1. Ulusal İklimlendirme Soğutma Eğitimi Sempozyumu
13-15 Eylül 2012- Balıkesir

İKİ FARKLI YÖNTEMLE ÜRETİLEN VİTRİN TİPİ BİR TİCARİ SOĞUTUCUNUN ISIL YÜK PERFORMANSLARININ İNCELENMESİ

[1]Hüseyin BULGURCU, [2]Ayhan ONAT, [3]Kadir İSA

[1]BAÜ Balıkesir Mühendislik-Mimarlık Fakültesi Makine Bölümü Çağış Kampusu 10145-Balıkesir,
bhuseyin@balikesir.edu.tr
[2]Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Göztepe İSTANBUL
ayhanonat@marmara.edu.tr
[3]İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makine Müh. Bölümü Avcılar İSTANBUL
isa@istanbul.edu.tr

ÖZET

Günümüzde bozulabilir gıdalar üretim yerinden son kullanıcıya kadar bir soğuk zincir halinde ulaştırılmaktadır. Bu zincirin önemli bir halkası ticari soğutucu kabinlerdir. Bu ticari soğutucu kabinler de iki temel yöntemle üretilmektedir. Bu yöntemlerden biri çelik profil esaslı gövde ve diğeri ise poliüretan gövde ile yapılan üretimdir. Özellikle çelik esaslı üretim yöntemi küçük atölyelerde tercih edilmektedir. Ancak poliüretan kalıpla üretilen ticari soğutucularla aralarında ağırlık, ilk yatırım ve işletme maliyetleri yönünden oldukça büyük farklar bulunmaktadır. Yapılan bu çalışmada aynı ölçülerde üretilen iki farklı vitrin tipi soğutucu karşılaştırılmıştır. Profilden imal edilen vitrin tipi soğutucunun birim maliyeti %24 ve toplam ağırlığı ise %13 daha fazla bulunmuştur. Ayrıca profil gövdeli vitrin soğutucunun poliüretan gövdeli vitrin soğutucuya göre %24 daha fazla enerji tükettiği hesaplanmıştır.

Anahtar Kelimeler: Ticari soğutucu, vitrin tipi soğutucu, poliüretan gövde.

ABSTRACT

Today, perishable foods in the place of production are delivered to the end user through a cold chain. An important link in this chain is commercial refrigeration cabinets. These commercial refrigeration cabinets are manufactured in two basic methods. One of these methods is the production of steel profile-based body and other polyurethane body. Especially steel based body production method is preferred in small workshops. However have rather large differences in terms of initial investment and operating costs between these production methods. In this study is compared with two different display types cooler as a produced the same dimensions. Profile-based commercial refrigerator has higher per unit cost and total weight with shares of 24% and 13%, respectively. Besides, its energy consumption is 24% percent higher than that of the polyurethane one.

Keywords: Commercial refrigeration, display cabinet, polyurethane body.

1.GİRİŞ

Soğuk Zincir; dondurma ve dondurulmuş gıda maddelerinin üretiminden tüketimine kadar her aşamada kendi özelliklerini koruyabilmesi için uygulanması zorunlu olan muhafaza, taşıma ve bunun gibi işlemlerin tamamını ifade eder.

Soğuk zincirde oluşacak kırılma yani herhangi bir aşamada meydana gelebilecek düşük performans, zararlı bakteri ve küf mantarı oluşumuna neden olur ve bu bakteriler insan sağlığında ciddi sorunlara yol açabilir.

Ürünler üzerinde ısı farklılığından oluşan kötü huylu bakteriler ürünlerin lezzetinin de bozulmasına neden olurlar. Lezzetin bozulmaya başlaması soğuk zincirin kırıldığının ilk göstergelerindendir [1].

Ticari soğutma ve dondurma sistemleri soğuk zincirin önemli bir halkasını oluşturmaktadır.

Ülkemizde bu alanda üretim yapan büyük-küçük yüzlerce firma bulunmaktadır. Hatta Türkiye'de üretilen bu tip soğutucular Avrupa'ya ve dünyanın birçok ülkesine ihraç edilmektedir.

Bu ticari soğutucu kabinler de iki temel yöntemle üretilmektedir. Bu yöntemlerden biri çelik profil esaslı gövde ve diğeri poliüretan gövde üretimidir. Özellikle çelik esaslı üretim yöntemi küçük atölyelerde tercih edilmektedir. Ancak poliüretan kalıpla üretilen ticari soğutucularla aralarında ağırlık, ilk yatırım ve işletme maliyetleri yönünden oldukça büyük farklar bulunmaktadır. Dolayısıyla enerji performansları yönünden ciddi farklar bulunmakta, farkında olunmadan insanlığa ve çevreye zarar verilmektedir.

Bu çalışmada iki farklı üretim yöntemi arasındaki ağırlık, ilk yatırım ve işletim maliyetleri karşılaştırılacaktır. Çalışma 2008 yılında Balıkesir Mühendislik Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde Lisans Bitirme Tezi olarak yapılmıştır [2].

2. TİCARİ SOĞUTMA SİSTEMLERİNDE YÜK HESAPLARI

2.1 Kabin Cidarlarından Transmisyon İle Oluşan Isı Kazancı

Ticari soğutucunun bulunduğu ortam sıcaklığı ile iç tasarım sıcaklığı arasındaki farktan kaynaklanır. Kabin yüzeylerinin büyüklüğü ile doğru orantılı, ısıl direnciyle ters orantılı olarak değişir. Aşağıdaki bağıntı ile hesaplanır [3]:

$$\dot{Q}_c = K_u A \, \Delta T \qquad [W] \qquad (1)$$

K_u: Kabin cidarlarındaki toplam ısı geçirgenlik katsayısı [W/m^{2}K]
A: Kabin cidarlarının toplam alanı [m^2]
ΔT:Dış ve iç sıcaklık farkı [K]

2.2 Hava Değişim Isı Kazancı (Servis Isısı)

Ticari soğutucunun kapaklarının satış/yükleme amacıyla açılıp kapanma sıklığına bağlı olarak oluşan ısı kazancıdır. 100 m^3 hacme kadar (2) bağıntısı ile hesaplanır [3]:

$$\dot{Q}_f = (0.7V + 2)\Delta T \quad (2)$$

100 m^3ten büyük soğuk hava depolarında hava perdesi ve plastik perde gibi engelleyiciler konulması durumunda hava değişim ısı kazancı (3) bağıntısı ile hesaplanır:

$$\dot{Q}_f = (0.125V + 27)\Delta T \quad (3)$$

$\dot{Q}_f$ = Hava değişiminden kaynaklanan ısı kazancı [kW]
V = Kabin hacmi [m3]
ΔT = Kabin ile dışındaki ortam arasındaki sıcaklık farkı [°C]

2.3 Ürün Yükünden Kaynaklanan Isı Kazancı

Ürünlerin dış ortam şartlarından iç ortam şartlarına indirilinceye kadar oluşan kütlesel ısı kazancıdır. Ticari kabine ürünler bir soğuk zincir üzerinden geliyorsa bu yük ihmal edilebilir. Soğutucu kabinlerde ürün ısısı ile ilgili olarak önemli olan diğer bir ısı kaynağı da olgunlaşma ısısıdır. Ancak donmuş muhafazada olgunlaşma ısısı oluşmaz. Ürün yükleri aşağıdaki bağıntılarla hesaplanır [3]:

$$Q_g = M\{(C_a \times \Delta T_a) + h_L + (C_b \times \Delta T_b)\} \quad [kJ] \quad (4)$$

Q_g = Toplam ısı miktarı [kJ]
M = Ürün kütlesi [kg]
C_a = Ürün özgül ısısı (donma noktasının üzerinde) [kJ/kgK]
ΔT_a = Donma noktasının üzerinde sıcaklık farkı [°C]
h_L= Gizli donma ısısı [kJ/kg]
C_b = Ürün özgül ısısı (donma noktasının altında) [kJ/kgK]
ΔT_b = Donma noktasının altında sıcaklık farkı [°C]

Tablo 1. Gıda maddeleri için uzun süreli soğuk oda muhafazası verileri [4]

Gıda maddesi	Muhafaza sıcaklığı [°C]	Oda nemi [%]	Muhafaza süresi	İçindeki su miktarı (% ağır)	Donma noktası [°C]	Özgül ısı [kJ/kgK]		Donma özg.ısısı [kJ/kgK]	Ön soğ. Odaları için	
						Donmadan önce	Donmadan sonra		Soğutma süresi[h]	Yükleme katsayısı
Armut-kış-sert	-1,5/-0,5	90-95	2-7H	83	-1,6	3,64	1.88	278	24	1,25
Armut-normal	0	90-95	1-2H	74	-1	3,30	1.75	249	24	1,25
Ananas-taze	+7	85-90	2-4H	85	-1	3,68	1.92	286	3	1,50
Ayva	0(-)	90	2-3A	85	-2	3,68	1.92	285	24	1,50
Bal	<+10	-	1Y(+)	18	-	1,42	1,08	57	-	-
Balık-taze	-1/+2	90-95	5-51G	60-80	-2,2	3,76	-	209/285	-	-
Balık-donmuş	-23/-29	90-95	6-12A	62-85	-	-	1.59/1.88	209/285	-	-
Balık-salamura	+4/+10	90-95	10-12A	-	-	3,18	1.71	234	-	-
Balkabağı	+10/+13	70-75	2-3A	91	-1	3,89	2	305	18	1,43
Bamya-taze	+7/+10	90-95	7-10G	90	-2	3,85	1,96	301	18	1,43
Bezelye-yeşil	0	95	1-3H	74	-0,6	3,35	1.75	248	20	1,50
Bira-fıçı	+2/+4	-	3-8H	90	-2	3,85	1,96	302	-	-
Bira-şişe/kutu	+2/+4	<=65	3-6H	90	-	-	-	-	-	-
Böğürtlen	0(-)	95	3G	85	-1	3,68	1.92	285	20	1,50
Brüksel lahanası	0	90-95	3-5H	85	-1	3,68	1.92	286	24	1,25
Ciğer-taze	0/+1	90	1-5G	70	-1,7	3,18	-	234	18	1,43
Ciğer-donmuş	-12/-18	90-95	2-4A	70	-1,7	-	1.71	234	-	-
Çikolata çeşitleri	-18/+1	40	6-12A	1	-	0,88	0,83	3,34	-	-
Çilek-taze	0(-)	90-95	5-7G	90	-0,8	3,85	1,96	302	-	-
Domates-yeşil	+13/+21	85-90	1-3H	93	-0,6	3,97	2	312	34	1,0
Domates-kızar.	+7/+10	85-90	4-7G	94	-0,5	3,97	2	315	34	1,0
Dondurma	-25/-29	-	3-20A	63	-5,6	2,97	1,63	211	8	1,33
Darı	0/+4	85	4-6H	10	-	1,17	0,96	33,91	-	-
Elma-golden	-1/+4	90	3-8A	84	-1,1	3,68	1.88	281	24	1,50
Ekmek-ambalajlı	-18	-	3-13H	32-27	-	2,0	1,29	107/124	-	-
Enginar	0(-)	90-95	1-2H	84	-1,6	3,64	1.88	281	18	1,43
Erik	0(-)	90-95	3-4H	86	-0,8	3,64	1.92	288	20	1,50
Et-sığır-taze	0/+1	88-92	1-6H	62-77	-2	2.93/3.34	-	208/258	18-24	1,50
Et-sığır-donmuş	-18/-23	90-95	9-12A	-	-	-	1.63/1.80	08/258	-	-
Et-sığır-donmuş	-12	90-95	4-10A	-	-	-	1.63/1.80	08/258	-	-

2.4 Diğer Isı Kaynaklarından Oluşan Isı Kazançları

Ticari soğutucu içindeki fan motorları, aydınlatma armatürleri, buz çözme ısıtıcıları gibi elemanlardan kaynaklanan ısı kazançlarıdır. Fan motoru ve lambalar için ısıl kazanç şu bağıntı ile hesaplanır[3]:

$$\dot{Q}_{4a} = n\,P\,ZO \qquad [W] \qquad (6)$$

n: Fan veya lamba sayısı
P: Fan veya lambanın elektriksel gücü [W]
ZO: Zaman oranı [saat/24 saat]

Buz çözme için ısıl kazanç şu bağıntı ile bulunur:

$$\dot{Q}_{4a} = n\,P\,ZO\,F \qquad [W] \qquad (7)$$

n: Fan veya lamba sayısı
P: Fan veya lambanın elektriksel gücü [W]
ZO: Zaman oranı [saat/24 saat]
F: Buz çözme faktörü (elektrikli buz çözme için 0,5 alınır, sıcak gazlı buz çözme için 0,4 alınır)

3.MATERYAL VE YÖNTEM

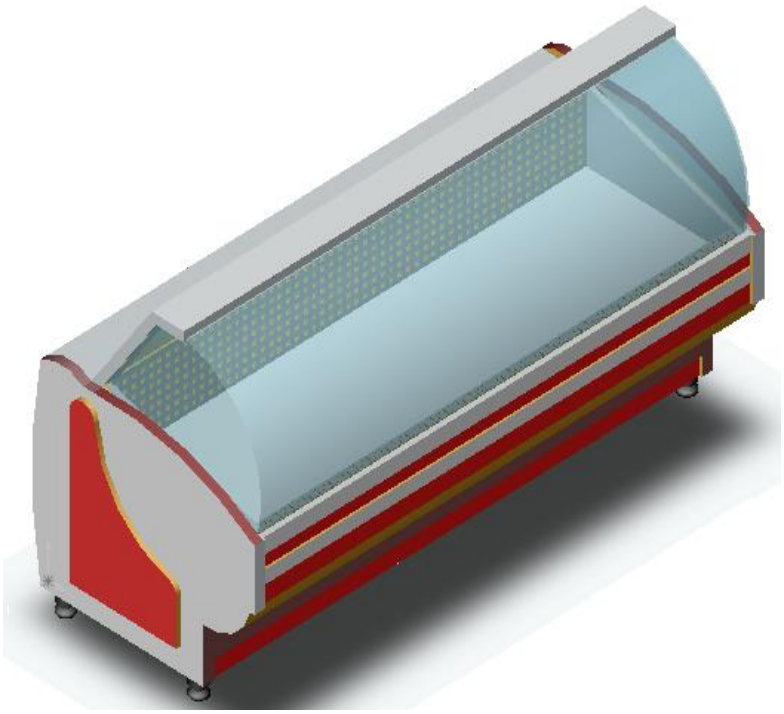
Bu çalışmada günlük tavuk satışı yapılan vitrin tipi bir soğutucu (Şekil 1.) için profil gövde ve poliüretan gövde için ısı kazançları hesaplanmıştır.

3.1 Ön Kabuller:

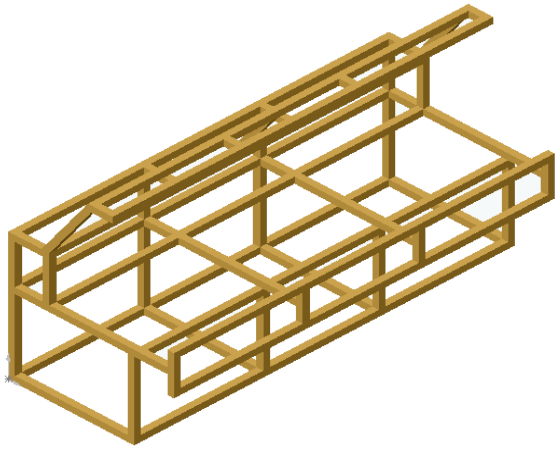
Ticari Soğutucunun Kullanılacağı Yer: Balıkesir
Dış hava (ortam) sıcaklığı: 38 ^{0}C
Tavukların soğutucuya giriş Sıcaklığı: +5 ^{0}C
Tavukların muhafaza sıcaklığı: 0 ^{0}C

3.2 Soğutucu Tasarımı:

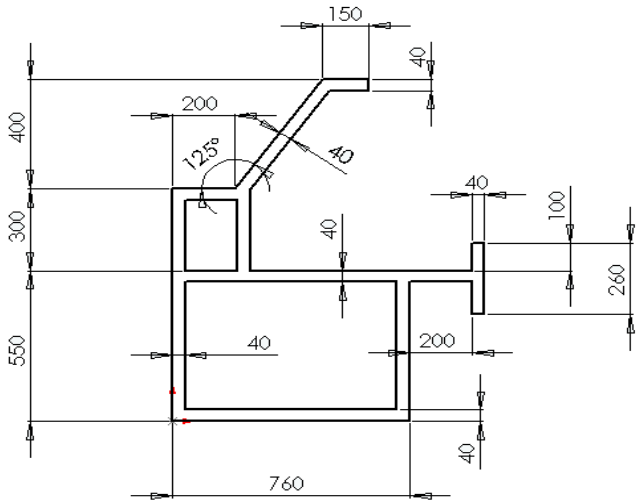
Soğutucu tasarımında ilk adım profil gövdenin imalatıdır. İlk önce 40x40x1,5 mm profiller kesilerek Şekil 2.'deki gibi kaynakla birleştirilir.



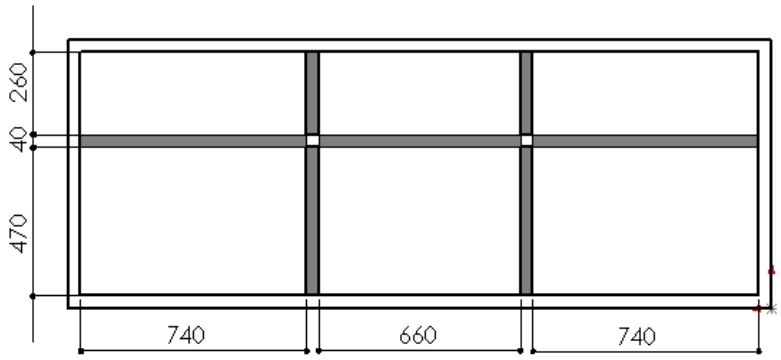
Şekil 1. Günlük tavuk satışı yapılan vitrin tipi soğutucu [3]



Şekil 2. Ticari soğutucunun profillerden oluşmuş izometrik görünüşü



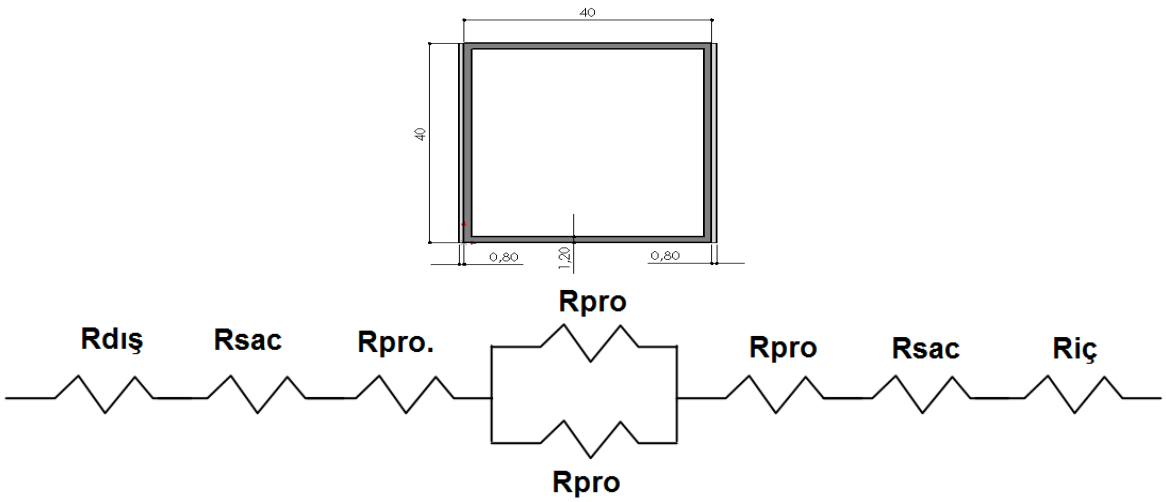
Şekil 3. Ticari soğutucunun sol yandan ölçülendirilmiş teknik resmi



Şekil 4. Isı transferinin meydan geldiği arka profiller

3.3 Kabin Isı Kazancı Hesabı

3.3.1 Profil Yüzeylerinden Kaynaklanan Isı Kazancı



Şekil 5. Profil kesiti ve ısıl dirençler

$R_T=R_d+2R_{sac}+2R_{pro}+1/2R_{pro}+R_{iç}$

$$\frac{1}{K_P} = \frac{1}{\alpha_{DIŞ}} + \frac{2}{\frac{\lambda_{SAC}}{L_{SAC}}} + \frac{2}{\frac{\lambda_{PRO}}{L_{PRO}}} + \frac{1}{\frac{2\lambda_{PRO}}{L_{PROK}}} + \frac{1}{\alpha_{İÇ}}$$

K_P: Profil yüzeylerinden oluşan ısı geçirgenlik değeri [W/m^{2}K]
$\alpha_{dış}$: Profil dış yüzey ısı iletkenlik değeri: 8 [W/m^{2}K]
λ_{sac}: Paslanmaz sacın ısı iletkenlik değeri: 21 [W/mK]
L_{sac}: Paslanmaz sacın kalınlığı: 0.008 [m]
λ_{pro}: Profilin ısı iletkenlik değeri: 67 [W/mK]
L_{pro}: Profilin kalınlığı: 0.0012 [m]
L_{prok}: Profilin yan net uzunluğu: 0.038 [m]
$\alpha_{iç}$: Profil iç yüzey ısı iletkenlik değeri [W/m^{2}K]

$$\frac{1}{K_P} = \frac{1}{8} + \frac{2}{\frac{21}{0.008}} + \frac{2}{\frac{67}{0.0012}} + \frac{1}{\frac{2x67}{0.038}} + \frac{1}{50}$$

K_P = 6,845 [W/m^{2}K]

Profil yüzeylerinden oluşan ısı kazancı:
$\dot{Q}_p = K_{TP} * A_{TP} * \Delta T$
Burada:
A_p: Profil ısı transfer yüzeyi [m^2]
ΔT : Sıcaklık farkı [°C]

$\dot{Q}_p$ = 6,845 * 0,81 * (38 – 0) = 211 W

3.3.2 Yalıtılan Yüzeylerden Meydana Gelen Isı Kazancı

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{\alpha_{DIŞ}} + \frac{2}{\frac{\lambda_{SAC}}{L_{SAC}}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{POL}}{L_{POL}}} + \frac{1}{\alpha_{İÇ}}$$

K_T: Panel kaplama yüzeylerinden oluşan ısı geçirgenlik değeri [W/m^{2}K]
$\alpha_{dış}$: Profil dış yüzey ısı iletkenlik değeri: 8 [W/m^{2}K]
λ_{sac}: Paslanmaz sacın ısı iletkenlik değeri: 21 [W/mK]
L_{sac}: Paslanmaz sacın kalınlığı: 0.008 [m]
λ_{pol}: Polistren ısı iletkenlik değeri: 0.0374 [W/mK]
L_{pol}: Polistren kalınlığı: 0.04 [m]
$\alpha_{iç}$: Profil iç yüzey ısı iletkenlik değeri:50 [W/m^{2}K]

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{8} + \frac{2}{\frac{21}{0.0008}} + \frac{1}{\frac{0.0374}{0.04}} + \frac{1}{50}$$

K_T = 0,8233 [W/m^{2}K]

Yalıtılan yüzeylerden oluşan ısı kazancı:
$\dot{Q}_Y = K_T * A_{TY} * \Delta T$
A_{TY}: Strafor kaplama yüzey alanı (kapaklar dahil):6.2 m^2

$\dot{Q}_Y$= 0.8233 * 6.2 * (38 - 0) = 194 [W]

3.3.3 Cam Yüzeylerden Meydana Gelen Isı Kazancı

6 mm cam kalınlığı için K_{TC} değeri 5.23 W / m^{2}K alınmıştır.

$\dot{Q}_c = K_C * A_{TC} * \Delta T$

$\dot{Q}_c$ = 5.23 * 2.218 * (38 – 0)
$\dot{Q}_c$ = 441 [W]

3.3.4 Hava Değişiminden Kaynaklanan Isı Kazancı

Soğutacağımız bölümün toplam hacmi = V_T
Alt bölüm hacmi = V_A
Üst bölüm hacmi = $V_Ü$
$V_T = V_A + V_Ü$ = 0.874 + 0.528 = 1.40 m^3

$\dot{Q}_f = (0.7V + 2)\Delta T$

$\dot{Q}_f = (0.7*1.4 + 2)38=113$ [W]

3.3.5 Ürünlerden Meydana Gelen Isı Kazancı

Her m^2 raf yüzeyi için düşen mal miktarı 15 kg/m^2
Alt raf yüzey alanı = A_{ARY} = 2.22 * 0.68 = 1.5 m^2
Üst raf yüzey alanı = $A_{ÜRY}$ = 0.67 * 2.22 = 1.48 m^2
Toplam raf yüzey alanı = $A_T = A_{ARY} + A_{ÜRY}$ = 1.5 + 1.48 = 2.98 m^2
M = 15 * 2.98 = 44.7 Kg
Tavukların 5° C ' den 0° C 'ye 30 dakikada düştüğü düşünülecek.

Tavuk donmadan önceki ısınma ısısı = C_a =3.35 kJ/Kg

$\boldsymbol{Q_g}$= M{($C_a \times \Delta T_a$) + h_L + ($C_b \times \Delta T_b$)}
$\boldsymbol{Q_g}$=44.7*(3.35*5)=749 kJ (günlük yük)

$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{g}}$=$\boldsymbol{Q_g}$/24*60*60) =8.66x$10^{-3}$ kW = 9 [W]

3.3.6 Diğer Isı Kaynaklarından Kaynaklanan Isı Kazancı

Soğutulan bölgelerin eşit miktarda soğutulmasını sağlamak ve hava dolaşımının tam manasıyla sağlanabilmesi için fan takılır. Üst raf için hava dolaşımının sağlanabilmesi için 5 cm'lik 4 tane fan yerleştirilmiştir. Alt bölüm için gerek duyulmamıştır. Çünkü alt üst raf alt bölüme göre daha çok açılıp kapandığı için hava değişimi çok fazladır.

Yerleştirilen 1 fanın ısı yükü: P_F = 20 W

$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{4a}} = \boldsymbol{n\ P\ ZO}$ =4x20x16/24=53 [W]

Aydınlatmayı sağlamak amacıyla 2 tane flüoresan lamba kullanılacaktır.
Flüoresan lambanın gücü P_L = 40 [W]

$\dot{\boldsymbol{Q}}_{\boldsymbol{4a}} = \boldsymbol{n\ P\ ZO}$ = 2x40x16/24=53 [W]

$Q_D = Q_{L_T} + Q_{F_T}$ = 53 + 53 = 106 [W]

3.3.7 Toplam Soğutma Yükü

Profil yüzeyinden meydana gelen ısı kaybı:	Q_P = 211 W
Yalıtılan yüzeylerden meydana gelen ısı kaybı:	Q_Y = 194 W
Cam yüzeylerden meydana gelen ısı kaybı:	Q_C = 441 W
Hava değişiminden kaynaklanan soğutma yükü:	Q_H = 121 W
Mallardan meydana gelen soğutma yükü:	Q_g = 9 W
Diğer ısı kaynaklarından meydana gelen soğutma yükü:	Q_D = 106 W
	Q_{G_T} = 1082 W

3.3.8 Emniyetli Isı Yükü

Toplam ısı yükü %10 artırılırsa
1.10 * 1082 = 1190 W bulunur.

3.3.9 Kompresör Seçimi

0^0C' in üstündeki kompresörlerin günlük 16 saat çalışıp, 8 saat dinlendiği, 0^0C' in altında çalışan dolaplarda ise 18 saat çalışıp, 6 saat dinlendiği kabul edilir. O hâlde kompresörün saatteki soğutma yükünü bulabilmek için günlük emniyetli toplam yükü 16' ya bölmek gerekir.

Kompresör yükü: $Q_{KOMP}=1190 * \frac{24}{16} = 1785$ W bulunur.

3.3.10 Poliüretan Panelde Yüzeylerden Meydana Gelen Isı Kazancı

Poliüretan yalıtımın ısı iletkenliği: 0.023 W/mK

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{\alpha_{DIŞ}} + \frac{2}{\frac{\lambda_{SAC}}{L_{SAC}}} + \frac{1}{\frac{\lambda_{POL}}{L_{POL}}} + \frac{1}{\alpha_{İÇ}}$$

$$\frac{1}{K_T} = \frac{1}{8} + \frac{2}{\frac{21}{0.0008}} + \frac{1}{\frac{0.023}{0.04}} + \frac{1}{50}$$

$K_T = 0{,}53$ W/m^2 K

Panel yüzeyi:0.81+6.2 (profil yüzeyi)=7.01 m^2

Yalıtılan yüzeylerden oluşan ısı kazancı:
$Q = K_T * A_{TY} * \Delta T$
$Q_Y= 0{,}53 * 7{,}01 * (38 - 0) = 143$ W

3.3.11 Poliüretan Panelde Toplam Isı Kazancı

Yalıtılan yüzeylerden meydana gelen ısı kaybı:	$Q_Y = 143$ W
Cam yüzeylerden meydana gelen ısı kaybı:	$Q_C = 441$ W
Hava değişiminden kaynaklanan soğutma yükü:	$Q_H = 121$ W
Mallardan meydana gelen soğutma yükü:	$Q_g = 9$ W
Diğer ısı kaynaklarından meydana gelen soğutma yükü:	$Q_D = 106$ W
	$Q_{G_T} = 820$ W

3.3.12 Emniyetli Isı Yükü (Poliüretan Panelde)

Toplam ısı yükü %10 artırılırsa
$Q_{GTE}= 1.10 * 820 = 902$ W bulunur.

3.3.13 Kompresör Seçimi (Poliüretan Panelde)

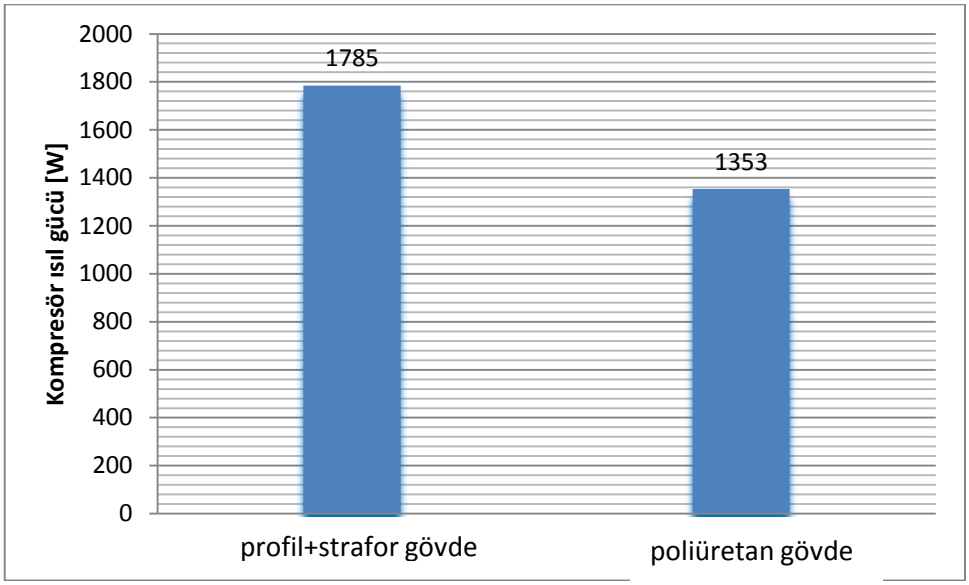
0 °C' in üstündeki kompresörlerin günlük 16 saat çalışıp, 8 saat dinlendiği, 0 °C' in altında çalışan dolaplarda ise 18 saat çalışıp, 6 saat dinlendiği kabul edilir. O hâlde kompresörün saatteki soğutma yükünü bulabilmek için günlük emniyetli toplam yükü 16' ya bölmek gerekir.

Kompresör yükü: $Q_{KOMP}=902 * \frac{24}{16} = 1353$ W bulunur.

4. DEĞERLENDİRME

4.1 Enerji-Isı Performanslarının Karşılaştırılması

İki farklı yöntemle imal edilen vitrin tipi ticari soğutuculardaki yüzeylerden oluşan ısı kazancı karşılaştırılması Şekil 6.'da gösterilmiştir. Buna göre poliüretan gövde olarak üretilen soğutucuda yüzeylerden oluşan ısı kazancı, profilden imal edilene kıyasla %65 daha az olmaktadır.



Şekil 6. Profil+strafor yalıtımlı gövde ile poliüretan gövde kompresör ısı gücü farkları

Yine günlük 16 saat çalışma esasına göre Soğutma Tesir Katsayısı 2,5 kabulü yapılarak yıllık enerji sarfiyatları şu şekilde hesaplanabilir:

$P_k=Q_T/2,5$ =1785/2,5=714 W (Profil gövde)

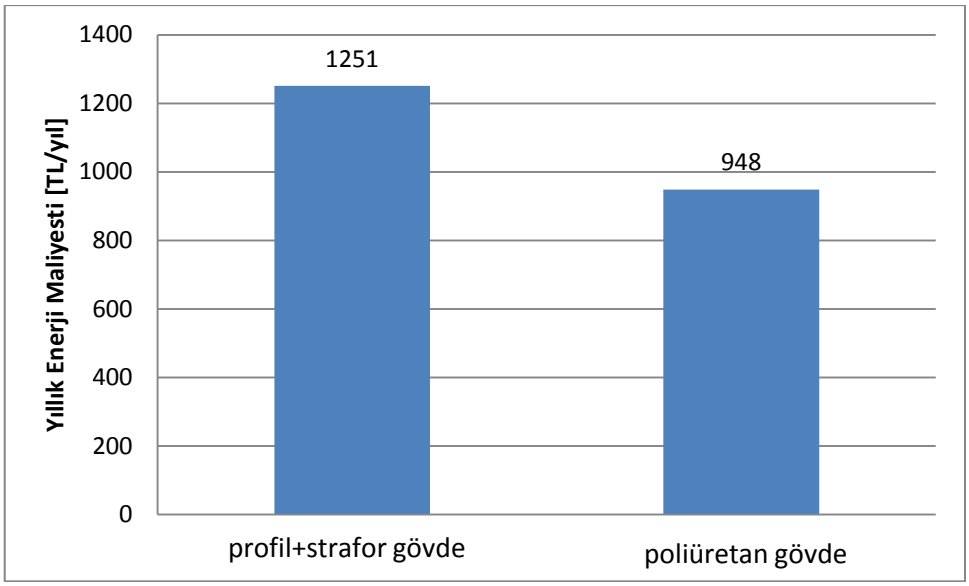
$P_k=Q_T/2,5$ =1353/2,5=541 W (Poliüretan gövde)

Yıllık enerji maliyeti: E=16x365x0,0.714x0,3=1251 TL(Profil gövde)

Yıllık enerji maliyeti: E=16x365x0.541x0,3=948 TL (Poliüretan gövde)

Enerji maliyet farkı:1251-948=303 TL/yıl

Bu maliyet farkları Şekil 7'de görülmektedir.



Şekil 7. Profil+strafor yalıtımlı gövde ile poliüretan gövde kullanılması halinde yıllık enerji maliyetleri

4.2 Kütle Farklarının Karşılaştırılması

Yalıtımlı panellerdeki paslanmaz saçların toplam kütlesi (Profil+strafor yalıtımlı gövdede)

$M= \Sigma L.A.\rho = 2x0{,}8x10^{-3}x6{,}2x7800 = 54$ kg

Soğutma grubu kütlesi: 25 kg

Raflar, bombeli cam, strafor ve diğer aksesuarlar: 45 kg

Strafor ağırlığı (25 kg/m^3 yoğunluk için): $M= \Sigma L.A.\rho = 0{,}04x6.2x25$ kg/m^3 = 6.2 kg

Profillerden kaynaklanan kütle;

$M=\Sigma L.A.\rho = 41{,}76$ m$x186{,}24x10^{-6}x7800$ kg/m^3 = 60 kg bulunur.

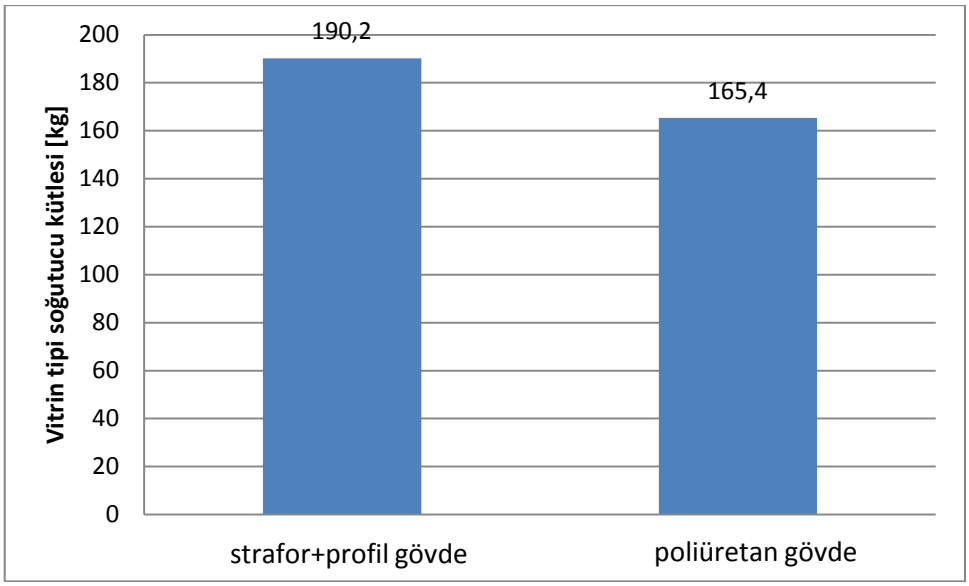
Toplam ağırlık:54+25+45+6.2+60=190.2 kg (Profil+strafor yalıtımlı gövdede)

Poliüretan olması halinde poliüretan gövde metal kütlesi;

$M= \Sigma L.A.\rho = 2x0{,}8x10^{-3}x7{,}01x7800 = 87$ kg
Poliüretan ağırlığı: $M= \Sigma L.A.\rho = 0{,}04x7{,}01x30$ kg/m^3 = 8.4 kg

Toplam ağırlık:87+8.4+25+45=165.4 kg (Poliüretan yalıtımlı gövdede)

Kütle farkı: 190.2-165.4=24.8 kg (Şekil 8)



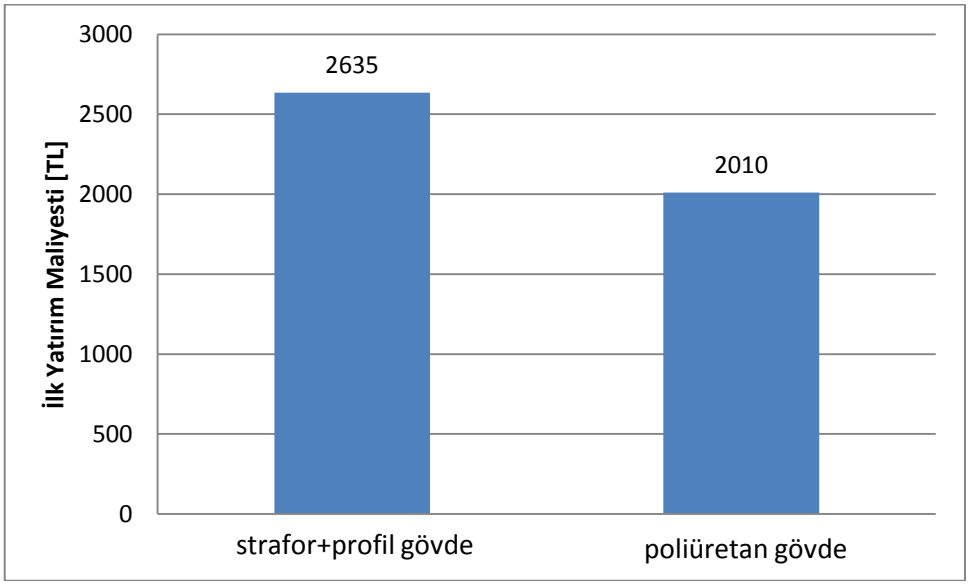
Şekil 8. Profil+strafor yalıtımlı gövde ile poliüretan gövde kütleleri

4.3 Birim Maliyet Karşılaştırması

Profilden mamul gövdede malzeme maliyeti: 1885 TL [4]
İşçilik maliyeti: 25 adam x saat x30 TL/saat: 750 TL
Toplam Maliyet:1885+750=2635 TL

Poliüretan yalıtım yapılması halinde gövde maliyeti: 1720 TL
Kalıp aşınma payı: 14000 x0,01=140 TL
İşçilik maliyeti: 5 adam x saat x30 TL/saat: 150 TL
Toplam Maliyet:1720+140+150=2010 TL

Aradaki fark:2635-2010=625 TL (Şekil 9)



Şekil 9. Profil+strafor yalıtımlı gövde ile poliüretan gövde ilk yatırım maliyetleri

5. SONUÇ VE TARTIŞMA

Bu çalışmada iki farklı yöntemle imal edilen vitrin tipi bir soğutucunun enerji performansı, kütle ve birim maliyet yönünden karşılaştırmalar yapılmıştır. Yapılan hesaplamalarda profilden imal edilen vitrin tipi soğutucuda ilk yatırım maliyet poliüretana göre %24 pahalı olmakta aynı şekilde enerji tüketimi de %24 daha fazla olmaktadır. Son olarak kütleler yönünden yapılan karşılaştırmada profil gövdeli soğutucu %13 daha ağırdır. Ayrıca poliüretan gövdeli soğutuculara göre profilden mamul olanların daha ağır olmaları nedeniyle nakliye ve montaj zorlukları da mevcuttur. Bunun için daha fazla personel istihdam etmek zorunluluğu mevcuttur. İlk yatırım maliyetlerinin yüksek olması nedeniyle uzun vadede poliüretandan mamul vitrin soğutucularla rekabet etme şansları yoktur. Profilden mamul soğutucuların ülkemizin enerji tüketimine ve dolayısıyla küresel ısınmaya olumsuz katkıları nedeniyle terk edilmesi, dolayısıyla ev tipi soğutuculardaolduğu gibi bir takım üretim standartlarının getirilmesi gerekmektedir.

5. KAYNAKLAR

[1] http://www.eurocold.com.tr/soguk-zincir-nedir.html (12.06.2012 tarihinde erişildi)
[2] ATAR, Ç., Ticari Amaçla Kullanılan Market Tipi Soğutucu Tasarımı, Balıkesir Mühendislik Mimarlık Fakültesi, Makine Mühendisliği Bölümü (Bitirme Tezi), 2008.
[3] TROTT A. R. and WELCH T., Refrigeration and Air-Conditioning**,** Butterworth-Heinemann Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 225 Wildwood Avenue, Woburn, MA 01801-2041
[4] ÖZKOL N., Uygulamalı Soğutma Tekniği, 5. Baskı, MMO Yayını No:115
[5]BULGURCU H, Ticari Soğutma Sistemleri (Basılmamış Ders Notu), 2003
[6] http://www.sonmezmutfak.com/sogutma.htm (14.05.2008 tarihinde erişildi)

ÖZGEÇMİŞ

Hüseyin BULGURCU

1962 yılında İzmir Kınık'ta doğdu. 1984 yılında Yıldız Üniversitesi Kocaeli Mühendislik Fakültesi Makine Enerji dalından lisans, 1989 yılında M.Ü. Fen Bilimleri Enstitüsünden Yüksek Lisans, 1994 yılında aynı Enstitüden Doktora dereceleri aldı. 1986-1989 yılları arasında Kartal Teknik Lisesinde, 1989-1995 yılları arasında Çankırı Meslek Yüksekokulunda öğretim elemanı olarak çalıştı. 1994 yılında İngiltere'de mesleki araştırmalarda bulundu. 1995-2012 yılları arasında Balıkesir Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Programında çalıştı. Ağustos 2012'den bu yana Balıkesir Mühendislik Mimarlık Fakültesi Makine Mühendisliği Bölümünde çalışmalarına devam etmektedir. 2005 yılında kurduğu deney setleri üreten bir firmanın kurucusu ve eğitim danışmanıdır.

Ayhan ONAT

1965 yılında Trabzon'un Çaykara ilçesinde doğdu. Orta öğrenimini Hatay'ın Kırıkhan İlçesinde tamamlayan ONAT, 1989 yılında Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesinden mezun oldu. 1991-2004 yılları arasında Kahramanmaraş Sütçü İmam Üniversitesi Kahramanmaraş Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma programlarında Öğretim Görevlisi olarak çalıştı. 2004-2009 yılları arasında Balıkesir Üniversitesi Gönen Meslek Yüksekokulu İklimlendirme ve Soğutma Programında Yrd. Doç. Dr. olarak çalıştı. Bu arada 2006-2007 yılları arasında Balıkesir Üniversitesi Gönen Jeotermal Enstitüsü Müdürlüğü yaptı. Halen Marmara Üniversitesi Teknik Eğitim Fakültesi Makine Eğitimi Bölümü Enerji Eğitimi ABD'lında Yrd. Doç. Dr. olarak çalışan ONAT, evli ve bir kız babasıdır.

Kadir İSA

1962 yılında İstanbul'da doğmuştur. Haydarpaşa Teknik Lisesi Makina bölümünden mezun olduktan sonra, lisans, yüksek lisans ve doktora eğitimlerini sırasıyla Gazi, İstanbul ve Sakarya Üniversitelerinin Makina bölümlerinde tamamlamıştır. Değişik üniversitelerin meslek yüksekokullarının iklimlendirme-soğutma programlarında öğretim görevlisi olarak çalışmıştır. Halen İstanbul Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Bölümü'nde Yardımcı Doçent olarak görev yapmaktadır. ASHRAE ve RSES üyesidir. Evli ve iki çocuk babasıdır.