

상용성 화학공정모사기를 활용한 혼합냉매 이용 냉동사이클의 전산모사

조정호^{1*}, 김영우²

¹공주대학교 화학공학부, ²호서대학교 자동차공학과

Simulation of the Mixed Propane Refrigeration Cycle Using a Commercial Chemical Process Simulator

Jungho Cho^{1*} and Young-Woo Kim²

¹Department of Chemical Engineering, Kongju National University,

²Department of Automotive Engineering, Hoseo University

요약 본 연구에서는 프로판이 주성분인 혼합냉매를 사용하여 프로세스의 온도를 -20°C 까지 낮추는 증기 재 압축을 활용한 냉동사이클에 대한 전산모사를 수행하였다. 냉매의 공급온도는 프로세스와의 온도차를 10°C 로 가정하여 -30°C 로 정하였다. 전산모사를 위한 열역학 모델식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하였으며, 냉매 혼합물의 각 성분에 대한 순수성분의 온도에 따른 증기압을 잘 추산하기 위해서 새로운 Alpha function을 이용하였다. 한편, 냉매 혼합물의 각각의 이성분계 실험 데이터를 잘 추산하기 위한 혼합규칙으로는 van der Waals 혼합규칙을 사용하였다. 한편 전체공정의 전산모사를 위해서 Invensys사의 PRO/II with PROVISION 8.2를 활용하였으며, 압축기의 소요 동력을 최소화시키기 위해서 2단 압축공정을 사용하였으며, 첫 번째 압축기 후단의 최적 압력은 6bar이며 이때 총 소요동력은 755.7kW임을 알 수 있었다.

Abstract In this study, a computer simulation has been performed for the refrigeration cycle using mixed refrigerants in order to decrease the process stream temperature to -20°C . Refrigerant supply temperature was assumed to be -30°C considering the temperature difference as 10°C with process stream. Peng-Robinson equation of state model was selected for the computer simulation. A new alpha function proposed by Twu et al was used for an accurate prediction of pure component vapor pressure experimental data. One fluid mixing rules were used for the estimation of mixture vapor-liquid equilibria calculations. A commercial process simulator, PRO/II with PROVISION was utilized for the simulation of the overall refrigeration process. In order to minimize the compressor power consumption, we have optimized the two-stage compression system by varying the first stage compressor outlet pressure. Finally, we could obtain the minimum total power 755.7kW at the first stage compressor outlet pressure, 6 bar.

Key Words : Refrigeration cycle, Simulation, Mixed refrigerants, Equation of state, Two-stage Compression

1. 서론

증기 재압축을 활용한 냉동 사이클은 원리상 압축-응축-팽창-증발의 4단계로 구성되어 있다. 냉매로써의 선정 조건은 외부 공기가 냉동 시스템으로 새어 들어가지 않

게 하기 위하여 증발기 온도에서의 냉매의 증기압은 대기압보다 높아야 한다. 반면에 고압장치에서의 높은 초기 투자비용과 운전비용 때문에 응축기 온도에서의 증기압이 너무 높으면 안된다. 또한 성층권에 존재하는 오존층을 파괴하는 냉매로 알려져 있는 CFC 계열의 냉매는 그

본 연구는 지식경제부 에너지관리공단의 중대형사업의 “청정기술사업”과 한국가스공사의 지원으로 수행되었음.

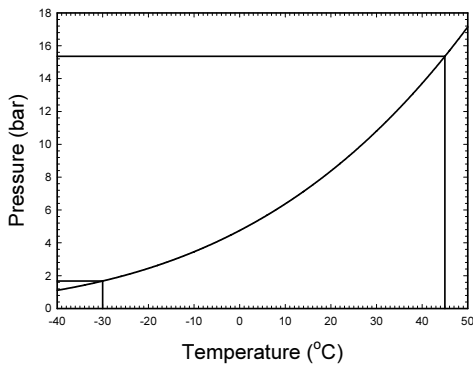
*교신저자: 조정호(jhcho@kongju.ac.kr)

접수일 09년 10월 01일

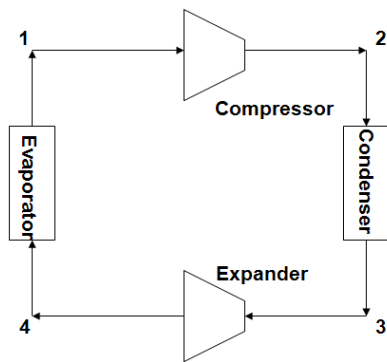
수정일 09년 10월 30일

게재확정일 09년 11월 12일

사용이 제한된다[1]. 그림 1에는 순수한 프로판의 온도에 따른 증기압을 나타낸 것이다. 그림 2에는 개념적인 증기 재압축을 활용한 냉동 사이클에 대한 개념도를 나타내었다. 그림 1에 의하면 팽창부의 압력은 1.6771bar로써 대기압보다 높다. 또한 응축기 후단의 압력은 15.3605bar로써 압축비는 약 9.16 정도로써 비교적 압축비가 크기 때문에 2단 압축에 의해서 압축이 가능하다. 한편, 실제적인 냉동 사이클의 구성은 그림 3에 나타내었다. 그림 3에 의하면 저온과 저압 상태인 기상의 냉매 혼합물은 압축기(K01)에 의해서 비교적 고온과 고압까지 가압된다.



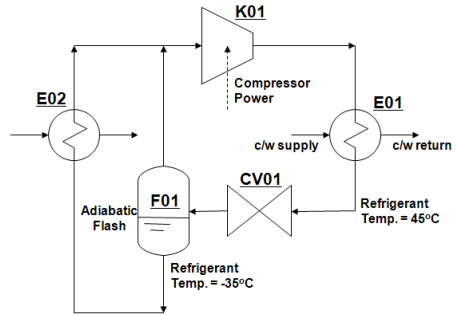
[그림 1] 프로판 냉매에 대한 온도에 따른 증기압 곡선



[그림 2] 증기 재압축 냉동 사이클의 개념도

압축기의 도출압력은 응축기(E01)에서 냉각수를 이용해서 냉각시킬 수 있는 온도인 45°C에서 충분한 응축이 일어날 수 있는 압력까지 가압시킨다. 압축기 후단의 압력은 혼합냉매의 45°C 온도 조건하에서의 기포점 압력에 해당한다. 응축기를 거친 후 액화된 고압의 냉매 혼합물은 팽창기(CV01)에서 줄-튐슨 팽창한다. 팽창기 후단의 압력은 냉매 혼합물이 냉매의 공급온도인 -30°C가 될 때까지 팽창한다. 팽창기 후단의 압력은 냉매 혼합물의 -30°C에서 이슬점 압력에 해당한다. 한편 팽창기 후단에

서는 증기-액 이상계가 되는데 이는 기-액 분리기(F01)에서 증기상과 액상류의 분리가 일어난다. 기-액 분리기에서 분리된 기상류는 압축기 전단에서 증발기(E02)에서 증발된 냉매와 혼합되어 압축기 전단으로 주입된다. 한편 액상류는 증발기로 주입되어 여기서 증발된다.



[그림 3] 실제적인 증기 재압축을 이용한 냉동 사이클

표 1에는 증기 재압축을 활용한 냉동 사이클에 대한 전산모사 순서를 나타내었다.

[표 1] 냉동 사이클의 전산모사 순서

Step	항 목
1	압축기 도출 압력의 결정
2	팽창 밸브 후단 압력의 결정
3	증발기로 주입되는 냉매 유량 결정
4	냉매 총 순환유량의 결정
5	압축기 소요 동력의 결정 및 최적화
6	응축기 Heat duty의 결정
7	냉동 사이클 전체에 대한 전산모사

소량의 에탄과 대부분의 프로판 및 소량의 부탄을 포함한 냉매 혼합물을 이용한 냉동 사이클을 모사할 수 있는 화학공정 모사기로는 PRO/II with PROVISION[2], Aspen Plus[3], HYSYS[4], ChemCAD[5] 등이 있으나 본 연구에서는 Invensys사의 PRO/II with PROVISION을 사용하였다. 한편 냉동 사이클의 모사에 적합한 올바른 열역학 모델식으로는 1976년에 고안된 Peng-Robinson 상태방정식을 활용하였다[6].

본 연구에서는 냉매의 공급온도를 -30°C로 정하였으며, 증발기의 Heat duty는 1.0×10^6 Kcal/hr로 가정하였다.

2. 열역학 이론

탄화수소 계열의 기액 상평형 추산은 일반적으로 상태

방정식 모델식을 적용한다. 상태방정식 모델식을 활용하기 위한 기액 상평형 관계식은 아래의 식 (1)과 같이 기상과 액상에서 성분 'i'의 퓨개시티가 같다는 것에서부터 출발한다.

$$\hat{f}_i^v(T, P, y_i) = \hat{f}_i^l(T, P, x_i) \quad (1)$$

증기상의 퓨개시티는 퓨개시티계수에 의해서 다음의 식 (2)와 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{\phi}_i^v(T, P, y_i) = \frac{\hat{f}_i^v(T, P, y_i)}{y_i P} \quad (2)$$

액상의 퓨개시티도 같은 방법으로 표현할 수 있으며 이를 식 (1)에 적용하면 다음의 식 (3)과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{\phi}_i^v(T, P, y_i) y_i = \hat{\phi}_i^l(T, P, x_i) x_i \quad (3)$$

한편 상태방정식을 활용한 혼합물 중의 성분 'i'의 퓨개시티계수는 다음의 식 (4)와 같이 표현된다.

$$\ln \hat{\phi}_i^v = - \frac{1}{RT} \left[\int_{\infty}^V \left(\frac{\partial P}{\partial n_i} \right)_{T, V, n_j \neq i} dV - \ln Z \right] \quad (4)$$

한편 위의 식 (4)에 적용할 상태방정식으로는 Peng-Robinson 상태방정식을 적용하였는데 이는 다음의 식 (5)와 같이 쓸 수 있다.

$$P = \frac{RT}{v-b} - \frac{a\alpha}{v(v+b)-b(v-b)} \quad (5)$$

위의 식 (5)에서 a와 b는 각각 energy parameter와 size parameter로써 각각 임계온도와 임계압력의 함수로써 식 (6)과 식 (7)과 같이 나타낼 수 있다.

$$a = 0.45723 \frac{R^2 T_c^2}{P_c} \quad (6)$$

$$b = 0.07780 \frac{RT_c}{P_c} \quad (7)$$

한편 식 (5)에서 α 는 alpha function으로써 순수성분의 온도에 따른 증기압을 잘 추산하기 위해서 각 성분의 편

심인자의 함수인데 원식은 다음의 식 (8)과 식 (9)와 같이 표현된다.

$$\alpha = [1 + m(1 - \sqrt{T_r})]^2 \quad (8)$$

$$m = 0.37464 + 1.54336\omega - 0.26992\omega^2 \quad (9)$$

그런데 위의 식 (9)의 단점을 보완하기 위해서 이제는 각각의 순수성분의 온도에 따른 증기압 실험 데이터를 성분 각각에 대해서 회귀분석을 통해서 결정하는데 새로운 alpha function을 사용하였다[7]. 이는 식 (10)에 나타내었다. 한편 표 2에는 냉매의 구성성분인 에탄, 프로판, 이소부탄 및 노말 부탄에 대해서 alpha function 앞의 계수인 C_1 , C_2 와 C_3 를 나타내었다.

$$\alpha = T_r^{C_3(C_2-1)} \exp[C_1(1 - T_r^{C_2 C_3})] \quad (10)$$

[표 2] 냉매 성분에 대한 Alpha function에 대한 계수들

Component	C_1	C_2	C_3
Ethane	0.20910	0.86806	1.68750
Propane	0.2153	0.84978	1.81080
I-Butane	0.67122	0.88592	0.89026
N-Butane	0.16255	0.85684	0.24165

또한 Peng-Robinson 상태방정식을 혼합물에 적용하기 위해서 energy parameter와 size parameter에 대해서 혼합 규칙을 적용할 수 있는데 이는 아래의 식 (11)과 식 (12)와 같이 표현할 수 있다.

$$a_{mix} = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij} \quad (11)$$

$$b_{mix} = \sum_i x_i b_i \quad (12)$$

위의 식 (11)에서 성분 'i'와 성분 'j' 사이의 이성분계에 대한 energy parameter인 a_{ij} 에 대해서는 van der Waals 혼합규칙을 사용하였는데 이는 식 (13)과 같이 쓸 수 있다.

$$a_{ij} = \sqrt{a_i a_j} (1 - k_{ij}) \quad (13)$$

위의 식 (13)에서 k_{ij} 는 이성분계 상호작용 매개변수로써 이는 각각의 이성분계 사이의 기액 상평형 실험 데

이터를 잘 추산하도록 회귀분석을 통해서 결정한다. 한편 에탄, 프로판, 이소부탄 및 노말 부탄에 대한 각각의 이성분계에 대한 이성분계 상호작용 매개변수는 표 3에 나타내었다.

[표 3] 냉매 성분 사이의 이성분계 상호작용 매개변수 값

Component i	Component j	k_{ij}
Ethane	Propane	0.0010
Ethane	I-Butane	-0.0067
Ethane	N-Butane	0.0096
Propane	I-Butane	-0.0078
Propane	N-Butane	0.0033
I-Butane	N-Butane	-0.0040

3. 냉동 사이클의 전산모사

냉동 사이클에 대한 전산모사를 위해서 혼합냉매의 조성은 다음의 표 4와 같이 정하였다. 이제 표 1에 의하여 냉동사이클의 전산모사 순서에 따라서 각 단계별로 공정 조건을 정하도록 한다[9-12].

[표 4] 혼합냉매의 조성

Component	Mole%
Ethane	0.5
Propane	98.0
I-Butane	0.5
N-Butane	1.0

3.1 압축기 후단 압력의 결정

압축기 후단의 도출 압력에 대한 결정은 응축기 후단에서 냉각수를 사용하여 냉각할 수 있는 온도인 45°C 온도 조건하에서 혼합냉매의 기포점 압력과 같다. 온도와 원료의 조성이 주어질 때 기포점 압력과 기포의 조성을 구하는 과정은 원리상 아래의 식 (14)와 같다.

$$\sum_i y_i = \sum_i K_i x_i = 1 \quad (14)$$

위의 과정을 통해서 결정한 45°C에서의 냉매 혼합물의 기포점 압력은 15.364 bar이다.

3.2 팽창밸브 후단의 압력의 결정

팽창밸브 후단의 도출 압력에 대한 결정은 팽창 후의 온도가 혼합냉매가 증발기로 주입되는 온도인 -30°C가 되는 압력 조건이다. 이는 냉매 혼합물의 -30°C에서의 이슬점 압력과 같다. 온도와 원료의 조성이 주어질 때 기포점 압력과 기포의 조성을 구하는 과정은 원리상 아래의 식 (15)와 같다.

$$\sum_i x_i = \sum_i y_i / K_i = 1 \quad (15)$$

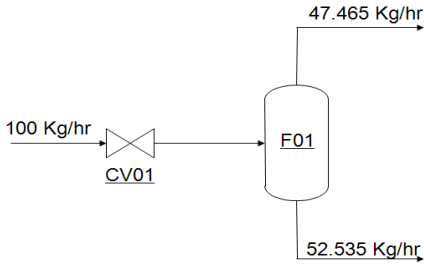
위의 과정을 통해서 결정한 -30°C에서의 냉매 혼합물의 이슬점 압력은 1.5918 bar이다.

3.3 증발기로 주입되는 냉매 혼합물의 유량

증발기로 주입되는 냉매 혼합물의 유량의 결정을 위해서 PRO/II with PROVISION에서 Flash 모듈을 사용해서 팽창밸브 후단의 압력 조건하에서 기포점 온도와 이슬점 온도 사이에서 냉매 혼합물 1Kg당 엔탈피 차이를 구하면 그것이 냉매 혼합물의 Kg당 잠열이 되며 그 결과는 98.933 Kcal/Kg을 얻는다. 한편 증발기의 총 Heat duty가 1.0×10^6 Kcal/hr이므로 냉매의 증발기로의 주입유량은 10,107.8Kg/hr가 된다. 한편 증발기 후단의 냉매의 온도는 -28.36°C로써 입구 측의 온도보다 1.64°C가 상승하였다. 이는 혼합냉매이기 때문에 증발하는 과정에서 온도가 약간 상승한 것을 알 수 있다.

3.4 혼합냉매의 총 순환유량의 결정

팽창밸브를 거친 냉매 혼합물이 기상과 액상이 서로 분리되어 기액 분리를 통해서 기상류는 압축기 전단으로 바로 주입되고 액상류는 증발기로 주입된다. 따라서 냉매의 총 순환유량은 증발기로 주입되는 냉매의 유량을 결정하게 되면 팽창밸브와 기액 분리에 대한 전산모사를 수행하여 비례관계를 통해서 결정할 수 있다. 아래의 그림 4에 의하면 팽창밸브로 주입되는 냉매 혼합물 100Kg/hr에 대해서 기액 분리기 액상류로 52.535 Kg/hr가 얻어진다. 증발기로 주입되는 냉매의 유량이 10,107.8 Kg/hr이므로 아래의 식 (16)과 같은 비례식을 사용하면 혼합냉매의 총 순환유량은 19,240.1 Kg/hr가 된다. 그런데 팽창밸브 후단의 압력은 냉매의 온도가 -30°C가 되는 압력으로써 여기에서는 1.658bar로 계산되었다. 이것은 3.2절에서 계산한 1.5918bar와는 약간 다른 값인데 그 이유는 혼합냉매가 일부 증발이 일어남으로써 조성이 변화되었기 때문이다.

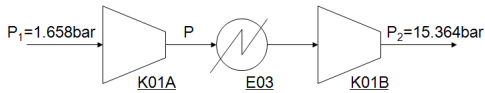


[그림 4] 팽창밸브와 기액 분리기 주변의 냉매유량

$$100 : 52.535 = x : 10,107.8 \quad (16)$$

3.5 압축기 소요 동력의 결정 및 최적화

압축기 소요 동력을 계산하기 위한 냉매의 총 순환유량은 19,240.1 Kg/hr로 결정되었으므로, 압축기 전단 압력인 1.658bar에서 후단 압력인 15.364bar까지 압축하는데 필요한 동력을 추산하면 된다. 여기에서 압축기의 효율은 70%를 가정하였다. 압축기의 총 소요 동력을 최소화시키기 위해서 이단 압축공정을 사용하였는데 이것은 그림 5에 나타낸 것과 같이 압축기와 압축기 사이에 Inter-cooler를 사용하였다. 그림 5에 의하면 첫 번째 압축기의 도출 압력은 1.658bar보다는 높고 최종 압력인 15.364bar보다는 낮은 중간 압력에서 총 소요 동력을 최소화시키는 최적의 압력을 결정하면 된다. 그런데 제한조건은 Inter-cooler인 E03에서 냉각수를 이용해서 냉각이 가능한 온도까지 첫 번째 압축기에서 가압을 해 주어야 한다. 이것은 표 5에 나타내었는데 표 5에 의하면 첫 번째 압축기의 도출압력에 따른 첫 번째 압축기 후단의 온도 및 압축기 각각의 소요 동력을 나타내었다.



[그림 5] 이단 압축공정에 대한 개요도

[표 5] 이단 압축공정에 대한 최적화

K01A 도출압 력 (bar)	K01A 후단온 도	K01A의 동력 (kW)	K01B의 동력 (kW)	총 소요동력 (kW)
3	-0.21	217.6	516.3	733.9
4	13.43	320.4	412.0	732.4
5	24.07	401.6	334.1	735.7
6	32.83	468.8	272.5	741.3
7	40.28	525.9	222.2	748.1
8	46.78	575.7	180.0	755.7
9	54.55	619.7	144.0	763.7
10	57.75	659.1	112.9	772.0

11	62.49	694.7	85.7	780.4
12	66.84	727.3	61.9	789.2
13	70.88	757.1	40.8	797.9

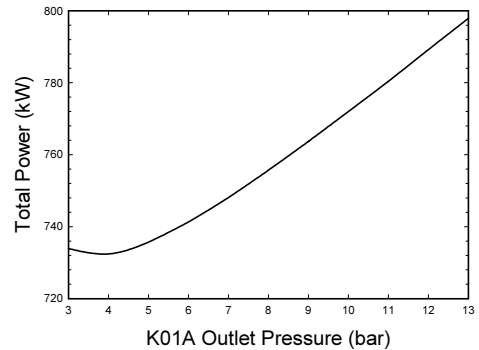
그림 6에는 첫 번째 압축기 도출 압력에 대한 압축기의 총 소요 동력을 도시하였다. 그림 6에 의하면 도출압력이 4bar일 때 총 소요 동력이 732.4kW로써 최소가 되지만 첫 번째 압축기 후단의 온도가 13.43°C로써 냉각수를 이용하기에는 너무 낮다. 따라서 Inter-cooler에서 냉각수를 이용하기 위해서 첫 번째 압축기의 소요 동력을 8bar로 고정하였다. 이때 총 소요 동력은 755.7kW로써 단일압축에 의한 소요 동력인 819.1kW보다 약 7.6% 가량 적은 값이다.

3.6 응축기 Heat duty의 결정

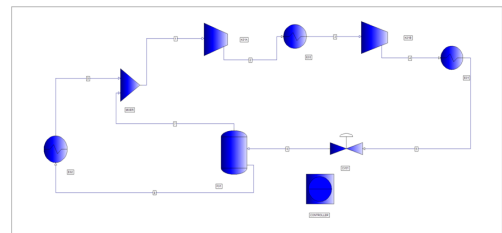
압축기 후단의 냉매의 온도는 67.87°C이다. 이것을 냉각수를 이용해서 45°C까지 떨어뜨리는데 필요한 Heat duty는 1.5685×10^6 Kcal/hr이다.

3.7 냉동 사이클 전체에 대한 공정모사

그림 7에는 PRO/II with PROVISION을 사용하여 혼합냉매를 활용한 냉동 사이클에 대한 개요도를 나타내었다. 또한 표 6에는 냉동 사이클 전체에 대한 전산모사 결과를 요약하였다.



[그림 6] K01A의 도출압력에 대한 압축기 총 소요동력



[그림 7] PRO/II with PROVISION을 활용한 냉동 사이클에 대한 개요도

[표 6] 냉동 사이클의 전산모사 결과

Step	항 목	결 과
1	압축기 도출 압력 (bar)	15.364
2	팽창 밸브 후단 압력 (bar)	1.658
3	증발기로 주입되는 냉매 유량 (Kg/hr)	10,107.8
4	냉매 총 순환유량 (Kg/hr)	19,240.1
5	증발기 후단의 냉매의 온도 (°C)	-28.08
6	압축기 총 소요 동력 (kW)	755.7
7	Inter-cooler의 Heat duty (10 ⁶ Kcal/hr)	0.0516
8	응축기 Heat duty (10 ⁶ Kcal/hr)	1.5865

표 6에 나타난 냉동 사이클 전체에 대한 전산모사 결과에 의하면 압축기 도출 압력은 15.364bar이다. 이것은 3.1절에서 계산한 결과와 동일하다. 한편 팽창밸브 후단의 압력은 1.658bar인데 이것은 3.2절에서 계산한 결과인 1.5918bar와 약간 다른 값을 나타낸다. 이것은 혼합냉매가 팽창밸브 후단에서 증발이 일어나기 때문에 조성은 표 4에 주어진 조성과 달라지기 때문이다. 증발기로 주입되는 냉매의 유량은 10,107.8 Kg/hr로써 이 유량은 증발기에 주어진 Heat duty인 1.0x10⁶ Kcal/hr의 열량을 낼 수 있는 유량이다. 한편 냉매의 총 순환유량은 19,240.1 Kg/hr인데 팽창밸브 후단에서 증발한 기상류는 열량 값이 크지 않기 때문에 증발기로 주입하지 않고 곧바로 압축기 전단으로 주입한다. 증발기로 주입되는 냉매의 온도는 -28.08°C로써 혼합물이므로 증발하는 과정에서 온도가 1.92°C 상승하게 된다. 냉매 혼합물이 증발하는 과정에서 온도가 상승하게 되면 대수평균 온도차가 줄어들게 되는 원인이 된다. 만일 증발기의 전열면적이 충분히 오버 디자인 되어 있지 않다면 증발기로 주입되는 온도를 -30°C보다 조금 더 낮게 해야 한다. 이렇게 하기 위해서는 팽창밸브 후단의 압력을 1.658bar보다 조금 더 떨어뜨리면 된다. 한편 최적화 과정을 거쳐서 결정된 2단 압축기의 총 소요 동력은 755.7W이다. 이것은 단일 압축 시에 소요되는 동력인 819.1kW보다 7.6% 줄어든 값이다. Inter-cooler의 소요 동력은 51,600 Kcal/hr이며, 응축기의 Heat duty는 1.5965x10⁶ Kcal/hr로 계산되었다.

4. 결론

본 연구에서는 프로판이 주성분인 혼합냉매의 실질적인 조성을 이용하여 전체 냉동 사이클에 대한 전산모사를 수행하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 냉매의 물성을 순수한 프로판으로 계산하게 되면 증발기 입구의 온도와 출구의 온도가 동일한 값을 나타내게 된다[8]. 그러나 실제로는 프로판 냉매는 소량의 에탄 성분과 부탄 성분을 포함하고 있다. 따라서 냉매가 증발하는 과정에서 온도가 약간 상승하게 된다. 본 연구에서는 증발기 입구에서 -30°C로 냉매가 주입된다 하더라도 후단에서는 -28.08°C까지 상승할 수 있음을 전산모사를 통해서 입증하였다. 또한 증발기의 전열면적이 충분하지 않은 경우에 증발과정에서 온도가 상승하게 되면 대수평균 온도차가 줄어들게 되어 주어진 Heat duty를 소화하지 못하는 경우가 발생할 수 있는데 이에 대한 해결방안으로 팽창 밸브 후단의 압력을 떨어뜨리게 되면 증발기로 주입되는 냉매의 온도가 떨어지게 되어 대수평균 온도차를 늘릴 수 있다.
2. 본 연구를 통해서 냉매 압축기를 Inter-cooler를 거치는 이단 압축공정을 채택하였으며, Inter-cooler에서 냉각수를 사용하여 후단의 온도를 40°C까지 떨어뜨리는 제한조건 하에서 총 소요 동력을 최소화시키는 최적의 첫 번째 압축기에서 도출 압력을 8bar로 정하였으며 이때 압축기의 소요 동력은 단일 압축공정에 비해서 7.6% 줄일 수 있었다.

참고문헌

- [1] J.M.Smith, H.C. Van Neww & M.M. Abbott, "Introduction to Chemical Engineering Thermodynamics", 6th Edition, McGraw-Hill, 2001.
- [2] 조정호, 김성태, 박종기, "PRO/II with PROVISION을 이용한 화학공정의 모사", 도서출판 아진, 2004.
- [3] 조정호 "Aspen plus를 이용한 화학공정의 모사", 멀티 정보사, 2001.
- [4] HYSYS Quick Start Guide, Aspen Technology.
- [5] ChemCAD User Manual, Chemstation.
- [6] Peng, D.Y. and Robinson, D.B., "A new two-constant equation of state", Ind. Eng. Chem. Fundam., 15, 59-64, 1976.
- [7] Twu, C.H., Bluck, D., Cunningham, J.R., and Coon, J.E., "A cubic equation of state with a new alpha

function and new mixing rule" Fluid Phase Equil., 69, 33-50, 1991.

- [8] 조정호, "순수한 프로판 냉매를 사용한 액화석유가스 냉동사이클의 모사에 관한 연구", 한국가스학회지, Vol.10, No.1, 38-42, 2006.
- [9] Richardson, R.N., and Butterworth, J.S., "The performance of propane/isobutane mixtures in a vapour-compression refrigeration system" Int. J. Refrig., Vol. 18, No. 1,58-62, 1994.
- [10] Fernando, P, Palm, B., Lundqvist, P., and Granryd, E., "Propane heat pump with low refrigerant charge: design and laboratory tests" International Journal of Refrigeration, 27, 761-773, 2004.
- [11] Karlinowsky, P., Hwang, Y., Radermacher, R., and Hashimi, S.A., "Application of waste heat powered absorption refrigeration system to the LNG recovery process" International Journal of Refrigeration, 32, 687-694, 2009.
- [12] Purkayatha, B., and Bansal, P.K., "An experimental study on HC290 and a commercial liquidified petroleum gas (LPG) mix as suitable replacements for HCFC22", 21, 3-17, 1998.

김 영 우(Young-Woo Kim)

[정회원]



- 2005년 3월 : 미 듀크대학교 공과대학 토목환경공학과 (공학석사)
- 2006년 1월 : 미 듀크대학교 공과대학 토목환경공학과 (공학박사)
- 2006년 1월 ~ 2006년 12월 : 미 듀크대학교 토목환경공학과 박사후 연구원
- 2007년 1월 ~ 2007년 7월 : 미 듀크대학교 공과대학 토목환경 공학과 연구교수
- 2008년 3월 ~ 현재 : 호서대학교 자동차공학과 전임강사

<관심분야>
유체역학, 공정 Simulation

조 정 호(Jungho Cho)

[정회원]



- 1988년 2월 : 한양대학교 공과대학 화학공학과 (공학사)
- 1991년 8월 : 한국과학기술원 화학공학과 (공학석사)
- 1998년 2월 : 서울대학교 공과대학 화학공학과 (공학박사)
- 1991년 1월 ~ 1997년 2월 : 대림산업(주) 공정부 과장
- 1997년 3월 ~ 2000년 2월 : 경인여자대학 산업환경공학부 전임강사
- 2000년 3월 ~ 2008년 2월 : 동양대학교 공과대학 생명화학공학과 조교수
- 2008년 3월 ~ 현재 : 공주대학교 화학공학부 부교수

<관심분야>
열역학, 공정 Simulation