

ASPEN PLUS를 이용한 LNG 인수기지용 냉열발전 시스템 성능 연구 (A Performance Study on the Cold Power Generation System for LNG terminal using ASPEN PLUS)

김 동수* 박 영무
아주대학교 에너지학과 아주대 기계공학과/에너지학과

요 약

냉열발전기술은 일본에서 많이 연구되어 다수의 상업 플랜트가 가동되고 있다. 일본에서는 천연가스 공급압력의 이원화(40 Kgf/cm², 10 Kgf/cm²)로 직접 팽창방식을 적용할 수 있어 냉열발전의 경제성이 유리한 반면 국내에서는 비교적 높은압력(70Kgf/cm²)의 단일 압력 공급체계에 적합한 냉열발전 시스템을 모색하여야 한다. 특히 발전용량 규모가 비교적 적은 냉열발전 시스템의 경제성 측면의 불리한 점을 고려할 때 적용 가능한 해당 발전공정들에 대해 전산모사의 방법을 이용하여 다양한 설계조건에서 최적의 조건들을 검토하여야 한다. 따라서 본 연구에서는 LNG의 저온 Exergy를 이용한 Rankine Cycle, LNG의 압력 Exergy를 이용한 부분팽창 Cycle 및 이 두 사이클의 혼합 공정인 Linde 공정에 대해 현재 인수기지에서 운영되고있는 각종 설비들의 설계 데이터를 기준으로 상용모사기인 ASPEN PLUS를 이용, 국내 천연가스 공급 체계에 의거 각 공정별 최대 및 최적의 전력 발생 조건들을 검토하였다. 공정별 출력및 엑서지 효율을 비교한 결과 약 3 ~ 6 Mw의 전력을 생산할 수 있음을 알수 있었으며 최대 엑서지 효율은 37 %를 얻을수 있었다. 또한 부분직접팽창방식의 최적시스템을 제시 하였고 동일한 전열면적인 경우 부분직접팽창과 랭킨 사이클의 성능은 비슷한 것으로 확인되었다.

1. 서론

에너지 수급 다변화와 환경보존정책의 일환으로 1985년부터 도입되어 도시가스 및 발전용 연료로 공급되어온 천연가스(LNG)는 1993년 현재 연간 420만Ton에 달하는 많은 물량이 도입되고 있으며, 앞으로도 수도권 지역의 열병합 발전소의 추가 건설과 전국배관망의 단계적 확충에 따라 LNG 도입물량은 더욱 더 급격히 증가될 전망이다. 천연가스는 대량수송을 위해서 생산지에서 액화된 LNG를 해상수송하여 도입국의 인수기지에 저장하고 필요시 가스상태로 배관을 통해 공급하여야 하는데 이때 액상의 LNG를 기화시키기 위해서 LNG가 보유하고있는 냉열을 해수와의 열교환으로 방출시켜야 한다. 이때의 방출열량은 NG 액화시

소모된 동력으로서 생산된 NG의 약 14 %에 달하는 에너지 양이다.[3] 평택 인수기지의 경우 '83 도입물량 기준으로 냉열량을 계산시 이용 가능한 냉열량은 96 Mw에 달하며 이 양의 20%만을 회수한다고 가정할 경우 인수기지의 최대 전력부하인 20Mw에 해당하는 에너지이다

본 연구에서는 현재 인수기지에서 운영되고있는 각종 설비들의 설계 및 운전 데이터를 기준으로 여러 냉열발전방식중 부분직접팽창 사이클과 Rankine 사이클 또한 이들의 복합사이클인 Linde Process에 대해 상용모사기인 ASPEN PLUS를 이용, 국내 천연가스 공급 체계에 의거 각 공정별 최대 및 최적의 전력 발생 조건들을 검토하고 각각의 냉열 회수율및 Cycle의 효율을 비교하였다.

2. 시스템 구성및 모사 방법

2.1 설계 전제 조건

냉열발전은 궁극적으로 LNG의 기화과정에서 해수로 방출되는 저온Exergy, [5] 또는 압력 Exergy를 이용하는것이므로 기존 인수기지의 출구압력, 해수 온도, LNG 이용 유량에 따라 발전 설비가 고려되어야하고 또한 냉열발전으로인한 기존 설비 운전에도 많은 영향을 미쳐 천연가스의 안정적 공급을 저해하는 설계조건은 원칙적 배제되어야한다. 따라서 아래의 조건들이 만족되는 프로세스중 효율이 높은 공정을 선정하여야 할 것이다.

*. 압력 : 냉열발전에 사용된 NG의 압력은 기존 주배관망의 운전압력인 70 Kgf/cm² 이상을 유지하여야 할 것이다. 이는 전국배관망 건설계획과 인천및 평택인수기지 모두 해당되는 압력이다. 따라서 어느 사이클을 적용하더라도 냉열발전으로부터 나오는 최종압력은 70 Kgf/cm² 이상이 되어야 한다.

*. 온도 : 송출되는 NG의 온도는 최저 0 C 이상이 되어야 추후 열량조절(중열)시 주입될 수 있는 프로판 또는 LPG가 배관망에서 재 응축되지 않는다.실제 부분팽창 사이클의 배관 구성시 NG 송출라인과 NG 터빈으로 재 순환되는 라인을 분기하여 별도의 온도조절이 가능하나 이로인한 해수동력 절감량은 그리 크지 않으므로 본 연구의 전산모사에서는 동일온도로 계산하였다.

해수온도는 15 C를 기준으로 하였으나 인천의 경우를 위해 최대 발전조건하에서 해수온도의 영향을 보기위하여 해수온도가 10 C일 때 발전량을 계산하였다.

*. LNG 이용 유량 : 냉열발전으로 인한 천연가스의 송출유량의 조절은 원칙적으로 불가능하다. 냉열발전에 이용되는 LNG의 유량은 주배관망으로 나가는 천연가스의 시간별 소요량에 따라 판단될 수있다. 이는 냉열발전설비의 수명을 통상 20년으로할 때 향후 20년간의 시간당 유량에 따른 이용율을 산정하여 최적의 냉열발전설비용량을 결정하여야 하나 국내 가스산업의 기간이 이제 9년 남짓하고 앞으로 전국 배관망 및 LNG 복합화력발전소의 건설등 장기 수요에 큰 영향을 주는 여러 불확실한 요인들을 분석하기가 어려우므로 평택과 현재 건설중인 인천 인수기지의 천연가스 공급 물량 예측[2]을 기준으로 약 200 Ton/hr를 기준으로 출력을 계산하였다.

2.2 시스템구성

냉열발전 방식에 따라 일부 공정이 약간씩 다르나 핵심은 터빈, 응축기, 펌프이다. 전체 공정의 구성은 LNG와의 열교환으로 냉열을 회수하는 Condensor(응축기)와 전력을 발생하는 터빈, 터빈에서 나온 저온의 작동유체를 상온까지 올리기 위한 기화기(또는 가열기) 및 펌프로 구성되어있다. 복합사이클인 Linde공정의 시스템 구성은 Fig 1과 같다

2.3 모사 방법

냉열발전 시스템의 단위 공정들은 ASPEN의 여러 블록중에서 응축기는 HEATX, 터빈은 COMPR를 이용하였으며 해수의 열역학적 성질은 ASPEN의 SYSOP12를 사용하였다. 랭킨 사이클의 작동유체로는 프로판을 선정하여 SYSOP0를 적용했다. 전체 공정의 계산 순서는 먼저 응축기의 전열면적 혹은 최소온도차이를 이용하여 터빈으로 향하는 작동유체의 유량을 조절하고 터빈을 나온 저온의 작동유체를 상온까지 올리기위해 사용되는 해수펌프 동력을 계산한다.

3. 모사 내용 및 결과

3.1 랭킨 사이클을 이용한 냉열발전 공정

랭킨 방식에 있어서는 작동유체 선정이 매우 중요하다. 작동유체가 갖추어야 할 주요 특성으로 첫째 매체의 응축온도는 반드시 빙점 이상이어야하고 둘째 기화온도는 임계온도보다 낮을수록 유리하며 셋째 응축온도에서 포화 압력은 상압에 가까워야 한다. 넷째 액상의 비체적이 작으면서 단위 체적당 출력이 크고 다섯째 비독성, 비부식성으로서 가급적 비가연성이어야하며 가격이 저렴하여 조달이 용이하여야 한다[1]. 이와 같은 매체로는 프레온류와 암모니아, 프로판이 있으나 본 연구에서는 프로판을 선정하였다. 따라서 랭킨 사이클의 출력은 주로 해수의 온도에 좌우된다. (Fig. 2, 3)

Table 1 Maximum inlet Turbine pres. to Sea water temp.

S. W Temp.	10 c	15 c	30 c
Pres. (atm)	5.4	6.2	9.0

즉 랭킨 사이클의 터빈 입구압력은 해수온도에 따라 결정 되고 조작 가능한 변수는 출구압력이다. 그러나 출구압력은 가급적 상압이상으로 유지하는것이 유리한 결과를 얻었다. 이때의 최대출력은 3.4 Mw이고 전열면적은 1288 m²이다

3.2 부분팽창(Partial Direct Expansion)발전 공정

이 방식의 발전공정에 있어 출력을 좌우하는 가장 중요한 설계 변수는 터빈 출구 압력과 터빈으로 재 순환되는 NG의 양이다. 이 양은 응축기의 전열면적이거나 MTD(minimum temperature difference, 최소온도차이 또는 Pinch point)에 좌우된다. 따라서 MTD를 고정 변수로 할 경우와 전열면적을 고정 변수로 할 경우의 두 가지에 대해 터빈의 출구 압력 조건을 변화시키면서 출력을 계산하였다. 그 결과 전열면적이 가장 작으며 출력이 높은 최적 조건을 제시할 수 있었다. MTD가 5 C이며 재 응축된 NG의 과냉각을 3 C로 고정하고 터빈의 출구압력

을 변화시켜 본 결과가 Fig.4 이며 반대로 응축기의 전열면적을 고정하였을 때 출력변화는 Fig.5와 같이 나타났다.

3.3 Linde 공정에 의한 냉열발전 시스템

부분직접팽창의 경우 최대 출력을 얻기 위해서는 NG 응축기의 전열면적이 넓을 수록 유리하나 초기투자비가 면적에 비례하므로 일정한 전열면적 이상은 경제적 제약을 받는다. 따라서 전열면적의 제한시 LNG의 액서지중 일부만 이용하게 되며 랭킨 사이클에서도 비슷한 결과가 발생한다. 그러므로 부분팽창과 랭킨 사이클을 결합하여 냉열을 최대로 이용하고자하는 Linde[9] 공정을 구성하였다. 이 공정의 최대 출력과 최적 출력은 여러 조건에 따라 달라질 수 있으나 적정 출력 범위 내에서 부분팽창과 랭킨 사이클의 최적 조합에서 찾을 수 있다. 이 공정에서도 MTD가 5 C인 경우에 대해 출력과 응축기의 전열면적변화를 보았다. 최대 출력은 6.2Mw로 NG 터빈의 출구압력이 9 atm일때 였다.

(Fig.6,7,8,9)

3.4 냉열발전 사이클의 성능 비교

냉열발전 사이클의 냉열이용 효율과 액서지 효율은 아래 표와 같다.

항	목	PDE 사이클	랭킨 사이클	Linde 공정	
1)발전기단 발전량(Kw)	NG 터빈	4334.9	3336.6	3917.1	7486.2
	프로판 터빈			3917.1	3694.5
	합계	4334.9	3336.6		7486.2
2)자체소비동력(Kw)	LNG 펌프	1344.4	1131.6	475.8	1324.4
	프로판 펌프				823.1
	해수 펌프	356.5	349.7	122.5	115.6
	합계	1344.4	1131.6	475.8	1324.4
3) 정미 발전량 (Kw)		3000.5	2205.0	3441.3	6161.8
4) 이용가능 냉열량(Mw)	발전효율(%)	38.96	좌동	좌동	좌동
	발전효율(%)	7.7	5.6	8.8	15.8
5) 이용가능 액서지양(Mw)	발전효율(%)	16.27	좌동	좌동	좌동
	발전효율(%)	18.4	13.5	21.1	37.8
6) 응축기 전열면적(m2)	NG 응축기	3068.4	1288.4	1288.4	4204.7
	프로판 응축기			1288.4	2000.0
	합계	3068.4	1288.4	1288.4	4204.7
7) 기화기 전열면적(m2)	NG 기화기	5003.2	4629.8	7115.6	8252.2
	프로판 기화기			1325	2790.5
	합계	5003.2	4629.8	7115.6	8252.2
열교환기 전체 전열면적		8071.5	5918.2	8404.0	12456.9

5. 결론

LNG의 기화시 현재 해수로 방출되고 있는 냉열을 회수 하는 방법으로 이용가능한 3가지 냉열발전 사이클의 성능을 ASPEN PLUS를 이용하여 계산하였다.

가. 부분팽창방식을 채택시 최적 운전조건은 터빈 출구압력이 10 ~ 14 atm일 때 최소의 전열면적을 보이며 이때의 출력은 응축기 전열면적 3000 m²을 기준 3 Mw이다

나. 랭킨 사이클의 경우 작동유체가 프로판과 같은 단일성분일때 최대 및 최적 출력조건은 해수의 온도에만 좌우되며 전열면적은 1280 ~ 1320 m²으로 일정함을 알수있으며 출력은 3.4 Mw정도가 가능하다

다. LNG의 사용유량을 200 Ton/h로 이용하고 NG 응축기의 전열면적을 2000m²으로 고정시 최대의 엑서지 효율은 Linde공정의 경우 37 %, 출력은 6.1 Mw이므로 인수기지의 평균 소요전력을 충당할수 있으며 이때의 에너지 절약량은 약 23.3Mw에 달한다

라. 부분팽창과 랭킨 사이클의 비교시 전체 전열면적이 비슷한 경우 출력은 큰 차이가 없었으나 인수기지의 운전 측면에서는 부분팽창 공정이 유리하다.

마. 본 연구결과로 부터 각 냉열발전 공정에 소요되는 응축기의 세부설계의 기본 자료(전열면적)를 구할 수 있으며 이들을 이용하여 여러 형태의 열교환기에 대한 비교 검토가 이루어져야 할것이다.

참고문헌

1. KOPEC. 냉열발전 타당성 조사 1989.9
2. 대우 ENG. 인천인수기지 개념 설계 보고서 1992.6
3. 한국가스공사 LNG 편람 1985
4. 한국가스공사 천연가스 수요 분석 자료집 1993.3
4. SN Technigaz Operating and Maintenance manual vaporizer h.p V402a-b 1985.
5. G.Kray & D Weber(F R Germany) "How to improve the economy of LNG Terminal" 6th LNG Conf. Vol I II-7 1980
6. S.Miyahara (JAPAN) "Power Generation from Cryogenic Energy" LNG Cold ibid Vol I II-8
7. IGT "Design and Economics for LNG system" 1990
8. Shiozawa, H (JAPEN) "The Operation Results of LNG Cold Power Generation in Multicomponent Fluid Rankine Cycle" 8th LNG Conf. III-S 1986
9. A. Pocrnja & M. Streich (F R Germany) "Electricity Generation by the Utilization of LNG-Cold" 5th LNG Conf. Vol I II-11
10. IWata, Y & Yamasaki, Y "New Application of LNG Cild Energy" 10th LNG Conf. P-20 1992
- 11 ASPEN PLUS User Guide

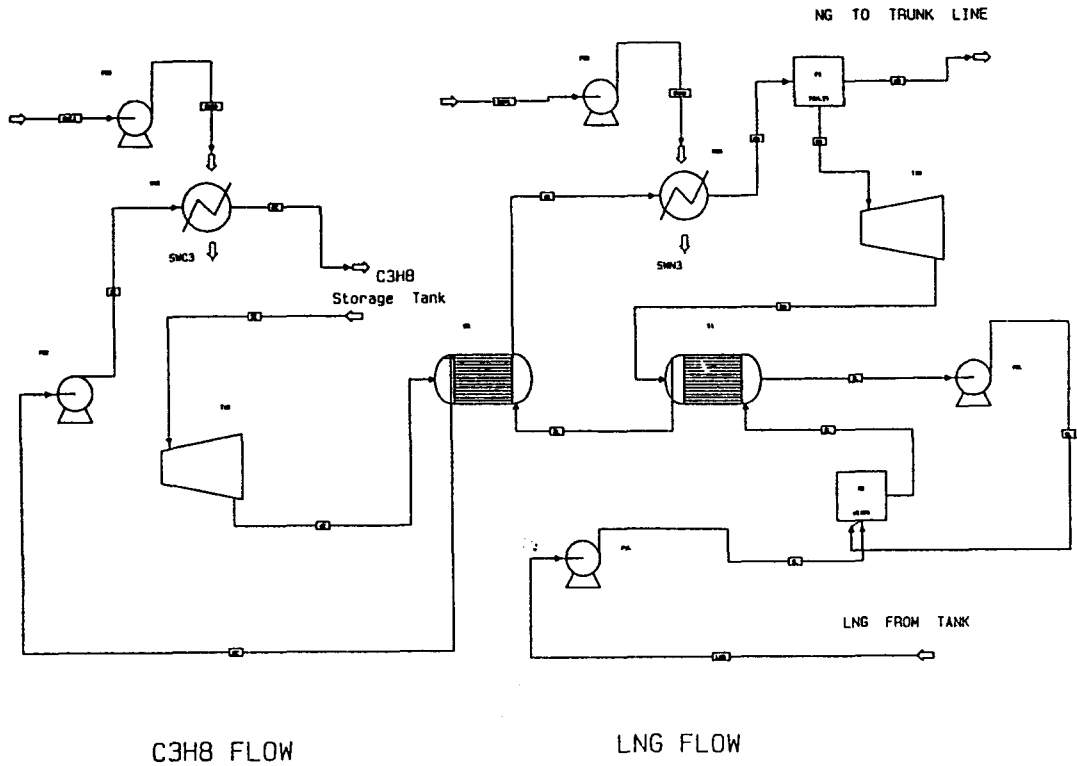


Fig.1 A schematic flow diagram of Linde Process

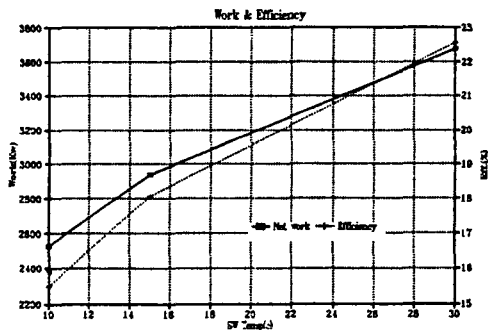


Fig.2 Work & Exergy eff. with SW Temp, MTD is 5 c on Rankine Cycle

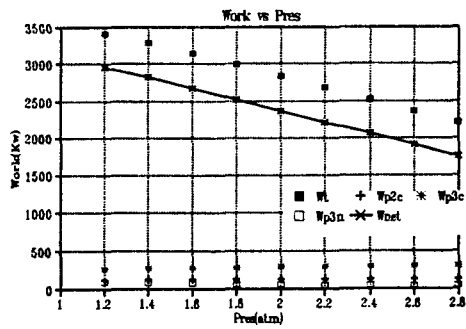


Fig.3 Work & C3' flow to Outlet Pres. (Inlet Pres: 6.2atm) on Rankine cycle

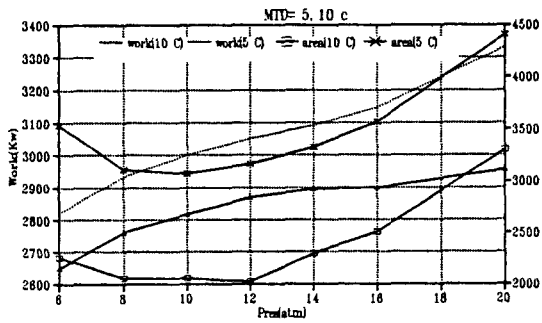


Fig. 4 Work & Area with Outlet Pres. at MTD 5, 10 c (PDE Cycle)

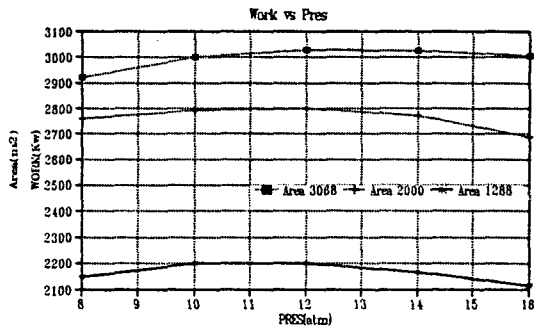


Fig. 5 Work profile with Pres. at fixed Area (PDE Cycle)

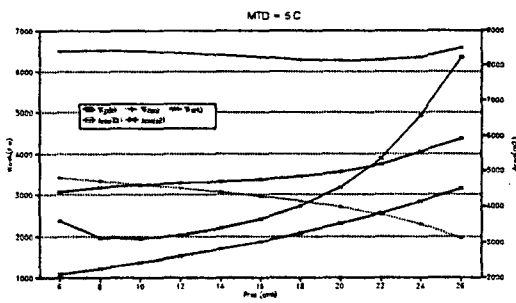


Fig. 6 Work profile of Linde Process, MTD is 5 c

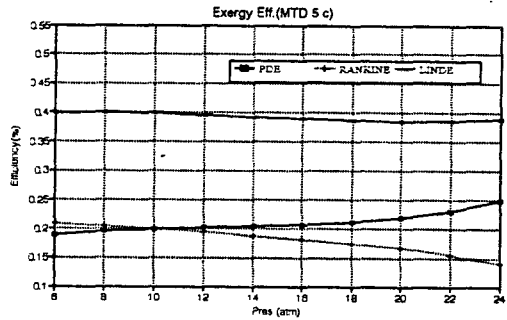


Fig. 7 Exergy efficiency profile of Linde Process, MTD is 5 c

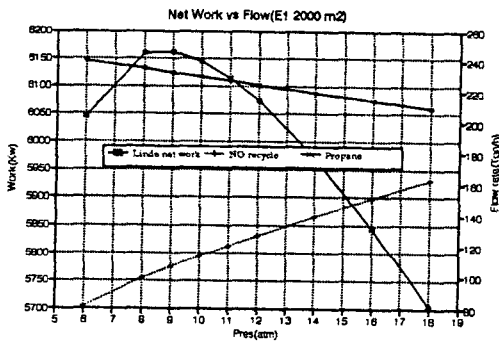


Fig. 8 Work profile of Linde Process, Area is 2000 m2

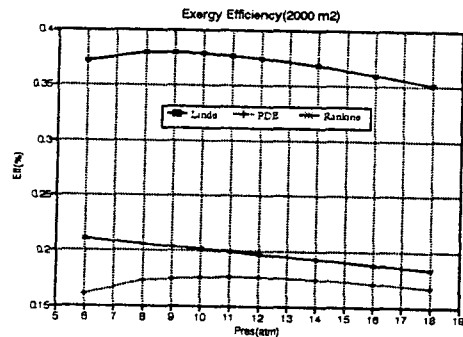


Fig. 9 Exergy efficiency profile of Linde Process, Area is 2000 m2