



Boru Çapının Soğutucu Akışkan Hızına ve Soğutma Yüküne Etkisi

Murat ERYİĞİT*, M. Reşit USAL** ve Ahmet KABUL***

*Süleyman Demirel Üniversitesi Teknik Bilimler Meslek Yüksek Okulu Makine ve Metal Teknolojileri Bölümü
32260 Çünür, Isparta, murateriyigit@sdu.edu.tr

** Süleyman Demirel Üniversitesi Mühendislik Fakültesi Makina Mühendisliği Bölümü
32260 Çünür, Isparta, resitusal@sdu.edu.tr

*** Süleyman Demirel Üniversitesi Teknoloji Fakültesi Enerji Sistemleri Mühendisliği Bölümü
32260 Çünür, Isparta, ahmetkabal@sdu.edu.tr

(Alınış Tarihi: 08.08.2014, Kabul Tarihi: 31.01.2015)

Anahtar Kelimeler

Alternatif soğutucu akışkanlar, Minimum soğutucu akışkan hızı, Minimum soğutma yükü, Boru çapı

Özet: Bu çalışmanın amacı, soğutma sistemlerinin dikey bölümlerinde bulunan yağın, istenilen soğutma yükünde ve en az soğutucu akışkan hızıyla taşınabilmesi için gerekli boru çapının hesaplanmasıdır. Bu amaçla, emiş hattında bulunan borulardaki yağın sürüklenmesi için gerekli olan minimum soğutucu akışkan hızının ($V_{s,min}$) ve minimum soğutma yükünün ($q_{s,min}$) boru çapına göre değişimi incelenmiştir. Konuyla ilgili teorik analizler yapıldıktan sonra, soğutma yükünün 1 kW olduğu bir sistemde K ve L tipi bakır borular için ozon tabakasına zarar veren ve küresel ısınmaya yol açan soğutucu akışkanların yerine çevre dostu doğal ve alternatif akışkanlardan R134A, R410A, R423A ve R744 soğutucu akışkanlar kullanılmıştır. Sonuçlara göre boru çaplarının artmasıyla yağın sürüklenmesi için gereken minimum soğutucu akışkan hızı da artmaktadır. Ayrıca hem boru çaplarının artırılması hem de evaporatör sıcaklığındaki artış ile minimum soğutucu yükünde artış meydana gelmiştir. Soğutucu akışkanlar dikkate alındığında hızlardaki değişim R744<R410A<R423A<R134A şeklinde elde edilmiştir. Minimum soğutma yüküne bakıldığında ise değişim R423A<R134A<R410A<R744 olarak elde edilmiştir.

The Effect Of Pipe Diameter On Liquid Velocity And On Cooling Load

Keywords

Alternative refrigerants, Minimum refrigerant mass flow rate, Minimum cooling load, Pipe diameter

Abstract: The aim of this study is the calculation of the pipe diameter required to transfer the oil in the vertical parts of the cooling systems, at the desired cooling load and at the velocity of the minimum cooling liquid. For this purpose, the velocity of the minimum cooling liquid for the driftage of the oil in the pipes in the suction line ($V_{s,min}$) and the minimum cooling load ($q_{s,min}$) have been studied. After the theoretical analysis as to the matter, in a system the cooling load of which 1 kW, for the copper pipes whose types are K and L, in place of the cooling liquids harming the ozone layer and leading to global warming, the environment-friendly, natural and alternative liquids R134A, R410A, R423A and R744 have been used. According to the results, as the pipe diameters increase, the velocity of minimum cooling liquid for the driftage of the oil increases. In addition to that, the load of the minimum cooling liquid increases, both the pipe diameters and the heat of the evaporator being increased. Cooling liquids being considered, the change of the velocities as R744<R410A<R423A<R134 have been obtained. The change in the minimum cooling load as R423A<R134A<R410A<R744 have been obtained.

1. Giriş

Küresel ısınma potansiyellerinin ve ozonu delme potansiyellerinin yüksek olmasının yanı sıra CFC'ler ozon tabakası üzerinde en fazla tahribat yapan soğutucu akışkanlardır. Bu yüzden dünya çapında CFC'lerin kullanımı için bazı önlemler alınmakta ve kullanımı yasaklanmaktadır. CFC'lerin önemli dezavantajlarından birisi atmosferde 75 – 120 yıl arasında kimyasal yapıları bozulmadan kalmasıdır. Uygulamada en çok kullanılan CFC'ler R-11, R-12, R-114 dır (Koyun, 2005).

Soğutma sistemlerinde kullanılan soğutucu akışkanlar, ozon tabakasının delinmesi, küresel ısınma ve çevreye verdikleri zarar sebebiyle son 20 yılda hızla değişmiştir. Montreal Protokolü ve ülkemizin de 2009'un hemen başında imzaladığı Kyoto protokolü ile ozon tabakasına zarar veren, küresel ısınmaya yol açan soğutucu akışkanlar, yerlerini çevre dostu doğal ve çevreyle etkileşimi daha az soğutucu akışkanlara terk etmişlerdir ve yerlerine R134A, R410A, R423 A ve R744 gibi alternatif akışkanlar kullanılmaktadır. Avrupa da alternatif akışkanların soğutucu akışkan olarak kullanımı giderek yaygınlaşmaktadır. Özellikle mobil sistemler olarak tanımlanan araç klimaları ve ısı pompası uygulamalarında da kullanımları yaygınlaşmaktadır (Callaghan ve Vainio, 2003).

Tüm bunların ışığında, soğutma sistemlerinde kullanılacak olan yeni (alternatif) soğutucu akışkanların boru donanımın ve çaplarının hesaplanması yeni bir ihtiyaç olarak ortaya çıkmaktadır. Literatürde, alternatif akışkanların kullanıldığı sistemlerde boru çapı hesabı ile ilgili çok fazla örnek bulunmamaktadır. Ayrıca bulunan örnekler, genellikle eski nesil akışkanlara yöneliktir. Eski akışkanlarla, yeni akışkanların özellikleri farklı olduğundan dolayı, uygulama esnasında mevcut yöntemlerin revize edilerek, yeni akışkanlara uygulanması gerekmektedir.

Soğutma ve ısı pompası sistemlerinde pistonlu kompresörlerden faydalanılır ve kompresörün etkisiyle soğutucu yağ kompresörün dışına yani basma hattına taşınır. Bazen yağ soğutucuyla birlikte denge karışımı oluştururken, bazen de kolayca kompresör çıkışında yüksek soğutucu akışkan hızı nedeniyle sürüklenir. Kompresörün ve sistemin zarar görmemesi için yağın kompresöre geri gelmesi gerekir. Aksi halde düzgün yağlama gerçekleşmez bu durumda da kompresörde aşırı yüklenme meydana geleceğinden kompresörün yanması kaçınılmazdır. Diğer bir sıkıntı ise borulardaki yağ tıkanmaya sebep olur ve kısa zamanda tüm yüzeylerde tabakalaşır ve bu da ısı transferi açısından ek bir direnç getirdiği için istenmeyen bir durumdur.

Kompresörden kaçan yağ devre boyunca soğutucu akışkan tarafından taşınır ve emiş hattına kadar

ulaşır. Bu yüzden soğutma sisteminin her elemanı kadar boru donanımında önemi büyüktür. Uygun bağlantı metotlarının yanı sıra dikey boru bölümlerinde, özellikle yüksek boruların dizaynına dikkat edilmesi gerekir. Çünkü yağın yerçekimine karşı yükseltilmesi çok zordur. Bu nedenle soğutucunun belirli yükseklikler için belirli hızlara sahip olması gerekir ve aynı zamanda bu durum basınç kaybını artıracığı için basınç kaybının da belli sınırlarda tutması gerekmektedir (Kesim vd. 1999).

Soğutma sistemlerinde yağın dönüş sorunu sıcaklığın en düşük olduğu emme hattında meydana gelir. Burada yağın vizkozitesi yüksek çıkar. Bu noktada yüksek vizkozite nedeniyle yağın sürüklenmesi zorlaşır. Bu çalışma da, çekim ve sürüklenme gücü arasındaki bağlantıyı inceleyen sıvı prensiplerine dayalı, minimum akışkan hızı ve minimum akışkan miktarını tahmini ortaya koyulmuştur (Kesim vd. 1999).

Kesim vd. 1999 yılında yaptıkları çalışmalarında soğutma sistemlerinde dikey borulamalarda yağın taşınabilmesi için minimum soğutma yükünde gerekli soğutucu akışkan hızını incelemişlerdir. Kondanser ve evaporatör arasında belirlenmiş doyma bölgesini dikkate alarak soğutma kapasitesi ile soğutucu akışkan hızını ilişkilendirmişlerdir. Elde ettikleri denklemler ile R134A soğutucu akışkanı için emme ve basma hattında bakır boru kullanılan bir durum için minimum soğutma kapasitesini tablolarla sunmuşlardır.

Garland ve Hadfield (2005), hidrokarbon akışkanların kullanıldığı hermetik kompresörlü soğutma sistemlerinde çevresel etkileri tribolojik açıdan incelemişlerdir. Sistemin kritik parçaları üzerinde farklı soğutucu akışkanlar için testler yaparak aşınma mekanizması ve sürtünme katsayılarını incelemişlerdir.

Cremaschi vd. 2005 yılında yaptıkları çalışmalarında, emme ve basma hattında kondanser ve evaporatörün yağ tutma karakteristiklerini deneysel olarak incelemişlerdir. Karışabilir ve karışmayan yağlayıcılarla R22, R410A ve R134a soğutucu akışkanlarında mümkün olan en geniş taşıma özelliklerinde yağın tutunabilme fiziğini araştırmışlardır. Emme hattında parametrik bir analizle yağın tutunabilmesinin yağ kütle oranına, soğutucu akışkan buharının kütle akısına, karışımın viskozite oranına ve boru dağılımına bağlı olduğu gösterilmiştir.

Hwang vd. 2007 yılında, transkritik CO₂'li soğutma sisteminde yağın dağılımını deneysel olarak incelemişlerdir. Deneysel sonuçlardan, kompresörden basılan soğutucu akışkanın yağ konsantrasyonunun ısı değiştiricilerde ve emme hattında yağın tutunma hacmini artırdığını göstermişlerdir. Aynı zamanda deneysel sonuçlardan

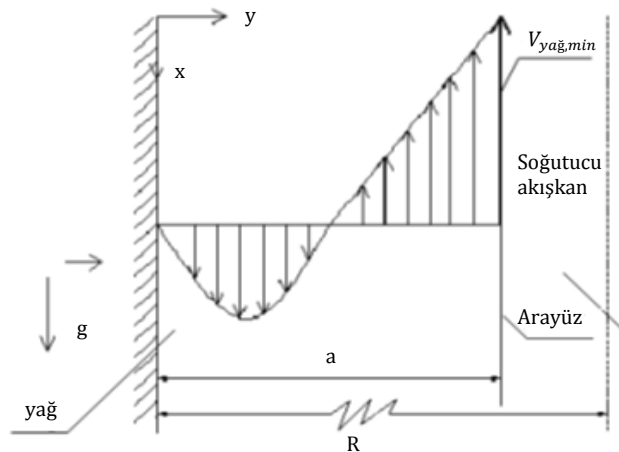
sabit soğutucu akışkan debisinde yağ konsantrasyonunun artmasıyla evaporatör basıncının düştüğünü gözlemlemişlerdir (Lee, 2003).

Zoellick ve Hrnjak 2010 yılında yaptıkları çalışmada deneysel olarak soğutucu akışkan olarak R410A'nın kullanıldığı Polyester (POE) yağlı bir sistemde yatay ve dikey borulamada yağın tutunulabilme kütlesini ve basınç düşüşlerini incelemişlerdir. Sıcaklık ve kütle ölçümleriyle buhar hızını belirlemişlerdir. ASHRAE tarafından önerilen yağ tutunma, basınç düşümü gibi özellikleri dikkate alarak soğutucu akışkan buhar hızlarını hesaplamışlardır.

Sethi 2011 yılında yaptığı yüksek lisans tezinde, alternatif soğutucu akışkanlardan R1234yf soğutucu akışkanını ve POE32 yağı ile çalışan sistemde emme hattında yatay ve dikey borularda yağ tutma ve basınç düşüşünü nicel olarak incelemiştir. Aynı zamanda yağın tutunma özelliğinde boru eğiminin etkisini araştırmıştır.

2. Sayısal Analiz

Yağın soğutucu akışkan ile karışabilir olduğu soğutma sistemlerinde yağı kompresöre göndermek için gerekli olan 2 farklı mekanizma vardır: bunlar yer çekimi ve buhar dönüşüm karışımıdır. Yer çekimi, karışımın taşınma olasılığının mümkün olabileceği tek yol olan çıkış borusunda, zorluk çıkararak boruların alt kısmında yağın kütsel birikime neden olur. Soğutucu buharının minimum hızını, yağı karıştırmak için bir formül geliştirilirken ilk önce borunun duvarındaki yağ tabakasının akışı dikkate alınır. Soğutucu buhar yüzeyinde ki yağ hızı, şekil 1'de gösterildiği gibi yağın profil hızı belirlenerek bulunur. Burada 'a' yağ tabakası kalınlığını, $V_{yağ,min}$ ise yağın aşağı doğru akışını durduran minimum yağ hızını göstermektedir (Kesim vd. 1999).



Şekil 1. Bir soğutma sisteminde boru iç duvarındaki yağ akışı profili (Kesim vd. 1999).

Ortalama hızdan daha çok, arabirimdeki buhar hızı yağın aşağı sürüklenmesine sebep olur. Ortalama hız ve yüzeyel hız arasındaki ilişki boru çapı ve buhar

yoğunluğuna bağlıdır. Bu durumda yağın yoğunluğu ve viskozitesi'de önemlidir. Yağı dikey hatta yukarı doğru taşımak için yağın net volümetrik akış oranı sıfıra eşit veya sıfırdan daha büyük olmalıdır. Yağın volümetrik akış oran sınırı aynı zamanda soğutucu buhar ara yüzeyindeki yağ hızını da bulmaya yardımcı olur. Yağ kısmındaki Navier - Stokes ve bilinen denklemlerin yardımıyla yağ tabakasındaki hız profili bulunabilir (Çengel, 2008; White, 2004; Dinçer, 2003).

$$u_{yağ}(y) = \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{y^2}{2} + A_y + B \quad (1)$$

Burada, $y = 0$ alınırsa $u_{yağ} = 0$, $B = 0$ olur $y = a$ alınırsa $u_{yağ} = V_{yağ,min}$ olur.

$$V_{yağ,min} = \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{a^2}{2} + A_a \quad (2)$$

$$u_{yağ} = \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{y^2}{2} + \frac{V_{yağ,min}}{a} - \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{a^2}{2} \quad (3)$$

Elde edilen bu hız dağılımı denklemini yeniden düzenlenirse,

$$u_{yağ}(y) = \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \left(\frac{y^2}{2} - \frac{a}{2} y \right) + \frac{V_{yağ,min}(y)}{a} \quad (4)$$

denklemini elde edilir ve yağın volumetrik akış hızı bulunabilir (Kesim vd. 1999).

$$Q_{yağ} = 2\pi R \int_0^a u_{yağ}(y) dy \quad (5)$$

Denklem (4)'te elde edilen hız dağılımı denklemini yerine yazarsak,

$$Q_{yağ} = 2\pi R \left[\left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \int_0^a \left(\frac{y^2}{2} - \frac{a}{2} y \right) dy + \int_0^a \left(\frac{V_{yağ,min}(y)}{a} \right) dy \right] \quad (6)$$

Denklem'i elde edilir ve integraller alınarak denklem tekrar düzenlenirse aşağıdaki denklemi elde ederiz.

$$Q_{yağ} = \left(\frac{g}{v_{yağ}} - \frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} \right) \frac{a^3 \pi R}{6} + V_{yağ,min} a \pi R \quad (7)$$

Sınır şartı durumunda, yağın hacimsel akış hızı (hacimsel debisi) sıfıra eşittir. Bu sınır durumu için, Soğutucu buhar yüzeyinde minimum yağ hızı aşağıdaki gibi bulunur (Kesim vd. 1999; Tritton, 1998).

$$Q_{yağ} = 0 \rightarrow 0 = \frac{a^3 \pi R}{6} \left(\frac{g}{v_{yağ}} - \frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} \right) + V_{yağ,min} a \pi R \quad (8)$$

$$V_{yağ,min} = \frac{a^2}{6} \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \quad (9)$$

Denklem (1)'deki basınç fark gradyanı soğutucu akış tarafını (kenarını) dikkate alarak belirlenebilir. Sürtünmeden dolayı basınç düşümünü tespit etmek için Darcy- Weisbach formülü (ampirik bir formüldür) kullanılarak aşağıdaki gibi yazılabilir (Kesim vd. 1999; Fox ve Mcdonald, 1992).

$$\Delta P = f \rho_s \frac{V_s^2 L}{2 D_i} \quad (10)$$

Burada V_s ortalama soğutucu hızıdır ve düz boruda türbülanslı akış için sürtünme faktörü f Blasius eş ilişkisi aşağıdaki gibi verilmiştir.

$$f = \frac{0.3164}{Re^{0.25}}, \quad Re = \frac{V_s D_i}{\nu_s} \quad (11)$$

Denklem 11'deki verilenler denklem 10'da yerine yazılırsa x yönündeki basınç gradyanı aşağıdaki gibi elde edilir.

$$\frac{dP}{dx} = f \frac{0.1582 \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{D_i^{1.25}} \quad (12)$$

Denklem (9)'den, soğutucu buhar ara yüzeyindeki minimum yağ hızı aşağıdaki gibi bulunur.

$$V_{yağ,min} = \left(\frac{1}{\rho_{yağ} V_{yağ}} \frac{0.1582 \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{D_i^{1.25}} - \frac{g}{V_{yağ}} \right) \frac{a^2}{6} \quad (13)$$

Yağın geri dönüş kriterini sağlayan ortalama soğutucu buhar hızını bulmak için, soğutucu buhar hızı ve ara yüzeydeki minimum yağ hızı arasında bir başka bağıntıya da ihtiyaç vardır. Bu bağıntı ara yüzeydeki soğutucu ve yağın kayma gerilmesi birbirine eşitlenerek bulunabilir (Kesim vd. 1999).

Şekil 1'de gösterilen a noktasında yağın kayma gerilmesi aşağıdaki şekilde yazılır.

$$\tau_{yağ,a} = \mu_{yağ} \left(\frac{du_{yağ}(y)}{dy} \right)_{y=a} \quad (14)$$

Denklem (14)'de $u_{yağ}$ yerine denklem (3)'de elde edilen formül yazılarak türevi alınır aşağıdaki denklem elde edilir.

$$\tau_{yağ,a} = \mu_{yağ} \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{a}{2} + \frac{v_{yağ,min}}{a} \quad (15)$$

Türbülanslı akış için, soğutucu akışkan tarafındaki kayma gerilmesini tespit etmek için aşağıdaki ampirik bağıntı kullanılabilir.

$$\tau_{s,a} = 0.0225 \rho_s V_s^2 \left(\frac{2\nu_s}{V_s D_i} \right)^{0.25} \quad (16)$$

Denklem (15) ve denklem (16) ile verilen kayma gerilmelerini birbirine eşitleyerek aşağıdaki denklem elde edilir (Dinamik dengeyi sağlamak için).

$$\tau_{yağ,a} = \tau_{s,a} = \mu_{yağ} \left(\frac{1}{\rho_{yağ} v_{yağ}} \frac{dP}{dx} - \frac{g}{v_{yağ}} \right) \frac{a}{2} + \frac{v_{yağ,min}}{a} = 0.0225 \rho_s V_s^2 \left(\frac{2\nu_s}{V_s D_i} \right)^{0.25} \quad (17)$$

Denklem (12)'de verilen basınç gradyanı ifadesi denklem (17) yerine yazılacak olursa;

$$V_{yağ,min} = 0.0268 \frac{a \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{\rho_{yağ} V_{yağ} D_i^{1.25}} + \left(\frac{g}{V_{yağ}} - \frac{1}{\rho_{yağ} V_{yağ}} \frac{0.1582 \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{D_i^{1.25}} \right) \frac{a^2}{2} \quad (18)$$

Bulunur ve denklem (13) ve denklem (18)'de elde edilen $V_{yağ,min}$ ifadeleri birbirine eşitlenerek,

$$\left(\frac{1}{\rho_{yağ} V_{yağ}} \frac{0.1582 \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{D_i^{1.25}} - \frac{g}{V_{yağ}} \right) \frac{a^2}{6} = 0.0268 \frac{a \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{\rho_{yağ} V_{yağ} D_i^{1.25}} + \left(\frac{g}{V_{yağ}} - \frac{1}{\rho_{yağ} V_{yağ}} \frac{0.1582 \rho_s \nu_s^{0.25} V_s^{1.75}}{D_i^{1.25}} \right) \frac{a^2}{2} \quad (19)$$

V_s ifadesi aşağıdaki şekilde elde edilir (Kesim vd. 1999).

$$V_s = \left(\frac{a g \rho_{yağ} D_i^{1.25}}{0.1582 a \rho_s \nu_s^{0.25} - 0.0402 \rho_s \nu_s^{0.25} D_i} \right)^{1/1.75} \quad (20)$$

Denklem (20)'da elde edilen ifadeyi denklem (18)'de yerine yazarak yağın aşağı akmasını önlemek için ara yüzdeki minimum yağ hızı aşağıdaki şekilde elde edilir.

$$V_{yağ,min} = \frac{0.0067 a^2 g}{v_{yağ}} \left(\frac{D_i}{0.1582 a - 0.0402 D_i} \right) \quad (21)$$

Tam gelişmiş soğutucu akış $V_{yağ,min}$ hızıyla yağ ara yüzeyi üzerinde kayar. Böylece, minimum ortalama soğutucu akış hızı denklem (20) ve denklem (21) hızlarının toplamından elde edilir (Kesim vd. 1999).

$$V_{s,min} = \left(\frac{a g \rho_{yağ} D_i^{1.25}}{0.1582 a \rho_s \nu_s^{0.25} - 0.0402 \rho_s \nu_s^{0.25} D_i} \right)^{1/1.75} + \frac{0.0067 a^2 g}{v_{yağ}} \left(\frac{D_i}{0.1582 a - 0.0402 D_i} \right) \quad (22)$$

Sirkülasyon içerisine yağı geri çekmek için gerekli olan minimum soğutma yükü aşağıdaki gibi belirlenebilir.

$$q_{s,min} = \frac{\pi \rho_{yağ} (0.96 D_i)^2 V_{s,min}}{4} (h_b - h_s) \quad (23)$$

Sayısal olarak borunun iç yüzeyindeki 'a' kalınlığının belirlenmesinde genelde tam bir değer verilemese de benzer uygulamalar dikkate alınarak yağ kalınlığı $D_i/50$ olarak alınmalıdır (Eryiğit, 2010).

$$q_{s,min} = \frac{\pi \rho_s (0.96 D_i)^2 V_{s,min}}{4} (h_b - h_s)$$

$$\left[\left(\frac{g \rho_{yağ} D_i^{1.25}}{1.8518 \rho_s v_s^{0.25}} \right)^{1/1.75} \left(\frac{D_i^2 g}{13819.40 v_{yağ}} \right) \right] \quad (24)$$

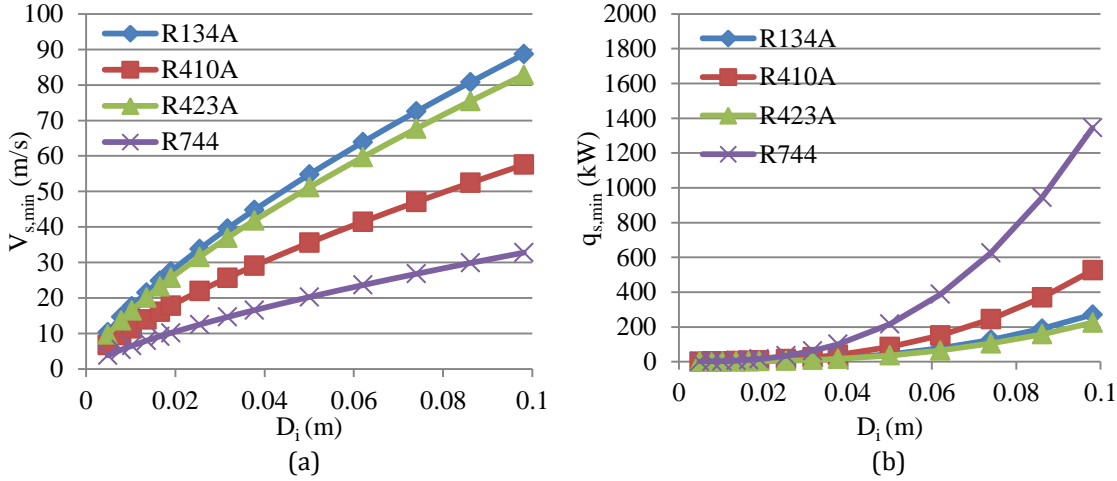
3. Araştırma Bulguları

Elde edilen denklemler göz önüne alınarak, emme ve basma hatlarında minimum soğutucu hız ve minimum soğutma yükleri alternatif soğutucu akışkanlar R134A, R410A, R423A ve R744 için gerekli boru çapları iki farklı boru tipinde (Tip K, TipL) hesaplanarak grafik halinde sunulmuştur (Şekil 2-Şekil 13). Hesaplamalarda evaporatör sıcaklığı $-40\text{ }^\circ\text{C}$ ve $10\text{ }^\circ\text{C}$ arasında çalışılmıştır (Klein SA. 2013 (EES)).

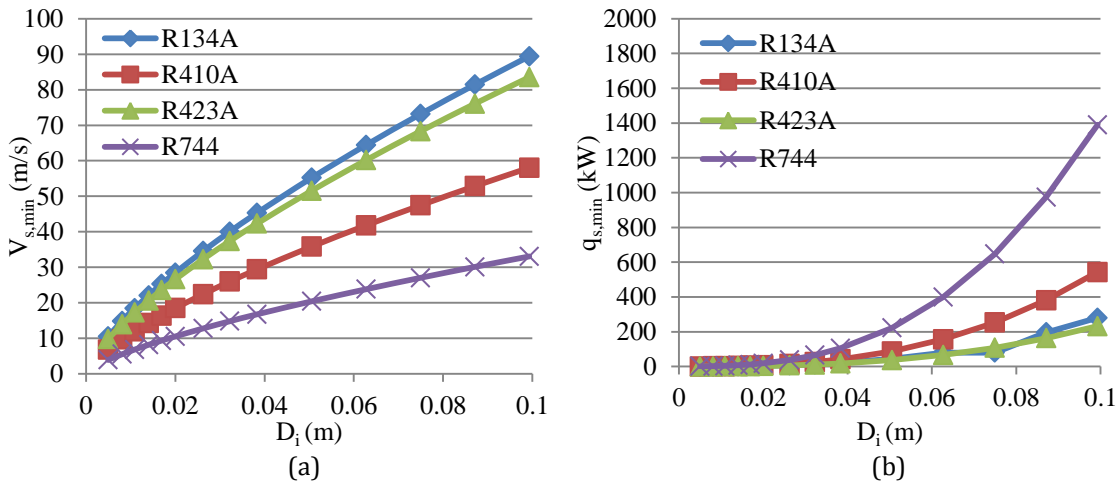
Farklı soğutucu akışkanlara ve boru çaplarına göre minimum soğutucu akışkan hızı ve minimum soğutma yükü değişimleri Şekil 2 - 13'de verilmiştir. Grafiklerden görüldüğü gibi Tip K ve Tip L bakır borunun kullanılması benzer çalışma şartları dikkate

alındığında minimum soğutucu akışkan hızı yaklaşık aynı değerleri verirken minimum soğutma yükü Tip K'da yaklaşık % 3 daha fazla çıkmaktadır.

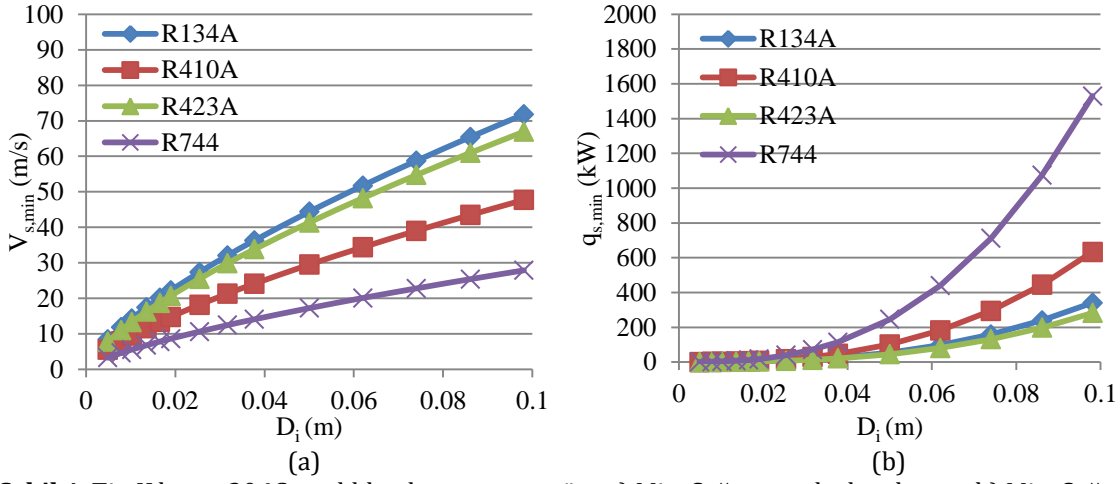
Farklı soğutucu akışkanlar dikkate alındığında, minimum soğutucu akışkan hızını en yüksek R134A çıkarken en düşük hız R744 soğutucu akışkanında görülmektedir. Benzer karşılaştırma minimum soğutma yükü yapıldığında en yüksek R744'de görülürken en düşük R423A ortaya çıkmaktadır. Evaporasyon sıcaklığının yükselmesiyle minimum soğutucu akışkan hızında düşüş gözlenirken, minimum soğutma yükünde artış çalışmada kullanılan R134A, R410A, R423A, R744 soğutucu akışkanları için grafiklerde görülmektedir.



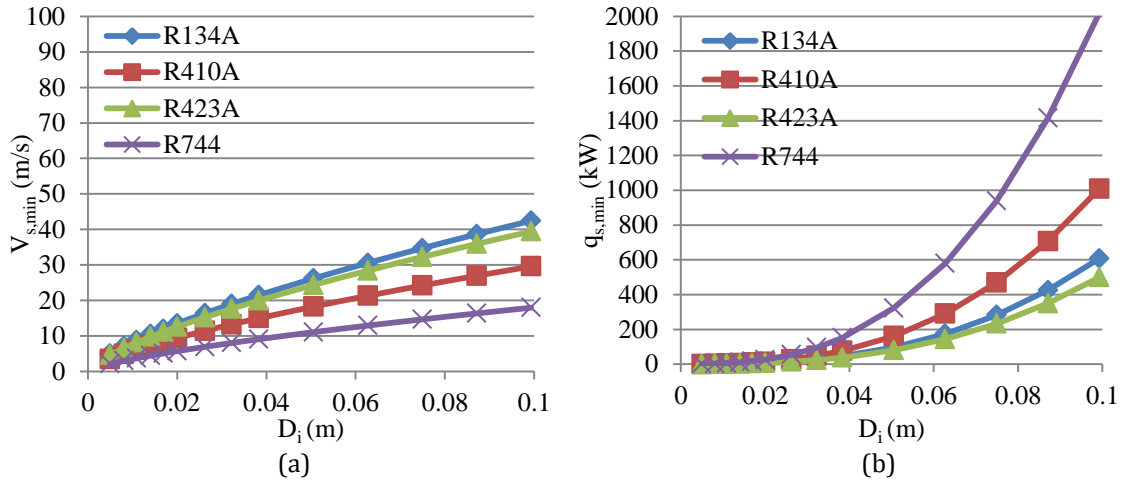
Şekil 2. Tip K boru $-40\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



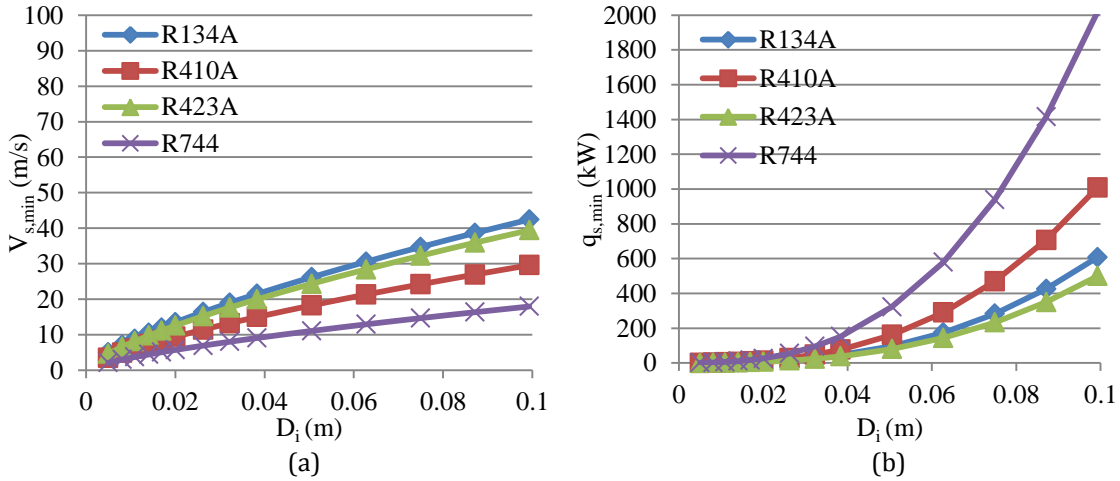
Şekil 3. Tip L boru $-40\text{ }^\circ\text{C}$ sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



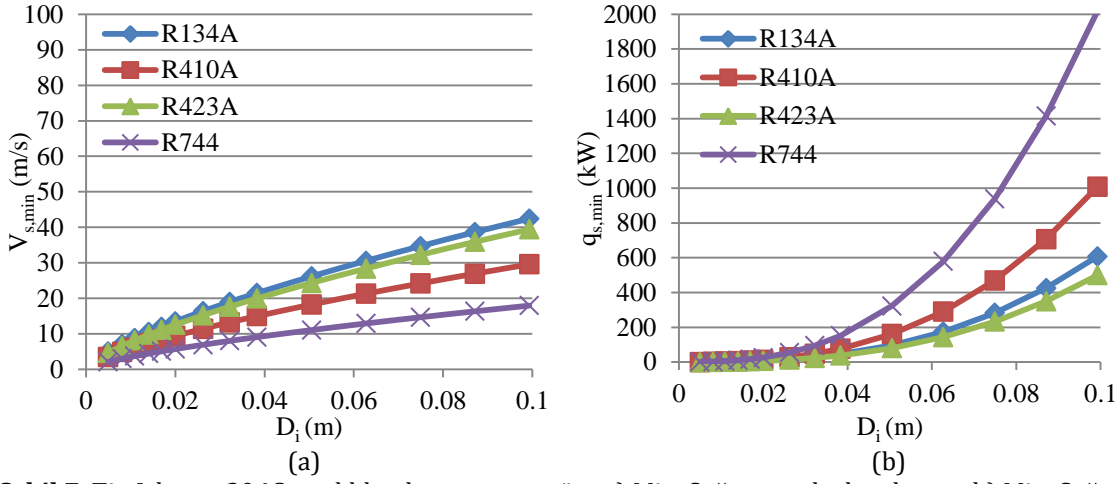
Şekil 4. Tip K boru -30 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



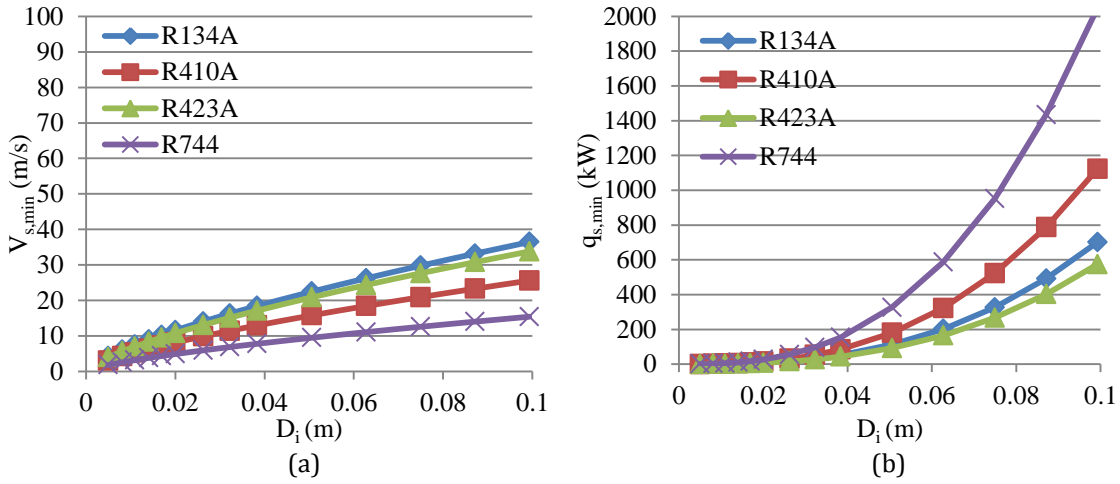
Şekil 5. Tip L boru -30 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



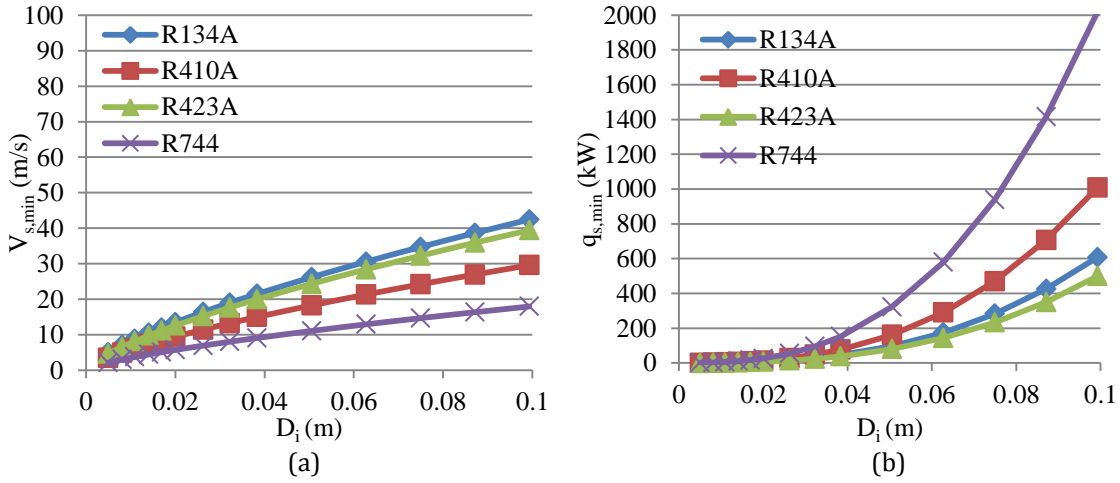
Şekil 6. Tip K boru -20 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



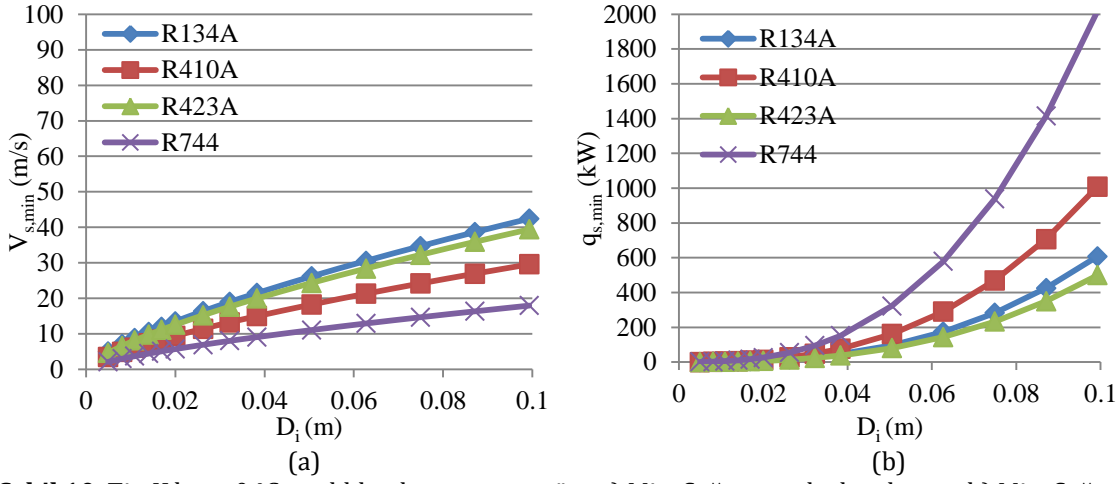
Şekil 7. Tip L boru -20 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



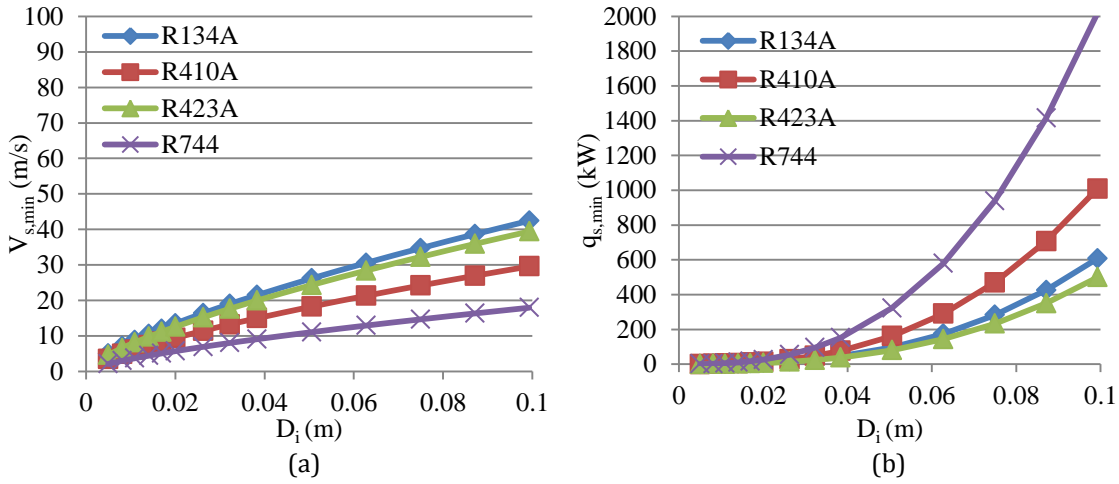
Şekil 8. Tip K boru -10 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



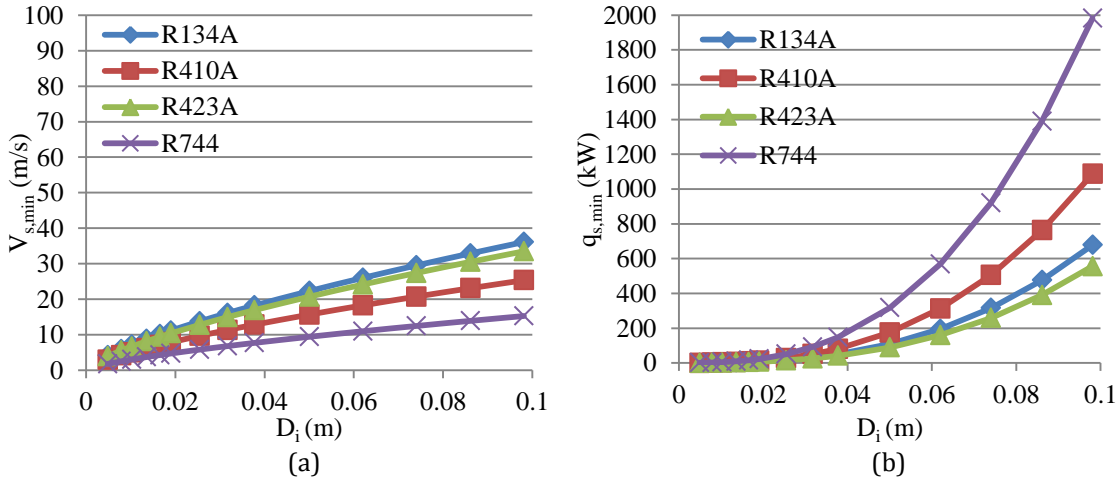
Şekil 9. Tip L boru -10 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



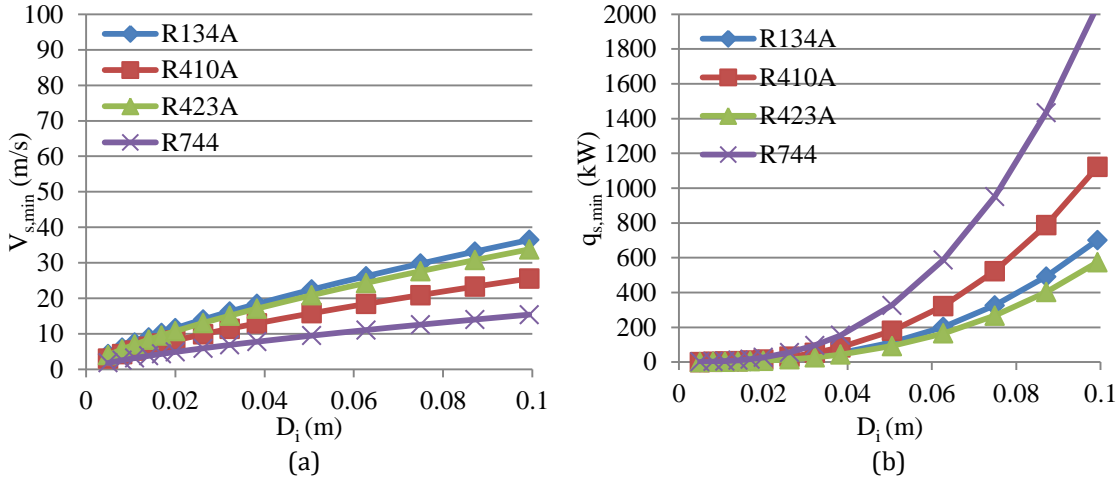
Şekil 10. Tip K boru 0 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



Şekil 11. Tip L boru 0 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



Şekil 12. Tip K boru 10 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü



Şekil 13. Tip K boru 10 °C sıcaklıkta boru çapına göre a) Min. Soğutucu akışkan hızı ve b) Min. Soğutma yükü

4. Sonuçlar

Çalışma sırasında kompresöre (gaz hattı) yağın düzenli dönüşünün sağlanması, basınç kayıplarının ve aşırı gürültünün önlenmesi için soğutucu akışkanın hızının doğru bir şekilde tespit edilmesi gereklidir. Bu çalışmada teorik olarak elde edilen formüller R134A, R410A, R423A, R744 gibi farklı soğutucu akışkanlara uygulanmış ve minimum soğutucu akışkan hızı ve minimum soğutma yükü değerleri grafikler halinde verilmiştir.

Tip K ve Tip L bakır boru seçilerek soğutucu akışkan hızı dikkate alındığında boru çaplarındaki artış miktarıyla yağın sürüklenebilmesi için gereken minimum soğutucu akışkan hızı da artmaktadır. Hızla birlikte minimum soğutma yükünde, boru çapıyla birlikte artış görülmektedir.

Aynı şartlar altında evaporatör sıcaklığının yükselmesi ile yağın taşınması için gerekli minimum soğutucu akışkan hızında ise düşüş gözlenmektedir. Ayrıca hem boru çaplarının artırılması hem de evaporatör sıcaklığındaki artış ile minimum soğutucu yükünde artış meydana gelmiştir.

Hesaplamalarda elde edilen hızlar dikkate alındığında soğutucu akışkan değişimine göre, hızlardaki değişim $R744 < R410A < R423A < R134A$ şeklinde elde edilmiştir. Minimum soğutma yüküne bakıldığında ise değişim küçükten büyüğe $R423A < R134A < R410A < R744$ olarak sıralanmaktadır.

Kaynaklar

Callaghan, P., Vainio, M., 2003, EC poised for action on HFC134a in MACs: Results of MAC summit 2003, Earth Technology Forum, Motor Vehicle A/C Regulatory Innovations, Washington.

Cremaschi, L., Hwang, Y., Radermacher R., 2005, Experimental investigation of oil retention in air conditioning systems, International Journal of Refrigeration, 28, 1018 – 1028.

Çengel, Y.A., Cimbala, J.M., 2008, Akışkanlar Mekaniği Temelleri ve Uygulamaları, Güven Bilimsel Yayınevi (Birinci Baskı), 938s, İzmir.

Dincer I. 2003, Refrigeration System and Applications. Wiley:West Sussex.

Eryiğit, M., 2010, Yeni Nesil Soğutucu Akışkanlarda Boru Çapı Hesabı, Süleyman Demirel Üniversitesi, Fen Bilimleri Enstitüsü Yüksek Lisans Tezi, 99s, Isparta.

Fox, W.R., McDonald, T. A., 1992, Introduction To Fluid Mechanics, John Wiley and Sons, Inc. (Fourth Edition), New York.

Garland NP, Hadfield, M., 2005, Environmental implications of hydrocarbon refrigerants applied to the hermetic compressor, Materials and Design, 26, 578–586.

Hwang, Y., Lee J. P., Radermacher R., 2007, Oil distribution in a transcritical CO₂ air-conditioning system, Applied Thermal Engineering, 27, 2618–2625.

Kesim, S.C., Albayrak, K., İleri, A., 1999, Oil entrainment in vertical refrigerant piping, International Journal of Refrigeration, 23, 626-631.

Klein SA. 2013 Engineering equation solver (EES), Version 9.433. F-Chart Software.

Koyun, T., Koyun, A., Acar, M., 2005, Soğutma Sistemlerinde Kullanılan Soğutucu Akışkanlar ve Bu Akışkanların Ozon Tabakası Üzerine Etkileri, Tesisat Mühendisliği Dergisi, 88, 46-53.

Lee J. P., 2003, Experimental and Theoretical Investigation of Oil Retention in a Carbon Dioxide Air-Conditioning System, Doctora Thesis, University of Maryland.

Sethi, A., 2011, Oil Retention and Pressure Drop of R1234yf and R134a with POE ISO 32 in Suction Lines,

Master Thesis, University of Illinois at Urbana – Champaign.

Tritton, D.J., 1998, Physical Fluid Dynamics, Clarendon Press, (Second Edition), Oxford.

White, F. M., 2004, Akışkanlar Mekaniği, Literatür yayınları: 110 (Birinci Baskı), İstanbul.

Zoellick, K., Hrnjak, P., 2010, Oil Retention and Pressure Drop in Horizontal and Vertical Suction Lines with R410A/POE, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, page 2327.

Semboller

A	yağ kalınlığı [m]
D_i	Boru çapı [m]
g	Yerçekimi ivmesi
hb	Buhar entalpisi
hs	Sıvı entalpisi
R	Boru yarıçapı
Re	Reynolds sayısı
T	Sıcaklık
P	Basınç
$U_{yağ(y)}$	Yağ dağıtım hızı
Q	Volumetrik akış oranı
ΔP	Basınç farkı
W	Debi
e	Relatif pürüzlülük katsayısı
$V_{yağ,min}$	Yağın aşağı akmasını önlemek için ara yüzdeki minimum yağ hızı
$V_{s,min}$	Yağın sürüklenebilmesi için gerekli minimum soğutucu akışkan hızı
$q_{s,min}$	Minimum soğutma yükü
μ	Dinamik viskozite
ρ	Yoğunluk
ν	Kinematik viskozite