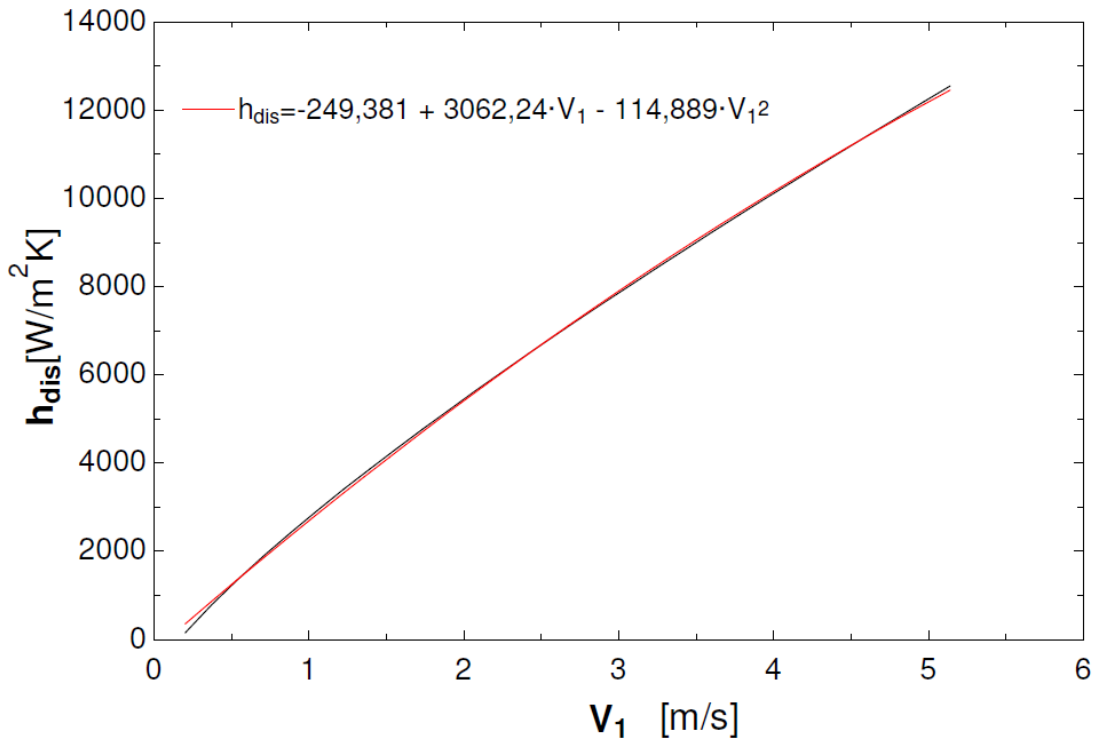


Şekil 7.3 Deniz suyu hızına bağlı olarak toplam ısı transferi miktarındaki değişim

Dikkat edilmesi gereken durum ise ısı transferi değerleri sıcaklığa bağlı değişiminde daha lineer davranırken hız dağılımında parabolik devam etmektedir. Hızın belli noktalardaki artışları sıcaklık değerinden çok daha fazla etkili olmaktadır. Hıza bağlı taşınım katsayısı grafiğinde 2. Dereceden bir eğri uydurulduğu takdirde ısı transferi taşınım değeri

$$h_{dis} = -249,381 + 3062,24 \cdot V_1 - 114,889 \cdot V_1^2 \quad (7.4)$$

denklemiyle bulunabilir.



Şekil 7.4 Deniz suyu hızına bağlı olarak dış ortam ısı taşınım katsayısı değişimi

Grafiklerin elde edildiği parametrik tabloların tümü çalışmanın ekler bölümünde verilmiştir.

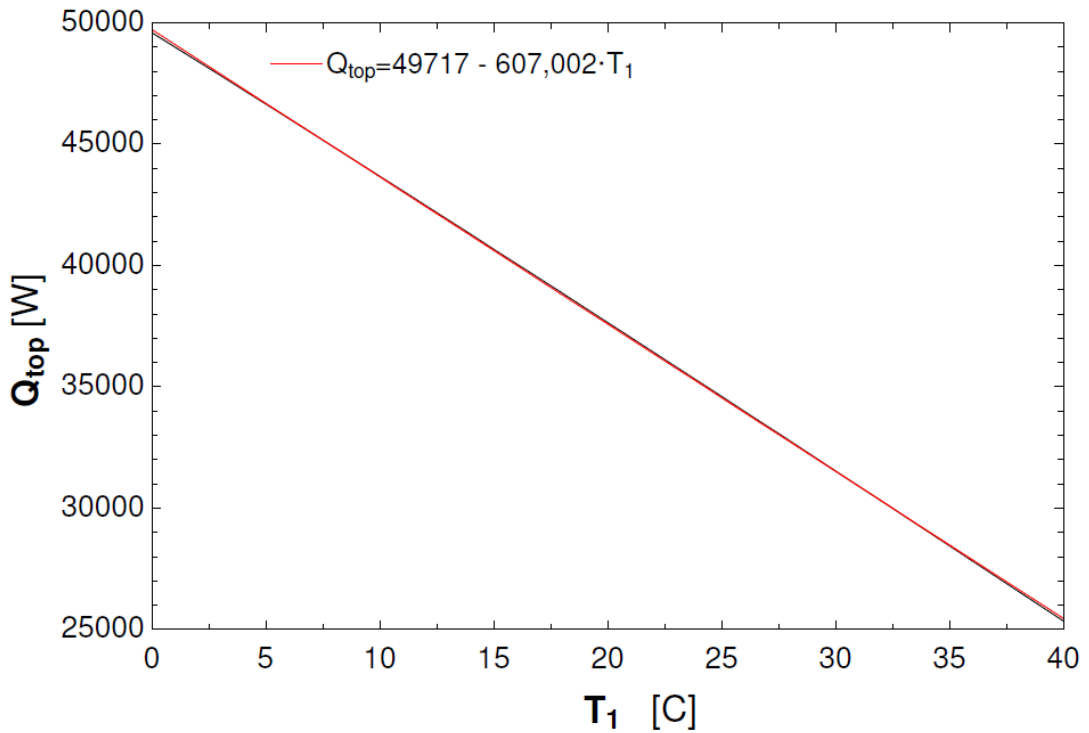
7.1.2 Boru açılımı kabulü için elde edilen sonuçlar

Önceki bölümde yapılan iheyarşik işlemler aynı şekilde gerçekleştirilmiştir. Yeni yaklaşımın kod bloğu farklıdır. Silindirik yüzeylerdeki ısı transferi özellikleri kullanılmaktadır.

Deniz suyu sıcaklığı 0-40 C arasında değiştirilmiş ve bu derecelere karşılık ısı transfer miktarları ve dış ortam ısı taşınım katsayısı değerleri elde edilmiştir. Isı transferi değeri lineer eğri uydurulduğu takdirde

$$Q_{top} = 49717 - 607,002 \cdot T_1 \quad (7.5)$$

denklemleriyle bulunabilir.



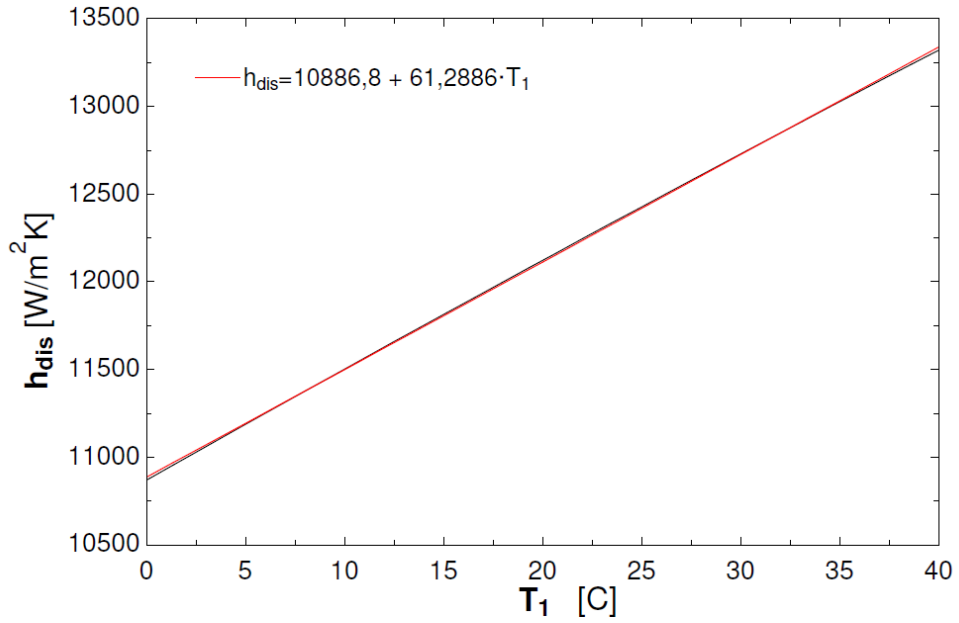
Şekil 7.5 Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim

Önceki bölüme paralel olarak aynı sıcaklık değişim aralığında ısı transferi değerinin düşmesine ters orantılı olarak deniz ortamının ısı taşınım değeri artma eğilimindedir.

Deniz ortamı ısı taşınım katsayısı için lineer bir eğri uydurulduğu takdirde

$$h_{dis} = 10886,8 + 61,2888 \cdot T_1 \quad (7.6)$$

denklemleriyle bulunabilir.

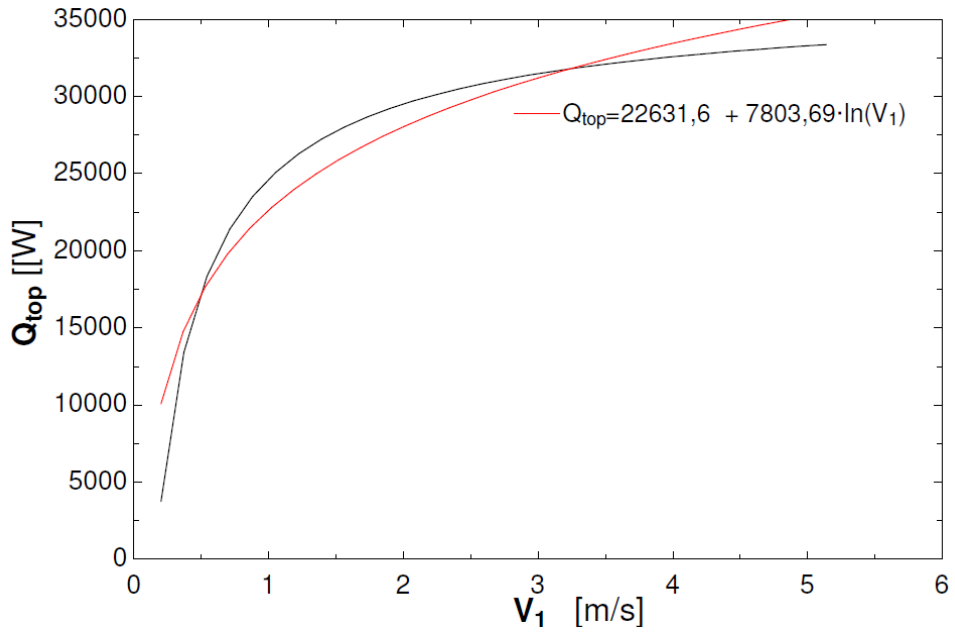


Şekil 7.6 Deniz suyu sıcaklığına bağlı olarak dış ortam ısı taşınım katsayısı değişimi

Önceki bölüme paralel olarak toplam ısı transferini ve dış ortam taşınım katsayısını sıcaklık dış ortamdaki akışkanın hızı da çok büyük oranda etkilemektedir. Bu sebeple deniz suyu hızını da 0,2 - 5,14 m/s arasında değiştirerek aynı grafikler tekrar elde edilmiştir. Toplam ısı transfer miktarı logaritmik bir eğri uydurulduğu takdirde

$$Q_{top} = 22631,6 + 7803,69 \cdot \ln(V_1) \quad (7.7)$$

denklemleri bulunabilir.

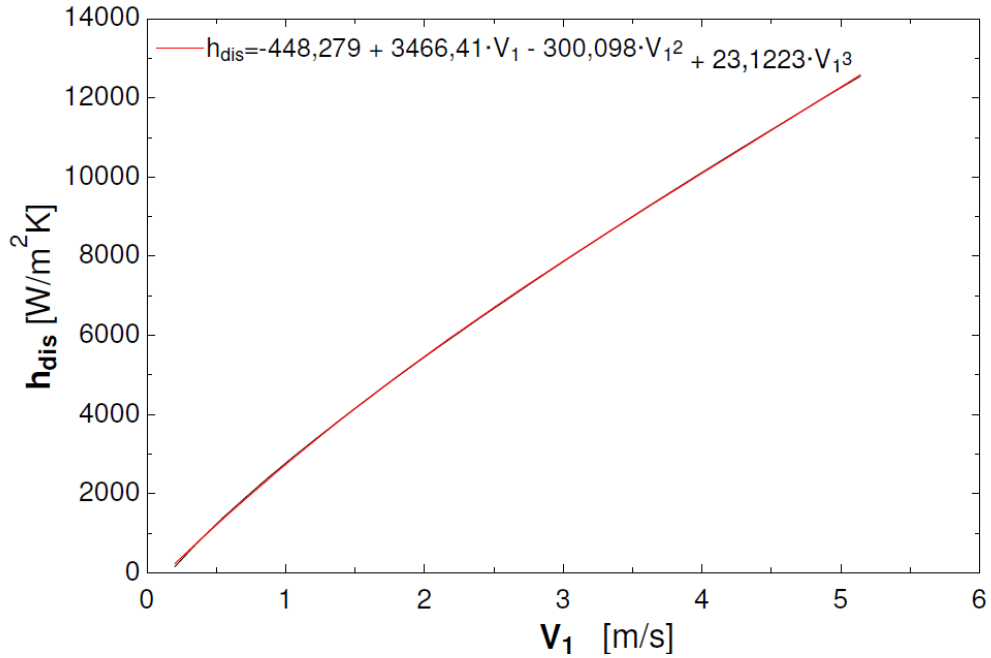


Şekil 7.7 Deniz suyu hızına bağlı olarak toplam ısı transfer miktarındaki değişim

Isı taşınım katsayısı grafiğinde 3. Dereceden polinomal bir eğri uydurulduğu takdirde

$$h_{dis} = -448,279 + 3466,41 \cdot V_1 - 300,098 \cdot V_1^2 + 23,1223 \cdot V_1^3 \quad (7.8)$$

denklemlerle elde edilebilir.

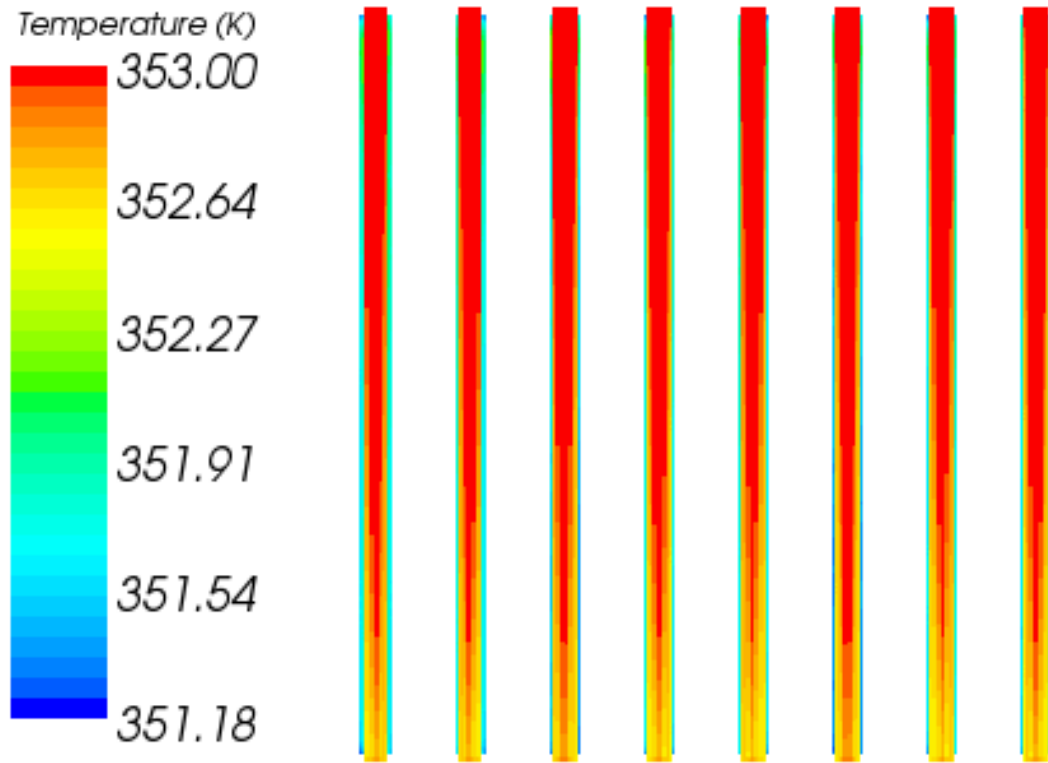


Şekil 7.8 Deniz suyu hızına bağlı olarak ısı taşınım katsayısı değişimi

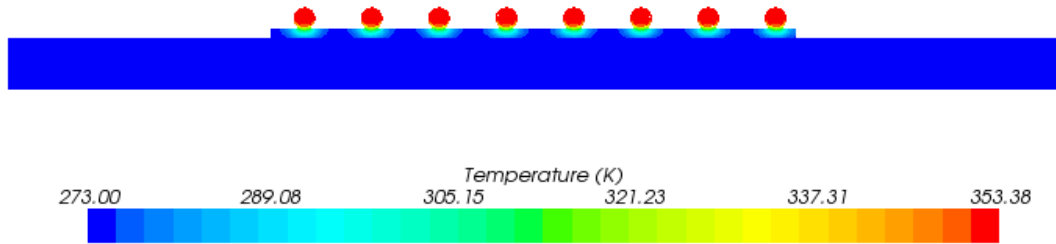
7.2 SAYISAL UYGULAMA SONUÇLARI

Sayısal uygulama 0,1028 m/s (0,2 knot), 2,57 m/s (5 knot) ve 5,14 m/s (10 knot) olmak üzere toplam 3 değişik hızda 0-40 C arasında sıcaklık değerlerinde yapılmıştır. Sonuç olarak sıcaklık gradyanları ısı transfer miktarları ve çıkış sıcaklık değerleri elde edilmiştir. Aşağıdaki bölümde gemilerin en genel çalışma şartlarında yani tam yol durumunda 5.14 m/s hızda 9 sıcaklıkta boru iç kesit alanından alınan sıcaklık gradyanı, boru-sac elemanının üst kesitindeki sıcaklık gradyanı ve deniz ile sac arayüzeyindeki sıcaklık gradyanı verilmektedir. Boru iç kesit sıcaklık gradyanında soğuma amacıyla boru demetine giren yüksek sıcaklıktaki suyun soğuma gradyanı görülmektedir.

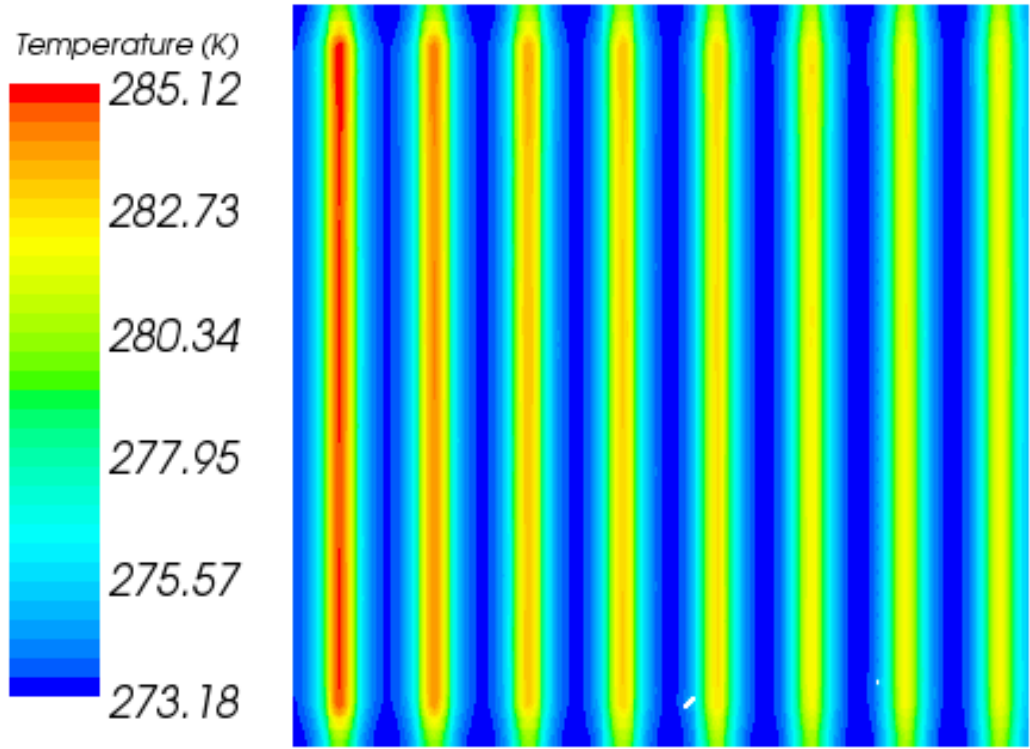
HIZ: 5.14 [M/S] // SICAKLIK: 0 °C



Şekil 7.9 5.14 m/s ve 0°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

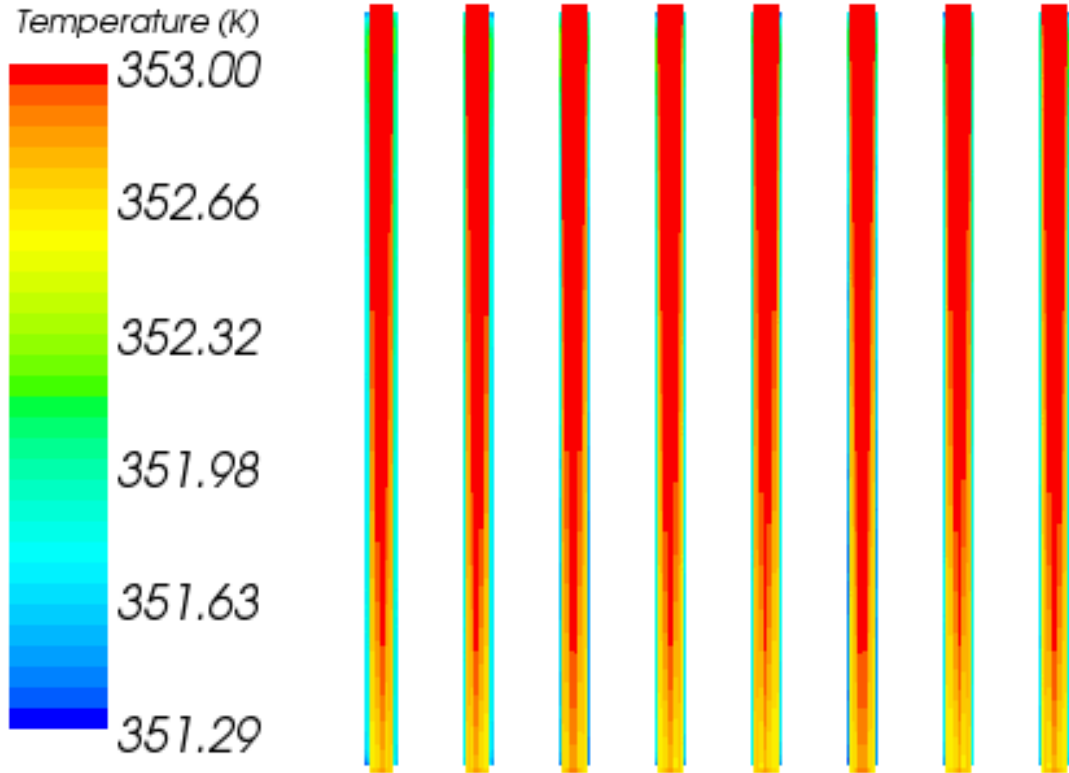


Şekil 7.10 5.14 m/s ve 0°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

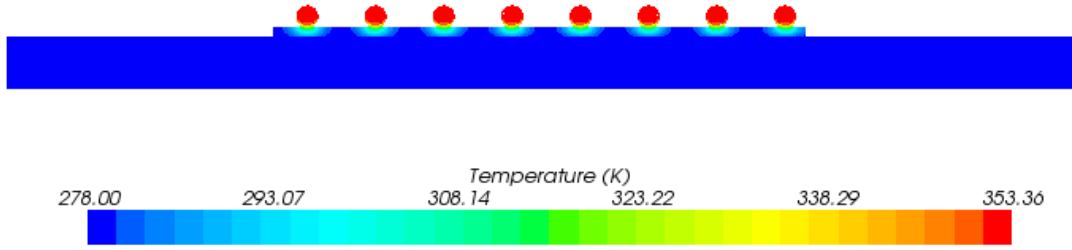


Şekil 7.11 5.14 m/s ve 0°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

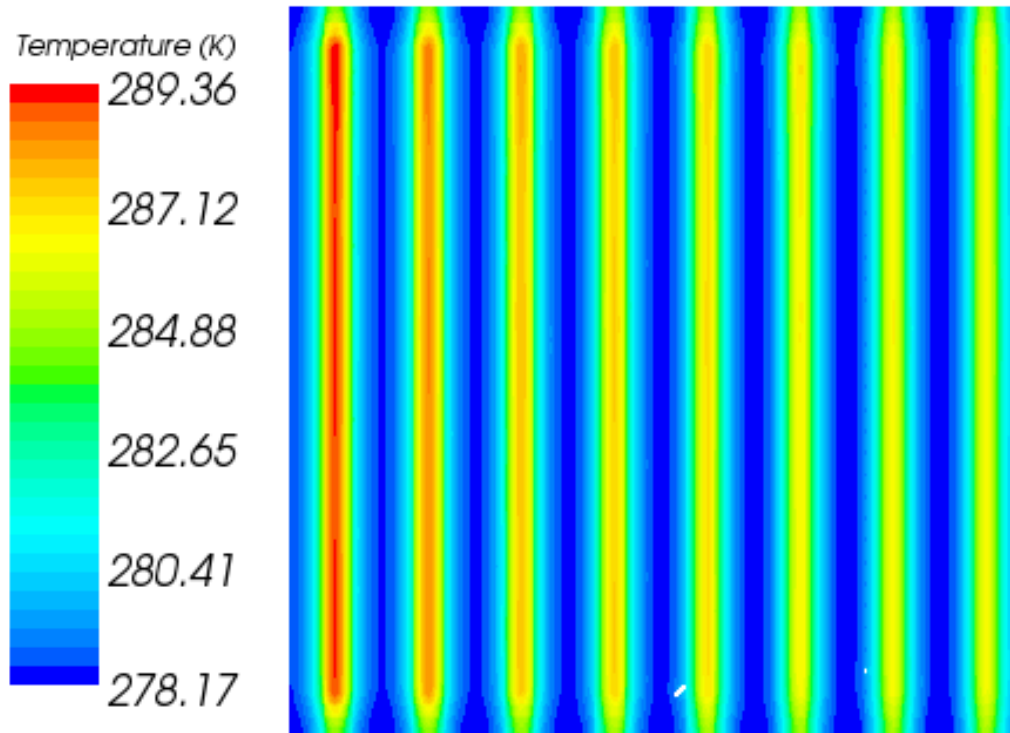
Hız: 5.14 [m/s] // Sıcaklık: 5 °C



Şekil 7.12 5.14 m/s ve 5°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

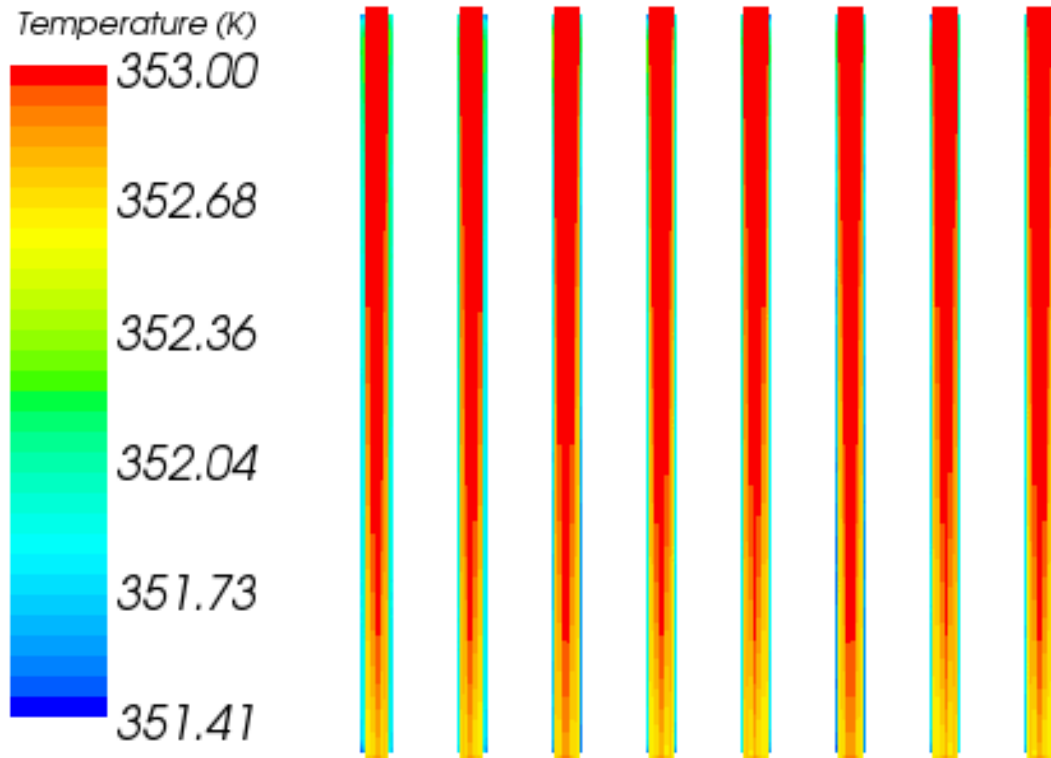


Şekil 7.13 5.14 m/s ve 5°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

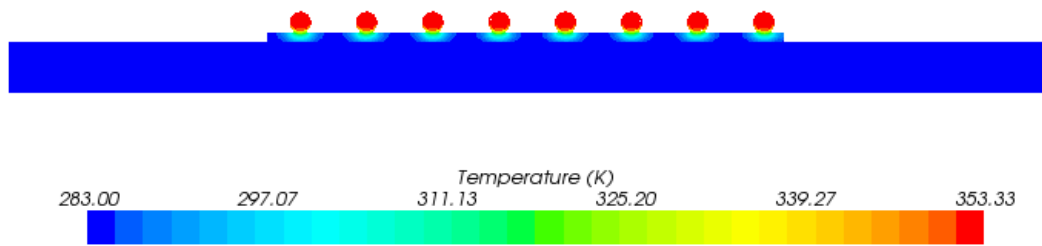


Şekil 7.14 5.14 m/s ve 5°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

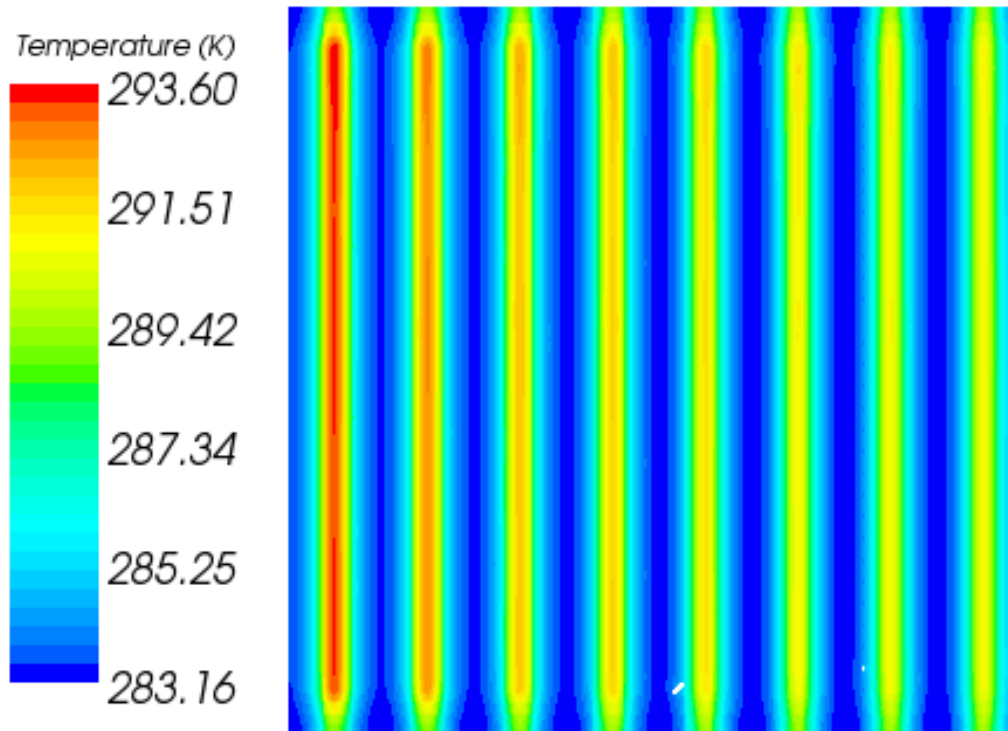
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 10 °C



Şekil 7.15 5.14 m/s ve 10°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

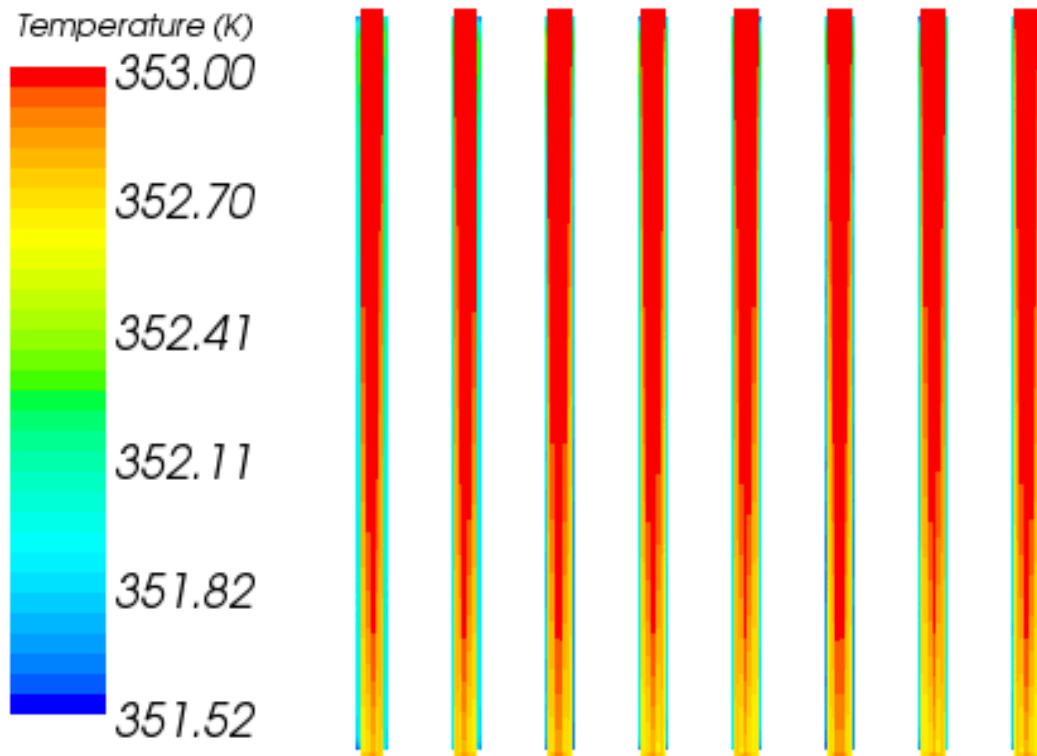


Şekil 7.16 5.14 m/s ve 10°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

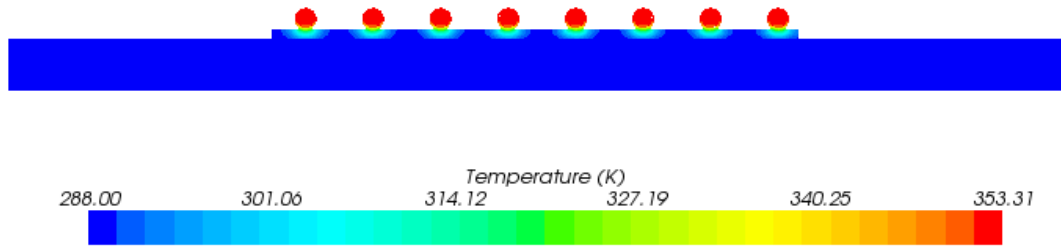


Şekil 7.17 5.14 m/s ve 10°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

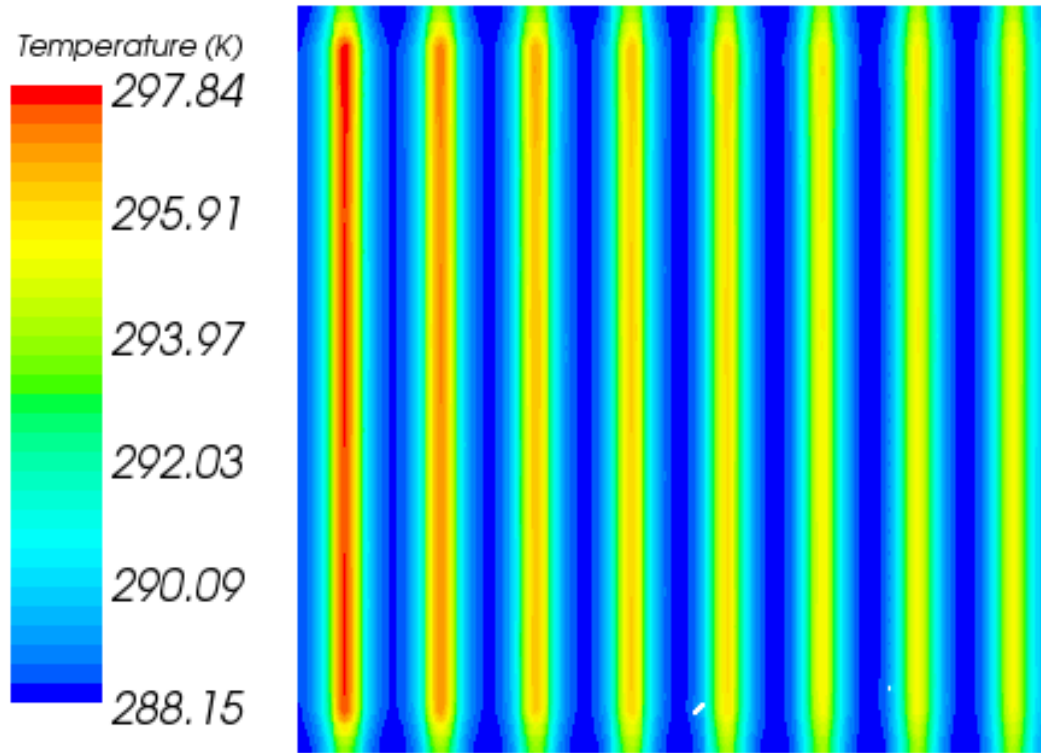
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 15 °C



Şekil 7.18 5.14 m/s ve 15°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

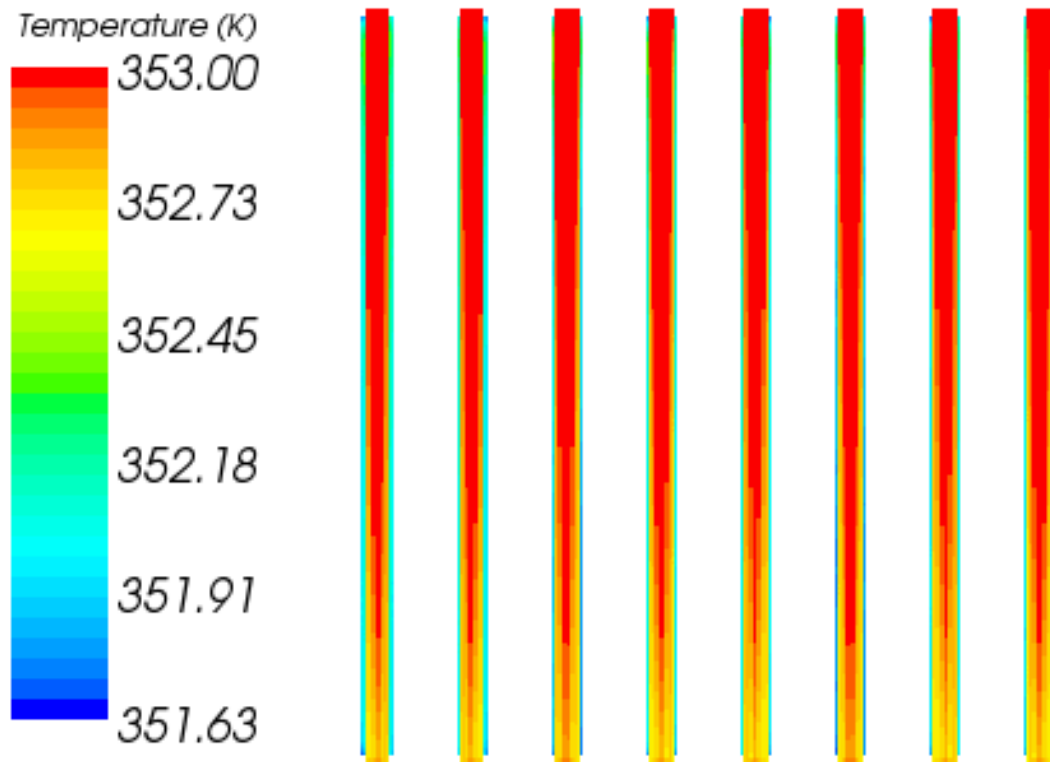


Şekil 7.19 5.14 m/s ve 15°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

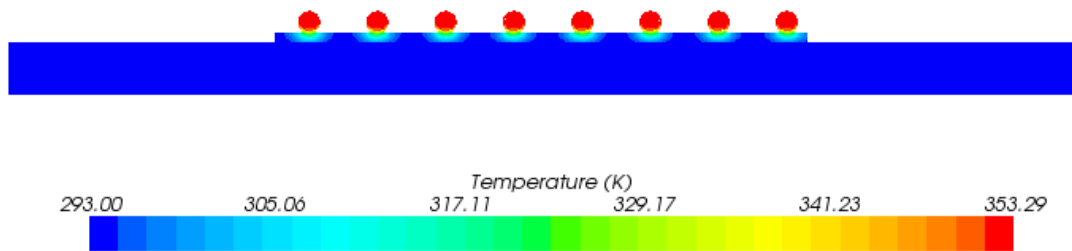


Şekil 7.20 5.14 m/s ve 15°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

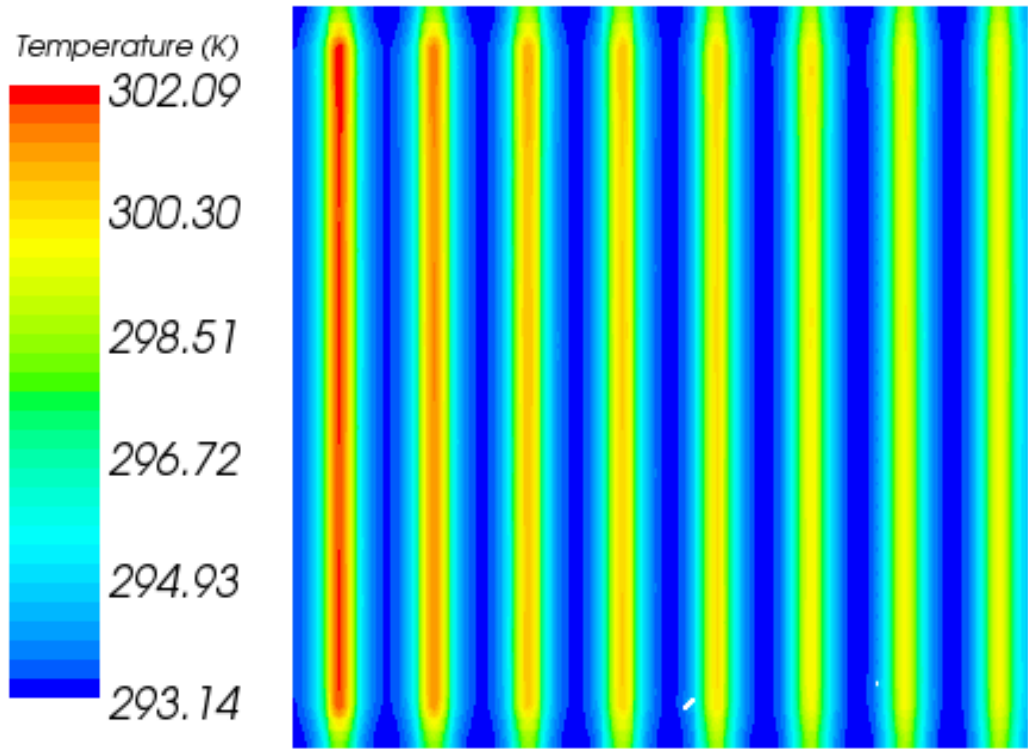
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 20 °C



Şekil 7.21 5.14 m/s ve 20°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

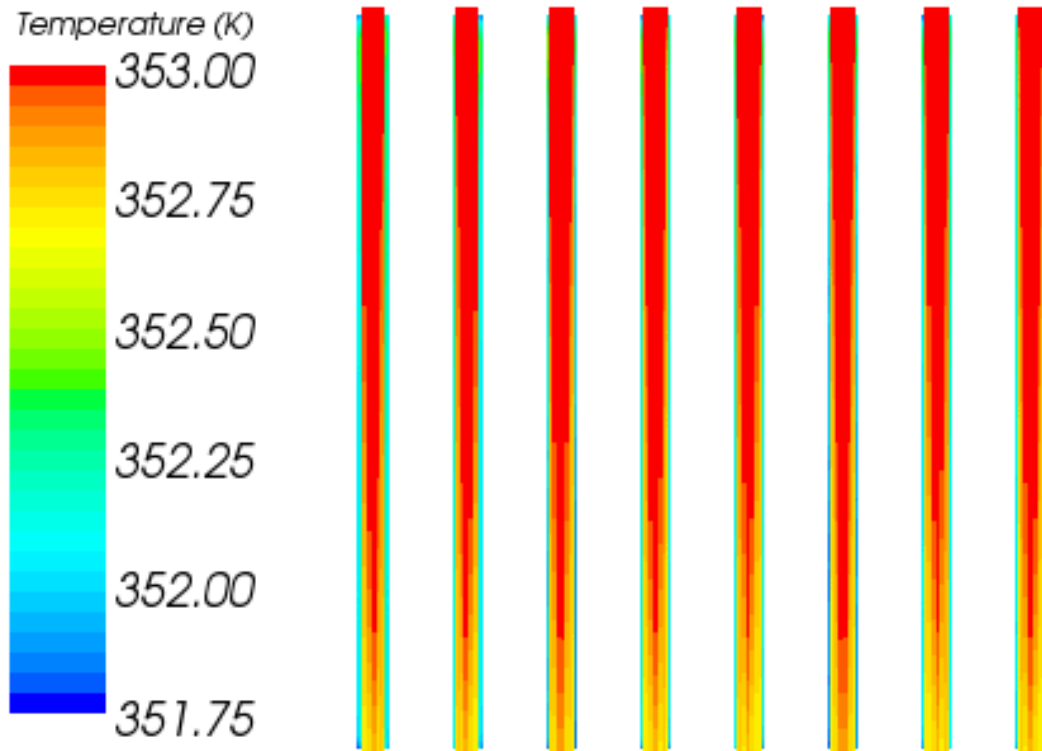


Şekil 7.22 5.14 m/s ve 20°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

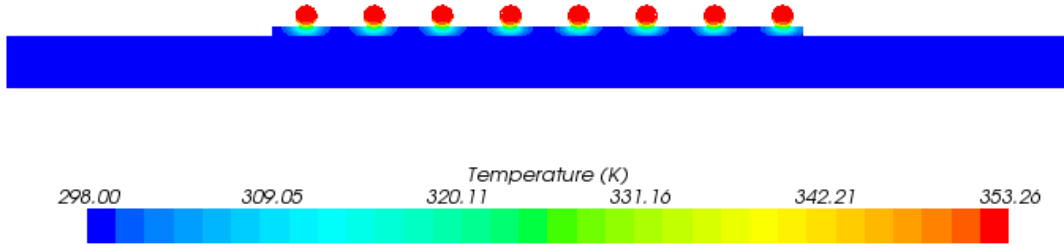


Şekil 7.23 5.14 m/s ve 20°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

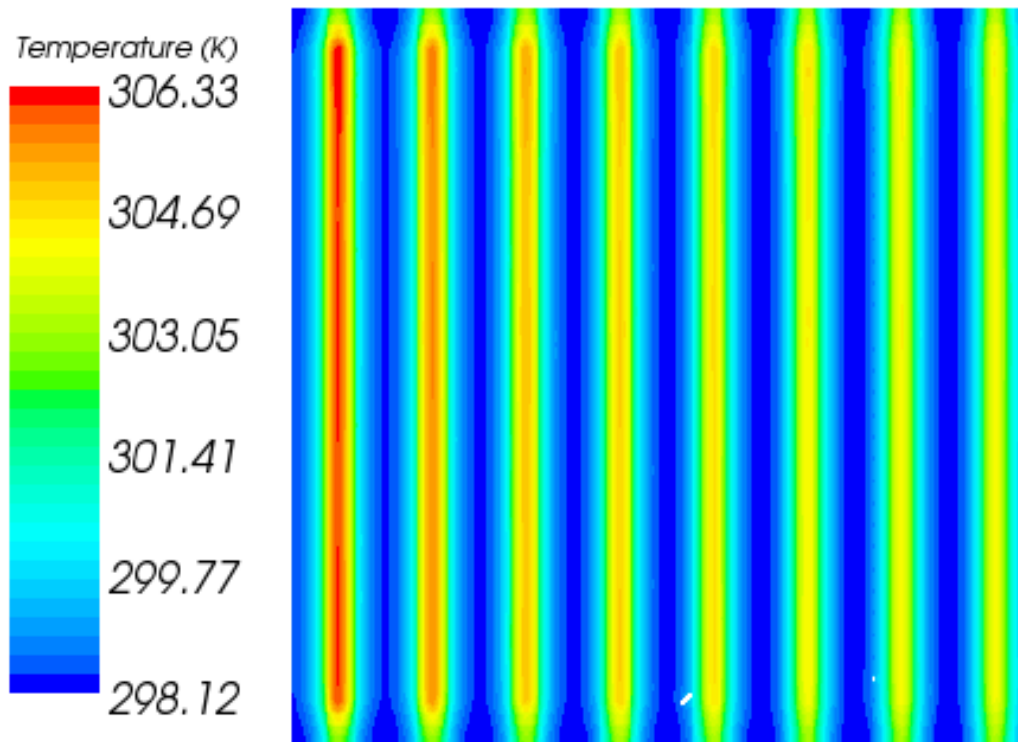
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 25 °C



Şekil 7.24 5.14 m/s ve 25°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

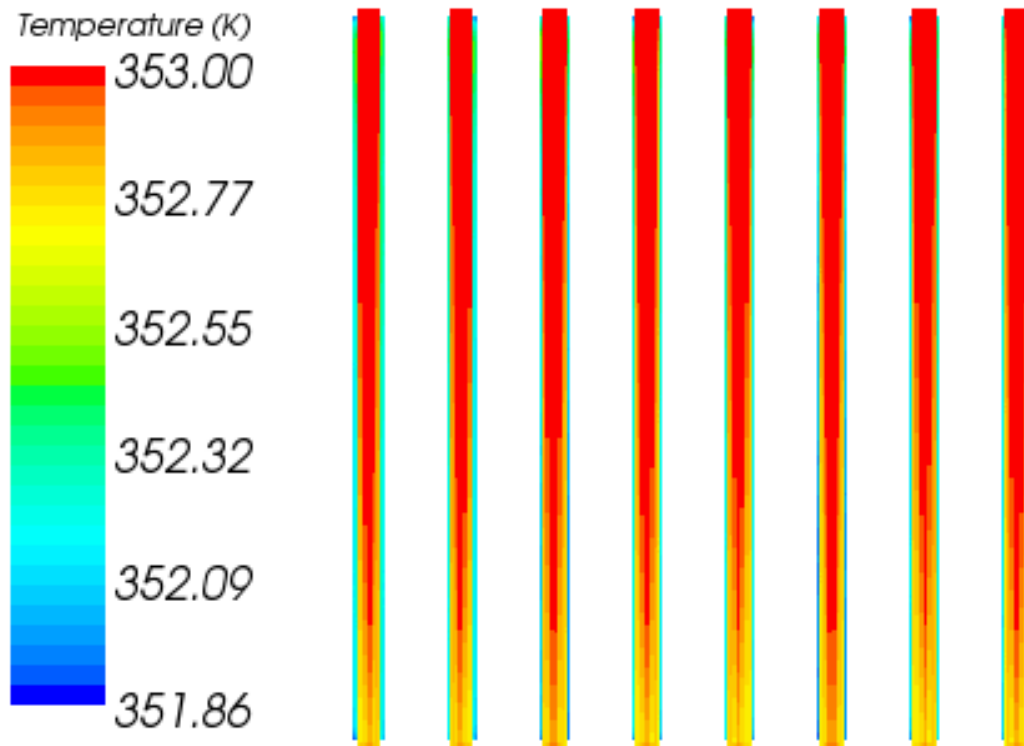


Şekil 7.25 5.14 m/s ve 25°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

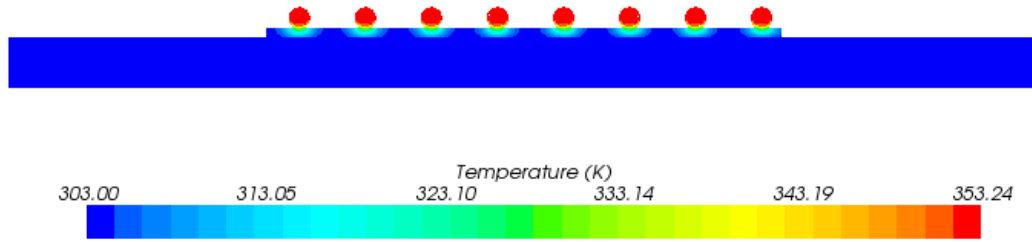


Şekil 7.26 5.14 m/s ve 25°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

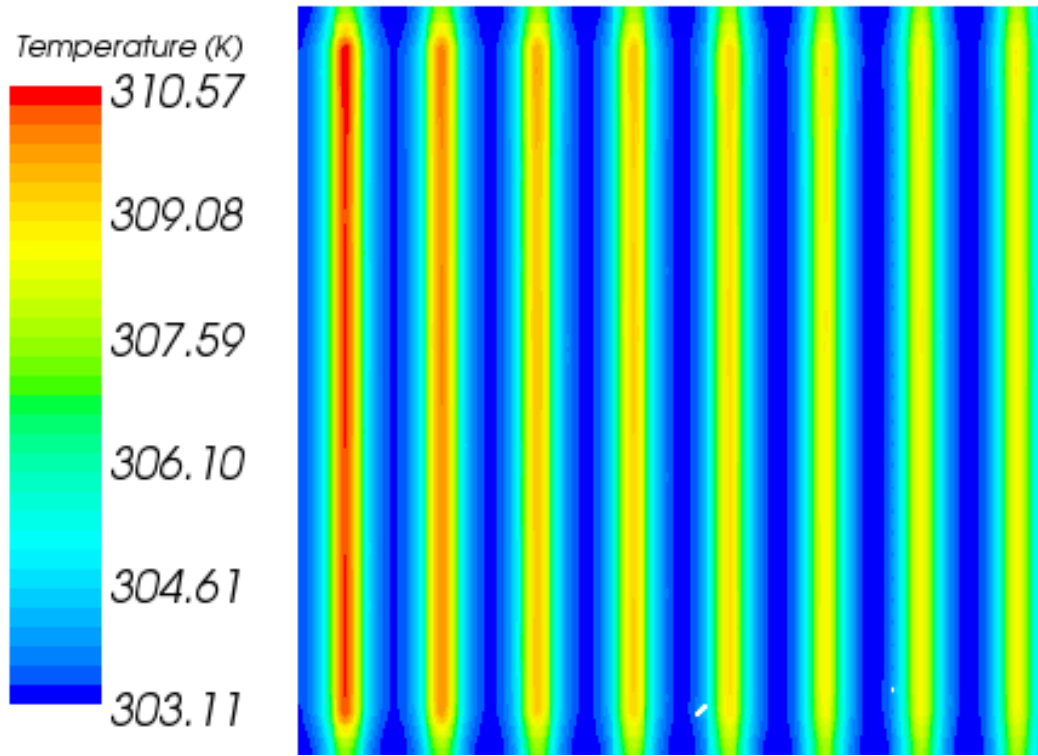
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 30 °C



Şekil 7.27 5.14 m/s ve 30°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

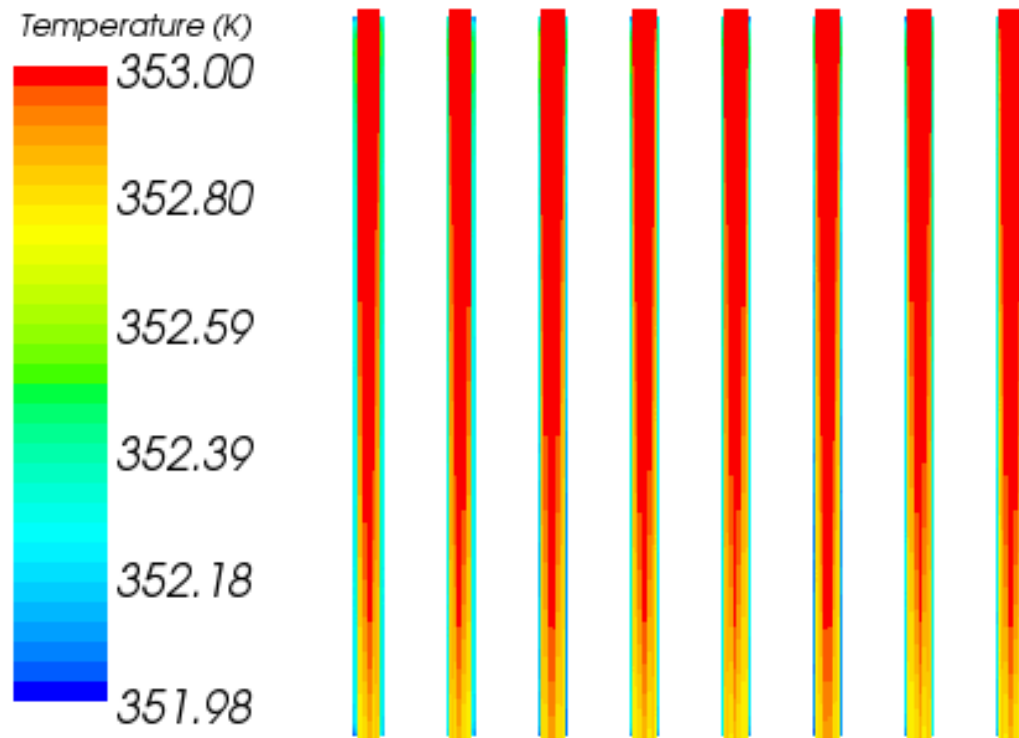


Şekil 7.28 5.14 m/s ve 30°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

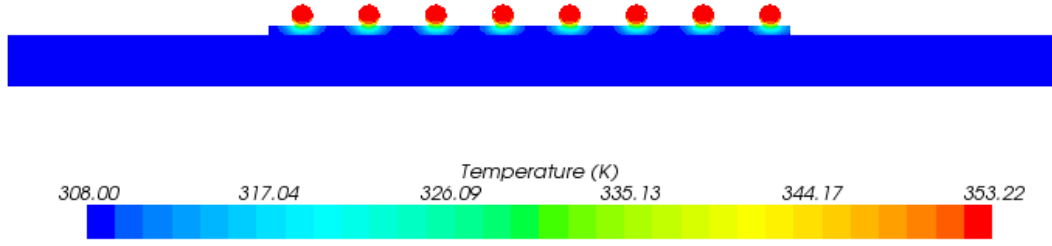


Şekil 7.29 5.14 m/s ve 30°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

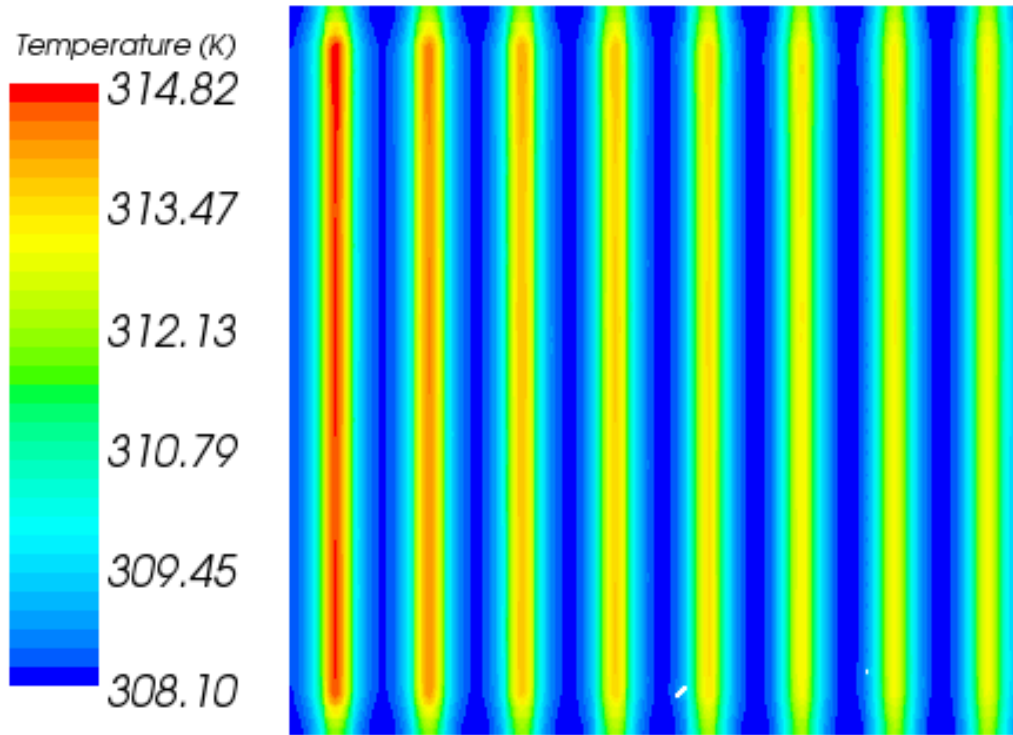
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 35°C



Şekil 7.30 5.14 m/s ve 35°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni

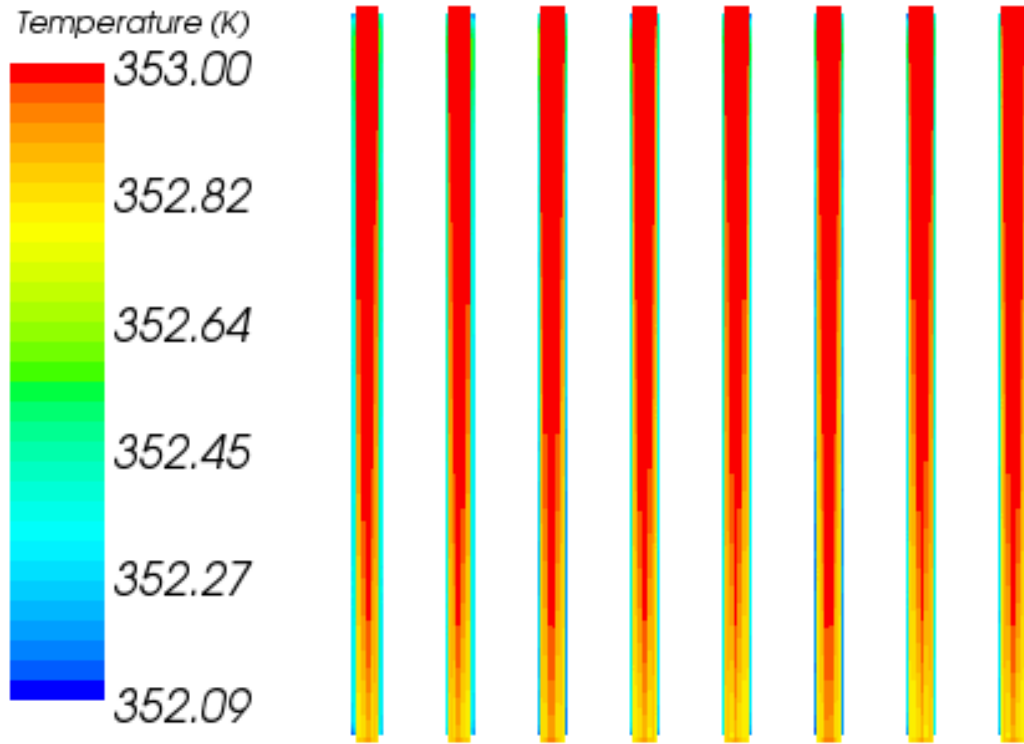


Şekil 7.31 5.14 m/s ve 35°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni

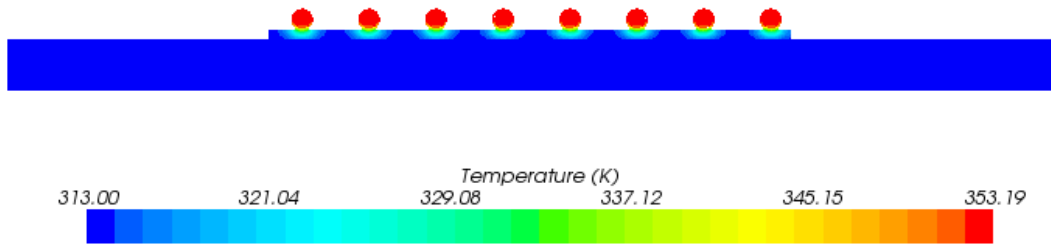


Şekil 7.32 5.14 m/s ve 35°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

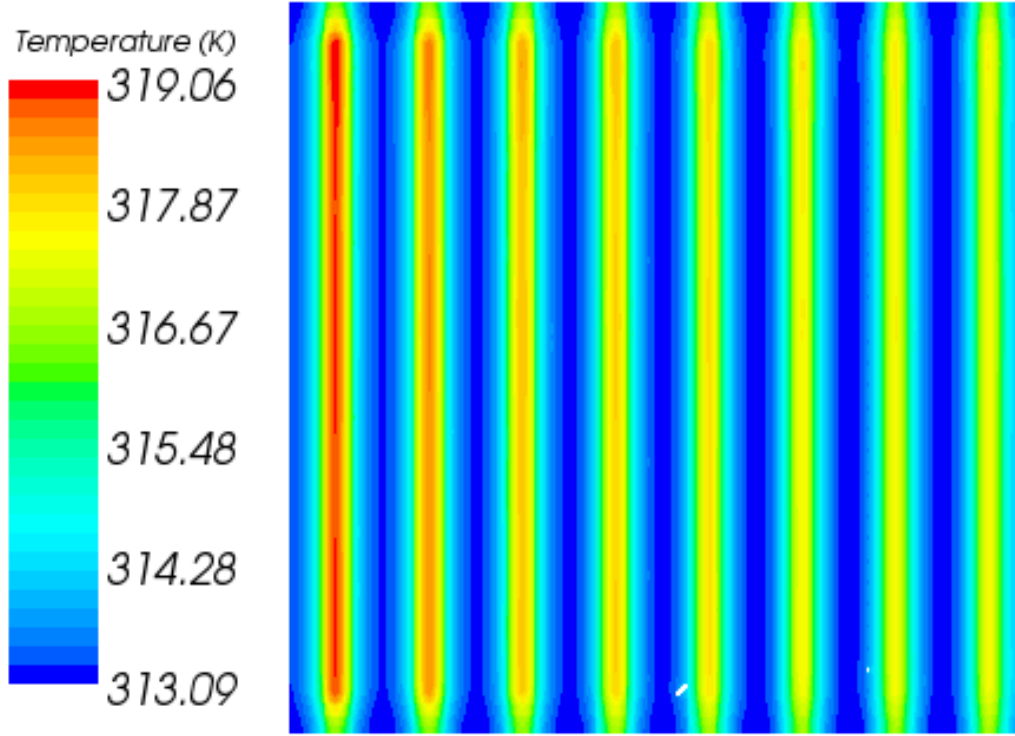
HIZ: 5.14 [m/s] // SICAKLIK: 40°C



Şekil 7.33 5.14 m/s ve 40°C şartlarında boru iç kesit sıcaklık gradyeni



Şekil 7.34 5.14 m/s ve 40°C şartlarında boru-sac üst kesit sıcaklık gradyeni



Şekil 7.35 5.14 m/s ve 40°C şartlarında deniz-sac arayüzey sıcaklık gradyeni

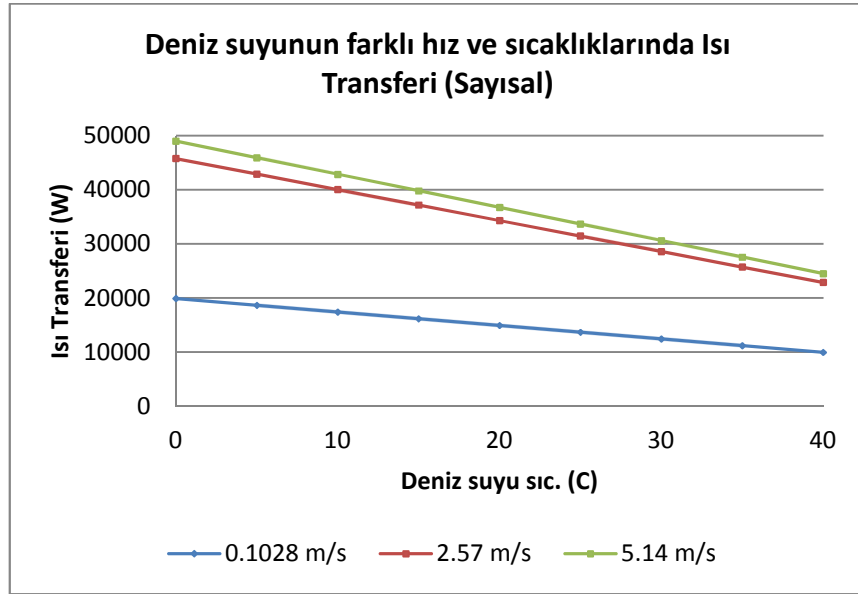
Tüm sıcaklıklardaki sonuç ekranlarında boru iç kesit görünümünde 80 °C sıcaklıkta borulara giren yüksek sıcaklık ceket suyu soğutma suyu 1 m’lik model boyunca ilerlemekte ve sıcaklığı düşmektedir. Boru- sac üst kesit görünümünde borunun kaynatıldığı sac ile olan etkileşiminden oluşan sıcaklık dağılımları görülmektedir. Isı boru et kalınlığı boyunca ilerler ve saca kaynatıldığı temas noktasından gemi dış gövdesine aktarılır. Isı geçisi de malzeme üzerinde sıcaklık dağılımları meydana getirmektedir.

Deniz – sac arayüzey görünümünde de tahmin edildiği üzere boru temas noktalarından oluşan direk iletim ile sıcaklık dağılımları şekildeki gibi olmaktadır.

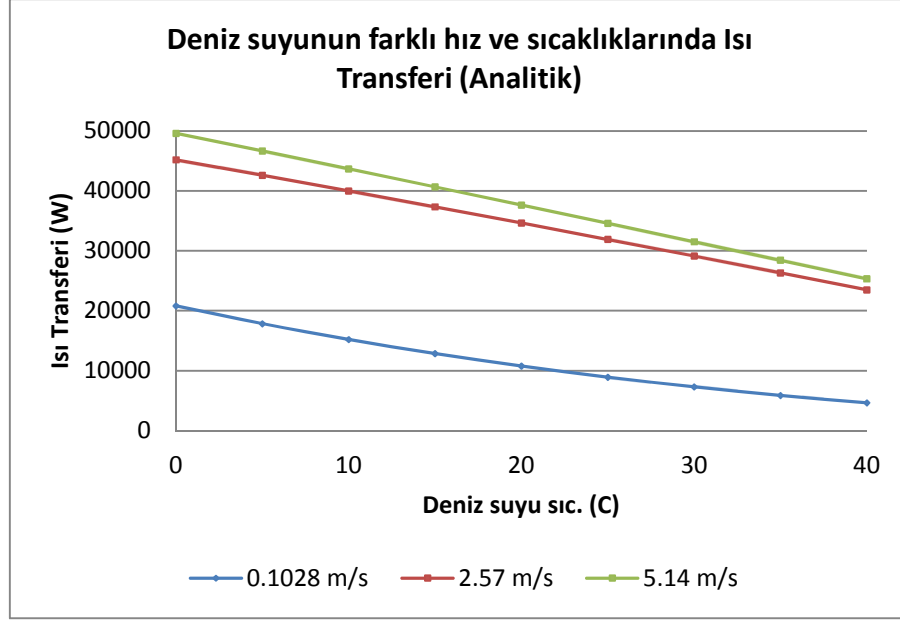
7.3 ANALİTİK VE SAYISAL SONUÇLARIN KARŞILAŞTIRILMASI

Analitik çözümde oluşturulmuş olan model çözülen sayısal çalışmalarla karşılaştırılmıştır.

Hem sayısal hem de analitik çözümde 3 ayrı gemi hızı ve 9 ayrı deniz suyu sıcaklığı kullanılmıştır. Gemi hızındaki artma ile akışkanın Reynolds sayısında artmaya bağlı olarak türbülans etkisi artmaktadır. Bu etki de taşınım ile olan ısı transferini artırmaktadır. Dikkat etmemiz gereken bir durum da ısı transfer miktarları her ne kadar W olarak verilmiş olsa da modelin 1 m² olması bize bu değerlerin W/m² biriminde olduğu anlamına gelir.

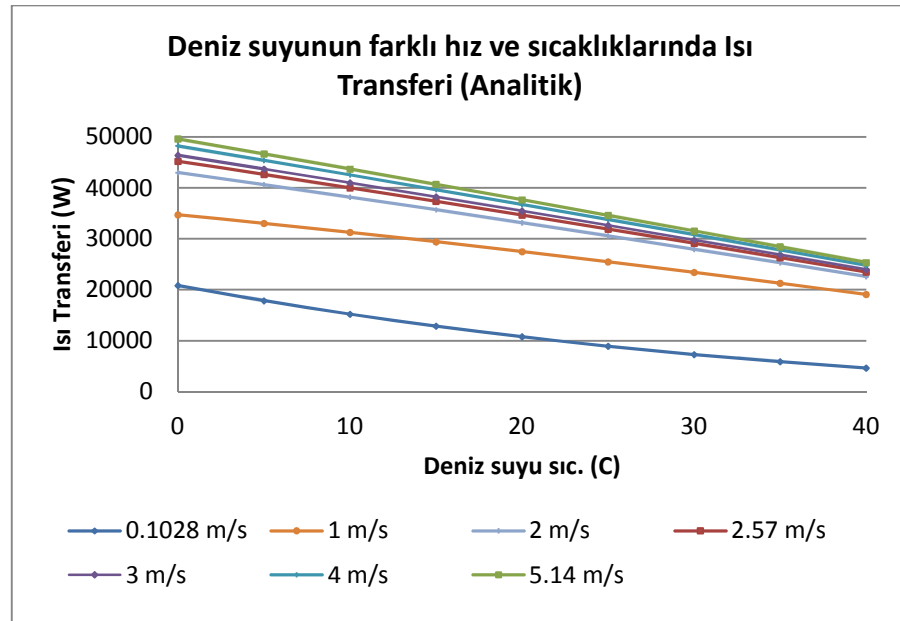


Şekil 7.36 Farklı deniz suyu ara hızlarında sayısal çözümle elde edilen ısı transferi değerleri



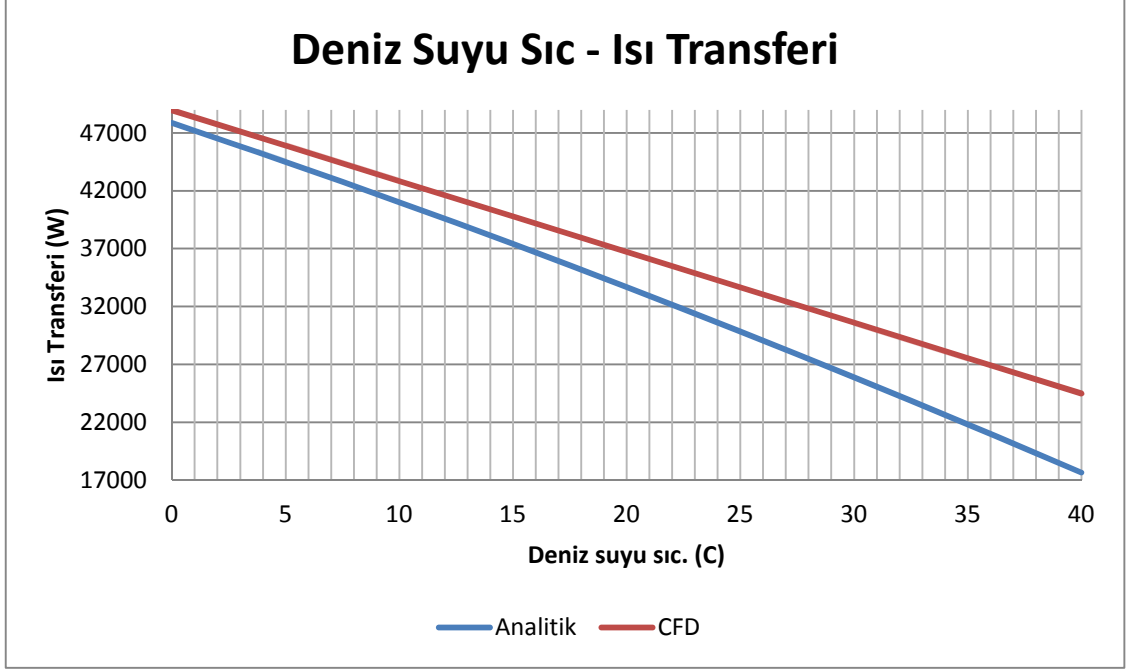
Şekil 7.37 Analitik çözümle elde edilen ısı transferi değerleri

Fark edileceği gibi deniz suyu hızındaki artmaya paralel olarak ısı transferi değeri de artmaktadır fakat bu artmanın hızına dikkat edilirse deniz suyu hızının artması ile azalmaktadır. Bu artmanın maksimum olduğu yeri tespit etmek için ara hız değerlerinde de çözüm alınmıştır. Her iki tarafın su olması ve yaklaşık olarak aynı fiziksel davranışı göstermesi bize boru içi hızına yakın bir hızda deniz hızını tuttuğumuz ölçüde ısı transferi artış hızını optimumda tutabileceğimizi göstermektedir.

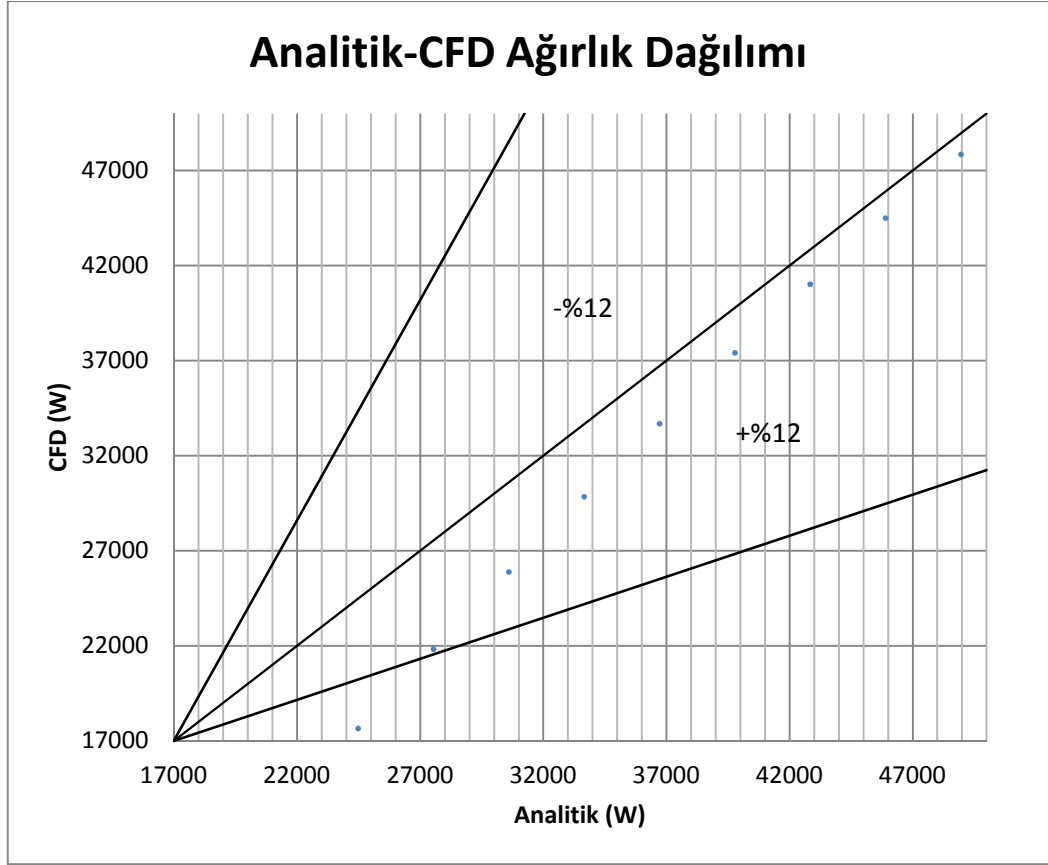


Şekil 7.38 Farklı ara hız değerlerinde ısı transferi miktarları

Analitik ve sayısal çözümleri ısı transferi miktarı üzerinden kıyaslamak çok daha etkin bir yöntemdir. Analitik uygulamalarda iki farklı yaklaşım üzerinden ilerlemektedir. İlk olarak geometrinin tam olarak tanımlanamadığı adyabatik kanat ucu yaklaşımı incelendiğinde sayısal uygulama sonuçlarından deniz suyu sıcaklığı arttıkça analitik yaklaşım sonuçları uzaklaşmaktadır. Bu durum δT azaldığı ölçüde analitik yaklaşımın sayısal değerden daha fazla saptığını ve hata miktarının arttığını göstermektedir.



Şekil 7.39 Farklı deniz suyu sıcaklıklarında analitik kanat yaklaşımı ve sayısal çözümdeki ısı transferi miktarları

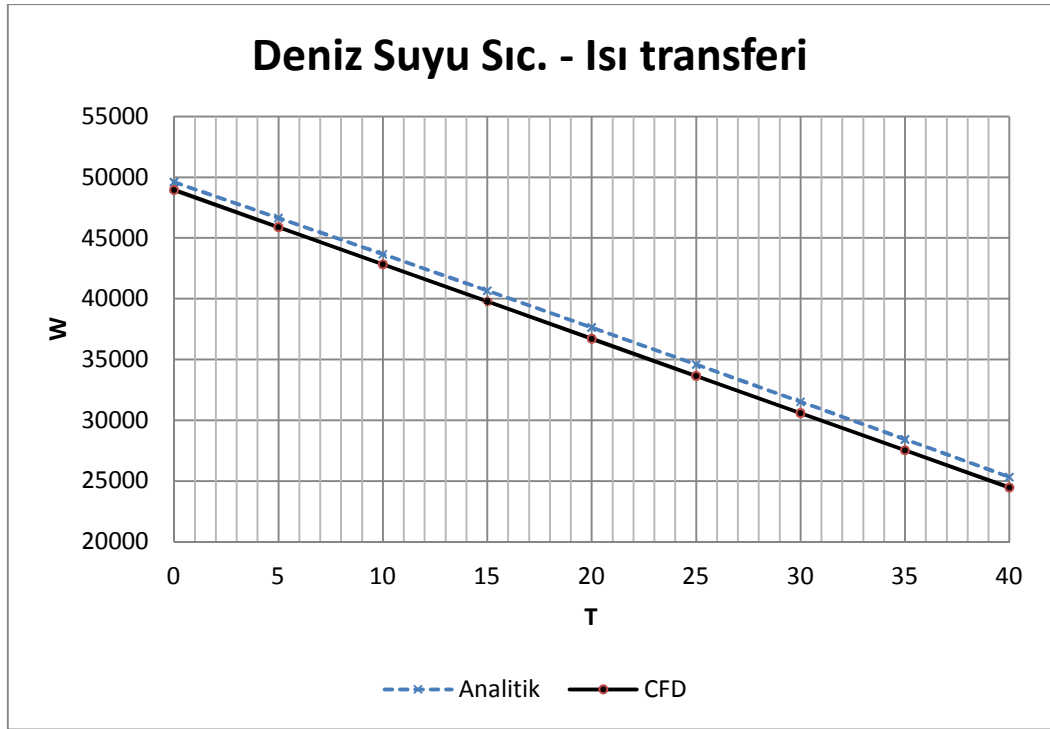


Şekil 7.40 Analitik kanat yaklaşımı ve sayısal çözümün ağırlık dağılımları

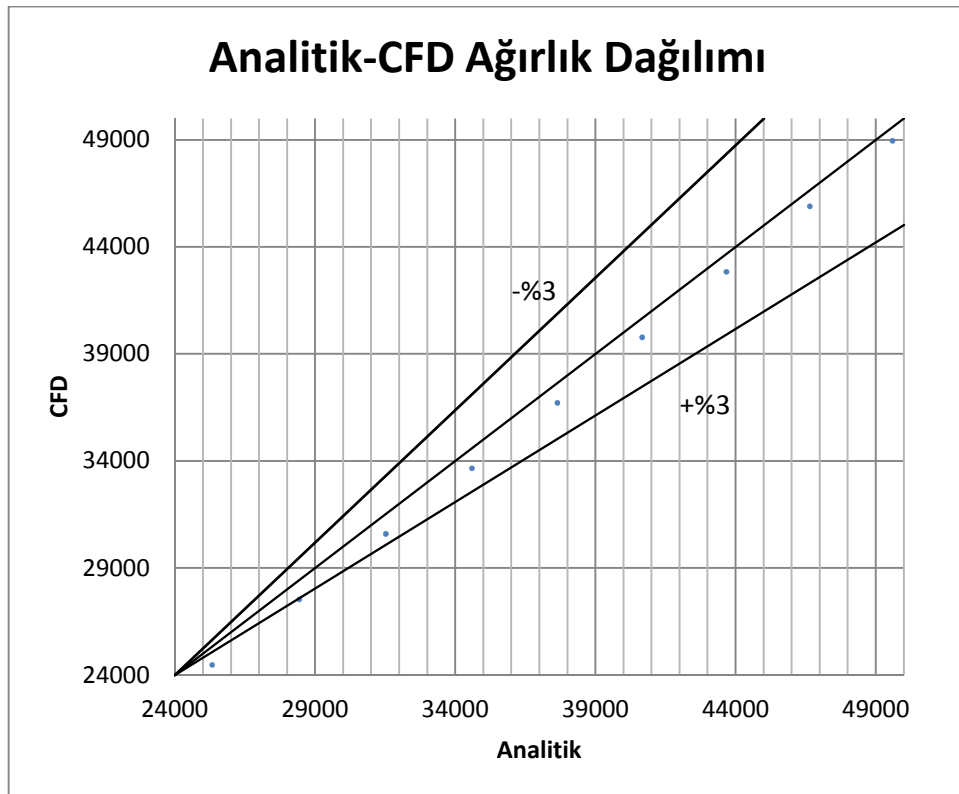
Ağırlık dağılımı grafiğine bakıldığında analitik kanat yaklaşımı ile sayısal çözüm sonuçlarının %12 lik bir ağırlık bandına yerleştikleri görülmektedir. Buda bizlere %12'lik bir hata ile analitik yaklaşımın sayısal yaklaşımdan saptığını göstermektedir.

Aynı şekilde analitik yaklaşımların ikincisi olan boru açılımı yaklaşımı ile sayısal çözümleme sonuçları kıyaslandığı takdirde aralarındaki farkın çok daha azaldığı görülebilmektedir.

Analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümleme sonuçları bir ağırlık dağılım eğrisi oluşturacak şekilde organize edilirse bu sefer %3'lük bir banda yerleştikleri tespit edilebilir. Bu durumda bize analitik boru açılımı yaklaşımının sayısal sonuçlara göre %3'lük bir hata ile yakınsadığı bilgisini vermektedir.



Şekil 7.41 Farklı deniz suyu sıcaklıklarında analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümdeki ısı transferi miktarları



Şekil 7.42 Analitik boru açılımı yaklaşımı ve sayısal çözümün ağırlık dağılımları

BÖLÜM 8

TARTIŞMA VE ÖNERİLER

Gemilerde ana makine soğutması için kullanılan ceket suyu soğutma sistemine yeni bir konsept getiren bu sistemin sayısal ve analitik analizleri önceki bölümlerde belirtildiği şekilde tamamlanmıştır. Yapılan analizde ısı yükleri en kötü durum kabulüne göre alındığında tam yol hız durumunda metrekarede 24479,05 W, yarım yolda 22877,62 W ve 0.1028 m/s hız (neredeyse durma) 9958,67 W olarak bulunmuştur. Ortalama 140 m boyunda bir yük gemisi için MAN B&W S50ME-B8 ana makinelerinden 8 silindirli toplam 13280 kW'lık bir ana makine seçildiğinde, ana makine ceket suyu soğutma ihtiyacı 2100 kW olarak belirlenmiştir. Yapmış olduğumuz soğutma modeli ele alındığında en kötü durum göz önüne alınırsa 210 metrekarelik bir alana ihtiyaç duyulmaktadır. Genel seyrüsefer esnasında gemi su çekimi 8 m civarında kabul edilirse 4 m'lik borulardan imal edilecek sistemde 52,5 m'lik bir mesafeye ihtiyaç duyulmaktadır. Mevcut kabul edilen teknede bu boy rahatlıkla sağlanmaktadır.

Tasarlanan modele bakıldığında 3 m'lik model boyunca belli aralıklarla alınan akışkan sıcaklıklarından türetilen çıkış sıcaklığı denklemi

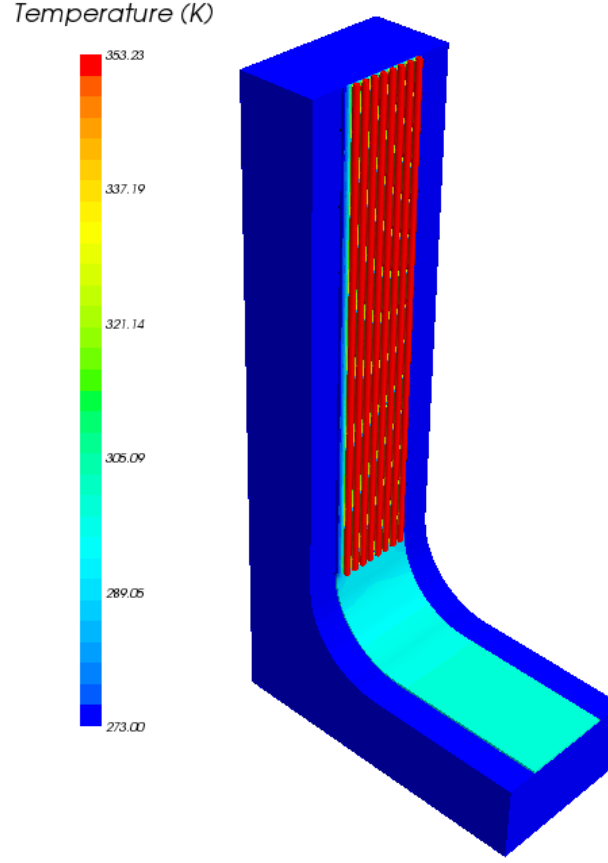
$$T_{cikis} = T_{giris} \cdot e^{(-0.00171562 \cdot x)} \quad (8.1)$$

olarak bulunur. Denklemden bulunan x değeri boru boyunu temsil etmektedir. Bu denklem ele alındığında ana makine ceket suyu giriş – çıkış sıcaklıkları arasındaki farkın da 15 C civarı kabul edildiği göz önüne alınırsa ısı yükünü sağlayan model boyunun kolaylıkla ΔT giriş – çıkış sıcaklık değerlerini sağlayabildiği görülebilir.

Merkezi soğutma sistemine gelen ana makine ceket suyu soğutma yükü mevcut konvansiyonel plakalı ısı değıştiriciler ile karşılanmak istendiğı zaman yaklaşık 18 m² bir ısı transfer alanı gerekmektedir. Buna rağmen basınç düşümleri normal borulara na göre çok daha yüksek olmaktadır. Kurmuş olduğumuz modelde ise yaklaşık 1680 m boru boyu kullanılması gerekmektedir. Buda yaklaşık 188 m² lik ısı transferi alanına karşılık gelmektedir.

Tezin devamında geliştirilmesi adına çalışma esnasında tespit edilen öneriler şu şekilde verilebilir.

- Boru iç akış hızı sirkulasyon pompalarının tahrikleri elektrik motoruyla sağlandıklarından dolayı ceket soğutma suyu hızı belli bir noktada sabit kalmakta bu da transfer edilen ısı miktarının deniz suyu hızı ne kadar artsa da belli bir noktada sabit kalmasına neden olmaktadır. Bu durumu değıştirmek için boru içi hızının artırılması gerekmektedir. Hızın artırılması bir inverter kullanılması yöntemiyle sağlanabilir. Fakat istenilen ısı yükü gemi ıslak alanıyla sağlanabildiğı için bu çözüme ihtiyaç duyulmamaktadır.
- Tezin işleyişinde analitik metotlar ile sayısal metot kıyaslanmıştır. Fakat aşağıda simulasyon görüntüsü de verilmiş olan modelin bir prototipi imal edilerek sirkulasyon tankında deneysel olarak incelenirse elde edilen sonuçlar yapılan kıyaslamalara temel oluşturacağından çalışmanın doğrulanmasında büyük katkı sağlayacaktır.
- Gemi dış yüzeyindeki deniz film katmanının sıcaklığının atması ile meydana gelecek viskozideki değışimin gemi direncine olan katkısının hesap edilmesi de sistemin toplam faydasındaki önemli artışı ortaya koyacaktır.



Şekil 8.1 Modelin kurulduğu gemi ortakesitinin belli bir kısmında sıcaklık dağılımı

- Tek faz ile yapılan çözümler klasik bir soğutma çevriminde olduğu gibi çift fazlı akış modeliyle de denenebilir. Böylelikle soğutma sistemleri için gereken ısı değiştirici yüzeyi yine merkezi ısı değiştirici göreviyle kurulan modelden sağlanabilir.
- Kurulmuş modelin gemi inşaat prensipleri için önemli olan ağırlık ve hacim hesabının yapılması da çalışmanın devamında konseptin tamamlanması için önemli bir adım teşkil etmektedir.
- Aynı şekilde mevcut soğutma sistemi kurulum ve işletme maliyeti ile kurulan konsept modelin kurulum ve işletme maliyetlerinin kıyaslanarak termo ekonomik analizin yapılması konsept tasarımı için önem arz etmekte ve çalışmanın devamında yapılması gerekmektedir.

KAYNAKLAR

- [1] Galeazzo, F. , Miura, R. ve Gut, J.(2006) “Experimental and numerical heat transfer in a plate heat exchanger.”, Chemical Engineering Science , 61:7133-7138
- [2] Marty, Ph. ,Michel, F. ve Tochon, P. (2008) “Experimental and numerical study of the heat transfer along a blunt flat plate”, International Journal of Heat and Mass Transfer, 51:13-23
- [3] Terekhov, V.I. ve Pakhomov, V.A. (2002) “Numerical study of heat transfer in a laminar mist flow over a isothermal flat plate” , International Journal of Heat and Mass Transfer 45:2077–2085
- [4] Redjem-Saad, L. , Ould-Rouiss M. ve Lauriat G. (2007) “Direct numerical simulation of turbulent heat transfer in pipe flows: Effect of Prandtl number” , International Journal of Heat and Fluid Flow 28:847–861
- [5] Wang X. ve Zhang N. (2005) “Numerical analysis of heat transfer in pulsating turbulent flow in a pipe” , International Journal of Heat and Mass Transfer 48:3957–3970
- [6] Ates A., Darıcı S. ve Bilir S. (2010) “Unsteady conjugated heat transfer in thick walled pipes involving two-dimensional wall and axial fluid conduction with uniform heat flux boundary condition”, International Journal of Heat and Mass Transfer 53:5058–5064
- [7] Küçükşahin, F. Gemi operasyonları 2, Birsen Yayınevi, 2009, İstanbul
- [8] Demirel, K., Gemi Yardımcı Makineleri 1, Birsen Yayınevi, 2008, İstanbul
- [9] Cengel, Y.A., Heat and Mass Transfer: A Practical Approach, McGraw-Hill Science/Engineering/Math, 2006, Nevada, Reno
- [10] Incropera, F.P ve Dewitt D., Isı ve Kütle Geçişinin Temelleri, Literatür Yayınları, 2010, İstanbul
- [11] CD-Adapco, Star CCM+ User Guide Version 4.04.011,2009, CD Adapco
- [12] Klein, S.A. ,Engineering Equation Solver User Manual,2008, F-Chart Software

ANALİTİK ÇÖZÜM KAYNAK KODLARI

Kanat Kabulü Analitik Çözüm Kaynak Kodları

```
"
1: deniz
2: tatli_su
"
{T_1=27}
T_2=80
T_ort=((T_2-7)+T_1)*0,5
P_1=101,325
P_2=3*101,325
"-----h_dis-----"
k_1=Conductivity(Water;T=T_ort;P=P_1) "W/mK"
mu_1=Viscosity(Water;T=T_ort;P=P_1) "kg/ms"
Pr_1=Prandtl(Water;T=T_ort;P=P_1)
rho_1=Density(Water;T=T_ort;P=P_1) "kg/m^3"
V_1=5,14 "m/s"
L_1=1

Re_dis=(V_1*L_1*rho_1)/mu_1

Nu_1=(h_dis*L_1)/k_1
Nu_1=(0,037*Re_dis^0,8-871)*Pr_1^0,33
"-----"

"-----h_ic-----"
k_2=Conductivity(Water;T=T_2;P=P_2) "W/mK"
mu_2=Viscosity(Water;T=T_2;P=P_2) "kg/ms"
Pr_2=Prandtl(Water;T=T_2;P=P_2)
rho_2=Density(Water;T=T_2;P=P_2) "kg/m^3"
V_2=3 "m/s"
L_2=0,0337

Re_ic=(V_2*L_2*rho_2)/mu_2

Nu_2=(h_ic*L_2)/k_2
```

$Nu_2=0,023*Re_{ic}^{0,8}*Pr_2^{0,33}$

"-----"

"-----KANAT_HESABI-----"

"Adyabatik kanat ucu kabulü ile çözülmüştür."

L_dusey=1

p=L_dusey

k_govde=63,9

t_sac=0,015

A_c=t_sac*L_dusey

T_b=60

L_aralik=0,128

$m=((h_{dis}*p)/(k_{govde}*A_c))^{0,5}$

$Q_{adyabatik}=(h_{dis}*p*k_{govde}*A_c)^{0,5}*(T_b-T_1)*\tanh(m*L_{aralik})$

$N_{aralik}=L_1/L_{aralik}$

$Q_{top}=N_{aralik}*Q_{adyabatik}$

"-----"

Boru Açılımı Kabulü Analitik Çözüm Kaynak Kodları

"

1: deniz

2: tatli_su

"

{T_1=27}

T_2=80

$T_{ort}=((T_2-T_1)+T_1)*0,5$

{T_icyuzey=60}

P_1=101,325

P_2=3*101,325

$D_{ic}=10,68*(10^{(-3)})$

$A_{ic}=\pi*D_{ic}^2$

$D_{dis}=40,74*(10^{(-3)})$

$A_{dis}=\pi*D_{dis}^2$

L_et=0,015

k_metal=63,9 "W/mK"

L_aralik=0,256

"-----h_dış-----"

$k_1=\text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_{ort}; P=P_1)$ "W/mK"

$\mu_1=\text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_{ort}; P=P_1)$ "kg/ms"

$Pr_1=\text{Prandtl}(\text{Water}; T=T_{ort}; P=P_1)$

$\rho_1=\text{Density}(\text{Water}; T=T_{ort}; P=P_1)$ "kg/m³"

{V_1=5,14 "m/s"}

L_1=1

$Re_{dis}=(V_1*L_1*\rho_1)/\mu_1$

$Nu_1=(h_{dis}*L_1)/k_1$

$Nu_1=(0,037*(Re_{dis}^{0,8})-871)*Pr_1^{0,33}$

"-----"

"-----h_ic-----"

$k_2=\text{Conductivity}(\text{Water}; T=T_2; P=P_2)$ "W/mK"

$\mu_2=\text{Viscosity}(\text{Water}; T=T_2; P=P_2)$ "kg/ms"

$Pr_2=\text{Prandtl}(\text{Water}; T=T_2; P=P_2)$

$\rho_2=\text{Density}(\text{Water}; T=T_2; P=P_2)$ "kg/m³"

V_2=3 "m/s"

L_2=0,0337

$$Re_{ic}=(V_2*L_2*\rho_2)/\mu_2$$

$$Nu_2=(h_{ic}*L_2)/k_2$$

$$Nu_2=0,023*Re_{ic}^{0,8}*Pr_2^{0,33}$$

"-----"

"-----BORU_HESABI-----"

$$\{R_{ic}=1/(h_{ic}*(\pi*D_{ic}*1))$$

$$R_{metal}=L_{et}/(k_{metal}*(\pi*D_{ic}*1))$$

$$R_{dis}=1/(h_{dis}*(\pi*D_{dis}*1))$$

$$R_{toplam}=R_{ic}+R_{metal}+R_{dis}$$

$$Q=(T_2-T_1)/R_{toplam}$$

$$Q_{top}=(L_1/L_{aralik})*Q\}$$

$$1/K_{ic}=(1/h_{ic})+(((\ln(D_{dis}/D_{ic}))/((2*\pi*1*k_{metal}))*A_{ic})+(1/h_{dis})*(A_{ic}/A_{dis})$$

$$Q=K_{ic}*A_{ic}*(T_2-T_1)$$

$$Q_{top}=(L_1/L_{aralik})*Q$$

"-----"

ÖZGEÇMİŞ

KİŞİSEL BİLGİLER

Adı Soyadı : Ahmet YURTSEVEN
Doğum Tarihi ve Yeri : 29-04-1988 İSTANBUL
Yabancı Dili : İNGİLİZCE
E-posta : ahmety@yildiz.edu.tr

ÖĞRENİM DURUMU

Derece	Alan	Okul/Üniversite	Mezuniyet Yılı
Y. Lisans	Gemi İnş. Ve Gemi Mak.	YTÜ	2012
Lisans	Makine Müh.	YTÜ	2010
Lise	Fen	Fahrettin Kerim Gökay And.	2006

İŞ TECRÜBESİ

Yıl	Firma/Kurum	Görevi
2010	YTÜ	ARŞ.GÖR.