

海水と内陸部との温度差を利用した 海水淡水化技術の経済評価(その1)

— 経済的に実現可能な建設対象地の条件 —

Economical Efficiency Evaluation of Seawater Desalination Technology Utilizing the
Temperature Difference between Seawater and Inland Atmosphere (Part 1)
— Requirements for Economically Feasible Target Regions for Construction —

井上 兼人 *1

Kento INOUE

村上 正秀 *2

Masahide MURAKAMI

Abstract

Virtual target regions for construction of the Desalination Pipeline System that is the desalination technology utilizing the temperature difference between seawater and inland atmosphere are configured. The production rates and the desalination costs are calculated for the system on the basis of the model where the desalination efficiency is improved. Requirements for economically feasible target regions are shown. The production rates per a transport part at the target regions are $89,000 \text{ m}^3 - 212,000 \text{ m}^3$ that are practical figure. The desalination costs are 1.00 - 6.83 USD/ m^3 . It is seen that the requirements for economic feasible target regions based on the calculation results are the condensation part altitude is higher than 1,000 m and the transport part length is shorter than 5 km, or the range of the condensation part altitude is from 500m to 1,000m and the transport part length is shorter than 2 km.

キーワード：再生可能エネルギー、海水淡水化、ヒートパイプ、コスト評価

Key Words: Renewable energy, Seawater desalination, Heat pipes, Cost evaluation

1. はじめに

海水淡水化技術は、現在中東の産油国を中心とした水資源の乏しい地域において、すでに広く実用化されている。近年のコスト削減により、造水コストは $0.5 \sim 0.6 \text{ USD/m}^3$ まで下がっており、主に生活用水や工業用水として利用されるようになってきている¹⁾。

しかし、現在広く実用化されている海水淡水化プラントの大部分は、中東の石油に代表される、安価で豊富なエネルギー資源の利用を前提として運用されている。そのため、水資源を主に海水淡水化プラントに依存している地域では、エネルギー資源が枯渇すると、同時に水資源をも失うことになる。さらに、原水の供給地から遠く離れた内陸部においては、造水コストに送水コストが上乗せされるため、主に経済的理由から脱塩水の利用の大々的

展開が困難な状況にある。

そこで、井上ら^{2), 3)}はヒートパイプの原理⁴⁾を応用し、凝縮液を還流させずに回収することで、造水と同時に淡水を内陸部へ輸送することが可能なシステムを提案し、その技術を「造水パイプライン」と命名した。原水の循環などの補助的な過程を除く大部分では、外部エネルギー（電力、化石燃料など）を消費せずに、造水と水の輸送が可能であることが、造水パイプラインの顕著な特徴である。

しかし、井上ら^{2), 3)}の提案したモデル（以下既往モデルとする）は、非常に単純なモデルであったため、淡水の精製効率が低く、既存技術（沿岸で得られた脱塩水を内陸部までトラックで輸送する場合など）と比較した場合、コスト面で極めて不利であった。ただし、既往モデルは造水パイプラインの原理の説明を主な目的としていたため、淡水の精製効率を向上させる余地は十分残されており、既往モデルの段階でコスト面の問題から造水パイプライン実現の可能性を否定することは時期尚早である。

本報（その1）はこのような現状を踏まえて、造水パイプラインの構造を見直すことで淡水精製効率を高めた

*1 筑波大学大学院生命環境科学研究科大学院生
(〒305-8572 茨城県つくば市天王台1-1-1)

e-mail: inoue_kento@ybb.ne.jp

*2 筑波大学大学院システム情報工学研究科教授
(原稿受付：2007年12月11日)

上で、仮想建設対象地を設定し、経済的実現可能性が高い対象地の条件を求めたものである。

2. 造水パイプラインの概要

造水パイプラインの概要を Fig. 1 に示す。施設は以下の4部分からなる。

- ・ 蒸発部：原水を蒸発させる部分
- ・ 輸送部：水蒸気を蒸発部から凝縮部へ輸送する部分
- ・ 凝縮部：水蒸気を凝縮させ、蒸留水を取水部へ輸送する部分
- ・ 流出部：蒸留水を回収する部分

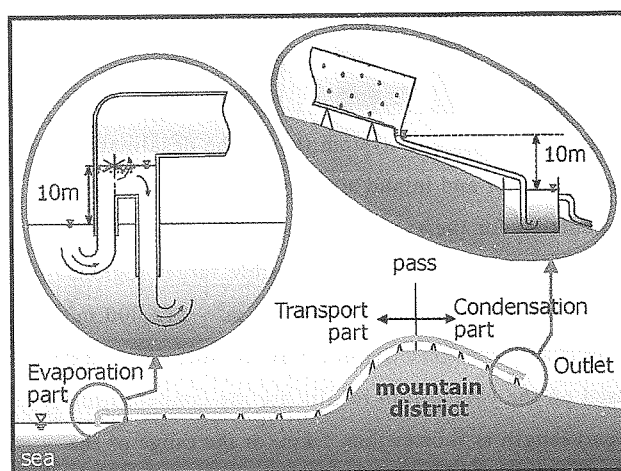


Fig. 1. Outlines of the Desalination Pipeline System
(the prototype model)

この方法の根拠となる水蒸気に関する原理および法則は次の通りである。

- ・ 蒸気圧は温度の関数であり、温度が高いほど高い。
- ・ 飽和蒸気圧より少しでも低い気圧下では相当量の蒸発が起こる。
- ・ 気圧の高いところから低いところに向かって蒸気は流れる。
- ・ 飽和水蒸気量より多量の水は蒸気として存在できない。

これらを考慮すると、造水パイプラインでは次のような現象が起こることになる。

- ・ 蒸発部：暖かい原水が常に供給されている限り、水の蒸気圧は管内圧力よりもいくらか高いので、原水が沸騰ないしは表面蒸発し、発生した水蒸気により管内圧力が上昇する。
- ・ 輸送部：蒸発部管内温度と凝縮部管内温度との差により、蒸発部と凝縮部との間に蒸気圧差が生じ、これが駆動力となって発生した水蒸気が蒸発部から凝縮部へ流れる。
- ・ 凝縮部：輸送部から流れ込んだ水蒸気が凝縮し、蒸留水が精製される。

上記の現象は蒸発部内部の原水温が凝縮部管内壁面温度よりも高い状態のみ起こる。ただし、蒸発部では蒸発潜熱による原水の温度低下が、凝縮部では凝縮潜熱による管内壁面の温度上昇がそれぞれ見込まれる。そのため、蒸発部では原水の循環等によ

り水温低下を抑え、凝縮部では必要に応じて延長すること等により冷却効率の向上を図る必要がある。また、管内と管外では約1気圧の圧力差が生じるため、流出部において管内の蒸留水を管外に流出させるためには1気圧に相当する約10mの水位差が必要となる。

上述のモデルで淡水精製量を算出した井上ら^{2,3)}によると、淡水精製量は管径2mの場合で約10,000 m³/yr、4mの場合で約60,000 m³/yrである。

3. 淡水精製率

既往モデルの造水パイプラインによって得られる淡水の量は年間数万 m³であり、概算では数億ドルは必要とされる初期投資に対して、費用対効果の面で全く現実味を欠いている。そのため、初期投資の回収期間が数百年～千年以上におよび、無動力での淡水の精製および輸送という長所を持っているとはいえ、現状ではその長所を活かす事は非常に困難と言わざるを得ない。

そこで、造水パイプラインの構造を見直し、以下のような変更点を加えることで淡水精製効率の向上を図った。

- ・ 蒸発方式をフラッシュ蒸発法からスプレーフラッシュ蒸発法へ変更することによる蒸発効率の向上
- ・ 凝縮部において多数の細管を分岐させることによる凝縮効率の向上

なお、凝縮効率の向上は、計算の簡略化のため細管への分岐を想定したが、実際にはプレート型熱交換器等の利用により同等の凝縮効率を達成することも十分考慮に入れるべきものである。

3.1 関係式導入時の条件

原水温と内陸部気温から淡水精製率を算出するために必要な関係式は、既に井上ら^{2,3)}によって導入されているが、効率化によって造水パイプラインの構造を変更したため、関係式にも変更を加える必要がある。新たな関係式の導入の際も、井上ら^{2,3)}と同様に施設を前出の3箇所（蒸発部、輸送部および凝縮部）に分割し、基本的な現象については、理想的な条件を想定した。

関係式導入時の条件は以下の通りである。

- ・ 全過程において定常状態を想定する。
- ・ 輸送部と凝縮部は直滑円管とする。
- ・ 水蒸気は非圧縮性流体として扱う。
- ・ 蒸発部の蒸発潜熱は原水により供給されるものとする。
- ・ 蒸発方式は上向きスプレーフラッシュ蒸発法を採用する。
- ・ 輸送部の断熱は完璧であるものとする。
- ・ 凝縮部での粘性抵抗については、安全側を想定し、流入した水蒸気が全て端部まで到達した場合に生じる粘性抵抗を採用する。
- ・ 凝縮部管内の水蒸気と管内壁間の熱伝達率は膜状凝縮熱伝達率によるものとし、熱伝達率は長さ方向にとった平均値を用いる。
- ・ 凝縮部管内の水蒸気温度は、分岐前と端部の平均の温度で一樣とする。
- ・ 凝縮部周辺の外気温は一樣とする。
- ・ 凝縮部管外壁面から大気への熱伝達率は一樣とする。

なお、輸送部の断熱は計算の簡略化を目的とした仮定であり、現実には輸送部で凝縮した水を回収する機構を設け、その量を把握する必要がある。

3.2 各部の関係式

淡水の精製量 m (kg/s) は質量保存により、以下の質量流量と等しい。

$$\begin{aligned} m &= (\text{蒸発部での蒸発率}) \\ &= (\text{輸送部での管内流量}) \\ &= (\text{凝縮部での凝縮率}) \end{aligned} \quad (1)$$

そのため、上記 m を共通のパラメータとして各部の関係式を導入した。

(1) 蒸発部 蒸発部では蒸発方式を既往モデル²⁾のフラッシュ蒸発法からスプレーフラッシュ蒸発法に変更したが、過熱度と蒸発率に関する式は既往モデルと同様に次式で表すことができる。

$$C_p \Delta T_e M_w = m \lambda \quad (2)$$

ここで、 C_p は原水の比熱 (J/K kg)、 ΔT_e は過熱度 (K)、 M_w は原水の循環流量 (kg/s)、 m は蒸発率 (kg/s)、 λ は水の蒸発潜熱 (J/kg) である。

(2) 式により、原水の循環速度を設定すれば原水の温度低下から蒸発率の第ゼロ近似を算出することができ、これを出発値として後述 (3.3 章) の繰り返し計算の過程を経て、この値を決定できる。また、原水の循環については 4.2 章で詳しく述べる。

なお、既往モデルでは蒸発による圧力損失を Hertz-Knudsen の式³⁾により考慮していたが、上向きスプレーフラッシュ法の場合、蒸発は多量の微細な水滴表面で起こり、蒸発面積が極めて大きい⁷⁾ため、蒸発面積に反比例する蒸発による圧力損失は極めて小さくなる。そのため、今回は蒸発による圧力損失は無視した。

(2) 輸送部 輸送部については、長さを短縮することで、前報²⁾で無視した入口および助走区間での圧力損失が全体の損失の数%と無視し得ない割合を占めるようになったため、これを考慮することにした。

蒸発部と凝縮部 (分岐前) との圧力差 ΔP_t (Pa) は入口における圧力損失 $\Delta P_{t,E}$ (Pa)、助走による圧力損失 $\Delta P_{t,I}$ (Pa)、粘性抵抗による圧力損失 $\Delta P_{t,V}$ (Pa) と高低差による圧力損失 $\Delta P_{t,H}$ (Pa) の和とつり合っている。

$$P_t = P_{t,E} + P_{t,I} + P_{t,V} + P_{t,H} \quad (3)$$

入口における圧力損失は機械工学便覧⁸⁾より、

$$P_{t,E} = \xi_t \frac{\rho_e u^2}{2} \quad (4)$$

と表せる。ここで、 ξ_t は入口損失係数、 ρ_e は蒸発部における水蒸気密度 (kg/m³)、 u は輸送部における断面平均流速 (m/s) で

ある。

助走による圧力損失も同様⁸⁾に、

$$P_{t,I} = \xi_t \frac{\rho_e u^2}{2}, \quad (5)$$

と表せる。ここで、 ξ_t は助走による損失係数である。

高低差による圧力損失は、

$$P_{t,H} = \rho_{ave} g H \quad (6)$$

となる。ここで、 ρ_{ave} は水蒸気の平均密度 (kg/m³)、 g は重力加速度 (m/s²)、 H は高低差 (m) である。

管内蒸気流の粘性抵抗による圧力損失は、レイノルズ数が $3 \times 10^3 \sim 10^5$ の範囲内では、次のブラジウスの抵抗公式が適用できる⁸⁾。

$$\Delta P_{t,V} = 0.3164 Re_t^{-1/4} \frac{L}{D} \frac{\rho_{ave} u^2}{2} \quad (7)$$

ここで、 Re_t は輸送部におけるレイノルズ数、 L は輸送部の長さ (m)、 D は円管内径 (m) である。

(7) 式にレイノルズ数の定義式 ($Re \equiv \rho u D / \mu$) を代入し整理すると、

$$u = \left(\frac{2 P_{t,V}}{0.3164 L} \right)^{4/7} \left(\frac{D^5}{\rho_{ave} \mu_t} \right)^{1/7} \quad (8)$$

を得る。ここで、 μ_t は水蒸気の粘性係数 (Pa · s) である。

管内質量流量 m (kg/s) は、

$$m = \rho_{ave} \frac{D^2}{4} u \quad (9)$$

なので、以上の(3)~(9)式を用いて、後述 (3.3 章) の繰り返し計算の過程を経て、管内流量を決定できる。

(3) 凝縮部 凝縮部は水蒸気を凝縮させ、蒸留水を流出部へ流下させる部位である。凝縮部の概念を Fig. 2 に示す。

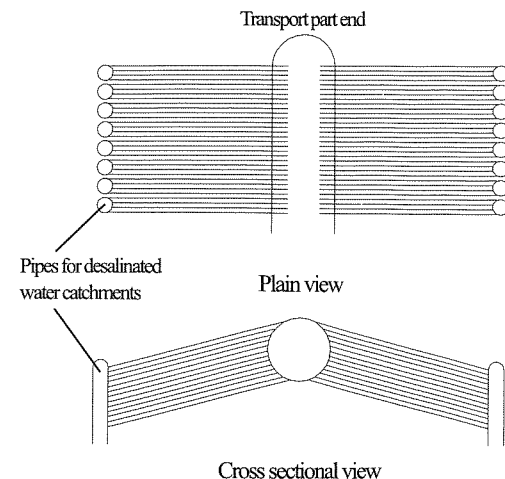


Fig. 2 Schematic view of the condensation part

凝縮部における分岐前と端部との圧力差 ΔP_c (Pa) は入口における圧力損失 $\Delta P_{c,E}$ (Pa)、助走による圧力損失 $\Delta P_{c,I}$ (Pa) と粘性抵抗による圧力損失 $\Delta P_{c,V}$ (Pa) の和として表される。

$$\Delta P_c = \Delta P_{c,E} + \Delta P_{c,I} + \Delta P_{c,V} \quad (10)$$

入口および助走による圧力損失については前出の(4)、(5)式と同様である。後述の計算条件下では凝縮部は層流状態となるので、粘性抵抗による圧力損失についてはハーゲンポアズイユの式により求める。

$$\frac{1}{n} \frac{\pi D^2}{4} u = \frac{1}{128} \frac{\pi d^4 \Delta P_{c,V}}{\mu_c l} \quad (11)$$

ここで、 n は輸送部から分岐した凝縮部本数、 d は凝縮部内径(m)、 μ_c は水蒸気の粘性係数 (Pa・s)、 l は凝縮部の長さ (m)、 u は輸送部における断面平均流速 (m/s) である。

定常状態における熱流と温度差との関係については熱伝導と電気回路との類似性から、凝縮部円管単位長さあたりの放熱量 Q (W/m) は、

$$Q = \frac{T_{l,c} - T_f}{\frac{1}{2\pi r_1 h_c} + \frac{\ln(r_2/r_1)}{2\pi k_p} + \frac{1}{2\pi r_2 h_f}} \quad (12)$$

となる。ここで、 r_1 は円管内半径 (m)、 r_2 は円管外半径 (m)、 k_p は円管の熱伝導率 (W/mK)、 h_c は管内水蒸気と管内壁間の平均凝縮熱伝達率 (W/m²K)、 h_f は外気と管外壁間の対流熱伝達率 (W/m²K)、 $T_{l,c}$ は凝縮表面における液温 (K)、 T_f は外気温 (K) である。

このとき外気への放熱量と水蒸気の凝縮によって解放される潜熱の量は等しいので、凝縮量 m (kg/s) は、

$$m = n \frac{Ql}{\lambda} \quad (13)$$

となる。ここで、 λ は水の凝縮潜熱 (J/kg) である。

管内の膜状凝縮熱伝達については、Shah の式^{9,10)}

$$h_{c,x} = h_L \left\{ (1-x)^{0.8} + \frac{3.8x^{0.76}(1-x)^{0.04}}{P_r^{0.38}} \right\} \quad (14)$$

を蒸気流量比 (気体全流量に対する蒸気流量の占める割合) x について 0 から 1 まで積分することで、平均熱伝達率 h_c (W/m²K) として、

$$h_c = h_L \left[\frac{1}{1.8} + \frac{2.043}{P_r^{0.38}} \right] \quad (15)$$

を得る。ここで、 $h_{c,x}$ は x における局所熱伝達率 (W/m²K)、 p_r は凝縮部における換算圧力 (圧力臨界圧力)、 h_L は全ての質量が液体として流れていると仮定した場合の熱伝達率 (W/m²K) である。 h_L については、次の Dittus-Boelter の式⁹⁾

$$h_L = 0.023 Re_L^{0.8} Pr_L^{0.4} k_l / d, \quad (16)$$

により求める。ここで、 Re_L は全ての質量が液体として流れていると仮定した場合のレイノルズ数、 Pr_L は液のプラントル数、 k_l は液の熱伝導率 (W/mK) である。

以上の(4)、(5)、(10)~(16)式を用いて、後述 (3.3 章) の繰り返し計算の過程を経て、凝縮量を決定できる。ただし、(4)、(5)、(11) 式には凝縮部管内流速の形で、Dittus-Boelter の式にはレイノルズ数の形でそれぞれ輸送部管内流量が含まれるため、凝縮量算出前に輸送部管内流量の第ゼロ近似を算出しておく必要がある。

3.3 計算方法

計算の流れを Fig. 3 に示す。計算は以下の手順で行った。

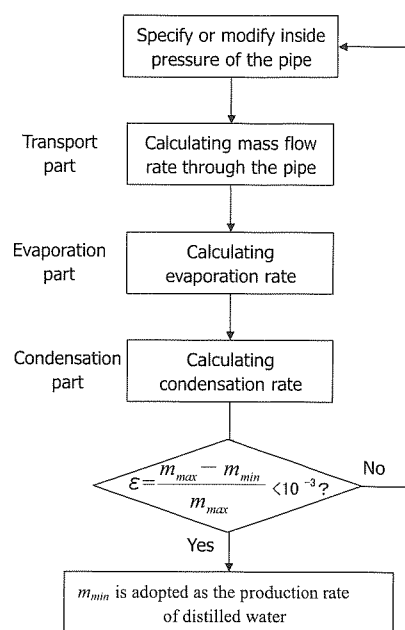


Fig. 3 Flow chart for the iterative calculation.

See the text for the definitions of m_{max} and m_{min} .

- ・ 蒸発部の圧力から輸送部入口損失および助走による損失を引いた圧力および分岐前の凝縮部圧力の初期試行値を範囲内で適当に設定する。
- ・ 設定した圧力差により、(3)、(6)、(8)および(9)式を用いて、輸送部での水蒸気の管内流量を算出する。
- ・ 求めた輸送部での管内流量により、(4)、および(5)式を用いて入口および助走による損失を算出し、(3)式により蒸発部管内圧力を求める。
- ・ 算出した圧力に基づき、蒸気圧曲線により蒸発部水蒸気温度を求め、(2)式を用いて蒸発率を算出する。
- ・ 設定した凝縮部圧力に基づき、(10)および(11)式を用いて凝縮部端部圧力を算出し、蒸気圧曲線により水蒸気温度を求める。
- ・ 得られた水蒸気温度に基づき、(12)~(16)式を用いて凝縮率を算出する。
- ・ 最大誤差 ε を以下のように定義し、 ε が 10^{-3} 未満となるま

で上記の手順を繰り返す。

$$\varepsilon = \frac{m_{\max} - m_{\min}}{m_{\max}} \quad (17)$$

ここで、 $m_{\max}$ および $m_{\min}$ はそれぞれ、上記の手順で算出した輸送部管内流量、蒸発率および凝縮率の最大値および最小値である。

- ・ ε が 10^{-3} 未満となった時に計算は収束したとみなし、その時の $m_{\min}$ を精製率とする。

3.4 計算結果

精製率算出時の計算条件の一覧を Table. 1 に示す。管径については、以下のように肉厚と流量との関係および施工事例¹²⁾を勘案し、決定した。

Table 1 List of conditions and data for the calculation

	Items	Values	Remarks
General	Vapor pressure of water	-	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
	Latent heat of vaporization of water	λ 2.44 MJ/kg	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
	Density of water vapor	ρ -	Ideal gas approximation
	Viscosity of water vapor	μ -	Rika Nenpyo ¹¹⁾ . Sutherland approximation is applied.
	Gas constant	8.31 J/mol·K	-
	Molecular weight of water	18 g/mol	-
	Gravity acceleration	g 9.8 m/s ²	-
	Vapor pressure reduction rate	2 % ^{※1)}	3.5%NaCl, Raoult's Law.
	Specific heat of seawater	C_p 3.9 kJ/K·kg	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
	Seawater temperature	30 °C, 25 °C, 20 °C	30 °C and 20 °C continue for 3 months and 25 °C continues for 6 months.
Evaporation part	Circulated mass flow rate per a transport part	M_{nv} 2.0 m ³ /s	Flow rates to evaporate the requirement by the degree of superheat of around 5 °C under the condition that the raw water temperature is 30 °C and the inland air temperature is 16 °C.
	Length of Transport part	L 2, 5, 10 km	-
Transport part	Diameter of pipe	D 4 m	Same diameter as GMRP ^{12), 13)} .
	Entrance pressure loss coefficient	ζ_e 0.5	JSME Mechanical Engineers' Handbook ⁸⁾
	Inlet pressure loss coefficient	ξ_e 1.1	JSME Mechanical Engineers' Handbook ⁸⁾

Elevation of condensation part	H	500 m, 1,000 m, 1,500 m	Assuming average air temperature ($T_{f,ave}$) is 0.006H °C lower than that of seawater temperature.
Air temperature around condensation part	T_f	$T_{f,ave}-5$, $T_{f,ave}-2.5$, $T_{f,ave}$	Assuming each temperature continues for 4 hours. The operation stops for other 12 hours.
Number of condensation part	n	2 millions	The number, length and diameter where the pressure loss due to viscous drag in condensation part is 1/10 - 1/4 of that in transport part.
Length of condensation part	l	10 m	
Diameter of condensation part	d	10 mm	
Intervals of pipes		$2d$	Rectangular arrangement
Thickness of pipe		1 mm	Thickness that can withstand external pressure of 1 atm ¹⁴⁾ .
Entrance pressure loss coefficient	ζ_e	0.6	JSME Mechanical Engineers' Handbook ⁸⁾
Inlet pressure loss coefficient	ξ_e	2.3	JSME Mechanical Engineers' Handbook ⁸⁾
Thermal conductivity of pipe	k_p	50 W/mK	Steel. Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
Thermal conductivity of water	k_t	0.6 W/mK	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
Specific heat of water		4.2 kJ/K·kg	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
Critical pressure of water		22.1 MPa	Rika Nenpyo ¹¹⁾ .
Convective heat-transfer coefficient between outside air and outer wall of pipe	h_f	26.98 W/m ² K	Wind speed inside of the tube bundle 1 m/s, empirical formula of Zhukauskas ¹⁵⁾
2 % ^{※2)} : 2 % of seawater vapor pressure			

外圧を受ける薄肉円筒の円周応力 σ_θ (Pa) の式¹⁴⁾を以下に示す。

$$\sigma_\theta = \frac{rp}{t} \quad (18)$$

ここで、 r は円筒半径 (m)、 p は外圧 (Pa)、 t は肉厚 (m) である。外圧による薄肉円筒の座屈応力 σ_b (Pa) は、

$$\sigma_b = \frac{E}{4(1-\nu^2)} \left(\frac{t}{r} \right)^2 \quad (19)$$

である¹⁴⁾。ここで、 E はヤング率、 ν はポアソン比である。 σ_θ と σ_b との関係は安全率 F_s を用いて、

$$\sigma_b = F_s \sigma_\theta \quad (20)$$

と表すことができるので、(18)～(20)式により、 r と t は単純な比例関係にあることがわかる。流速が一定の場合、管内流量は断面積に比例し、従って断面積が大きいほど粘性抵抗が小さくなることを考え合わせると、施工性を考慮しなければ管径を大きくすればするほど、管材に対する水蒸気輸送効率が高まることからわかる。そこで、リビアの大人工河川¹²⁾で施工実績のある管径4mを採用した。

計算結果をFig.4に、計算条件下での造水パイプラインの状態の一例として、輸送部延長2km、凝縮部標高1,000mの場合の造水パイプラインの状態をTable.3にそれぞれ示す。計算結果は、淡水の年間精製率が輸送部延長の増大に伴って減少し、凝縮部標高、すなわち温度差の増大に伴って増加するという造水パイプラインの特徴を如実に表している。年間精製量は89,000m³～212,000m³であり、アフリカの生活用水使用量平均である23m³/yr・capita¹⁰⁾を基準とすると、3,900人～9,200人分の生活用水に相当する。

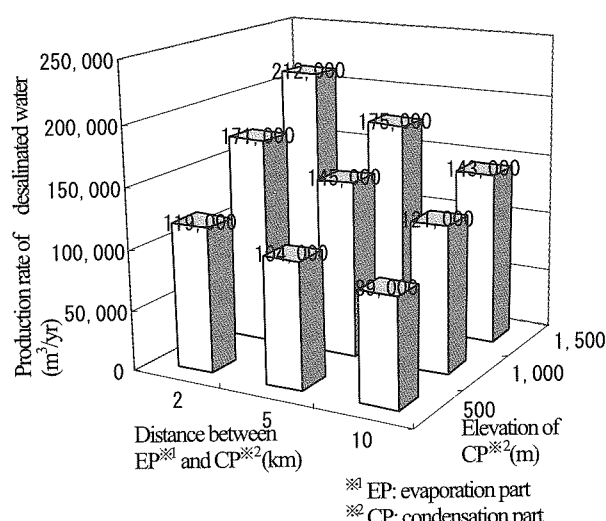


Fig. 4 Calculation result

Table. 2 State of the desalination pipeline system at the calculation conditions

Meteorological data		Water vapor Temp.		Pressure of transport part end	
Seawater °C	Inland air °C	EP ^{※1} °C	CP ^{※2} °C	EP ^{※1} side kPa	CP ^{※2} side kPa
30	19	25.0	21.3	3.0	2.5
	21.5	26.1	23.3	3.2	2.8
	24	27.4	25.3	3.5	3.2
25	14	20.6	16.0	2.3	1.8
	16.5	21.5	18.1	2.4	2.1
	19	22.6	20.2	2.6	2.3
20	9	16.4	10.6	1.7	1.3
	11.5	17.0	12.9	1.8	1.5
	14	17.9	15.1	1.9	1.7

※1 EP: evaporation part
※2 CP: condensation part

4. 費用対効果

費用対効果の検証は、造水パイプラインによって50年間で得られる淡水の量と建設・運転コストを比較することによって行った。ISO規格のパイプライン¹⁷⁾¹⁹⁾の耐用年数が50年以上であるため、比較期間を50年間とした。

4.1 建設費

建設費は、リビアで現在建設中の大人工河川¹²⁾ (以下GMRP)のPhase1の建設コスト¹³⁾に基づき推定した。Phase1は直径4m×2,000kmのパイプライン敷設のほか、井戸掘削、貯水池建設などの付帯工事を含むものである。Phase1の工事はすでに終了しており、総事業費は55億3千万USDであったとされている¹³⁾。

輸送部(並列)の合計延長がGMRPのPhase1のパイプライン総延長と同じ約2,000kmとなる造水パイプラインの構造を想定し、その建設費がGMRPのPhase1の総事業費と等しいと仮定することで、造水パイプラインの輸送部の建設費を想定した。

蒸発部および凝縮部については、構造が複雑なため、耐用年数は通常の海水淡水化プラントと同等の20年程度と考えられる。そこで蒸発部と凝縮部の建設費については、後述(4.3章)のコスト比較に用いるトリニダードトバコの海水淡水化プラント²⁰⁾の造水量1m³あたりの設備減価償却費である0.35USD/m³(償却期間10年)を造水単価に加えることで想定した。

4.2 運転費

造水パイプラインの運転には、運転・維持管理の他に真空維持と原水循環が必要である。ここではこれらの費用を見積もる。真空維持および原水循環については、必要な動力を求めることにより想定し、運転・維持管理に必要な労務費については、後述(4.3章)のコスト比較に用いるトリニダードトバコの海水淡水化プラント²⁰⁾の造水量1m³あたりの労務費である0.03USD/m³を造水単価に加えることで想定した。

(1)真空維持費 造水パイプラインは原水を直接蒸発部で蒸発させるため、原水中に溶解している空気が系内に混入することになる。この空気の排出に必要な工程が真空維持である。真空維持費は以下の仮定に基づき算出した。なお、造水パイプラインの構造は基本的にヒートパイプと同じなので、混入した空気などの非凝縮性気体は凝縮部端部に集積する⁴⁾ことは明らかである。

- ・ 原水は空気で飽和している。
- ・ 蒸発部では溶解している全ての空気が系内に混入する。
- ・ 排気に必要なエネルギーは15°Cにおける水の蒸気圧(1.6kPa)の空気(理想気体)を大気圧まで断熱圧縮するのに必要なエネルギーをポンプ効率で除いたものとする。
- ・ 排気量は混入した空気の15°C、1.6kPa下での体積とする。
- ・ 排気は運転中常時行うものとする。

真空維持に必要な動力は以下の式に基づき算出した。

$$W_{vp} = -\frac{1}{\eta_{vp}} \frac{V_{ex}}{\gamma-1} \left\{ p_{ce} - p_a \left(\frac{p_{ce}}{p_a} \right)^{\frac{1}{\gamma}} \right\} \quad (21)$$

ここで、 W_{vp} は真空維持に必要な動力(W)、 η_{vp} は真空ポンプ効率、

V_a は排気量(m^3/s)、 γ は比熱比、 p_{ce} は凝縮部端部圧力(Pa)、 p_a は大気圧(Pa)である。

真空維持費算出に用いた基礎データおよび計算結果として輸送部1本あたりに必要な真空維持の動力・費用をTable.3に示す。

Table 3 Basic data for the calculation of the cost of maintaining vacuum and required power and the costs for maintaining vacuum

Items	Number	Remarks
Specific heat ratio	γ 1.4	Air, JSME Mechanical Engineers' Handbook ¹⁰⁾
Solubility of air	0.019	20 °C, 1atm, Rika Nenpyo ¹¹⁾
Pressure at Condensation part end	p_{ce} 1.6 kPa	Water vapor pressure at 15 °C
Vacuum pump efficiency	η_{vp} 60 %	Standard efficiency of commercial ites
Electric bill	0.1 USD/kWh	About half prices of the electric bill of Tokyo Electric Power
Required power	36 kW	-
Cost	16,000 USD/yr	Assuming it's operated for 12 hours per a day.

(2) 原水循環費 造水パイプラインの動力源は海水の内部エネルギーなので、定常的な原水循環を必要とする。この動力を求め、原水循環費を算出する。原水循環費算出時の主な仮定は以下のとおりである。

- ・ 全過程において定常状態を想定する。
- ・ 原水導水管および排水管は内径 2m×延長 20m の直滑円管とする。
- ・ 蒸発部内部において原水は水面上 20 cm の高さまでノズル出口より噴き上がるものとする。

原水循環に必要な動力は以下の式に基づき算出した。

$$W_{wp} = \eta_m \eta_{wp} \rho_w H_{wp} g \frac{\pi D_{mp}^2}{4} u_{mp} \quad (22)$$

$$H_{wp} = \left\{ (H_e - \Delta H_e) + h_{mp,i} + h_{mp,r} + h_{mp,ext} + h_{nz,i} + h_{nz,r} + h_{nz,ext} \right\} \quad (23)$$

ここで、 W_{wp} は原水循環に必要な動力(電力換算)(W)、 η_m は発動機効率、 η_{wp} はポンプ効率、 ρ_w は原水の密度(kg/m^3)、 H_{wp} は原水循環に必要な水頭(m)、 g は重力加速度(m/s^2)、 D_{mp} は導水管内径(m)、 u_{mp} は導水管内平均流速(m/s)、 H_e は蒸発部内部原水噴出し標高(m)、 ΔH_e は大気圧と蒸発部内部との圧力差(水頭換算)(m)、 $h_{mp,i}$ は導水管入口および助走区間での損失(m)、 $h_{mp,r}$ は導水管摩擦損失(m)、 $h_{mp,ext}$ は導水管出口損失(m)、 $h_{nz,i}$ はノズル入口および助走区間での損失(m)、 $h_{nz,r}$ はノズル摩擦損失(m)、 $h_{nz,ext}$ はノズル出口損失(m)である。

原水循環費算出に用いた基礎データおよび輸送部1本あたりに必要な原水循環費をTable.4に示す。

Table. 4 Calculation result and basic data used in the calculation of the cost for circulating raw water

Items	Number	Remarks
Dynamic viscosity of water	ν $8.0 \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s}$	30 °C, Rika Nenpyo ¹¹⁾
Mean water velocity in main pipe	u_{mp} 1.0 m/s	-
Diameter of main pipe	D_{mp} 4.0 m	-
Gravity acceleration	g $9.8 \text{ m}/\text{s}^2$	-
Entrance pressure loss coefficient	ζ 0.56	JSME mechanical engineers' handbook ⁸⁾
Inlet pressure loss coefficient	ξ 1.1	JSME mechanical engineers' handbook ⁸⁾
Mean water velocity at nozzle	u_{nz} 1.25 m/s	Sasaki, et, al. (2005) ²¹⁾
Diameter of nozzle	d_{nz} 0.107 m	Sasaki, et, al. (2005) ²¹⁾
Length of nozzle	l_{nz} 1.0 m	-
Pump efficiency	η_{vp} 88%	Assumed based on Yanabu and Nishikawa (2004) ²²⁾
Motor efficiency	η_m 96%	Assumed based on Yanabu and Nishikawa (2004) ²²⁾
Electric bill	0.1 USD/kWh	About half prices of the electric bill of Tokyo Electric Power
Required power	13 kW	-
Cost	5,600 USD/yr	Assuming it's operated for 12 hours per a day.

4.3 造水単価

造水パイプラインで得られる淡水の単価は、4.1章で仮定した造水パイプラインの建設費および4.2章で求めた運転費に基づき、以下の式を用いて求めた。

$$C_{dw} = \frac{C_{co} + C_o T}{NM_{dw} T} + C_{wo} + C_l \quad (24)$$

ここで、 C_{dw} は造水単価(USD/ m^3)、 C_{co} は輸送部の建設費(USD)、 C_o は運転費(USD/yr)、 T は輸送部の減価償却期間(yr)、 N は C_{co} で建設可能な輸送部本数、 M_{dw} は輸送部1本で得られる淡水の年間精製率(m^3/yr)、 C_{wo} は蒸発部および凝縮部の設備減価償却費(USD/ m^3)、 C_l は運転・維持管理に必要な労務費(USD/ m^3)である。

輸送部の減価償却期間を50年とした場合の造水単価をFig.5に示す。造水コストは1.00~6.83 USD/ m^3 であり、沿岸部と山岳部との距離が短いほど効率的に機能するという造水パイプラインの特徴を如実に表した結果となった。

2004年時点で稼働中の海水淡水化プラントで最も低コスト運転を行っているトリニダードトバコの海水淡水化プラントの造水コストが0.71 USD/ m^3 であり²⁰⁾、リビアでGMRP採用の根拠となった造水単価見積もりが1.0 USD/ m^3 である¹³⁾ こと等を考慮に入れると、費用対効果の面で実現可能性の見出せる対象地の条件は概ね、凝縮部標高1,000 m以上かつ輸送部延長5 km以下、もしくは凝縮部標高500 m以上1,000 m未満かつ輸送部延長2 km以下であることが示された。

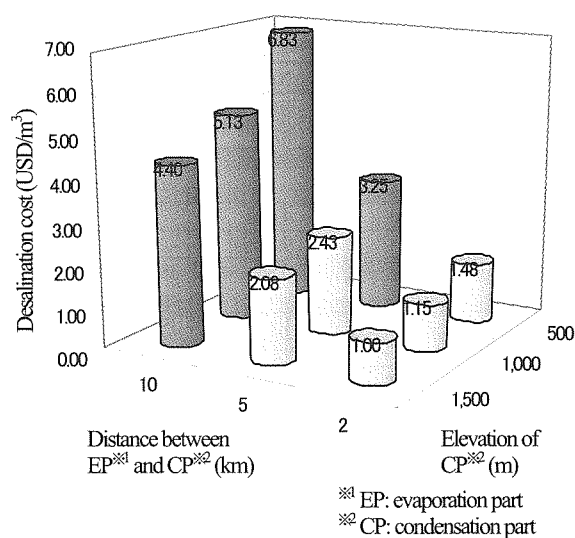


Fig. 5 Desalination cost

Light gray bars show the condition where the desalination pipeline system is seen to exert its superiority.

5. まとめ

本報では、従来海水淡水化プラント単独では供給が不可能であった、内陸部への脱塩水の供給が可能な技術である『造水パイプライン』の効率化を検討し、概略コストを算出し、経済的実現可能性が高い対象地の条件を明らかにした。続報（その2）において実際に条件を満たす建設対象地の気象データを用いて経済評価を行う予定である。検討結果をまとめると以下の通りである。

- 今回の試算条件下において、淡水の年間精製率は輸送部 1 本あたり $89,000\text{m}^3 \sim 212,000\text{m}^3$ であり、アフリカの生活用水使用量平均である $23\text{m}^3/\text{yr} \cdot \text{capita}^{16)}$ を基準とすると、3,900 人～9,200 人分の生活用水に相当し、十分実用に耐えうる量の造水が可能である。
- 造水単価は $1.00 \sim 6.83 \text{ USD/m}^3$ であり、沿岸部と山岳部との距離が短いほど効率的に機能するという造水パイプラインの特徴を如実に表した結果となった。
- 経済的実現可能性が高い対象地の条件は概ね、凝縮部標高 1,000 m 以上かつ輸送部延長 5 km 以下、もしくは凝縮部標高 500 m 以上 1,000 m 未満かつ輸送部延長 2 km 以下であることが示された。

記号表

- C : 定数
 C_w : 輸送部の建設費 (USD)
 C_{dv} : 造水単価 (USD/m^3)
 C_l : 運転・維持管理に必要な労務費 (USD/m^3)
 C_o : 運転費 (USD/yr)
 C_p : 原水の比熱 ($\text{J/(K} \cdot \text{kg)}$)
 C_w : 蒸発部および凝縮部の設備減価償却費 (USD/m^3)
 D : 輸送部円管内径 (m)
 d : 凝縮部円管内径 (m)

- D_{np} : 導水管内径 (m)
 E : ヤング率
 F_s : 安全率
 g : 重力加速度 (m/s^2)
 H : 凝縮部標高 (m)
 ΔH : 蒸発部と凝縮部との標高差 (m)
 h_c : 管内水蒸気と管内壁間の平均熱伝達率 ($\text{W/(m}^2\text{K)}$)
 h_{cx} : x における管内水蒸気と管内壁間の局所熱伝達率 ($\text{W/(m}^2\text{K)}$)
 H_e : 蒸発部標高 (m)
 ΔH_e : 大気圧と蒸発部内部との圧力差 (水頭換算) (m)
 h_f : 外気と管外壁間の熱伝達率 ($\text{W/(m}^2\text{K)}$)
 h_L : すべての質量が液体として流れていると仮定した場合の熱伝達率 ($\text{W/(m}^2\text{K)}$)
 $h_{np,ed}$: 導水管出口損失 (m)
 $h_{np,i}$: 導水管入口および助走区間での損失 (m)
 $h_{np,f}$: 導水管摩擦損失 (m)
 $h_{n,ed}$: ノズル出口損失 (m)
 $h_{n,i}$: ノズル入口および助走区間での損失 (m)
 $h_{n,f}$: ノズル摩擦損失 (m)
 H_{np} : 原水循環に必要な水頭 (m)
 k_p : 円管の熱伝導率 (W/(mK))
 k_l : 液の熱伝導率 (W/(mK))
 L : 区間距離 (m)
 l : 凝縮部延長 (m)
 m : 淡水の精製率 (= 蒸発率, 管内流量, 凝縮率) (kg/s)
 M_{dv} : 輸送部 1 本で得られる淡水の年間精製率 (m^3/yr)
 M_{nv} : 原水の循環流量 (kg/s)
 m_{max} : 輸送部管内流量, 蒸発率および凝縮率の最大値 (kg/s)
 m_{min} : 輸送部管内流量, 蒸発率および凝縮率の最小値 (kg/s)
 n : 輸送部 1 本から分岐した凝縮部本数
 N : C_w で建設可能な輸送部本数
 p : 外圧 (Pa)
 p_a : 大気圧 (Pa)
 P_c : 凝縮部管内圧力 (Pa)
 p_{ce} : 凝縮部端部管内圧力 (Pa)
 P_e : 蒸発部管内圧力 (Pa)
 p_r : 換算圧力 (圧力/臨界圧力)
 Pr_l : 液のプラントル数
 ΔP_c : 凝縮部における分岐前と端部との圧力差 (Pa)
 $\Delta P_{c,E}$: 凝縮部入口での圧力損失 (Pa)
 $\Delta P_{c,l}$: 凝縮部における助走による圧力損失 (Pa)
 $\Delta P_{c,v}$: 凝縮部における粘性抵抗による圧力損失 (Pa)
 ΔP_H : 高低差による圧力損失 (Pa)
 ΔP_i : 蒸発部と凝縮部 (分岐前) との圧力差 (Pa)
 $\Delta P_{i,E}$: 輸送部入口での圧力損失 (Pa)
 $\Delta P_{i,H}$: 輸送部での両端の高低差による圧力損失 (Pa)
 $\Delta P_{i,l}$: 輸送部における助走による圧力損失 (Pa)
 $\Delta P_{i,v}$: 輸送部における粘性抵抗による圧力損失 (Pa)
 ΔP_V : 粘性抵抗による圧力損失 (Pa)
 Q : 円管内部における延長方向単位長さあたりの伝熱量 (W/m)

Re : レイノルズ数

Re_L : すべての質量が液体として流れていると仮定した場合のレイノルズ数

Re_f : 輸送部におけるレイノルズ数

r : 円筒半径 (m)

r_1 : 円管内半径 (m)

r_2 : 円管外半径 (m)

T : 輸送部の減価償却期間 (yr)

t : 肉厚 (m)

T_c : 凝縮部内部の水蒸気温度 (K)

T_f : 外気温 (K)

ΔT_e : 過熱度 (K)

u : 輸送部における断面平均流速 (m/s)

u_{np} : 導水管における原水の断面平均流速 (m/s)

V_{ex} : 真空ポンプの排気量 (m^3/s)

W_p : 真空維持に必要な動力 (W)

W_{np} : 原水循環に必要な動力 (電力換算) (W)

x : 蒸気流量比 (全流量に対する蒸気流量の占める割合)

η : 比熱比

δ : 最大誤差

η_m : 発動機効率

η_{vp} : 真空ポンプ効率

η_{wp} : 送水ポンプ効率

λ : 水の蒸発・凝縮潜熱 (J/kg)

μ : 水蒸気の粘性係数 (Pa·s)

μ_c : 凝縮部における水蒸気の粘性係数 (Pa·s)

μ_f : 輸送部における水蒸気の粘性係数 (Pa·s)

ν : ボアソン比

ξ_c : 凝縮部における助走による損失係数

ξ_e : 蒸発部における助走による損失係数

ξ_f : 輸送部における助走による損失係数

ρ : 密度 (kg/m^3)

ρ_{ave} : 輸送部での水蒸気の平均密度 (kg/m^3)

ρ_e : 蒸発部での水蒸気密度 (kg/m^3)

ρ_c : 凝縮部での水蒸気密度 (kg/m^3)

ρ_{rw} : 原水の密度 (kg/m^3)

ζ_c : 凝縮部における入口損失係数

ζ_e : 蒸発部における入口損失係数

ζ_f : 輸送部における入口損失係数

σ_b : 座屈応力 (Pa)

σ_θ : 円周応力 (Pa)

参考文献

- 1) M.Abu-Zeid and A.Hamdy, eds., Water Vision for the Twenty-first Century in Arab World, Tecnomack digital print, Bari, 2002.
- 2) K. Inoue, Y. Abe, M. Murakami and T. Mori, Feasibility study of desalination technology utilizing temperature difference between seawater and inland

atmosphere, Desalination, 197 (2006) 137-153.

- 3) 井上兼人、安部昭雄、村上正秀、森忠保、海水と内陸部との温度差を利用した脱塩淡水化技術の実現可能性の検討、ヒートパイプ技術、No.1 (2007) 74-88.
- 4) 大島耕一、松下正、村上正秀、ヒートパイプ工学、朝倉書店、東京、1979年
- 5) H. Hertz, Über die Verdunstung der Flüssigkeiten, insbesondere des Quecksilbers, im luftleeren Raume, Annalen der Physik und Chemie, 17 (1882) 177-193.
- 6) M. Knudsen, Die Maximale Verdampfungsgeschwindigkeit des Quecksilbers, Annalen der Physik, 47 (1915) 697-708.
- 7) Y. Ikegami, H. Sasaki, T. Gouda and H. Uehara, Experimental study on a spray flash desalination (influence of the direction of injection), Desalination 194 (2006) 81-89.
- 8) 日本機化学会、機械工学便覧 基礎編 A5 流体工学、丸善、東京、1986年
- 9) M.M. Shah, A General Correlation for Heat Transfer during Film Condensation inside Pipes, Int. J. Heat Mass Transfer, 22-4 (1979) 547-556.
- 10) 日本機化学会、機械工学便覧 基礎編 A6 熱工学、丸善、東京、1985年
- 11) 国立天文台、理科年表 平成 15 年、丸善、東京、2002 年
- 12) P.J.A. Gijssbers and D.P. Loucks, Libya's choices: Desalination or the Great Man-made River Project, Physics and Chemistry of the Earth, Part B: Hydrology, Oceans and Atmosphere, 24(4) (1999) 385-389.
- 13) <http://www.gnmra.org/>
- 14) 日本機化学会、機械工学便覧 基礎編 A4 材料力学、丸善、東京、1984年
- 15) A.Zhukauskas, Heat transfer from tubes in crossflow, Adv. Heat Transfer, 8 (1972) 93-160.
- 16) 国土交通省土地・水資源局水資源部、日本の水資源 (平成 16 年版)、国立印刷局、東京、2004 年
- 17) ISO 3183-1:1996, Petroleum and natural gas industries - Steel pipe for pipelines - Technical delivery conditions - Part 1: Pipes of requirement class A.
- 18) ISO 3183-2:1996, Petroleum and natural gas industries - Steel pipe for pipelines - Technical delivery conditions - Part 2: Pipes of requirements class B.
- 19) ISO 3183-3:1999, Petroleum and natural gas industries - Steel pipe for pipelines - Technical delivery conditions - Part 3: Pipes of requirement class C.
- 20) 造水技術ハンドブック編集企画委員会、造水技術ハンドブック 2004、財団法人造水促進センター、東京、2004 年
- 21) 佐々木大、池上康之、和嶋隆昌、門出政則、上向き噴流式フラッシュ蒸発海水淡水化に関する実験的研究 (整理式の導出)、日本海水学会誌、59 (2005) 445-451
- 22) 柳父悟、西川尚男、エネルギー変換工学、東京電機大学出版局、東京、2004 年