

## Parabolik Oluk Tipi Güneş Kolektöründe Isıl Verim Arttırıcı Yöntemlerin Uygulanması

Sezer Sevim\* , Ali Yurddaş 

Manisa Celal Bayar Üniv., Makine Mühendisliği Bölümü, Manisa, Türkiye

\*İletişimden sorumlu yazar: sezersevim035@gmail.com

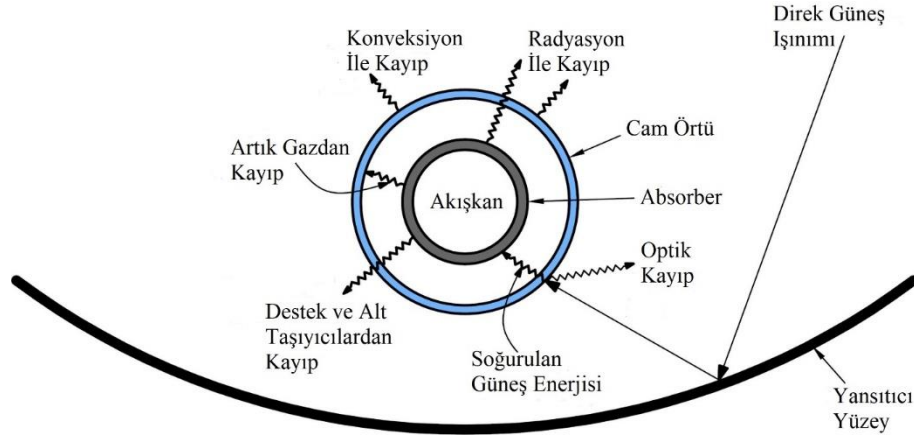
### Özet

Termal güneş kolektörlerinden olan parabolik oluk tipi güneş kolektörü buhar üretimi, elektrik üretimi gibi yüksek akışkan sıcaklığı gerektiren alanlarda kullanılmaktadır. Bu kolektörler üzerine yapılan deneysel ve nümerik çalışmalar ile optik ve termal verimliliğin artırılması amaçlanmaktadır. Bu çalışmada bu amaç doğrultusunda parabolik oluk tipi güneş kolektörü odak noktasında bulunan alıcı boru içerisine türbülans arttırıcı helisel kanatçık ile absorber boru termal-hidrolik özelliklerinde meydana gelen değişimler Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği (HAD) metodu ile incelenmiştir. Yapılan analizler neticesinde yeni tip modelde elde edilen en yüksek artış Nusselt değeri Reynolds sayısı 30000 değerindeyken % 87.6, sürtünme katsayısı değeri ise 5.01 kat olarak gerçekleşmiştir.

**Anahtar Kelimeler:** Parabolik güneş kolektör, ısı transferi iyileştirmesi, hesaplamalı akışkanlar dinamiği, helisel kanatçık

### Giriş

Parabolik oluk tipi güneş kolektörleri (PTC) endüstriyel ısıtma ve elektrik üretimi, hava ısıtma, desalinasyon, absorpsiyonlu soğutma başta olmak üzere yüksek akışkan sıcaklığı gerektiren alanlarda yaygın olarak kullanılmaktadır [1]. Parabolik şekilde bükülmüş yansıtıcı yüzey, odak noktasında bulunan absorber boru, absorber boru etrafında cam örtü ve güneş takip sistemi kolektörün en önemli parçalarıdır [2]. Yansıtıcı yüzeye gelen güneş ışınları yansıtıcı yüzeyden yansıyıp absorber boruya yansıtılmakta ve absorber boru üzerine ısı enerjisi olarak yoğunlaştırılmaktadır. Absorber boru üzerine soğurulan enerji boru içerisinden geçen akışkana aktarılarak faydalı enerji haline dönüşmektedir [3].



Şekil 1. Parabolik kolektör kesit görünüşü [2] [3]

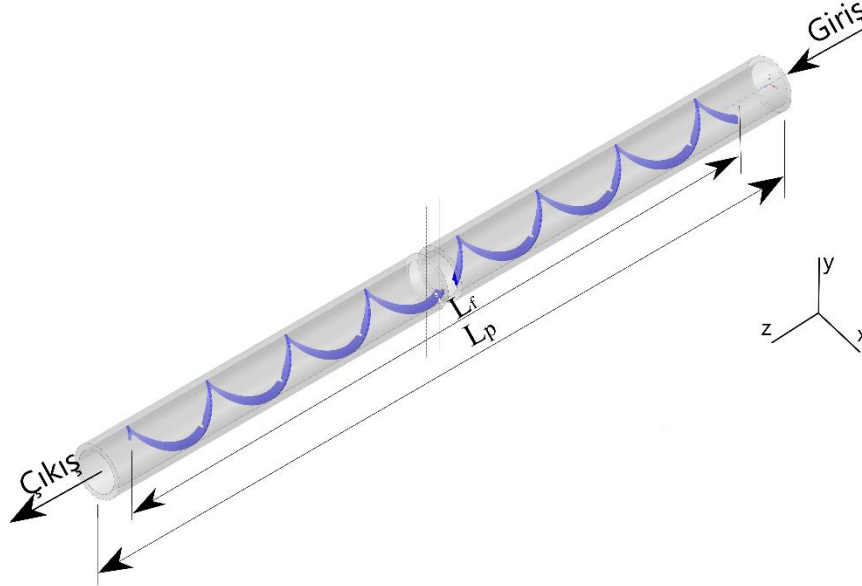
PTC’de optik ve termal verimliliği arttırmak amacıyla yansıtıcı yüzey, cam boru ve absorber dış yüzeyinde yüzey iyileştirmesi [4] ve absorber boru içerisinde ise kanatçık ve türbülötör gibi eklentiler ile taşınım ile ısı transferi iyileştirmesi [5] yapılmaktadır. Absorber boru içerisinde eklentilerin kullanılması ile hem boru içi akışta türbülans yoğunluğu hem de ısı transferi alanı artırılarak bu sayede ısı transferi katsayısı değerlerinde artış elde edilmektedir. Helisel formda kanatçık kullanılması ile akışkana dönme hareketi verilerek boru içerisinde daha fazla yol kat etmesi sağlanmaktadır [6,7]. Ancak ısı performansında yapılan her iyileştirme basınç kaybı artışı da beraberinde getirmektedir [8].

Bu çalışmada absorber boru içerisinde helisel kanatçık kullanımı ile ısı performans değerlerinde meydana gelen değişimler HAD (Hesaplamalı Akışkanlar Dinamiği) analizi ile incelenmiştir.

Hesaplamalarda k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Analizler, Reynolds sayısı 10000 ila 30000 arası olacak şekilde yapılmış olup absorber boru ısıl ve hidrolik performansında meydana gelen değişimler hem düz absorber boru hem de helisel kanatçıklı absorber boru için ayrı ayrı belirlenmiştir. İş akışkanı olarak Terminol VP-1 termal yağ kullanılmıştır.

### Materyal ve Metod

Bu çalışmada incelenen PTC odak noktasında bulunan absorbere ait üç boyutlu model görünümü Şekil 2.'de belirtilmiştir. Helisel kanatçık absorber iç yüzeyine tamamen temas etmekte ve geriye kalan iç boşluktan Z eksenine doğrultusunda iş akışkanı akmaktadır. Helisel kanatçık üzerinde dikdörtgen kanallar bulunmaktadır. Helisel kanatçık adım ölçüsü  $p_1$ : 60mm olup kanatçık üzerindeki dikdörtgen kanallara ait adım uzunluğu  $p_2$ : 30 mm dir. Hesaplamalarda direk güneş ışınımı değeri  $I_b$  1000 ( $W/m^2$ ) olarak alınmıştır. Optik verim değeri %75.4 değerinde olup alıcı boru tarafından soğurulan enerjinin hesabında kullanılacaktır.



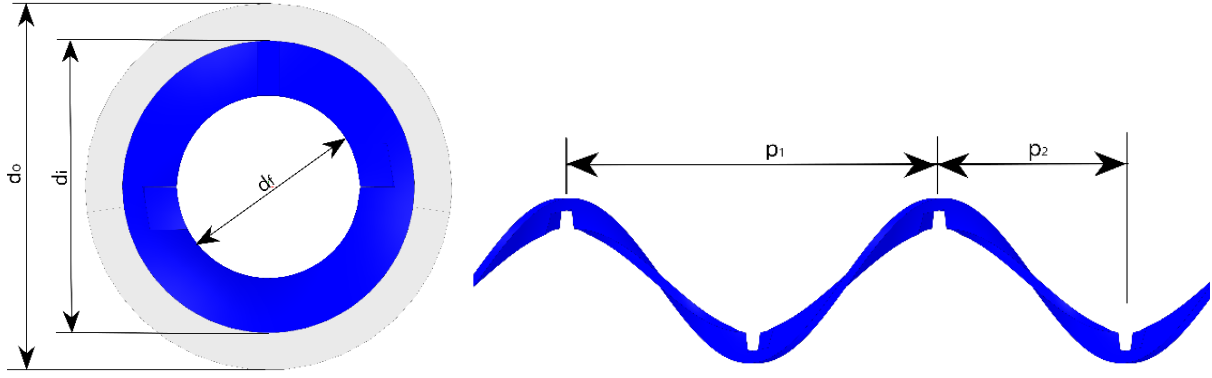
Şekil 2. Helisel kanatlı absorber boru model görünümü

Yapılan hesaplamalarda yansıtıcıdan absorber boru üzerine yansıyan yoğunlaştırılmış güneş ışınlarının absorber boru alt yüzeyinde kenar açısı ölçüsünde uniform dağıldığı, bunun dışındaki alanlara direk güneş ışınlarının uniform dağıldığı kabul edilmiştir. PTC'ye ait fiziksel özellikler ise Tablo 1.'de gösterilmiştir.

Tablo 1. Parabolik kolektör fiziksel ölçüler

Model Açıklaması	Değer	Model Açıklaması	Değer
Kolektör açıklık W (mm)	3000	Emisivite $\epsilon_c$	0.86
Kolektör uzunluk L (mm)	2000	Cam örtü geçirgenlik $\tau$	0.95
Absorber boru uzunluk $L_p$ (mm)	2000	Absorber soğurganlık $\alpha$	0.93
Helisel kanatçık uzunluk $L_f$ (mm)	1950	Kesişim faktörü $\gamma$	~0.9
Absorber dış çap $d_o$ (mm)	33.4	Konsantrator yansıtıcılık $r$	0.99
Absorber iç çap $d_i$ (mm)	26.6	Geliş açısı niceleyicisi	0.99
Helisel kanatçık iç çap $d_f$ (mm)	16.6	Optik verim $\eta_{opt}$	0.754
Cam örtü iç çap $d_{ci}$ (mm)	56	Direk Güneş Işınımı $I_b$ ( $W/m^2$ )	1000
Cam örtü dış çap $d_{co}$ (mm)	58	Kollektör Kenar Açısı	82

Şekil 3'te absorber kesit görünüşü ve helisel kanatçığa ait yan görünüş detaylı olarak belirtilmiştir. Helisel kanatçık üzerinde 5mmx3mm ölçülerinde dikdörtgen kanallar bulunmaktadır. Helisel kanat yüksekliği 5 mm et kalınlığı ise 1 mm dir.



Şekil 3. Parabolik kolektör absorber önemli fiziksel ölçüler

Tablo 2’de iş akışkanı ve absorber malzemesine ait termofiziksel özellikler belirtilmiştir. Tüm absorber ve helisel kanatçık malzemesi paslanmaz çelik olarak belirlenmiştir. Absorber içerisinden akmakta olan iş akışkanı olarak uygulamada da genellikle tercih edilen ve 500-600 °K gibi yüksek sıcaklıklarda bile sıvı fazda yüksek dayanım gösteren termal yağ seçilmiştir.

Tablo 2. Malzemelerin termofiziksel özellikleri

Özellik	Terminol VP1 (373.15 K)	Terminol VP1 (423.15 K)	Absorber Boru ve Helisel Kanatçık
Yoğunluk $\rho$ (kg/m <sup>3</sup> )	999	957	8027
Özgül Isı $c_p$ (kJ/kgK)	1.775	1.913	500
Dinamik Viskosite $\mu$ (kg/ms)	0.000985	0.000585	-
Termal İletkenlik $k$ (W/mK)	0.1277	0.1212	20

### Termal Performans

Isı transfer katsayısı ( $h$ ) absorber boru ile akışkan arasında denklem (1) ile hesaplanabilir. Burada  $Q_u$  kullanılabilir enerji,  $T_w$  boru içi ortalama sıcaklık,  $T_m$  ise ortalama akışkan sıcaklığıdır.

$$h = \frac{Q_u}{(\pi D_{ri} L) (T_w - T_m)} \quad (1)$$

Ortalama akışkan sıcaklığı  $T_m$  denklem (2) ile hesaplanabilir:

$$T_m = \frac{T_{in} + T_{out}}{2} \quad (2)$$

Nusselt sayısı denklem (3) ile hesaplanabilir:

$$Nu = \frac{h D_{ri}}{\lambda} \quad (3)$$

Yapılan analizlerde Reynolds sayısı sınır değer olan 2300 üzeri değerler alacağı için tüm analizlerde akış tam gelişmiş ve türbülanslı akış olacaktır. Teorik Nusselt sayısının hesaplanmasında kullanılacak korelasyonlar aşağıda sırasıyla verilmiştir. Bu eşitlikler doğrulama esnasında kullanılacaktır.

Dittus-Boelter korelasyonu:

$$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad Re \geq 10^4 \quad (4)$$

Petukhov korelasyonu:

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

Gnielinski korelasyonu:

$$Nu = \frac{\left(\frac{f}{8}\right)(Re - 1000)Pr}{1 + 12.7 \left(\frac{f}{8}\right)^{\frac{1}{2}} (Pr^{\frac{2}{3}} - 1)} \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad \text{and} \quad 0.5 \leq Pr \leq 2000 \quad (6)$$

Reynolds sayısı hidrolik çap  $D_h = \frac{4A_c}{S}$  dikkate alınarak aşağıdaki eşitlikten hesaplanır;

$$Re = \frac{uD_h}{\nu} \text{ ve } Re = \frac{4m}{\pi D_i \mu} \quad (7)$$

### Hidrolik Performans

Düz boru modelin doğrulanması için Sürtünme faktörü hesaplanmasında aşağıdaki üç farklı eşitlik kullanılabilir. Bu eşitlikler sırasıyla;

Blasius korelasyonu:

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 10^5 \quad (8)$$

Petukhov korelasyonu:

$$f = (0.790 \ln Re - 1.64)^{-2} \quad 3000 < Re < 5 \times 10^6 \quad (9)$$

Colebrook Korelasyonu:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\epsilon/D_i}{3.7} + \frac{2.51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad 3 \times 10^3 \leq Re \leq 10^8 \quad (10)$$

Analizler sonucu hesaplanacak Sürtünme faktörü boru içerisinde gerçekleşen basınç düşümü ( $\Delta P$ ) bilinmesi kaydıyla denklem (11) yardımıyla bulunabilir:

$$f = \left( \frac{\Delta P}{\frac{1}{2} \rho u^2} \right) \left( \frac{D_i}{L} \right) \quad (11)$$

Akışkan hızının hesaplanmasında denklem (12) kullanılabilir:

$$u = \frac{\dot{m}}{\left( \frac{\pi D_i^2}{4} \right)} \quad (12)$$

### Sınır Şartları

- Analizlerde çevre sıcaklığı  $T_{amb}$  313.15 °K kabul edilmiştir.
- Absorber boru akışkan giriş sıcaklık aralığı  $T_{in}$  373.15 °K, akışkan giriş debisi giriş debisi  $m_{in}$  mass flow inlet, boru çıkış basıncı  $P_{out}$  pressure outlet seçilmiştir.
- Nümerik analizler Reynolds sayısı 10000, 15000, 20000, 25000 ve 30000 değerleri baz alınarak yapılmıştır.
- Analizlerde direk güneş ışıma değeri 1000 W/ m<sup>2</sup> olarak kabul edilmiştir. Boru alt yüzeyine güneşten gelen toplam ısı akısı ise optik verim baz alınarak HAD analizi programına veri olarak girilmiştir.

### Akış Şartları

- Akış türbülanslı ve tam gelişmiştir
- Isı transferi işlemi sürekli koşullarındadır.
- Akışkana ait tüm fiziksel özellikler sabittir
- Akış sıkıştırılmaz ve süreklidir.
- Yer çekimi etkileri ihmal edilmiştir
- Absorber boru yüzeyinde kaymazlık şartı geçerlidir

Bu çalışmada türbülans modeli olarak k-ε türbülans modeli kullanılmıştır. Türbülans modeline uygun denklemler aşağıdaki gibi yazılabilir [9];

Süreklilik denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (13)$$

Momentum denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i u_j)}{\partial x_i} = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu_{eff} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \right] \quad (14)$$

Enerji denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i T)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \frac{k_{eff}}{\rho c_p} \frac{\partial T}{\partial x_i} \right) \quad (15)$$

Türbülans kinetik enerji k denklemi:

$$\frac{\partial(\rho u_i k)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_i} \right) + \Gamma - \rho \epsilon \quad (16)$$

Türbülans sönmüleme oranı  $\epsilon$  denklemi:

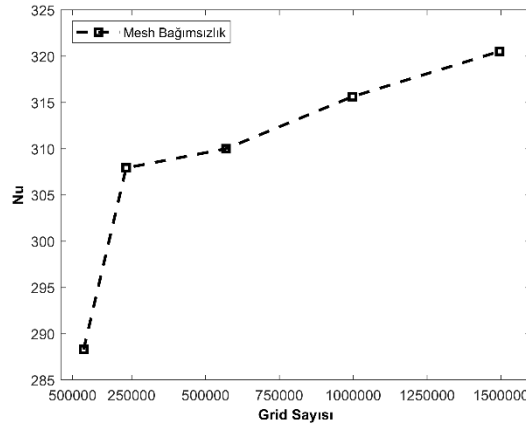
$$\frac{\partial(\rho u_i \epsilon)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_i} \right) + c_1 \Gamma \epsilon - \rho c_2 \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{v\epsilon}} \quad (17)$$

Burada T, P,  $\rho$  ve u sırasıyla sıcaklık, basınç, yoğunluk ve akışkan hızı olarak adlandırılır.  $k_{\text{eff}}$  ve  $\mu_{\text{eff}}$  akışkanın termal iletkenliğini ve viskozitesini belirtir.  $\sigma_k$  ve  $\sigma_\epsilon$  ise k ve  $\epsilon$  için türbülans Prandtl sayıdır. Türbülans kinetik enerji üretimi  $\Gamma$  denklem (18) ile hesaplanabilir:

$$\Gamma = -\overline{u_i u_j} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} = \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \quad (18)$$

### Mesh Analizi

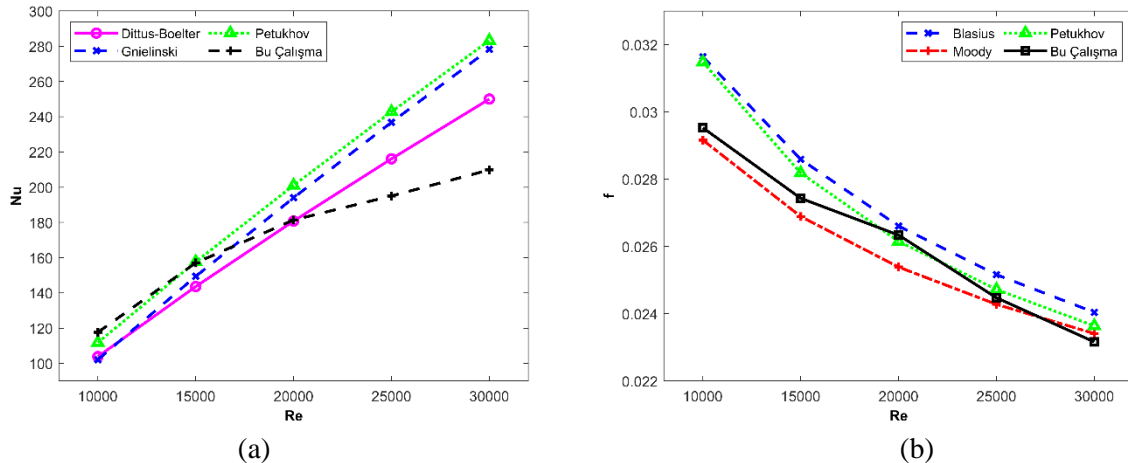
Kanatçıklı absorber boru mesh'ten bağımsızlık testleri için Reynolds sayısı 20000 değerinde iken farklı hücre sayılarında test edilmiş, artan hücre sayısına karşılık Nusselt değerindeki değişim incelenmiş ve mesh'ten bağımsızlık değerleri Şekil 4'te gösterilmiştir. Grafikten de görüldüğü üzere Nusselt sayısı; model hücre sayısı 997890 iken 315.64, model hücre sayısı 1495846 iken 320.53 olarak gerçekleşmiştir. Bu son iki Nusselt sayısı arasındaki değişim % 1.5 kadar küçük bir fark olduğu için tüm hesaplamalarda 997890 hücre sayısı içeren modelin kullanılmasının yeterli olduğu kanaatine varılmıştır.



Şekil 4. Kanatçıklı modelin mesh'ten bağımsızlık grafiği

### Modelin Matematiksel Doğrulaması

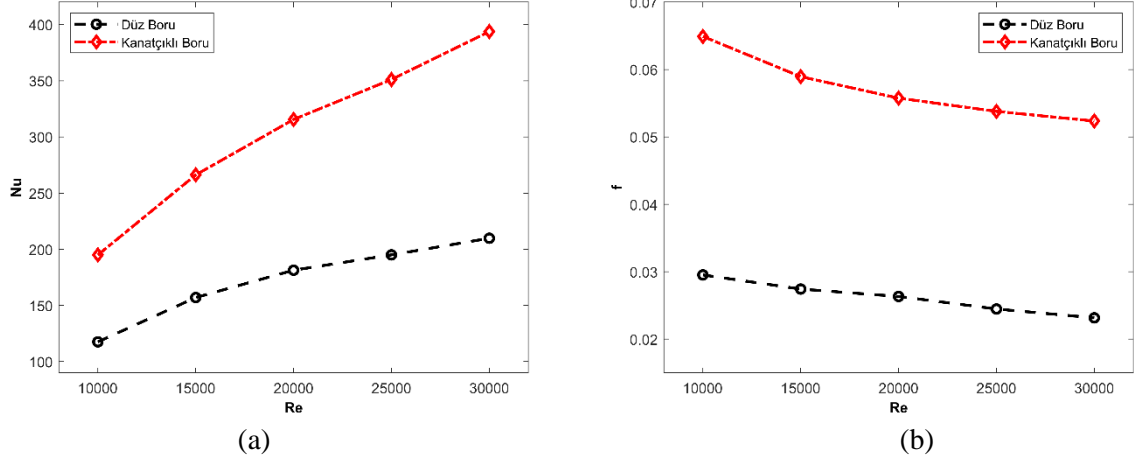
Düz boru modelin Nusselt değerlerinin matematiksel doğrulaması Dittus Boelter, Petukhov, Gnielinski korelasyonlarından elde edilen değerler, sürtünme katsayısı değerlerinin matematiksel doğrulaması ise Blasius, Moody ve Petukhov korelasyonlarından elde edilen değerler doğrulanmıştır. Şekil 5.a ve Şekil 5.b'de görüldüğü üzere analizlerden elde edilen değerler ile korelasyonlardan elde edilen değerler kabul edilen hata oranı içerisinde uyum içerisindedir.



Şekil 5. Düz boru absorber modelin matematiksel doğrulaması (a) (b)

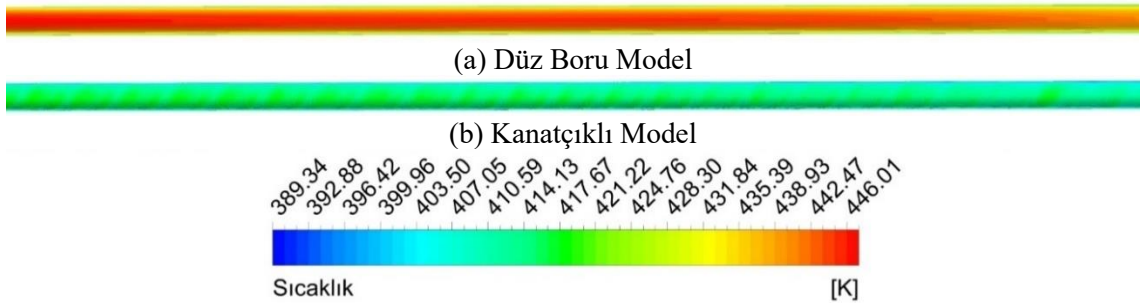
### Sonuçlar

Şekil 6'da görüldüğü üzere düz absorber boru ve içerisine helisel kanatçık eklenmesiyle elde edilen absorber boru için yapılan HAD analizlerinden neticesinde elde edilen Nusselt ve sürtünme katsayısı değerleri değişimi görülmektedir. Düz boruya helisel kanatçık eklenmesi ile Nusselt değerlerinde artış görülmektedir. Bu artışın sebebi türbülans seviyesinin ve ısı transfer alanının artmasıdır. Nusselt sayısındaki en yüksek artış Reynolds sayısı 30000 değerinde %87.6 olarak gerçekleşmiştir.



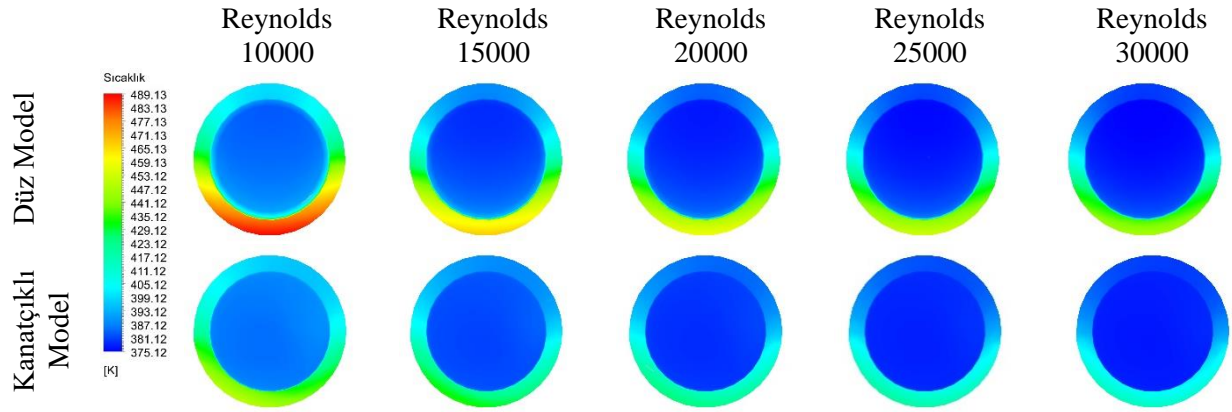
Şekil 6. Helisel kanatçık absorber ısı ve hidrolik performansa etkisi (a) (b)

Artan türbülans yoğunluğu nedeniyle sürtünme katsayısı değerlerinde de artış olmuştur. Sürtünme katsayısındaki en yüksek artış Reynolds sayısı 30000 değerindeyken 5.01 kat olarak gerçekleşmiştir. Bu artış sebebiyle akışkanı hareket ettirmek için gerekli olan pompa gücü de artacaktır. Şekil 7'de absorber borunun alt yüzeyine ait sıcaklık dağılımı görülmektedir. Şekilden de görüldüğü üzere düz boru içerisine helisel kanatçık eklendiğinde boru dış yüzey sıcaklık değerlerinde azalma olmuştur.



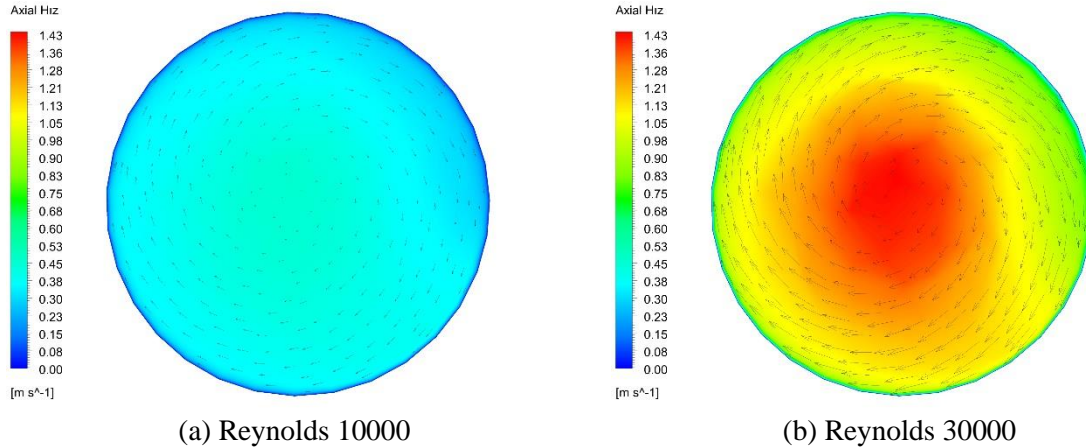
Şekil 7. Absorber boru alt yüzeyi sıcaklık değişimi (Reynolds 30000)

Şekil 8'de görüldüğü üzere absorber boru L:2 m mesafedeki boru yüzey sıcaklığı ile akışkan çıkış sıcaklığı farklı Reynolds sayıları ve modellere göre görülmektedir. Şekil 7 ile benzer olarak düz boruya kanatçık eklenmesiyle ve Reynolds sayısının her iki modelde de artmasıyla borudaki sıcaklık değerinin azaldığı, borudaki ısının akışkana geçtiği görülmektedir.



Şekil 8. Absorber boru çıkışı sıcaklık görüntüleri

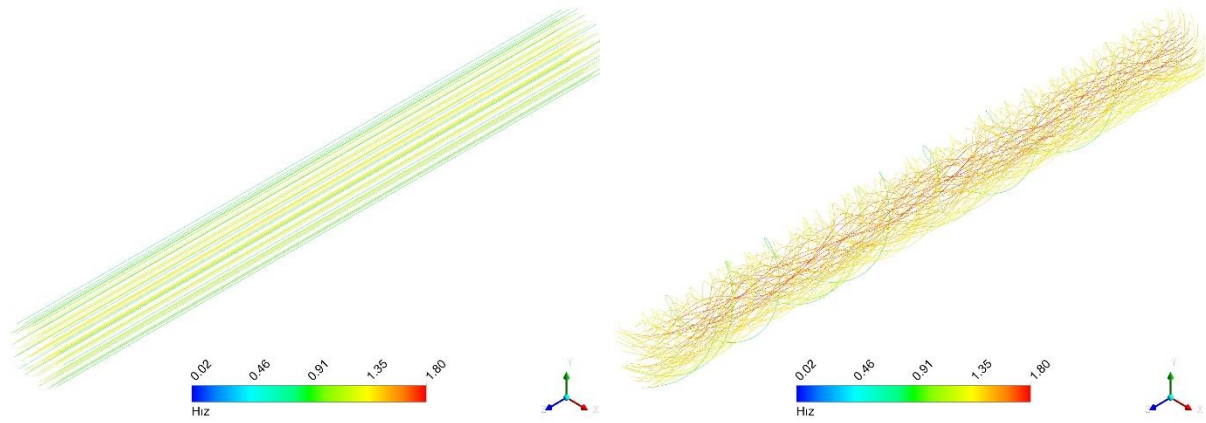
Şekil 9'da görüldüğü üzere absorber boru içerisinde helisel kanatçık kullanımı ile axial hız değerlerinde belirgin artış olduğu görülmektedir. Axial hız değerindeki bu artış ile akışkan boru içerisinde daha çok yol kat edeceğinden dolayı ısı transferi kabiliyetinin artmasına olanak sağlamaktadır. Ayrıca helisel kanatçık içeren absorber boruda Reynolds sayısı arttıkça beraberinde hız vektörlerinde de artış meydana gelmektedir.



Şekil 9. Helisel kanatçıklı absorber boru çıkışı axial hız vektörleri dağılımı

Şekil 10'da düz absorber boru model ile kanatçıklı absorber boru model son 250 mm lik uzunluğuna ait akım çizgileri görülmektedir. Düz boru modelde akış çizgileri boru eksenine paralel olarak ilerlerken helisel kanatçık eklenmesiyle akış çizgilerinin de helisel yapıya eriştiği ve akışın karıştığı görülmektedir. Bu karışma ile türbülans yoğunluğu artmakta ve absorbere ait ısı ve hidrolik performansta değişime sebep olmaktadır.

Yapılan analizlerden görüldüğü üzere düz absorber boru modele helisel kanatçık eklenmesi ile ısı performansta artış olduğu ancak helisel kanatçık akışa engel olduğundan basınç kaybı ve dolayısıyla sürtünme katsayısında artış meydana geldiği görülmüştür. Kanatçıklı absorber boru alt yüzeyinde yoğunlaşan ısının düz boruya kıyasla akışkana daha iyi geçtiği görülmüştür. Yapılan kanatçık tasarımının işlevini gördüğü ve basınç kaybındaki artışın ısı performans artışının yanında ihmal edilebilir seviyede olduğu sonucuna varılmıştır.



(a) Düz model

(b) Kanatçıklı model

Şekil 10. Akış modeline ait akış çizgileri (Reynolds 30000)

### Kaynaklar

- [1] Jebasingh, V.K., Herbert, G.M. J., 2016, A review of solar parabolic trough collector, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 54, 1085-1091, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.10.043>
- [2] Liang, H., Zhu, C., Fan, M., You, S., Zhang, H., Xia, J., 2018, *Applied Energy*, Study on the thermal performance of a novel cavity receiver for parabolic trough solar collectors, 222, 790-798, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.04.030>
- [3] Yılmaz, İ. H., Mwesigye, A., 2018, Modeling, simulation and performance analysis of parabolic trough solar collectors: A comprehensive review, *Applied Energy*, 225, 135-174, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2018.05.014>
- [4] Yang, M., Moghimi, M.A., Zhu, Y., Qiao, R., Wang, Y., Taylor, R. A., 2020, Optical and thermal performance analysis of a micro parabolic trough collector for building integration, *Applied Energy*, 260, 114234, <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2019.114234>
- [5] Sheikholeslami, M., Gorji-Bandpy, M., Ganji, D. D., 2015, Review of heat transfer enhancement methods: Focus on passive methods using swirl flow devices, 49, 444-469, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.113>
- [6] Saedodin, S., Zaboli, M., Ajarostaghi, S. S. M., 2021, Hydrothermal analysis of heat transfer and thermal performance characteristics in a parabolic trough solar collector with Turbulence-Inducing elements, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 46, 101266, <https://doi.org/10.1016/j.seta.2021.101266>
- [7] Hou, G., Yadav, A., Ali, E., Naeem, Y. A., Ahmed, F. F., Muzammil, K., Falih, K. T., Abdulridui, H. A., Kadhum, E. H., Omran, A. A., Elawady, A., 2024, Thermal performance improvement for parabolic trough solar collectors integrated with twisted fin and nanofluid: Modeling and validation, *Case Studies in Thermal Engineering*, 60, 104763, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104763>
- [8] Bellos, E., Tzivanidis, C., Tsimpoukis, D., 2017, Thermal enhancement of parabolic trough collector with internally finned absorbers, *Solar Energy*, 157, 514-531, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2017.08.067>
- [9] Kumar, A., Kunwer, R., Donga, R. K., Priyanka, Kumar, S., Alam, T., Siddiqui, I. H., Dobrotă, D., 2024, Effect of oval rib parameters on heat transfer enhancement of TiO<sub>2</sub>/water nanofluid flow through parabolic trough collector, *Case Studies in Thermal Engineering*, 55, 104080, <https://doi.org/10.1016/j.csite.2024.104080>