ARAŞTIRMA MAKALESİ

Çift Katmanlı Joule-Thomson Mikro Kriyojenik Soğutucu İçin Isı Değiştirici Geometrisinin Optimizasyonu

Berkay HALVAŞİ
Yük. Mak. Müh.
Özyeğin Üniversitesi
Makine Mühendisliği
İstanbul
berkay.halvasi@ozu.edu.tr
orcid: 0000-0003-3722-5409

Mesut GÜR
Prof. Dr.
İstanbul Teknik Üniversitesi
Makine Mühendisliği
İstanbul
mesutgur@itu.edu.tr
orcid: 0000-0002-0407-0298

ÖZ

Joule-Thomson soğutucuları, kriyojenik soğutucular olarak elektronik devrelerin soğutulması için kompakt bir çözüm sunmaktadırlar. Bu soğutucularda karşı akışlı ısı değiştiricisi (Counter Flow Heat Exchanger-CFHX) elemanı için önemli bir elemanı olup sistem verimliliğini büyük ölçüde etkilemektedir. Soğutucu sistemlerin tasarımında genellikle ısı transferi ve akış mekanizmaları ayrı olarak ele alınıp bu iki ayrı mekanizma için alınan sonuçlara göre tasarım boyutları belirlenir. Bu çalışmada ısı transferi ve akış sebebiyle olan kayıplar entropi üretimi olarak ele alınarak incelenmiştir. Bu sayede akıştan ve ısı transferinden dolayı oluşan kayıplar birbirlerine ekleyip çıkarabilmek ve karşılaştırabilmek mümkün olmuş ve toplam bir kayıp değerinin görülebilmesi sağlanmıştır. Ayrıca sistemin toplam kaybı tek bir değer üzerinden farklı durumlar için karşılaştırılabilmiştir. Sistemin artan soğutma kapasitesi ile birlikte en yüksek verimi sağlayan soğutucu boyutları özellikle kanal genişliği artmaktadır. Çalışma kapsamında bu artışa çözüm olarak tek bir çevrim kullanmak yerine biri diğerinin üzerinde bulunan iki çevrime sahip bir tasarım incelenmiştir. Üst üste yerleştirilmiş iki çevrimin etkileri, verimliliği ve optimum boyutları çalışma kapsamında belirlenmiştir. İki çevrimli tasarımın sonuçları sistem boyutları ve Soğutma Tesir Katsayısı (STK) yönünden ele alınarak tek çevrime sahip durumla karşılaştırılmıştır. Çalışma kapsamında 80 ile 790 mW arasında soğutma gücüne sahip soğutucu için optimum karşı akışlı ısı değiştiricisi boyutları belirlenmiştir.

Anahtar Kelimeler
Micro Soğutucular, Kriyojeni, Kriyojenik Soğutucular, MEMS, Entropi Analizi, Numerik Model, Joule-Thomson.

Optimization of Heat Exchanger Geometry for Two-Layer Joule-Thomson Micro Cryocooler

ABSTRACT

With the development of the electronics the dimensions of the circuits are becoming smaller more and more. Micro circuits need micro cooling system. Therefore, developing cooler as small as the circuits is important. The counter flow heat exchanger (CFHX) is an important part of a cryocooler. Generally, heat transfer and flow mechanisms are considered separately and an arbitrary value is chosen. In this paper the heat transfer and the flow in the channels are considered together as entropy production which gives the ability to compare and sum all the losses. With the increasing cooling power optimum dimensions of the CFHX is getting bigger. To be able to decrease the dimensions of the CFHX instead of one cycle of cooling, vertically placed two cycles is investigated. It's effects, efficiency and optimum dimensions is founded. The results are compared to one cycle, regular cryocooler considering dimensions and COP. The optimum dimensions are presented for cooling powers between 80 to 790 mW.

Keywords
Micro Refrigeration, Cryocooler, MEMS, Entropy Analysis, Numerical Model. Cryogenics, Joule Thomson Refrigerator.

Geliş Tarihi : 29.09.2018
Kabul Tarihi : 30.01.2019

Halvaşi, B., Gür, M., Çift Katmanlı Joule-Thomson Mikro Kriyojenik Soğutucu İçin Isı Değiştirici Geometrisinin Optimizasyonu, 14. Ulusal Tesisat Mühendisliği Kongresi Bildiriler Kitabı, sf. 314-326, 17-20 Nisan 2019.

GİRİŞ

Kriyojeni, termal görüntüleme, MRI (Magnetic Resonance Imaging), Uzay çalışmaları ve kriyojenik cerrahide aktif olarak kullanılmaktadır. Elektronik devrelerdeki gelişmeler ile birlikte soğutma sistemlerinin daha küçük ve daha kompakt bir şekilde üretilmesi ihtiyacı duyulmuştur. Termal görüntülemede kriyojenik soğutmanın kullanıldığı sistemlere sensörün düşük sıcaklıklarda çalışmasıyla hem görüntü çözünürlüğü daha yüksek olmakta hem de görüntüdeki termal gürültü büyük oranda engellenmektedir. Bu sebeple termal görüntülemede sensörlerin kriyojenik sıcaklıklara soğutulması özellikle hızlı hareket eden cisimler için görüntü kalitesinin önemli bir ölçüde artmasını sağlamaktadır.

Joule-Thomson (JT) sistemlerinin yeni küçük boyutlara sahip elektronik sistemlerde kullanılabilmesi için karşı akışlı ısı değiştiricisi ve buharlaştırıcının tasarımlarının da geliştirilmesi gerekmektedir. Mikro elektromekanik sistemler için kullanılan yeni imalat teknikleri ve yeni bulunan malzemeler il birlikte Kriyojenik soğutucuların boyutlarını küçültebilmek mümkün olmuştur. 2000 sonrası mikro boyutlarda bir kriyojenik soğutucu basınçlandırılmış bir silindir içinde çalışacak şekilde geliştirildi. "Cold-finger" adı verilen bu kriyojenik soğutucu üstünde oyuklar olan cam duvarlardan üretilmişti [1]. "Cold-finger" 175 µm kalınlığındaki cam katmanlardan oluşan boyutları 30 mm x 2mm x 0.5mm olan bir ısı değiştiricisine sahiptir. Lerou "Cold-finger" ile birlikte kullanılabilecek bir kompresör geliştirmiştir. "Cold-finger" Lerou'nun kompresörüyle birlikte çalışmasında tasarım sırasında amaçlanan 96 K'de 10 mW soğutmayı sağlayamayarak azot gazının içinde bulunan suyun kristalleşmesi sebebiyle sıkıntı yaşamış ve ancak 105 K'ne kadar inebilmiştir. Geçmişten günümüzde araştırma grupları bu tür mikro boyutlardaki sistemler üzerinde çalışmalarını sürdürmektedir. En eski ve kapsamlı araştırmalardan biri R. Radebaugh ve çalışma arkadaşları tarafından 2006'da yapılmış çalışmadır [2].

Yeni imalat tekniklerinin bulunması ile birlikte JT mikro kriyojenik soğutucuları ile ilgili çalışmalar artmaktadır. Amerika Birleşik Devletleri'nde yıllar boyunca MMR Technologies ile birlikte birçok araştırma yayınlandı [3]. Başka bir çalışmada, ısı değiştiricisi bir kablo şeklinde imal edilmiş ve performans parametreleri incelenmiştir [4]. A. Razani ve çalışma arkadaşları mikro boyutlardaki Joule-Thomson kriyojenik soğutucusu için ikinci yasa analizi yapmışlardır [5]. Sangkwon Jeong ise soğutucu boyutlarındaki değişiminin entropi üretimine etkisini incelemiştir [6].

Hollanda'da Twente Üniversitesi'nde P.P.P.M. Lerou, H.J.M. ter Brake ve diğerleri tarafından silika bazlı bir Joule-Thomson soğutucu hakkında çalışmalar yapılmıştır. Bu çalışmalarda mikro boyutlarda bir JT soğutucusu imal edilmiş ve performans karakteristikleri, verimleri ve operasyon sıcaklıklarına ulaşma süreleri gibi parametreleri incelenmiştir [7]. Daha sonrasında H.J.M. ter Brake tarafından JT soğutucusu için numerik simülasyonlar gerçekleştirmiş ve soğutucunun karakteristikleri hakkında deneyler düzenlemiştir [8]. Başka bir grup ise iki kademeli bir JT soğutucusu imal etmiş ve performans karakteristiklerini incelemiştir [9].

Bu çalışmada optimum boyutlara sahip bir diğerinin üzerine konumlandırılmış iki kriyojenik çevrime sahip bir JT soğutucusunun tasarımı gerçekleştirilmiş ve bu tasarımın tek çevrimin olduğu duruma STK ve geometri ele alınarak karşılaştırılmıştır. Bunu gerçekleştirebilmek için farklı akış debileri ve ısı değiştiricisi geometrileri için ısı değiştiricilerinin sıcaklık profillerini veren ve toplam entropi üretimini hesaplayan bir model geliştirilmiştir.

TERMODİNAMİK MODEL

Sistemin Birinci Yasa Analizi

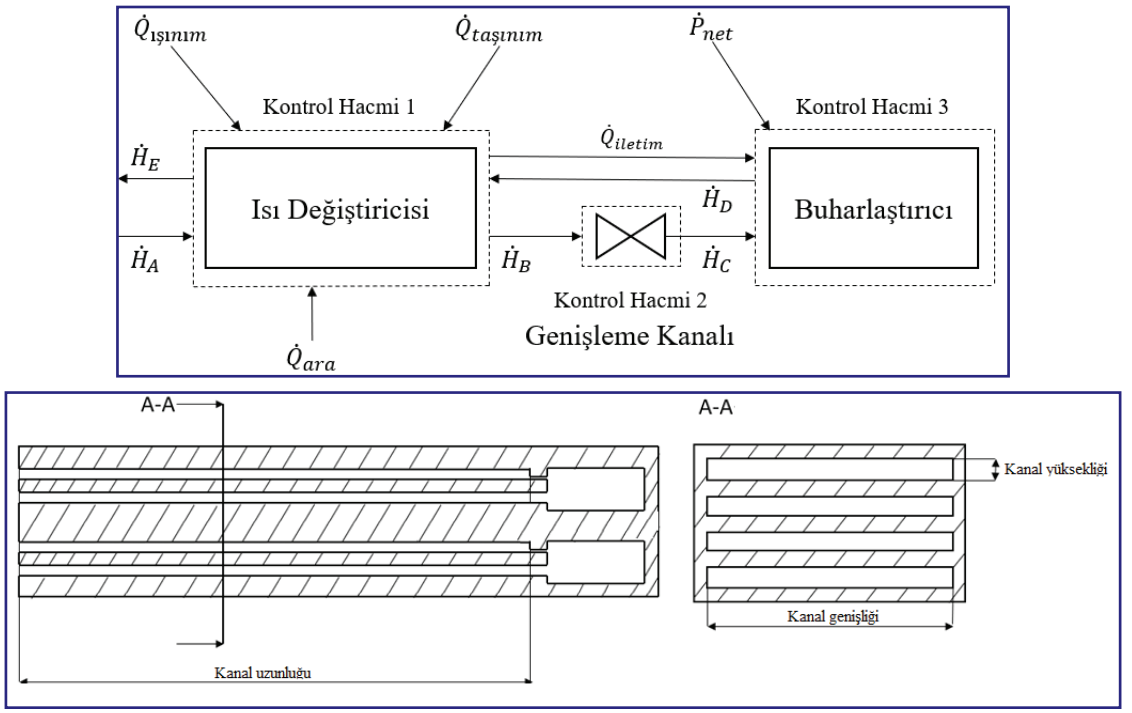
Modelde kullanılan kabuller aşağıdaki gibidir:

1. Isı değiştiricisindeki akış tek boyutludur.
2. Kanallardaki basınç düşüşü ihmal edilmiştir.
3. Isı değiştiricisi malzemesinin malzeme özellikleri sıcaklıkla birlikte değişmektedir.
4. Sistem akışkanının termodinamik özellikleri sıcaklık ve basınçla değişmektedir.
5. Gaz gerçek gaz olarak ele alınmıştır.

Sistemin birinci yasa analizini yapabilmek için ilk önce genel enerji denklemi (1) Şekil 1'de görülen her bir kontrol hacmi için uygulanmalıdır.

$$Q - W = dH - dK - dP \quad (W) \qquad (1)$$

Isı değiştiricisinin birinci yasa analizi (Kontrol Hacmi 1) denklem (2)'de görülmektedir. $Q_{ışınım}$ ışınım ile olan ısı geçişini $Q_{taşınım}$ sistemde taşınım



Şekil 1. Tek katmanlı JT soğutucusunun şematiği (üst) ve iki katmanlı bir mikro soğutucunun şematiği (alt)

ile olan ısı geçişini, Q_{iletim} ise sistemde iletim ile gerçekleşen ısı değiştiricisinden buharlaştırıcıya doğru olan ısı geçişini göstermektedir. Denklemde "H" ise belirli istasyonlardaki entalpi değerlerini göstermektedir.

$$Q_{ışınım} + Q_{taşınım} - Q_{iletim} = H_E + H_B - H_D - H_A \quad (W) \qquad (2)$$

Buharlaştırıcı için enerji dengesi (Kontrol Hacmi 2) denklem (3)'te verilmiştir. P_{net} ortamdan çekilen net ısı olup sistemin soğutma gücü olarak ele alınmıştır.

$$P_{net} - Q_{iletim} = H_D - H_C \qquad (W) \qquad (3)$$

Genişleme kanalı için (Kontrol Hacmi 3) enerji dengesi denklem (4)'teki gibidir.

$$0 = H_D + H_C \qquad (W) \qquad (4)$$

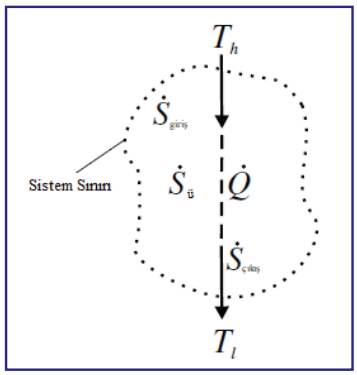
Soğutma Tesir Katsayısı denklem (5)'te tanımlanmıştır. Denklemde P_{net} net soğutma gücünü ve denklem (6) da W ise kompresörü çalıştırmak için gerekli gücü göstermektedir.

$$STK = P_{net}/W \qquad (-) \qquad (5)$$

$$W = P_{sıkıştırma} + P_{kayıt} \qquad (W) \qquad (6)$$

Sistemdeki Toplam Entropi Üretimi

Birinci yasa analizi yapılmış ve soğutma gücü ile STK değeri elde edilmiş olan soğutucuda, Soğutma gücünü ve STK değerini etkileyen kayıpların belirlenmesi birbiriyle karşılaştırılması ve optimum geometriyi elde edebilmek adına toplam kaybı tek bir değer altında incelenmesi gerekmektedir. Kayıpların hepsini birbirleriyle karşılaştırabilmek ve toplam bir değer elde edebilmek ancak entopi üretimi değerlerinin hesaplanması ile mümkün olur. Sistem için termodinamiğin ikinci yasası uygulanarak sistemdeki tersinmezlikler ve ısı transferinin sebep olduğu entropi üretim değerleri bulunur. Soğutma çevrimindeki entropi üretimini anlamak için ilk önce basit bir sistemdeki entropi üretiminin tanımlanması gerekir. Şekil 2'de görülen kontrol hacmi için denklem (7)'de ısı akışı sebebiyle oluşmuş entropi üretimi ($\dot{S}_{sistem}$) verilmiştir. Denklemde $\dot{S}_{giriş}$ sisteme giren entropi, $\dot{S}_{çıkış}$ sistemden çıkan entropi ve $\dot{S}_{üretim}$ ise sistemdeki tersinmezliklerden dolayı üretilen entropidir.



Şekil 2. Isı akışı olan bir kontrol hacmi

$$\dot{S}_{sistem} = \dot{S}_{giriş} - \dot{S}_{çıkış} + \dot{S}_{üretim} = \dot{Q}/T_h - \dot{Q}/T_l + \dot{S}_{üretim} \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (7)$$

Sıcaklık farkları sebebiyle ($T_h = T$ ve $T_l = T - \Delta T$) sistemde entropi üretimi olacaktır ($\dot{S}ü \neq 0$). Bu entropi üretimi ısı akışı sebebiyle oluşan kayıpları temsil eder. Sürekli halde $\dot{S}_{sistem} = 0$'dır, bu sebeple denklem (8)'deki hale gelir.

$$\dot{S}_{üretim} = \dot{Q}\left(\frac{\Delta T}{T(T-\Delta T)}\right) \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (8)$$

Sonsuz küçük bir eleman için sıcaklığın uzunluk boyunca değişimi küçüktür. Bu nedenle birim uzunluk için entropi üretimi aşağıdaki gibi gösterilebilir.

$$\frac{d\dot{S}_{üretim}}{dl} = \dot{Q}\left(\frac{1}{T^2}\frac{dT}{dl}\right) \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (9)$$

Denklem (9)'da görüldüğü gibi entropi üretimini hesaplayabilmek için tüm sistem boyunca olan sıcaklık gradyenini (dT/dl) bilmek gerekir.

Soğutma çevrimindeki kayıplar tek katlı soğutucu için ilk beş, iki katlı soğutucu için ise toplam altı farklı şekilde entropi üretimi ile gösterilebilirler. Bu entropi üretim kaynakları aşağıda verilmiştir:

1. Isı değiştiricisinde katı içindeki eksenel ısı iletimi
2. Gaz içindeki eksenel ısı iletimi
3. Sıcak akışkandan soğuk akışkan kanalına duvardan geçerek giden ısı geçişi
4. Isı değiştiricisi kanallarındaki viskoz kayıplar
5. Genişleme işlemi
6. İki çevrim arasında gerçekleşen ısı transferi

Altıncı entropi üretim iki çevrim arasındaki ısı transferi nedeniyle meydana gelmekte, dolayısı ile sadece iki katlı soğutucuda bulunmaktadır.

Bu kayıpların içine ışınım sebebiyle oluşan kayıplar eklenmemiştir çünkü ısı değiştiricisi için ışınım doğrudan entropi üretimine sebep olamamaktadır. Bunun sebebi ise ısı değiştiricisinin dış yüzeyinin doğrudan sistemde bir entropi üretimine neden olmamasıdır. Işınım ısı değiştiricisindeki sıcaklık profilini değiştirir, sıcaklık profili de daha önce bahsedildiği gibi entropi üretimini etkiler. Işınım dolaylı yoldan entropi üretimine etki edebiliyorsa diğer dış sıcaklık etmenleri de aynı şekilde incelenerek entropi üretimi gösterilebilir.

Isı Değiştiricide Katı İçindeki Eksenel Isı İletimine Bağlı Entropi Üretimi

Katı malzeme içindeki eksenel entropi üretimini tanımlayabilmek için denklem (9)'deki yerine denklemde sürekli halde ısı akısı sıcak kaynaktan soğuk kaynağa doğru aktığından dolayı (*) kullanılmıştır [10]. Oluşturulan sonuç denklem (10)'da görülebilir. Denklemde λ_m malzemenin ısı iletim katsayısı, A_m ise ısı değiştiricisinin kesit alanıdır.

$$\dot{Q} = \lambda_m A_m \left(\frac{dT}{dl}\right) = \lambda_m A_m \frac{T_h - T_c}{l} \quad (*)$$

$$\left(\frac{d\dot{S}}{dl}\right)_{materyal-iletim} = \lambda_m A_m \frac{1}{T^2}\left(\frac{dT}{dl}\right)^2 \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (10)$$

Gaz içindeki ısı iletimine bağlı entropi üretimi de katıdaki ile benzer bir şekilde denklem (8)'deki gibi üretilebilir. Bu denklemde λ_g gazın ısı iletim katsayısı, A_g ise akışın gerçekleştiği kanalın kesit alanıdır.

$$\left(\frac{d\dot{S}}{dl}\right)_{gaz-iletim} = \lambda_g A_g \frac{1}{T^2}\left(\frac{dT}{dl}\right)^2 \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (11)$$

Yüksek Basınçlı Gaz, Isı Değiştiricisi Ve Alçak Basınçlı Gaz Arasındaki Isı Geçişiyle Üretilen Entropi

Yüksek basıncı gazdan alçak basınçlı gaza doğru olan ısı geçişinin oluşturduğu entropi üretimi üç kademedir. Toplam entropi üretimini oluşturan kademeler şunlardır, yüksek basınçlı gazdan ısı değiştiricisine olan ısı geçişi, ısı değiştiricisi materyalinde sıcak duvardan soğuk duvara doğru iletilen ısı, son olarak da ısı değiştiricisinden alçak basınçlı gaza doğru olan ısı geçişidir. Genel olarak iki ka-

nalı ayıran duvarın kalınlığı kanal yüksekliklerine oranla çok daha azdır. Bu nedenle duvardaki iletim sebebiyle oluşan entropi ihmal edilir. Ancak bu boyutlar birbirine yakınsa duvardaki iletim sebebiyle oluşan entropi ihmal edilmemelidir. Bu çalışmada duvar kalınlığı ile kanal yükseklikleri oranı bu etkiyi ihmal edebilecek kadar küçük değildir. Bu nedenle çalışmada duvar boyunca olan iletimin sebep olduğu entropi üretimi de ele alınmıştır. Denklem (12) sürekli haldeki entropi üretimi için incelenebilir.

$$\dot{S}_{\text{üretim-geçiş}} = \dot{S}_h + \dot{S}_m + \dot{S}_l \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (12)$$

Entropi üretimini hesaplayabilmek için üç farklı tanımlamaya ihtiyaç duyulmaktadır. Bunlar, yüksek basınçlı gazın, ısı değiştiricisi materyalinin ve alçak basınçlı gazın sıcaklıklarıdır. Denklem (12) denklemler (13) (14) ve (15) olarak aşağıdaki gibi yazılabilir.

$$\dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş}} = \dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş},I} + \dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş},II} \quad (JK^{-1}s^{-1})$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş},I} = \dot{Q}_I\left(\frac{1}{T_m}-\frac{1}{T_h}\right) = \dot{Q}_I\left(\frac{T_h - T_m}{T_h T_m}\right) \quad (13)$$

$$(JK^{-1}s^{-1}) \quad (14)$$

$$\dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş},II} = \dot{Q}_{II}\left(\frac{T_m - T_l}{T_m T_l}\right) \quad (JK^{-1}s^{-1}) \qquad (15)$$

Denklem (16) ve (17) gazın ısı akısını verir. Eğer denklem (14), (15) ve (16), (17) birlikte çözülürse ve bu çözümde $dA_{kanal} = 0.dl$ şeklinde kullanılırsa denklem (18) ve denklem (19) sonuç olarak elde edilir.

$$d\dot{Q}_I = \dot{m}.c_{p,h}.dT_h = U_I.A_c.\left(T_h - T_m\right) \quad (W) \qquad (16)$$

$$d\dot{Q}_{II} = \dot{m}.c_{p,l}.dT_l = U_{II}.A_c.\left(T_m - T_l\right) \quad (W) \qquad (17)$$

$$\left(\frac{d\dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş},I}}{dl}\right)_{hm} = \frac{1}{\lambda_m.O}\frac{\left(\dot{m}.c_{P,h}\right)^2}{T_h.T_m}.\left(\frac{dT_h}{dl}\right)^2 \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}\,m^{-1}) \qquad (18)$$

$$\left(\frac{d\dot{S}_{\text{üretim}\ \ \text{geçiş},II}}{dl}\right)_{ml} = \frac{1}{\lambda_m.O}\frac{\left(\dot{m}.c_{P,l}\right)^2}{T_m.T_l}.\left(\frac{dT_l}{dl}\right)^2 \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}\,m^{-1}) \qquad (19)$$

Denklem (18) ile denklem (19) toplanarak yüksek basınçlı gazdan alçak basınçlı gaza ısı değiştiricisi materyali üzerinden geçen ısı sebebiyle üretilen toplam entropi elde edilebilir.

$$\left(\frac{d\dot{S}_{\text{üretim}-\text{geçiş}}}{dl}\right) = \frac{1}{\lambda_m.O}\frac{\left(\dot{m}.c_{P,h}\right)^2}{T_h.T_m}.\left(\frac{dT_h}{dl}\right)^2 + \frac{1}{\lambda_m.O}\frac{\left(\dot{m}.c_{P,l}\right)^2}{T_m.T_l}.\left(\frac{dT_l}{dl}\right)^2 \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}\,m^{-1}) \qquad (20)$$

Akış Direnci Sebebiyle Entropi Üretimi

Kanaldaki bir diferansiyel eleman düşünüldüğünde elemana giren ve çıkan kütle elemanın sürekliliк sağladığı hacimde eşit olmalıdır. Denklem (21) sürekli bir sistemdeki entropi üretiminin genel ifadesidir. Bu ifadede "s" gazın spesifik entropisini, "Q" kontrol hacmine "T" sıcaklığından giren ısı akısını göstermektedir. Sonsuz küçük bir eleman enerji denklemi denklem (22)'daki gibidir. Denklem (22) denklem (21)'de kullanılır ise denklem (23) sonuç olarak elde edilir.

$$\dot{m}s_2 = \frac{\dot{Q}}{T} + \dot{m}s_1 + \dot{S}_{\text{üretim}} \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}) \qquad (21)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m}dh \quad (W) \qquad (22)$$

$$Td\dot{S}_{\text{üretim}} = \dot{m}Tds - \dot{m}dh \quad (W) \qquad (23)$$

Laminer akıştaki basınç düşüşü denklem (24)'de verilmiştir. Bejan A.'nın kullandığı denkem (26) denklem (23)'deki termodinamik tanım kullanılarak, denklem (24) ve (25)'nin birlikte kullanılmasıyla elde edilebilir [11].

$$dP = -\frac{C}{2}\mu\frac{v_m}{D_h^2}dl \quad (Pa) \qquad (24)$$

$$TdS = dH - VdP \quad (J\,s^{-1}) \qquad (25)$$

$$\left(d\dot{S}_{\text{üretim}}\right)_{\text{sürtünme}} = \frac{\dot{m}}{\rho T}\frac{C}{2}\mu\frac{v_m}{D_h^2}dl \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}) \qquad (26)$$

Denklem (27)'te "C" kanal geometrisi ile ilişkili bir katsayı, "μ" akışkanın viskozitesi, "υ_m" ortalama akış hızı $\upsilon_m = \dot{m}/\rho A_{kanal}$, "$D_h$" ise hidrolik çaptır. Sonuç olarak, akış direncinin oluşturduğu entropi üretimi aşağıdaki gibidir.

$$\left(\frac{d\dot{S}_{\text{üretim}}}{dl}\right)_{\text{sürtünme}} = \frac{\dot{m}}{\rho T}\frac{C}{2}\mu\frac{V_m}{D_h^2} \quad (J\,K^{-1}\,s^{-1}\,m^{-1}) \qquad (27)$$

Genişleme Sebebiyle Üretilen Entropi

Belirli bir Gibbs enerjisi için alınabilecek soğutma gücü çevrimde üretilen toplam entropi ile belirlenir. Sistemde ısı değiştirici haricinde çevrimde Joule Thomson genişlemesi sebebiyle de entropi üretimi olur. Üretilen entropinin miktarı ısı değiştiricisinden çıkan yüksek basınçlı gazın genişlemeye başlamadan önce sıcaklığının kaç derece olduğuyla alakalıdır. Bu sebeple genişleme kaynaklı entropi üretimi ısı değiştiricisindeki sıcaklık profiliyle bağlı olup, denklem (10), (11) ve (20) ile ilişkilidir. Bundan dolayı genişleme sırasında üretilen entropi de ısı değiştirici için optimum boyut hesaplanırken hesaplara dahil edilmiştir. Sıcaklık profili elde edildikten sonra genişleme sırasında entalpinin değişmeyeceği kabulü ile genişleme sebebi ile üretilen entropi denklem (28) kullanılarak bulunabilir. Denklemde sağ taraftaki ilk terim alçak basınçta gazın yüksek basınçtaki gazın genişlemeye girmeden önceki entalpisine eşit olduğunu belirtmektedir. İkinci terim isi yüksek basınçta

$T_{h,çıkış}$ sıcaklığına sahip bir gazın entalpisidir.

$$\Delta\dot{S}_{genişleme} = \dot{S}\left(p_l, H\left(p_h, T_{h,çıkış}\right)\right) - \dot{S}\left(p_h, T_{h,çıkış}\right) \quad (\mathrm{J\,K^{-1}\,s^{-1}}) \quad (28)$$

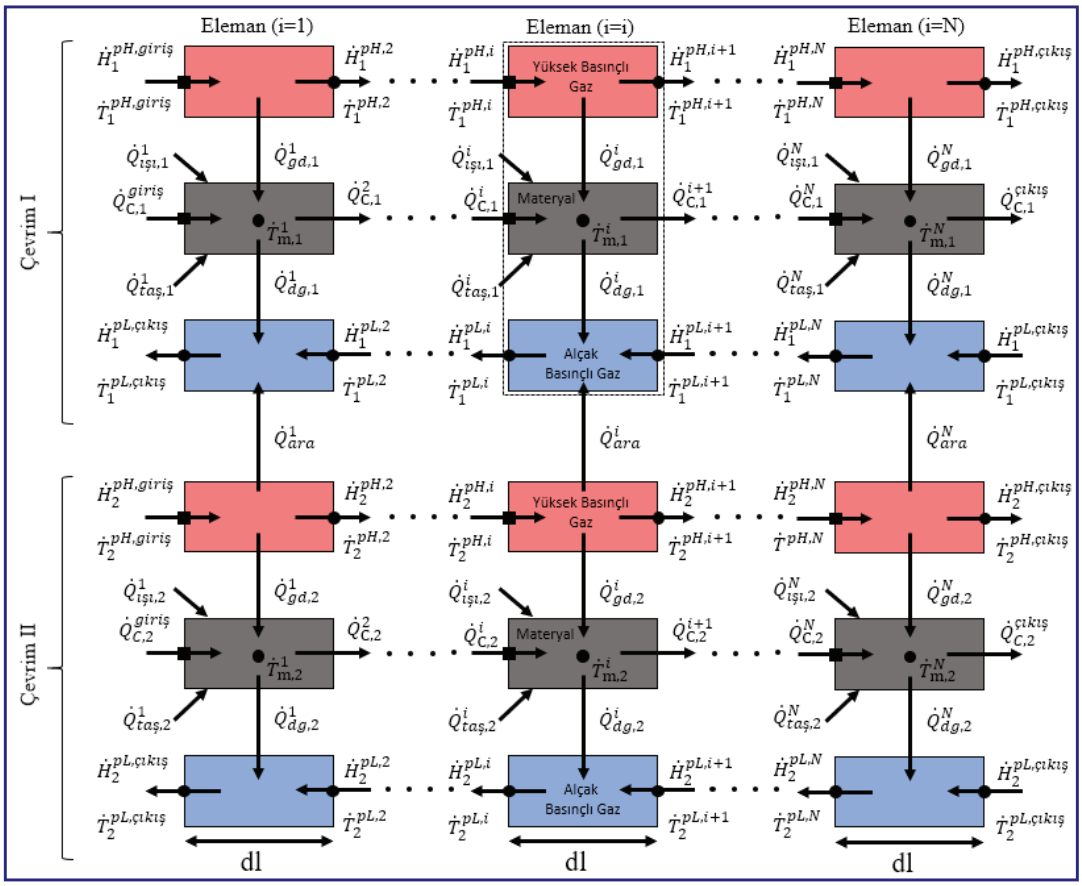
İki Katlı Soğutucuda Çevrimler Arası Isı Transferi Nedeniyle Entropi Üretimi

Tek katlı soğutucunun yüksek basınç kanalı ve alçak basınç kanalı arasındaki ısı geçişine benzer olarak altta bulunan çevrimin yüksek basınç kanalı ile üstte bulunan çevrimin alçak basınç kanalı arasında da ısı transferi gerçekleşir. Bu nedenle iki katlı soğutucunun incelenmesinde bu ısı transferinin ürettiği entropi de dikkate alınmalıdır. Denklem (29) ile (31) arasında bu durumun üreteceği entropi denklemlere dökülmüştür. Bu denklemlere "ktm" alt indisi iki çevrim arasında gerçekleşen olayları betimlerken $T_{h,1}$ altta bulunan "1" numaralı çevrimin yüksek basınç kanalının sıcaklığını, $T_{l,2}$ ise üstte bulunan "2" numaralı çevrimin alçak basınç kanalının sıcaklığını ifade eder.

OPTİMİZASYON KRİTERLERİ

Çalışmada amaçlanan maksimum STK noktasını elde edebilmek için Denklem (6)'da görüldüğü üzere P_{net} değerinin atması veya toplam kompresör işini gösteren $\dot{W}$'nin azalması gerekmektedir. $\dot{W}$'nin içerine bakıldığında bu değerin azalabilmesini sağlamanın tek yolunun kanal kayıpları azaltmak olduğu görülmektedir. Bunun yanı sıra Pnet değerini de arttırabilmek için iki yol vardır. İlki ısı değiştiricisi verimini yükselterek denklem (3)'teki $\dot{H}_c$'nin değerini düşürmek, ikincisi ise $\dot{Q}_{iletim}$ değerini düşürmektir. STK bu bahsedilenlerin hepsinin etkisine bağlıdır. Bunların STK'ya etkisini görebilmek ve sistemdeki kayıpları birlikte inceleyebilmek için sistem toplam entropi üretimi hesaplanmalıdır.

Önceki bölümde sistemde entropi üreten tüm kaynaklar ele alınmıştır. Böyle bir sitemde entropi üretimini hesaplayabilmek için ise ısı değiştiricisinin sıcaklık profiline ihtiyaç vardır. Bu profilleri belirleyebilmek için P.P.P. Lerou tarafından geliştirilen



Şekil 3: İki katlı soğutucu için oluşturulan modeldeki elemanlar ve aralarındaki enerji dengesi

termodinamik model baz alınarak yeni bir model oluşturulmuştur [12].

Şekil 3'te görüldüğü gibi modelde her bir çevrim için ısı değiştiricisi boyunca uzanan elemanlar bulunmaktadır ve bu iki çevrimin elemanları birbirinin üzerine denk gelmektedir. Bu elemanların da her birinin üç farklı alt elemanı bulunmaktadır. Bu alt elemanların isimleri üstten altta sırasıyla "Yüksek basınçlı gaz", "Materyal" ve "Alçak basınçlı gaz" şeklindedir. Model akış boyunca materyal boyunca ve gazların akış yönündeki olan ısı iletimini, yüksek basınçlı gazdan alçak basınçlı gaza olan ısı geçişini, akış sırasında gazdaki entalpi değişimini, iki çevrim arasındaki ısı transferini ve ısı değiştiricisi ile ortam arasındaki ısı geçişini ele almaktadır.

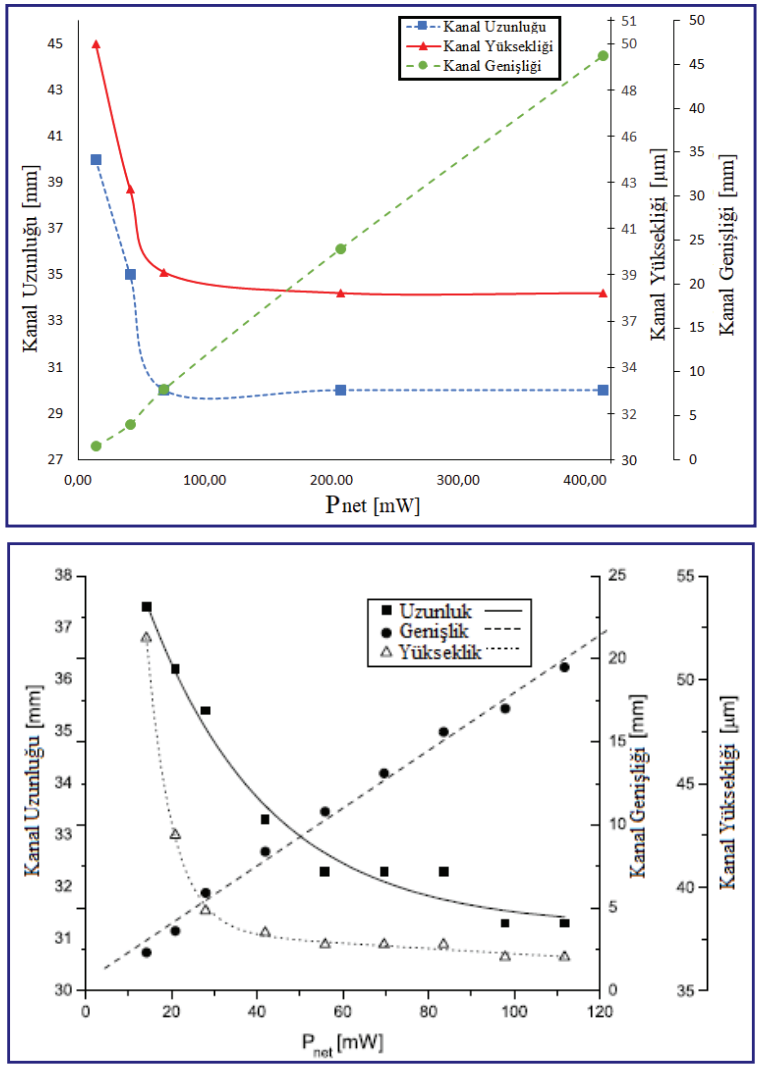
Model kabullerinde kanallardaki basınç düşüşünün kanal boyunca akışkanın termodinamik özelliklerine olan etkisi ihmal edilmiştir. Bu nedenle modelde kullanılan elemanların termodinamik özellikleri kanaldaki sıcaklıklarının kanalın giriş basıncında vereceği değerler alınarak denklemlerde kullanılmıştır. Bu durum modeldeki her bir akış elemanındaki giriş basıncını kanal girişindeki basınç değeri alarak basınç düşüşünün ve bu düşüşün sebep olduğu entropi üretiminin bulunmasında ve totalde kanal boyunca sürtünmeden dolayı meydana gelen entropi üretiminin hesaplanmasında belirli bir hataya neden olmaktadır. Bu ihmal sebebiyle kanal şekline bağlı sürtünme kayıplarının akışa, ısı transferine ve dolayısı ile net soğutma gücüne etkisi direkt olarak hesaba katılamamaktadır. Bu etkiyi ele alabilmek için ise kanallarda hesaplanan sürtünme sebepli entropi üretimi, bu kaybı karşılayacak kompresör gücü olarak ele alınmıştır. Elde edilen değer sıcaklık profillerinin denklem (3)'te kullanılarak elde edilmesiyle bulunan net soğutma gücü (P_{net}, materyalden iletilen ısının buharlaştırıcıya giren akışkan ile çıkan akışkanın entalpi değişiminden çıkarılması ile elde edilen değer) ile karşılaştırılarak sonuçlar incelenmiştir. Buna göre kanaldaki basınç düşüşü sebebiyle oluşan sıcaklık profilindeki değişim hesaplanan akış direnci değeri ile net soğutma gücü oranının %5'in altında olduğu durumlarda hesaplanan entropi üretimi değerlerinde modelde kullanılan kabulün sebebiyle oluşan hatanın ihmal edilebilecek seviyeye indiği ve modelin doğru sıcaklık profillerini verdiği görülmüştür. Bu oranın üstünde olduğu durumlarda ise sistem verimi düştüğünden ve sistemin optimum geometri değerleri arandığı için bu oranın %5'in üstünde olduğu durumlar değerlendirme dışarısında bırakılmıştır. Buna göre, toplam kanal kaybının toplam soğutma gücünün %5'inden daha azına tekabül ettiği durumlar, optimum değerler için birbirleriyle karşılaştırılmış ve optimum kanal geometrileri elde edilmiştir.

OPTİMİZASYON SONUÇLARI

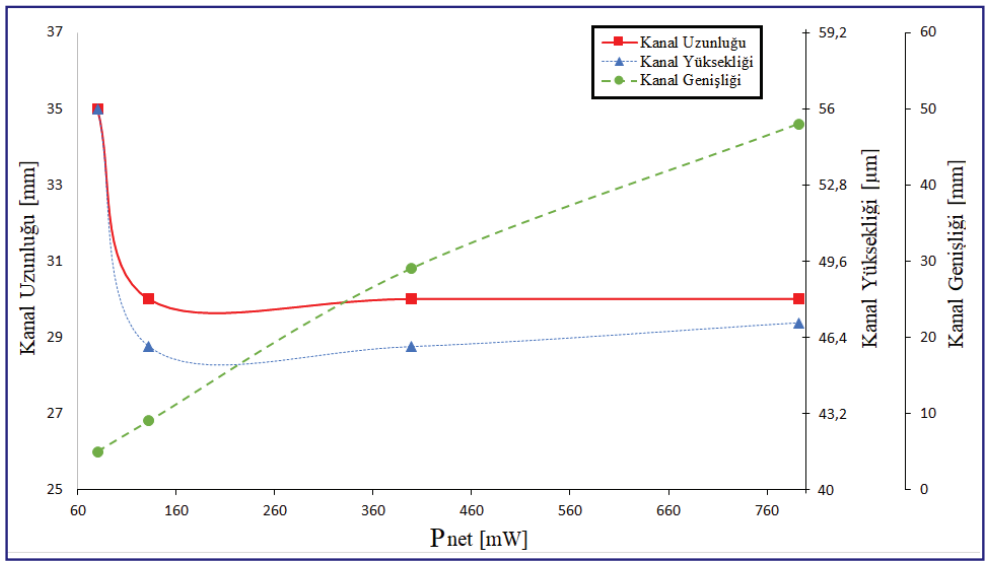
Çalışma kapsamında geliştirilmiş modelin sonuçları P.P.P. Lerou'nun yaptığı çalışmanın sonuçlarıyla karşılaştırılması Şekil 4'de görülebilir.

Görülüyor ki ısı değiştiricisinin kanal uzunluğu ve kanal yüksekliği belli bir soğutma gücünün üstünde sabit bir değere yaklaşmakta ve artan soğutma gücüyle birlikte neredeyse hiç değişikliğe uğramamaktadır. Bunun sebebi artan soğutma gücüyle birlikte göreceli olarak ısı değiştiricisi materyalindeki buharlaştırıcıya olan eksenel ısı iletimi etkisinin azalmasıdır. Ancak düşük soğutma gücüne sahip olunan durumlarda buharlaştırıcıya doğru olan ısı iletiminin etkisi artmakta ve net soğutma gücünü düşürmektedir. Bu iletim kaybının önüne geçebilmek için kanal uzunluğunun artması gerekmektedir. Kanal uzunluğunun artması ise kanaldaki sürtünme kayıpları da artmakta ve bu kayıpların azalması için de kanal yüksekliği artmaktadır.

İki katlı kriyojenik soğutucuyu incelendiğinde (Şekil 5) iki katlı kriyojenik soğutucunun kanal yüksekliği tek katlı duruma göre daha yüksek bir değere sahip olduğu görülmektedir. İki katlı soğutucudaki bu duruma üst üste olan iki çevrimin birbiriyle olan etkileşiminin kanaldaki sıcaklık profillerine olan etkisi neden olmaktadır. Üstte bulunan çevrimin "2" olarak numaralandırılmış alçak basınç kanalı hem kendi çevriminin yüksek basınç kanalından hem de alttaki çevirimin yüksek basınç kanalından ısı akısı almaktadır. Bu durum iki çevrimin de verimini etkilemekte ve kanaldaki viskoziteye bağlı kayıpları arttırmaktadır. Bundan dolayı kanaldaki kayıpları azaltmak için kanal yüksekliklerinin artması gerekmektedir. İki çevrimli tasarım aynı net soğutma gücü için tek çevrimli duruma göre daha az kanal genişliğine sahipken, iki çevrimli durumda çevrim başına olan kütlesel debinin tek çevrimli durumla aynı olması durumunda ise iki çevrimli durum tek çevrimli hale göre daha fazla kanal genişliğine sahip olmaktadır. İki çevrimli durumda tek çevrimli hal ile aynı olan tek geometri ise kanal uzunluğudur.



Şekil 4. Geliştirilen model kullanılarak optimize edilmiş ısı değiştiricisi boyutları (sol) ve P.P.P. Lerou'nun makalesindeki sonuçlar (sağ) [12]



Şekil 5. Optimize edilmiş çift katmanlı mikro soğutucu boyutları

Tablo 1. Tek katmanlı ve Çift Katmanlı Soğutucuların STK ve Kanal Genişliği Değerlerinin Karşılaştırılması

Tek Katmanlı Soğutucu				Çift Katmanlı Soğutucu			
Debi [mg]	Kanal Genişliği [mm]	P_{net} [mW]	STK	Debi [mg]	Kanal Genişliği [mm]	P_{net} [mW]	STK
3	4	41,14740	0,05945	6	5	80,17214	0,05808
5	8	68,86100	0,05968	10	9	132,28565	0,05750
15	24	207,34800	0,05992	30	29	398,51091	0,05774
30	46	414,68750	0,05990	60	48	792,21118	0,05763

SONUÇ

Sonuçlar gözden geçirildiğinde tablo 1'de görüldüğü gibi iki çevrimli durumda aynı net soğutma gücü için tek çevrimli duruma göre kanal yüksekliği artar ve STK az miktarda azalırken kanal genişliği önemli oranda azalmaktadır. Bunun sonuçların gösterdiği gibi daha fazla net soğutma gücünün daha az yer kaplamasının istediği durumlarda, sistem genişliğinde çok büyük oranda azalma sağlanabilir.

Daha önce de belirtildiği gibi kanallardaki basınç kayıpları hesaplamalara direkt olarak dahil edilmemiştir. Sonuç olarak, basınç kayıpları sıcaklık profillerini değiştirdiği için bu etkinin dahil edilmesini sağlayacak viskoz kayıpları ve bu kayıpların geometriye etkisini gösterecek bir ilişki kurulmuştur. Böyle bir ilişki kurmadan doğru şekilde alınabilmesi için modeldeki elemanlar için kanal boyunca basınç düşüşünün hesaplanması ve gazın termodinamik özelliklerinin bu basınç düşüşüyle birlikte değişiminin ele alınması gerekmektedir. Bunun yanında gelecek çalışmalarla sistem bir dinamik model yardımıyla incelenerek sistemin operasyon sıcaklığına ulaşma zamanı ve farklı değişkenlere verdiği cevaplar incelenebilir.

TERİMLER

A – alan, m^2
a – termal geçirgenlik, m^2/s
C – geometrik sabit, boyutsuz
STK – performans katsayısı, boyutsuz
c_p – sabit basınçta özgül ısınma ısısı, J/(kg·°C), J/(kg·K)
Dh – hidrolik çap, m
G – Gibss serbest enerjisi, J
H – entalpi, J
h – taşınım ile ısı geçişi katsayısı, $W/(m^2 \cdot K)$
k – termal iletim katsayısı, W/(m·°C), W/(m·K)
L, l – uzunluk, m
Nu – Nusselt sayısı, boyutsuz
O – çevre, m
P – güç, W
p – basınç, bar
$\dot{S}$ – entropi üretimi, J K^{-1} s^{-1}
s – entropi
t – ısı değiştiricisi kanalları arası duvar kalınlığı, m
Q – ısı geçişi, W
q – ısı akısı, W/m^2
T – sıcaklık, °C, K
V – hacim, m^3

YUNAN HARFLERİ

α – ortalama termal geçirgenlik katsayısı, boyutsuz
λ – termal iletim katsayısı, W/(m·K)
λ_t – moleküler akış ısı iletim katsayısı, W/m^2 K Pa
μ – viskozite, Pa/s
ρ – öz kütle, kg/m^3
ν – ortalama hız m/s
σ – Stefan-Boltzmann sabiti, W/m^2 K4

ALT İNDİSLER

1, 2 – eleman numaraları
m – materyal
h – yüksek basınç kanalındaki gaz
l – alçak basınç kanalındaki gaz
hm – yüksek basınç kanalından materyale kadar olan geçiş
ml – materyalden alçak basınç kanalına olan geçiş
hml – yüksek basınç materyalinden alçak basınç materyaline olan geçiş

REFERANSLAR

[1] Nast T., Olson J., Roth E., Evtimov B., Frank D. and Champagne P., "Cryocoolers", 2007, 11 163.

[2] Radebaugh R., "Cryocoolers: The State of the Art and Recent Developments", Journal of Physics: Condensed Matter, 21 164219 (9pp).

[3] W. A. Littl, "Microminiature Refrigeration // Department of Physics", Stanford University, Stanford, California 94305.

[4] Widyaparaga, Adhika & Kuwamoto, Masashi & Tanabe, Atsushisakoda, Naoya & Kubota, Hiromi & Kohno, Masamichi & Takata, "Study on a Wire-Type Joule Thomson Microcooler With a Concentric Heat Exchanger", Applied Thermal Engineering, 30. 2563-2573. 10.1016/j.applthermaleng.2010.07.007.

[5] A. Razani, T. Fraser, C. Dodson, K. W. Martin, "Second-Law Analysis of a Cascade Joule-Thomson Microcooler", 2015, The University of New Mexico Albuquerque.

[6] Peng Li, Maoqiong Gong, and Jianfeng, "Geometric Optimization of An Active Magnetic Regenerative Refrigerator Via Second-Law Analysis" Journal of Applied Physics. 104, 103536.

[7] H.J.M. Ter Brake; J.F. Burger; H.J. Holland; J.H. Derkin; H. Rogalla; P.P.P.M. Lerou, "Micromachined Cryogenic Coolers for Cooling Low-Temperature Detectors and Electronics", IEEE 1930-0395

[8] H.S. Cao A., A.V. Mudalia, J.H. Derkin, P.P.P.M. Lerou, H.J. Holland, D.R. Zalewski, S. Vanapalli, H.J.M. Ter Brake, "Design and Optimization of a Two-Stage 28 K Joule–Thomson Microcooler", Cryogenics, (2012).

[9] H S Cao, H J Holland, C H Vermeer, S Vanapalli, P P P M Lerou, Mblom And H J M Ter Brak, "Characterization of a Two-Stage 30 K Joule–Thomson Microcooler" J. Micromech. Microeng. 2013. 23

[10] D. Halliday, R. Resnick and J. Walter, "Fundamentals of Physics Extended", Wiley, New York 10th ed. 2014.

[11] Bejan A., "Heat Transfer. New York": John Wiley & Sons, ISBN 0-471-502909-1. 1993.

[12] P.P.P.M. Lerou, T.T. Veenstra, J.F. Burger, H.J.M. Ter Brake, H. Rogalla, "Optimization of Counterflow Heat Exchanger Geometry Through Minimization of Entropy Generation", Cryogenics. 2005. 45 10-11.

[13] P P P M Lerou, G C F Venhorst, C F Berends, T T Veenstra, M Blom, J F Burger, H J M Ter Brake And H Rogalla, "Fabrication of a Micro Cryogenic Cold Stage Using Mems-Technology", J. Micromech. Microeng. 2006, 16 (2006) 1919–1925.

[14] Kays W.M., London A.L., "Compact Heat Exchangers" Second Ed, New York: McGraw-Hill Book Company. 1993.