F211 溶液輸送型吸収冷凍サイクルによる 200m 輸送実験の内部状態及び性能の実測

Experimental investigation of internal state in solution transportation absorption cycle with 200m pipe length

○学 渡辺 史 (東京農工大)
正 上田 祐樹 (東京農工大)

正 秋澤 淳 (東京農工大)
正 武居 俊孝 (東京農工大)

Fumi WATANABE, Atushi AKISAWA, Yuki UEDA, Kazumichi ARAKI, Toshitaka TAKEI, Tokyo University of Agriculture and Industrial, 2-24-16, Nakamachi, Koganeishi, Tokyo

Utilization of waste heat is effective ways to reduce primary fuel consumption. Currently, low temperature waste heat around 130 °C is hardly used. Absorption cycle is worked by low temperature waste heat and it generates chilled heat. But heat supply area is far from the demand area. Therefore, it is required to transport thermal energy efficiently. Solution Transportation Absorption cycle (STA) is one of the studied heat transportation technology. STA is considered as realizable technology. But There is no data of measurement to know STA behavior. Simulation partially reliable because it is not still compare with measurement data. The objective of this study is to measure STA behavior and to compare measurement with simulation to STA.

Key Words: Waste heat, Absorption cycle, Ammonia-Water

1. 緒言

化石燃料の枯渇や価格の高騰により、省エネルギーの需要が高まっている。省エネルギーを実現するためにはエネルギーの多段利用が有効となる。しかし、工場より排出される 100~200℃程度の低温排熱は利用されずに大気中に放出されているのが現状である。冷却設備は食品や空調など様々な部門で必要とされており需要が多いため、冷凍設備の省エネルギー技術が求められている。そこで、低温排熱を利用し冷却設備として利用する技術に吸収冷凍サイクルがある。しかし、エネルギー供給源となる排熱源と需要地では距離が離れている場合がほとんどであり、有効なエネルギー輸送技術が求められる。有効なエネルギー輸送技術として、溶液輸送型吸収冷凍サイクル(以下 STA: Solution Transportation type Absorption cycle)が提案されている。STA は熱エネルギーを化学エネルギーに変換させ、熱輸送を行うため、常温輸送を可能とし、排熱利用ネットワークを拡大することにつながると期待できる[1]。

STA は原理やシミュレーションの上において実現可能とされているが、実機による性能評価はほとんどされていない[2]。また、STA のシミュレーションは STA 実機と比較されていないため、シミュレーション結果に妥当性があるのか判断できないのが現状である。

そこで本研究では、STA 実機による 200m 溶液輸送時の性能や内部状態の挙動の実測を行う。また、実験機を模擬したシミュレーションモデルを作成し、シミュレーション結果と実測値を比較しシミュレーション結果に妥当性を見られるか検討を行う。

2. 溶液輸送型吸収冷凍サイクル

Fig.1 に従来のエネルギー輸送方法を示す。従来型は、排熱源側に吸収冷凍機を設置し発生した冷水を需要地まで顕熱輸送を行う。顕熱による熱輸送であるため、輸送管の断熱設備が必要となり、輸送距離が長くなるほど熱損失が大きくなり、長距離熱輸送時には適していない。一方、Fig.2 に STA によるエネルギー輸送方法を示す。こちらは、排熱源側に再生器・凝縮器、需要地側に蒸発器・吸収器を設

置し、その間に作動媒体を循環させ熱輸送を実現させる。熱エネルギーを化学エネルギーに変換させている。これは従来の潜熱・顕熱を利用したエネルギー輸送とは異なる形態のエネルギー輸送技術である。そのため、次のことが言える。

- 配管を断熱する必要がなく、常温でエネルギー輸送が可能
- 冷媒輸送量が少ないため、配管の小型化が可能
- 作動媒体ポンプ動力が少ない

作動媒体温度は、輸送配管により環境温度にまで低下する場合がある。水-臭化リチウムでは溶液が結晶化し、配管を閉塞させる危険がある。そのため、-30℃程度においても作動媒体が結晶化しない、アンモニア-水が作動媒体として適している。

Fig.1 Conventional system

Fig.2 STA system

3. 実験・シミュレーション概要

本研究では従来の吸収冷凍サイクル(0m 溶液輸送)実験と 200m 溶液輸送吸収冷凍サイクル実験を行い内部状態の実測を行う。次に、実験値を参照し実験機のシミュレーションを行う。

3.1.1 実験概要

0m と 200m 溶液輸送時の実験を行う。実験機は溶液輸送管を設置し STA と同様の構造とした。また、バイパスにより輸送管を通らないことも可能であり、0m・200m 溶液輸送実験が可能となる。ここで、作動媒体は STA に適しているアンモニア-水を使用する。温度、質量流量、密度、圧力を計測し性能評価を行い、STA が従来のサイクル性能と同じとなることを確認する。また、シミュレーションソフト HYSIS を使用し、実機と性能の比較により、シミュレーションの妥当性を評価する。

3.1.2 実験装置

Fig.3 に実験装置略図を示す。本研究で扱う試験機は、従来の吸収冷凍サイクルに溶液輸送管を接続したものである。再生器から蒸発した溶液は精留器にてアンモニア濃度の濃い冷媒となる。その後、凝縮器にて凝縮され、精留器に戻る還流液と蒸発器に向かう冷媒に分岐する。冷媒は、蒸発器に流れるまでに、液化冷却器・冷媒過冷却器・ブリード熱交換器を通過する。これらの熱交換器は蒸発器に向かう冷媒をより冷やして、冷媒が蒸発しやすい状態にするために取り付けられている。蒸発器を出た後は冷媒ガスと冷媒(ブリード)に別れ吸収器へと流れる。ブリードにより、蒸発器内にある純度の低い冷媒を排出し、蒸発器内の冷媒濃度を高めている。吸収器では発生器より流れる弱溶液と吸収器を循環する強溶液と混ざる。吸収器の後、ポンプを通り吸収器へ戻る強溶液と精留器へ流れる強溶液に分岐する。精留器へ流れる強溶液は途中に発生器から出る高温の弱溶液と熱交換され温度上昇する。

ブラインはプロピレングリコール(濃度：35%)を使用する。蒸発器に流れるブラインは一定温度に保つ必要が有る。そこで、蒸発器にて得られた冷熱はブライン熱交換器で一定温度まで上昇する。ブライン熱交換器では吸収器を冷却し 40℃程度の熱を持った冷却水と熱交換を行う。

輸送配管は呼び径 75A の 9m であるが、輸送配管内内容積は呼び径 25A の 200m 相当に及ぶ。また、輸送管に設けられてあるバルブを調整する事により、圧力損失を設けた実験を行う。圧力損失を大きく付けたい場合はバルブを閉め、圧力損失を小さくしたい場合はバルブを開放する。

装置には 8 つの制御バルブが取り付けられており、設定パラメータに達するように流量を PID 制御により制御を行う。調節箇所は発生器温度、発生器液面、精留器出口温度、高圧側圧力、蒸発器液面、冷熱入口温度・出口温度である。

3.1.3 実験条件

ここでは、200m 溶液輸送時と同じ圧力損失を再現し STA 実験を行う配管圧力損失は通常の吸収冷凍サイクルにおける状態量を計測した後、通常配管(呼び径 25A)の 200m 輸送配管を流れた場合の圧力損失を計算し設定する。今回設定する圧力損失を Table.1 に示す。

	Normal Absorption cycle Mass flow[kg/h]	Transportation 200m pipe length Pressure drop [kPa]
Refrigerant	300	0
Strong solution	1300	50
Weak solution	1000	30

Table.1 Experimental spec

Fig.3 Experimental model

3.2.1 シミュレーション概要

本研究では、シミュレーションソフト HYSIS を使用する。ソフト内に物性式が設けており、圧力・濃度・温度を入力すると他の状態量が求まる。また、熱交換器はエネルギーバランスにより各ストリームが計算される。

3.2.2 シミュレーション条件

実験機の設計図を元に定常状態シミュレーションモデルを作成する。作成したシミュレーションモデルを Fig.4 に示す。次に、実験結果を元に定常状態の値を入力しシミュレーションを行う。

対象の設計パラメータを Table.2 に示す。実験時と同じ条件にするため、環境温度 20℃、冷凍能力 90kW としている。なお、精留器へ流れる各ストリームや冷却水・ブラインの一部のストリームは 0m 溶液輸送実証値を参照している。200m 溶液輸送は 0m 実験結果に輸送管長さを 200m に変更しシミュレーションを行う。シミュレーションでは熱交換器や配管においてはマスバランス・熱収支バランスを考慮し、熱損失や圧力損失はないものとする。ただし、輸送配管においては圧力損失や環境温度の影響を算出している。

また、今回は吸収器の出口部分においてサイクルが途切れているが、サイクルが途切れている前後では強溶液濃度が 5% 程度異なる程度であり、他の物性値はほぼ一致している。よって、実験結果にほとんど影響を与えないとして、比較を行う。

4. 実験結果

従来の吸収冷凍サイクル(0m 溶液輸送)と 200m 溶液輸送実験結果、さらにシミュレーションの実験結果を以下に示す。

4.1 実証試験結果

実験では溶液輸送距離を 0m・200m にした場合のそれぞれにおいて実証試験を行い、冷凍能力および内部状態に及ぼす影響を調べた。定常状態において 10 分間計測し、時間平均した値を以下に示す。

COP の実測結果は、0m が 0.55、200m が 0.60 となり、200m の COP が 0.05 大きい値となった。以下に内部状態を示す。

4.1.1 温度

Fig.5 に溶液輸送距離ごとの各ポイントにおける温度実測結果を示す。それぞれのポイントは Fig.2 の実験機概要図と対応した箇所を示している。蒸発器入口温度 T_{20} において 200m が -4℃、0m が -1℃ と差が生じている。そのため、蒸発器周りにおいて全体的に 200m の温度が低い。また、溶液輸送管による入口出口温度の変化は弱溶液(T_{39} - T_{41})・強溶液(T_{33} - T_{35})ともにほとんど無く、冷媒(T_{15} - T_{17})は 7℃ 程度の差が生じている。これは質量流量の差が影響しており、冷媒の質量流量が小さいため環境温度と十分に熱交換されたのだと考えられる。よって、冷媒のみが輸送配管の影響を受け温度が低下しているが、 T_{18} において 0m と同じ温度となっているため性能に関わる程度ではないと考えられる。また、0m の T_9 は測定不良のため空欄としている。

4.1.2 質量流量

Fig.6 に溶液輸送距離ごとの各ポイントにおける質量流量実測結果を示す。強溶液、弱溶液共に 200m は 0m よりも 300kg/h ほど小さい。これは、バルブを閉めた影響によると考えられる。また、蒸気流量について 200m は 0m より 50kg/h ほど小さい。これは、強溶液質量流量が少ない

	0m transportation	200m transportation
Cooling capacity of Evaporator	90kW	
Ambient temperature	20℃	
Pipe length	1m	200m
High pressure	1565kPa	
Desorber inside temperature	118.7℃	
Strong solution mass flow	1303kg/h	
Outlet Expansion valve	-4.8℃	
Chilled water	Inlet	10℃
	Outlet	4.7℃
Cooling water	Inlet(Con+Abs)	28.6℃
	Outlet(Abs)	32.1℃

Table.2 Simulation condition

Fig.5 Temperature

Fig.6 Mass Flow

Fig.7 Concentration

場合、発生器内部温度は温度低下しにくい状態になるため、少量の蒸気流量において発生器内容液温度が設定温度に保たれることに起因する。

4.1.3 濃度

Fig.7 に溶液輸送距離ごとの各ポイントにおける濃度測定結果を示す。濃度は密度と温度を実測し算出している。強溶液濃度について 200m は 0m よりも 4% 程度大きい。これは、冷媒・弱溶液濃度や冷媒質量流量に差がなく、弱溶液質量流量が低下しているため、吸収器において弱溶液投入量が低下したことに起因する。

4.1.4 圧力

Fig.8 に溶液輸送距離ごとの各ポイントにおける圧力測定結果を示す。高压側は制御により高压側圧力を設定しているため同様の結果を示している。低压側は、冷媒濃度が増加しているため、冷媒液が蒸発する温度が高くなり圧力が増加している。

4.1.5 交換熱量

Fig.9 に熱交換器ごとの交換熱量を示す。発生器において熱量が多いのは蒸気流量が多いためである。他の熱交換器は、ほとんど同じ結果を示している。

以上より、200m の COP が高い原因はバルブ操作による強溶液質量流量の減少に大きく起因し、溶液輸送による内部状態の変化はほとんど関係がないと考えられる。

4.2 シミュレーション結果

4.2.1 COP

Fig.10 に COP の比較を行う。実験ではバルブ操作によって質量流量が減少したが、シミュレーションでは、質量流量の現象が見られないため COP が変化していない。また、シミュレーションでは COP が 0.1 ほど高いが、配管途中の熱損失を考慮していない状態を想定しているためだと考えられる。

4.2.2 温度

Fig.11 に溶液輸送距離ごとの各ポイントにおける温度実測結果を示す。それぞれのポイントは Fig.2 の実験機概要図と対応している。0m・200m ともに溶液輸送による環境温度の影響以外、内部状態は同じ状態となっている。これは、実測値と同様の傾向を示した。しかし、実測値と異なる部分がいくつかある。シミュレーションでは発生器から精留器へ流れた媒体が急激に温度変化している。これは、発生器から精留器へながれる質量流量が実験時よりも少ないためである。また、蒸発器周りにおいてシミュレーションでは分岐した冷媒ガスおよびブリードは同じ温度になるため、実測値と異なる。

5. 結言

本研究では、STA 実機による 200m 溶液輸送実験を行い、性能および内部状態を実測した。また、実験機シミュレーションモデルを作成し、シミュレーションの信頼性を実験結果と比較し信頼性の評価を行った。

- 通常の吸収冷凍サイクルと比較して 200m 溶液輸送は COP が上昇し、強溶液・弱溶液流量が減少する。
- 200m 溶液輸送の内部状態温度は、0m とほぼ同じである。
- シミュレーションと実測値の比較の結果、COP は 0.1 程度差が生じる
- 内部状態温度において、精留器や蒸発器周りで再現が不十分。

参考文献

- (1) 化学ポテンシャルを利用した排熱の長距離熱輸送技術、独立行政法人新エネルギー・産業技術総合開発機構平成 20 年度～平成 21 年度成果報告書、(2009)

- (2) R.Z.Wang et al, Experimental investigation on heat transportation over long distance by ammonia-water absorption cycle, Energy Conversion and Management, Vol. 50 2331-2339,(2009)

Fig.8 Pressure

Fig.9 Heat transfer

Fig.10 COP

Fig.11 Temperature