

# GEMİLERDE KULLANILAN VAKUM EVAPORATÖRLERİNDE OPTİMUM ISI TRANSFER ALANININ BELİRLENMESİ

Recep ÖZTÜRK

## ÖZET

Gemilerde kullanma suyunun limanlardan temini yerine, bir vakum evaporatörü ile deniz suyundan karşılanması yük kapasitelerini arttıracaktır. Vakum evaporatörlerinin boyutlarının ve buna bağlı olarak da ısı transfer alanının, yatırım maliyetine ve gemilerde önemli olan hacim ve ağırlığa etkisi büyüktür.

Bu çalışmada, dizayn parametrelerine göre evaporatör ısı transfer alanlarının değişimleri incelenmiş ve elde edilen termodinamik analiz sonuçları değerlendirilerek optimum ısı transfer alanı belirlenmeye çalışılmıştır. Evaporatör ısı transfer alanı belirlenirken analitik yöntem kullanıldığından dizayn parametrelerinin değişmesi durumunda bu değişikliklerin evaporatör boyutlarına etkisi kolaylıkla görülebilir.

## 1. GİRİŞ

Vakum evaporatörlerinde deniz suyunu önce eşanjörde düşük basınçta buharlaştırılarak, daha sonra da kondenserde yoğunlaştırılarak, kullanma suyu üretilmektedir. Elde edilen bu su her türlü amaçla kullanılabilir niteliktedir. Vakum evaporatörü kullanılan bir gemide limanlardan su teminine gerek yoktur. Deniz suyundan kullanma suyu eldesiyle, gemilerin büyük miktarlarda su taşımalarına gerek kalmayacağından yük kapasiteleri de artacaktır. Gemilerde ana makina olarak kullanılan Diesel motorlarında ceket soğutma suyu debileri 80-200 m<sup>3</sup>/ h, giriş sıcaklıkları 50-70°C , çıkış sıcaklıkları ise 65-85°C'dir. (1,2) Diesel soğutma suyunun bu ısısından faydalanılarak deniz suyunun buharlaştırılması sağlanabilir. Diesel soğutma suyunun giriş ve çıkış sıcaklıkları küçük olduğundan, deniz suyu ancak vakum ortamında buharlaştırılabilir.

Diesel soğutma suyunun ısı kapasitesinin, yüksek basınçlı evaporatörlerde kullanılan buharın ısı kapasitesinden küçük olduğundan, evaporatör ısı transfer alanı vakum evaporatörlerinde daha büyüktür. Buna karşılık vakum evaporatörlerinde deniz suyunu buharlaştırmak için Diesel motorunun soğutma suyu kullanıldığından yakıt masrafı yoktur. (3) Vakum evaporatörünün maliyeti direkt olarak evaporatör büyüklüğünün veya evaporatör ısı transfer alanının fonksiyonu olacağından vakum evaporatörlerinde, eşanjör ve kondenser ısı transfer alanının belirlenmesi önemlidir.

Vakum evaporatörlerinin ısı transfer alanının hesabında, önceden dizayn parametrelerinin belirlenmesi gerekmektedir. Bu çalışmada dizayn parametrelerinin evaporatör ısı transfer alanına etkisi ve dizayn aşamasında vakum evaporatörünün optimum ısı transfer alanı araştırılmıştır.

## 2. KURAMSAL ANALİZ VE ÇÖZÜM

Şekil 1 'de akış diyagramı verilen vakum evaporatörünün ısı transfer alanını etkileyen parametreler, elde edilmek istenen kullanma suyu, kondenser soğutma suyu ve Diesel soğutma suyu miktarları ile bunların termodinamik özellikleridir.

Şekil 1'de görülen vakum evaporatöründe, eşanjöre verilen deniz suyu, kondenserden çıkan soğutma suyu ile karşılanarak, evaporatör kapasitesi artırılmıştır.

### 2.1. Kondenser Isı Transfer Alanının Hesabı:

Kondenserde sıcak akışkan ile soğuk akışkanın ısı dengesinden,

$$Q_1 = m_{01} C_{p01} (T_{0c1} - T_{0g1}) = m_{1b} C_{p1} (T_{1g1} - T_{1c1}) \quad (1)$$

$T_{s1} - T_{s2} = 0$  olduğundan

$m_h, C_{ph} = \infty$  olarak bulunur.

Bu durumda, kondenserde minimum ve maksimum ısı kapasiteleri,

$$C_{min} = m_c \cdot C_{p0}$$

$$C_{max} = \infty$$

şeklinde ifade edilir.

Kondenserde buharı yoğuşturmak için gerekli ısı

$$Q_1 = m_h (h_g - h_f) \quad (2)$$

olacaktır. Burada  $h_g$  ve  $h_f$  kondenserdeki  $p_0$  basıncındaki buhar ve sıvı entalpilerini göstermektedir. (2)

Kondenserdeki etkinlik değeri, [4,5]

$$\epsilon_1 = \frac{Q_1}{C_{min} (T_{s1} - T_{O1})} \quad (3)$$

Isı transfer alanı ile NTU(Number of Transfer Units) arasındaki bağıntı, [4,5]

$$NTU_1 = \frac{K_1 A_1}{C_{min}} \quad (4)$$

yazılır. Burada  $K_1$  kondenserdeki ısı transfer katsayısını,  $A_1$  ise kondenser ısı transfer alanını göstermektedir. Kondenserde  $NTU_1$  ile  $\epsilon_1$  arasındaki bağıntı

$$\epsilon_1 = \frac{1 - e^{-NTU_1 \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}}{1 - \frac{C_{min}}{C_{max}} e^{-NTU_1 \left(1 - \frac{C_{min}}{C_{max}}\right)}} \quad (5)$$

şeklinde yazılır.

$$\frac{C_{min}}{C_{max}} = 0 \text{ olduğundan,}$$

$$\epsilon_1 = 1 - e^{-NTU_1} \quad (6)$$

bulunur, 5 ve 6 no'lu denklemler  $NTU_1$ 'e göre çözümlerse,

$$NTU_1 = -\ln(1 - \epsilon_1) \quad (7)$$

bulunur. Kondenser bölgesinin ısı transfer alanı (4 no'lu denklemden)

$$A_1 = \frac{NTU_1 \cdot C_{min}}{K_1} \quad (8)$$

olarak bulunur.

**bakınız: 45**

**bakınız: 46**

## 2.2- Eşanjör Isı Transfer Alanına Hesabı:

Eşanjörde sıcak akışkan ile soğuk akışkanın ısı dengesinden

$$Q_1 = m_{o2} C_{p_{o2}} (T_{1o2} - T_{2o2}) = m_{s2} C_{p_{s2}} (T_{2s2} - T_{1s2}) \quad (9)$$

yazılır. Eşanjörde soğuk akışkan ( $m_{o2}$ ), Diesel soğutma suyu ile ısıtarak yağ buhar haline gelir. Eşanjörde elde edilen buhar (su damlalarının ayrıldığı) separatörden geçerek yoğunlaştırılması için kondensere gönderilir. Eşanjör çıkışında separatöre çarptırılarak elde edilen buharlaşmayan doymuş su ise Şekil 1'de görüleceği üzere ejektörden dışarı alınır. Eşanjör çıkışındaki yağ buharının entalpisi

$$h_x = h_o + x (h_g - h_o) \quad (10) \quad \text{akışkanın ısı dengesi}$$

Kuruluk derecesi

$$X = \frac{m_b}{m_{o2}} \quad (11)$$

Kondenserden çıkan soğutma suyu eşanjöre verildiğinden,  $T_{o2} = T_{oc1}$  alınır.

Eşanjöre giren soğuk akışkan ( $m_{o2}$ ), 9, 10 ve 11 no'lu denklemlerden  $m_b$ 'nin fonksiyonu olarak

$$m_{o2} = \frac{Q_2 - m_b (h_b - h_o)}{h_o - C_p \cdot T_{o2}} \quad (12-a)$$

veya  $x = \frac{m_b}{m_{o2}}$  'in fonksiyonu olarak,

$$m_{o2} = \frac{Q_2}{h_x - C_p \cdot T_{o2}} \quad (12-b)$$

olarak bulunur.

Eşanjör ısıtma bölgesinde soğuk akışkanın aldığı ısı

$$Q_{EA} = m_{o2} \cdot C_{p_{o2}} \cdot (T_s - T_{o2}) \quad (13)$$

Sıcak akışkanın a noktasındaki sıcaklığı

$$T_s = \frac{Q_{EA}}{m_{s2} \cdot C_{p_{s2}}} + T_{s2} \quad (14)$$

bulunur.

Eşanjör ısıtma bölgesinde sıcak akışkan ile soğuk

$$Q_{EA} = m_{o2} \cdot c_{p_{o2}} \cdot (T_s - T_{s2}) = m_{o2} C_{p_{o2}} (T_b - T_{o2}) \quad (15)$$

yazılır. Burada  $t_b$  sıcaklığı  $P_b$  buharlaşma basıncına karşılık gelen suyun doyma basıncıdır.

Isıtma bölgesinde minimum ısı kapasiteleri soğuk akışkana, maksimum ısı kapasitesi de sıcak akışkana ait olacaktır. Bu durumda,

$$C_{min2} = m_{o2} \cdot c_{p_{o2}} \quad C_{max2} = m_{s2} \cdot C_{p_{s2}} \quad (16)$$

yazılabilir.

Eşanjör ısıtma bölgesinde etkinlik değeri [4,5]

$$\epsilon_2 = \frac{Q_{EA}}{C_{min2} (T_s - T_{o2})} \quad (17)$$

Isı transfer alanı ile  $NTU_2$  arasındaki bağıntı, [4,5]

$$NTU_2 = \frac{K_2 A_2}{C_{min2}} \quad (18)$$

yazılabilir. Burada  $K_2$  eşanjör ısıtma bölgesinde sudan-suya ısı transfer katsayısını,  $A_2$  ise ısı transfer alanını göstermektedir.

Eşanjör ısıtma bölgesinde  $NTU_2$  ile  $\epsilon_2$  arasındaki bağıntı,

$$\epsilon_2 = \frac{1 - e^{-NTU_2 \left(1 - \frac{C_{min2}}{C_{max2}}\right)}}{1 - e^{-NTU_2}} \quad (19)$$

$$\epsilon_2 = \frac{1 - e^{-NTU_2 \left(1 - \frac{C_{min2}}{C_{max2}}\right)}}{1 - \frac{C_{min2}}{C_{max2}} e^{-NTU_2}}$$

şeklinde yazılır. 17 ve 18 no'lu denklemler  $NTU_2$ 'ye

göre çözümlürse,

$$NTU_2 = \frac{1}{\frac{C_{min2}}{C_{max2}} - 1} \cdot \ln \frac{1 - \epsilon_2}{\frac{C_{min2}}{C_{max2}}} \quad (20)$$

bulunur. Eşanjör ısıtma bölgesinde ısı transfer alanı, [4,5]

$$A_2 = \frac{NTU_2 \cdot C_{min2}}{K_2} \quad (21)$$

olarak elde edilir.

Eşanjör buharlaşma bölgesinde sıcak akışkan ile soğuk akışkanın ısı dengesinden,

$$Q_{EB} = m_{02} \cdot C_{p02} \cdot (T_{02} - T_1) = m_{02} \cdot C_{p02} \cdot (T_{02} - T_2) \quad (22)$$

yazılır. Burada  $T_{02} = T_1$  olduğundan,

$$m_{02} \cdot C_{p02} = \infty$$

$$C_{min3} = m_{02} \cdot C_{p02} ; \quad C_{max3} = m_{02} \cdot C_{p02} \quad (23)$$

olarak bulunur.

Eşanjör buharlaşma bölgesinde, etkinlik değeri

$$\epsilon_3 = \frac{Q_{EB}}{C_{min3}(T_{02} - T_1)} \quad (24)$$

Isı transfer katsayısı ile  $NTU_3$  arasındaki bağıntı

$$NTU_3 = \frac{K_3 \cdot A_3}{C_{min3}} \quad (25)$$

yazılır ve 19, 24, 25 no'lu denklemler  $NTU_3$ 'e göre çözümlürse,

$$NTU_3 = \ln(1 - \epsilon_3) \quad (26)$$

bulunur. 25 no'lu denklemden eşanjör buharlaşma bölgesi ısı transfer alanı [4,5]

$$A_3 = \frac{NTU_3 \cdot C_{min3}}{K_3} \quad (27)$$

Eşanjör ısı transfer alanı

$$A_E = A_2 + A_3 \quad (28)$$

Evaporatör toplam ısı transfer alanı

$$A = A_1 + A_E \quad (29)$$

1 m<sup>3</sup>/h su elde etmek için gerekli olan evaporatör

özgül ısı transfer alanı da

$$A_s = \frac{A}{m_b} \quad (30)$$

olarak bulunur.

Evaporatör ısı transfer alanlarının bulunmasında ana makina olarak 8 silindirli RTA 76 tipi Diesel motoru alınmıştır. Diesel motorunun soğutma suyu debisi 155 m<sup>3</sup>/h, giriş-çıkış sıcaklıkları 68/85°C, ısı transfer katsayıları da kondenser bölgesi için  $K_1 = 3000$  W/m<sup>2</sup>K, eşanjör ısıtma bölgesi için  $K_2 = 1200$  W/m<sup>2</sup>K, eşanjör buharlaşma bölgesi için de  $K_3 = 1500$  W/m<sup>2</sup>K değerleri kullanılmıştır. (1,2,6,7,8)

Şekil 4'ten görüleceği üzere evaporatör özgül ısı transfer alanı (m<sup>2</sup>/mb), eşanjörde elde edilen buharın kuruluk derecesinin (x) artışı ile düşmektedir. Ancak  $x = 3$ 'ten sonra özgül ısı transfer alanında oldukça küçük bir düşüş hızı görülmektedir. Evaporatör özgül ısı transfer alanı, eşanjördeki buharlaşma basıncı 0.05 bardan 0.08 bara doğru azalmakta, 0.08 bardan sonra artmaktadır.

**bakınız: 49**

Şekil 5 incelendiğinde evaporatör ısı transfer alanı, kullanma suyunun (mb) fonksiyonu olarak  $P_b = 0.08$  barda minimum değerden geçmektedir.

**bakınız: 52**

Şekil 6'da Diesel soğutma suyu (ms<sub>2</sub>) ve evaporatörden elde edilen kullanma suyu (mb) miktarlarına göre, evaporatör ısı transfer alanının değişimi görülmektedir. Bu eğride  $P_b = 0.08$  barda kullanma suyu miktarları belirlenen bir evaporatörün Diesel motoru soğutma suyu miktarı ve evaporatör ısı transfer alanı kolaylıkla bulunabilir. Şekil 7'de ise eşanjör ile kondenser ısı transfer alanlarının değişimi görülmektedir. Burada

buharlaşma basıncı (Pb) arttışça eşanjör ısı transfer alanı artmakta buna karşılık kondenser ısı transfer alanı azalmaktadır.

**bakınız: 53**

**bakınız: 55**

### **3. SONUÇ**

Gemilerde kullanılan ve Diesel soğutma suyu ile çalışan vakum evaporatörlerinin ısı transfer alanına etki eden en önemli parametreler buharlaşma basıncı (pb) ve eşanjördeki yaş buharın kuruluk derecesi (x) dir.

Termodinamik analiz sonucunda, kondenser ve Diesel soğutma suyu miktarları ve termodinamik şartlan da dikkate alınarak bulunan en uygun buharlaşma basıncı  $p_b=0.08$  bar olarak belirlenmiştir. Buharlaşma derecesinin (x) artması sonucu evaporatör ısı transfer alanı azalmaktadır. Buharlaşma derecesinin 0.3'ten sonraki değerlerinde ısı transfer alanının değişiminin az olması ve buharlaşma derecesinin büyük değerlerinde eşanjördeki deniz suyunun tuz konsantrasyonunun artması sonucu eşanjör borularında kabuk (tuz tabakası) oluşumu artacağından, buharlaşma derecesinin 0.3 ile 0.5 arasındaki çalışılması uygun olacaktır.

Bu çalışmada analitik yöntem kullanıldığından Diesel motorunun ve motor soğutma suyunun termodinamik özelliklerinin değişmesi durumunda yeni çözümler kolaylıkla bulunabilir.

**bakınız: 56**

### **KAYNAKÇA**

- 1- General Technical Data tor RTA Marine Diesel Engines, May 1984, Switzerland.
- 2- General Technical Data, Sulzer ZA4OS Stationary Diesel Engines Issue 1994.
- 3- Eyice, S., Isı Ekonomisi Cilt 1, İstanbul 1981.
- 4- Teke, İ, "Economical Recovery of Waste from Fluids Rejected to the Atmosphere", ECOS-92, Zaragoza, June 1992.
- 5- şahin B., Kombine Çevrim Tesislerinde Kullanılan Atık Isı Kazanının Optimum Isı Transfer Alanının Belirlenmesi, Türkiye 6. Enerji Kongresi, 17-20 Ekim 1994, İzmir.
- 6- Wetty, J.R., Engineering Heat Transfer., 1978.
- 7- Handbook of Applied Thermal Design, Mc Graw Hill 1988
- 8- Handbook Heat Transfer Applications.
- 9- Dağsöz, A.K., Isı Değiştiricileri, İTÜ Yayınları, İstanbul, 1985.