温室ハイブリッド暖房における非石油暖房機の 供給熱量割合の推定

町田創^{*,†}・岡田益己^{**}

(*地方独立行政法人 青森県産業技術センター 野菜研究所 〒033-0071 青森県上北郡六戸町大字犬落瀬字柳沢 91)

(** 岩手大学農学部 〒020-8550 岩手県盛岡市上田 3-18-8)

Estimation of the percentage of seasonal heat supplied by a non-oil heating device
in a greenhouse hybrid heating system

Sou MACHITA* and Masumi OKADA**

(*Aomori Prefectural Industrial Technology Research Center. 82-9 Tanaka, Kuroishi, Aomori 036-0522, Japan)

(**Faculty of Agriculture, Iwate University. 3-18-8 Ueda, Morioka, Iwate 020-8550, Japan)

Abstract

In conventional greenhouse hybrid heating systems, a non-oil heating device such as a heat pump or a wood-pellet heater is used in combination with an oil heater. The system needs to be designed not only to minimize the installation cost of the expensive non-oil device but also to efficiently reduce the use of fossil oils. Herein, we propose an approach to estimate the percentage of seasonal heat supplied by a non-oil heating device. By assuming that heat loss from a greenhouse is proportional to the difference between the inside and outside air temperatures, we determined the ratios of the heating capacity of a non-oil and an oil device to achieve maximum heating load. We also determined the percentages of total seasonal heat supplied by the two devices, assuming that the total heat consumption is proportional to heating degree hours. The percentage of the heat supply calculated using hourly temperature records at 11 locations in Japan was linearly related to the mean difference between inside and outside temperatures, and this relationship was consistent across the selected locations. Using these results, we derived equations that enable the estimation of the percentage of seasonal heat supplied from a non-oil heating device.

Key words: Greenhouse, Hybrid heating, AMeDAS data, Heat pump, Wood-pellet heater

キーワード: 温室, ハイブリッド暖房, AMeDAS データ, ヒートポンプ, ペレット暖房機

1. はじめに

温室の暖房において、燃油価格の高騰や温室効果ガス削減の観点から、ヒートポンプやペレット暖房機といった非石油暖房機の使用が増えている。燃油に依存した暖房は、価格高騰時に経営を圧迫するため、望ましくない。また、2015 年に COP21 においてパリ協定が採択され、温室効果ガスである CO₂ の排出規制など、温暖化抑制にむけた取り組みが今後より一層進むと予想される。こうした状況を踏まえて、大山・古在 (2008) は石油温風暖房機と高性能小型電気ヒートポンプを比べて、暖房費用と CO₂ 排出量の削減において後者が前者を上回る暖房負荷の目安を明らかにしている。しかし、ヒートポンプに代表される非石油暖房機は、一般にその設備コストが従来の石油燃焼暖房機 (以下、石油暖房機) と比較して高いため、非石油暖房機のみで必要な暖房負荷をすべてまかなうことは設備コストの観点から現実的ではない。そのため、例えば必要な全暖房容量の 30% を非石油暖房機、残りの 70% を石油暖房機が負担するように設計し、ランニングコストが安いあるいは CO₂ 排出量の少ない非石油暖房機を優先的に稼働させ、

非石油暖房機単独で暖房負荷をまかなえない時間帯には従来の石油暖房機を追加で稼働させるハイブリッド方式が一般に採用されている。

温室に暖房機器を導入する際、最大暖房負荷をまかなえる容量を持つ設備を導入しなければならない。ハイブリッド方式の場合、石油暖房機と非石油暖房機がそれぞれ最大暖房負荷の何割を負担するのかを、設備コストとランニングコストを考慮して決定する必要がある。非石油暖房機の容量を決定すると、残りの暖房負荷をまかなう石油暖房機の容量も決定し、暖房機器全体の導入コストが決まる。一方、石油暖房機と非石油暖房機の容量や両者のどちらを優先的に運転するかによって、それぞれが負担する期間暖房負荷の割合が変わり、ランニングコストにも影響する。つまり、ハイブリッド方式では最大暖房負荷をまかなえる全暖房機容量に占める非石油暖房機の容量比 (以下、機器容量比) が暖房計画全体の設備コストとランニングコストを左右する。しかし、現在用いられている両暖房機容量の比率は経験的に決められた値であり、その根拠を明確に示す指標はない。

本研究では、ハイブリッド方式において非石油暖房機を優先的に稼働することを前提にして、非石油暖房機の機器容量比を定めたときに、同機が期間暖房負荷に占める供給熱量の比 (以下、供給熱量比) を暖房デグリアワーから求

2017 年 2 月 21 日 受付, 2017 年 8 月 9 日 受理

[†]Corresponding Author: sou_machita@aomori-itc.or.jp

DOI: 10.2480/cib.J-17-038

める手法を提案する。さらに日本国内の AMeDAS 観測所 11 地点を対象として、機器容量比と供給熱量比の関係を求め、供給熱量比を内外気温差から推定できることを明らかにした。

2. 供給熱量比の計算方法

温室の暖房機器容量の決定には最大暖房負荷が、また暖房期間中の運転に必要な供給熱量の決定には期間暖房負荷が用いられる。これらの暖房負荷が内外気温差に比例すると仮定すると、機器容量比と供給熱量比は以下の 2 式で近似的に表すことができる。

$$F_H = \frac{H_{\text{non-oil}}}{H_{\text{total}}} \times 100 \div \frac{\Delta T_{\text{non-oil}}}{T_c - T_{\text{out}}} \times 100 \quad (1)$$

$$F_Q = \frac{Q_{\text{non-oil}}}{Q_{\text{all}}} \times 100 \div \frac{DH_{\text{non-oil}}}{DH_{\text{all}}} \times 100 \quad (2)$$

- F_H : 機器容量比 (%)
 H_{total} : 全暖房機容量 (最大暖房負荷) (W)
 $H_{\text{non-oil}}$: 非石油暖房機の容量 (W)
 T_c : 設定室温 (°C)
 T_{out} : 最大暖房負荷時の設計外気温 (°C)
 $\Delta T_{\text{non-oil}}$: 非石油暖房機が維持できる内外気温差 (°C)
 F_Q : 供給熱量比 (%)
 Q_{all} : 全期間暖房供給熱量 (期間暖房負荷) (J)
 $Q_{\text{non-oil}}$: 非石油暖房機の供給熱量 (J)
 DH_{all} : 暖房期間中の内外気温差の積算値 (全暖房デグリアワー) (°C・h)
 $DH_{\text{non-oil}}$: 非石油暖房機が維持できる内外気温差の積算値 (非石油暖房デグリアワー) (°C・h)

(1) 式に示すように、機器容量比は最大暖房負荷時の内外気温差に対する非石油暖房機の容量で維持できる内外気温差の比で近似した。最大暖房負荷時の設計外気温には、通常数年から 10 年に 1 回の確率で起こる最低気温を使う (岡田, 1980)。後述のように、本研究では 24 年間の AMeDAS データを計算に用い、各年の最低気温のうち、下位 3 つの気温の平均値を最大暖房負荷時の設計外気温とした。このときの設定室温との差 (内外気温差) を 100% とし、例えば機器容量比が 30% ならば、この内外気温差の 30% までは非石油暖房機で維持できると仮定した。

(2) 式では、暖房期間中の暖房供給熱量が暖房デグリアワーに比例するとして、供給熱量比を求めた。日照を考慮した暖房デグリアワーの算定法が提案されている (三原, 1978) が、ここでは計算単純化のために暖房期間中の内外気温差を積算する方法 (例えば、川勝, 1962; 林・古在, 1982) を用いた。図 1 に最大暖房負荷相当の最低気温が現れた日の外気温の日変化を模式的に示す。暖房が必要な時間帯に非石油暖房機を常時稼働し、不足分を石油暖房機で補うように運転し、前者の機器容量比を 30% とした場合、図中の灰色部分は非石油暖房機が負担する内外気温差に、白色部分は石油暖房機が負担する内外気温差に、さらに両者の合計が全暖房期間の内外気温差に相当する。この内外気温差を全暖房期間にわたって積算して、(2) 式の DH_{all}

と $DH_{\text{non-oil}}$ を求めた。 DH_{all} と $DH_{\text{non-oil}}$ の計算には、気象庁の AMeDAS による気温の時間値を利用した。全国の気温の違いを考慮して、国内 11 地点 (札幌市, 青森市, 仙台市, 新潟市, 前橋市, 静岡市, 岐阜市, 岡山市, 高知市, 福岡市, 宮崎市) を選んだ。これらの地点に共通して観測値がある 1991 年 1 月 1 日から 2014 年 12 月 31 日まで 24 年間で計算対象とした。また設定室温は 5°C, 10°C, 15°C の 3 段階とした。

3. 結果および考察

3.1 外気温の毎時実測値から求めた供給熱量比

国内 11 地点についての機器容量比別の供給熱量比を表 1 に示す。全ての地点において、機器容量比が増加するに従って供給熱量比も増加した。特に、機器容量比が 10% から 40% にかけては、供給熱量比の増分が大きかった。機器容量比が 50% まで増加すると、計算地点や設定室温によって若干の変動はあるが供給熱量比は概ね 90% 近くになり、以降の機器容量比では供給熱量比がほぼ頭打ちとなった。このことから、ハイブリッド方式では機器容量比が 60% 以上の設備を導入することは設備コストの増大を招くのみで、供給熱量比の増加が見込めないため、経営的なメリットは無いと考えられた。国内各地点において機器容量比が 20~40% で供給熱量比の 40~80% をまかなうことが出来るため、ハイブリッド方式を導入する際には機器容量比が 20~40% となるように非石油暖房機の容量を決定することが妥当であると考えられる。

続いて、表 1 の計算結果のうち、札幌市を例に機器容量比ごとの供給熱量比を図 2 に示す。図 2 には機器容量比と供給熱量比が 1:1 となるように直線を引いた。機器容量比が 30~50% にかけて、供給熱量比が 1:1 の線を大きく上回り、とくに機器容量比 40% までは、機器容量比の増加に対する供給熱量比の増分が大きく、非石油系暖房機導入の効率が低いことがこの図からも理解できる。例えば、設定室温 5°C のときには、40% の機器容量比で、90% 近い熱量を非石油系暖房機器でまかなえる。最適な機器容量比は、実際の設備費や燃料費を踏まえて算出しなければならないが、この図から、非石油暖房機が効率よく熱量を負担できる機器容量比を求めることができる。

3.2 供給熱量比の推定

3.1 では、外気温の毎時実測値を利用して供給熱量比を求めたが、3.1 の手法は計算量が非常に多いことに加えて

図 1. 最大暖房負荷相当の最低気温が現れた日の外気温の日変化の模式図。(T_c : 設定室温, T_{out} : 最大暖房負荷時の外気温, $\Delta T_{\text{non-oil}}$: 非石油暖房機が維持できる内外気温差, ΔT_{oil} : 石油暖房機が維持できる内外気温差)

表 1. 日本国内 11 地点における設定室温、暖房デグリーアワーおよび機器容量比別の供給熱量比.

都市名	設定室温 (°C)	暖房 DH (°C・h/年)	機器容量比別の期間暖房負荷に占める 供給熱量比 (%)					
			10	20	30	40	50	60
札幌市	5	21243	30.0	55.1	74.4	87.5	95.0	98.4
	10	41012	25.8	48.3	67.3	82.2	92.2	97.4
	15	66640	24.3	45.1	62.9	77.8	89.1	96.0
青森市	5	14660	29.4	54.1	73.2	86.3	94.2	98.1
	10	32642	24.7	46.4	65.0	80.0	90.5	96.6
	15	56772	23.1	43.2	60.5	75.2	86.8	94.7
仙台市	5	7446	32.0	57.5	76.3	88.6	95.3	98.4
	10	21994	26.2	48.7	67.4	81.8	91.6	97.1
	15	43250	23.6	44.2	61.9	76.5	87.6	95.0
新潟市	5	5227	32.3	57.8	76.7	89.2	95.9	98.7
	10	18526	25.5	47.6	66.0	80.6	90.8	96.9
	15	38443	22.5	42.5	59.9	74.6	86.1	94.1
前橋市	5	4654	32.5	57.7	76.0	88.0	94.8	98.1
	10	15992	27.7	50.7	69.0	82.6	91.8	97.0
	15	34365	24.8	46.2	64.1	78.3	88.6	95.3
静岡市	5	1355	36.0	61.6	78.7	89.4	95.5	98.5
	10	7778	32.8	57.6	75.2	87.0	94.1	97.8
	15	22154	28.9	52.6	71.0	84.0	92.3	97.0
岐阜市	5	3173	35.7	62.3	80.5	91.5	96.9	99.1
	10	12986	29.7	53.9	72.5	85.5	93.9	98.1
	15	29736	25.9	48.0	66.4	80.6	90.5	96.5
岡山市	5	2633	33.9	59.3	77.3	89.0	95.4	98.3
	10	11837	29.5	53.4	71.5	84.3	92.6	97.3
	15	28379	25.5	47.6	65.8	80.0	89.8	95.8
高知市	5	1809	33.6	58.6	76.3	87.8	94.6	98.1
	10	8482	30.8	54.6	72.3	84.7	92.7	97.2
	15	22372	28.1	51.2	69.1	82.2	90.9	96.2
福岡市	5	908	37.9	63.8	80.3	90.2	95.5	98.1
	10	7355	31.9	56.8	75.0	87.2	94.4	98.0
	15	21878	27.0	49.9	68.4	82.2	91.5	96.8
宮崎市	5	1196	35.8	61.4	78.4	89.0	95.1	98.2
	10	6649	32.3	56.8	74.4	86.4	93.8	97.7
	15	19195	29.6	53.3	71.2	83.9	92.2	96.9

図 2. 札幌市における設定室温および機器容量比別の供給熱量比.

外気温の時間値がある地点のみでしか利用することができないため、実用的ではない。そこで設定室温と屋外の最低気温の差（内外気温差）を用いて供給熱量比を簡便に推定する方法を検討する。ここでは 3.1 の結果と比較するために、3.1 と同期間（24 年間）の日最低気温、日最低気温

の平年値および月平均日最低気温の平年値を使用する方法を比較した。ただし 1991 年以降の平年値は未確定のため、24 年間の平均を平年値の代わりに用いた。いずれの場合も、設定室温から日最低気温値を差し引いた内外気温差が正のとき、すなわち最低気温値が設定室温より低い日または月の値のみを積算し、暖房期間中の平均値を求めて内外気温差とした。それぞれ、a) 24 年間の日最低気温値をすべて使って求めた値（以下、24 年平均日内外気温差）、b) 日最低気温の平年値を使って求めた値（以下、平年平均日内外気温差）、c) 月平均日最低気温の平年値を使って求めた値（以下、平年平均月内外気温差）を以下の式から求めた。

$$\Delta T_{\text{day}_{24}} = \frac{\sum dT_{\text{day}_{24}}}{N_{\text{day}_{24}}} \quad (3)$$

$$\text{ただし } T_c - T_{\min_{\text{day}_{24}}} > 0 \text{ なら, } dT_{\text{day}_{24}} = T_c - T_{\min_{\text{day}_{24}}} \\ T_c - T_{\min_{\text{day}_{24}}} \leq 0 \text{ なら, } dT_{\text{day}_{24}} = 0$$

$$\Delta T_{\text{day}_{\text{av}}} = \frac{\sum dT_{\text{day}_{\text{av}}}}{N_{\text{day}_{\text{av}}}} \quad (4)$$

$$\text{ただし } T_c - T_{\min_{\text{day}_{\text{av}}}} > 0 \text{ なら, } dT_{\text{day}_{\text{av}}} = T_c - T_{\min_{\text{day}_{\text{av}}}} \\ T_c - T_{\min_{\text{day}_{\text{av}}}} \leq 0 \text{ なら, } dT_{\text{day}_{\text{av}}} = 0$$

$$\Delta T_{\text{mon}_{\text{av}}} = \frac{\sum dT_{\text{mon}_{\text{av}}}}{N_{\text{mon}_{\text{av}}}} \quad (5)$$

$$\text{ただし } T_c - T_{\min_{\text{mon}_{\text{av}}}} > 0 \text{ なら, } dT_{\text{mon}_{\text{av}}} = T_c - T_{\min_{\text{mon}_{\text{av}}}} \\ T_c - T_{\min_{\text{mon}_{\text{av}}}} \leq 0 \text{ なら, } dT_{\text{mon}_{\text{av}}} = 0$$

$\Delta T_{\text{day}_{24}}$: 24 年平均日内外気温差 (°C)

$dT_{\text{day}_{24}}$: 24 年間のデータで積算する日ごとの内外気温差 (°C)

$N_{\text{day}_{24}}$: 24 年間のうち $T_c > T_{\min_{\text{day}_{24}}}$ となる日数

$T_{\min_{\text{day}_{24}}}$: 24 年間のデータの日最低気温 (°C)

$\Delta T_{\text{day}_{\text{av}}}$: 平年平均日内外気温差 (°C)

$dT_{\text{day}_{\text{av}}}$: 平年データで積算する日ごとの内外気温差 (°C)

$N_{\text{day}_{\text{av}}}$: 平年値で $T_c > T_{\min_{\text{day}_{\text{av}}}}$ となる日数

$T_{\min_{\text{day}_{\text{av}}}}$: 日最低気温の平年値 (°C)

$\Delta T_{\text{mon}_{\text{av}}}$: 平年平均月内外気温差 (°C)

$dT_{\text{mon}_{\text{av}}}$: 平年データで積算する月ごとの内外気温差 (°C)

$N_{\text{mon}_{\text{av}}}$: 平年値で $T_c > T_{\min_{\text{mon}_{\text{av}}}}$ となる月数

$T_{\min_{\text{mon}_{\text{av}}}}$: 月平均日最低気温の平年値 (°C)

上記 3 つの内外気温差それぞれを横軸に、供給熱量比を縦軸にとり、3.1 で 3 段階の設定室温別に求めた国内 11 地点の供給熱量比（計 33 ケース）をプロットした場合の関係性を機器容量比 10%, 30%, 50% について図 3 に示す。いずれの内外気温差を用いた場合でも、高精度で供給熱量比を推定できることが明らかとなった。なお、3.1 で求めた供給熱量比を真値としたときの二乗平均平方根誤差（以下、RMSE）を求めた結果、最大でも 2.5% であった。当初は、24 年平均日内外気温差と比較して、平年平均日内外気温差、平年平均月内外気温差では精度が落ちることが予想されたが、ほぼ同等であった。これらのことから、供給熱量比を推定する際には、暖房期間中の数ヶ月（数個）の平年

値から求められる年平均月内外気温差を用いると計算量が極めて少なく手軽でかつ、高い精度で供給熱量比を推定できると考えられた。

そこで年平均月内外気温差と機器容量比から供給熱量比を算出するために、図 3c の回帰直線の傾きと縦軸の切片を機器容量比の関数で表すことを試みた。同図の回帰直線から供給熱量比 (F_Q) は次の式で計算できる。

$$F_Q = A \Delta T_{\text{mon_av}} + B \quad (6)$$

A：回帰直線の傾き

B：回帰直線と縦軸の切片

機器容量比が 1～90% の範囲で A および B と機器容量比 (F_H) の関係を調べたところ、傾きを切片で割った値 (A/B) および切片 (B) が図 4a と b に示すような滑らかな曲

線で表せることが分かった。それぞれの関係式の係数を非線形の最小二乗法で求めて次の式を得た。

$$A/B = -0.0429 / [1 + \exp\{7.54 (F_H - 0.297)\}] \quad (7)$$

$$B = 1 - \exp\{-(5.41 F_H^2 + 4.1 F_H)\} \quad (8)$$

よって (7) および (8) 式を (6) 式に代入することにより、任意の内外気温差と任意の機器容量比から供給熱量比を推定することができる。

3.3 総合考察

3.1 の結果から、国内各地点において 20～40% の機器容量比で 40～80% の熱量をまかなえることを明らかにしたが、この 20～40% という数値はこれまでハイブリッド暖房を実施するうえで非石油暖房機の機器容量比としておおよその目安とされていた数値でもある。本研究では、機器容量比が 10% 変化するだけで、供給熱量比が大きく変化することを示した点に大きな意義がある。例えば、表 1 の静岡市では設定室温 10℃ の場合、機器容量比が 20% のときに供給熱量比が 57.6% であるのに対して、機器容量比 30% では供給熱量比 75.2% と 20% 弱増加する。このように、機器容量比が 10% 増加するだけで供給熱量比が大きく変化することから、暖房計画をたてる際には、綿密な計算のもとに機器容量を決定することが重要であることを

図 3. 各内外気温差と供給熱量比の関係。

a) 24 年平均日内外気温差, b) 年平均日内外気温差, c) 年平均月内外気温差

図 4. 機器容量比と傾き・切片の関係。

a) 傾き / 切片 (A/B), b) 切片 (B)

示した。本研究の結果は、適切な機器容量を算出することによって利用できることに加えて、燃油や電気もしくは木質ペレット等の価格変動にも対応できる。つまり、機器容量比別に供給熱量比が算出できるため、燃油価格や電気料金、木質ペレット価格がいくらまでなら、非石油暖房機を導入するメリットがあるかを判断することが可能である。

3.1の手法で求めた供給熱量比は、暖房能力が外気温による影響を受けない暖房機器、例えばペレット暖房機や地中熱を利用したヒートポンプについて利用可能である。空気式ヒートポンプの場合、外気温が高いほど機器の出力が高まる。このため、大半の時間帯は、最大暖房負荷時を対象に定めた機器容量よりも高い出力で稼働するから、同一の機器容量比に対する供給熱量比は本研究の計算結果よりも大きくなると予想される。一方、本研究では暖房設定室温を一定としたため、室温を夜間の前半に高く、明け方に向かって低く設定する変温管理を考慮していない。変温管理では、一定室温に比べて前夜半の内外気温差が大きくなるため、同一の機器容量比に対する供給熱量比は、本研究の計算結果よりも小さくなると予想される。これらについては、改めて気温時間値を用いて詳細に計算することが望ましい。

本研究では、暖房負荷が内外気温差に比例すると仮定して、暖房デグリアワーから供給熱量比を算出した。暖房デグリアワーには昼間の日照時間が作用し、外気温が低くとも日照がある時間帯の暖房デグリアワーを控除することで実際の暖房負荷に近づく(三原, 1978)。また晴夜の放射冷却が卓越する条件では、内外気温差が小さいときに熱貫流率が増大する(Okada and Takakura, 1981)。より詳細な暖房負荷の算定には、これらの考慮が必要である。

4. 結 論

本研究では、温室ハイブリッド暖房における非石油暖房機の適切な機器容量比を決定するため、非石油暖房機を優先的に稼働した場合の供給熱量比の算出及びその推定手法

について検討した。機器容量比 10% ほどの供給熱量比を算出し、機器容量比が供給熱量比を大きく左右することを示し、適切な機器容量比を求めることが暖房コストを低減するために重要であること、その際の参考として本計算結果が有用であることを示した。また、供給熱量比を推定する手法については、設定室温から月平均日最低気温の平年値を差し引いた内外気温差の値が正のときのみを積算し、暖房期間中の平均をとって求めた内外気温差を用いることで、手軽でかつ高精度に供給熱量比を推定できることを明らかにした。

従来、ハイブリッド暖房における暖房機の設備容量は経験的に求められており、暖房機器の設備容量を決定するための具体的な手法は示されていなかった。本研究で示した機器容量比別に供給熱量比を求める手法及びその推定手法は、生産者が暖房計画を立てる際の参考として利用できると考えられる。

引用文献

- 林真紀夫・古在豊樹, 1982: 各種暖房デグリアワー算定値と実測値の比較および暖房デグリアワー線図の提案. 農業気象 **38**, 29-36.
- 川勝義夫, 1962: 本邦に於ける温室暖房計画の理論と実際 [1]. 農業および園芸 **37**, 1792-1798.
- 三原義秋, 1978: 日照を考慮した温室暖房デグリアワーの算定式. 農業気象 **34**, 83-85.
- 岡田益己, 1980: 暖房. 温室設計の基礎と実際(三原義秋編). 養賢堂, 東京, pp.182-204.
- Okada M, Takakura T, 1981: The heating load of greenhouses. (2) Heat transmission in the greenhouse with pipe heating systems. *Journal of Agricultural Meteorology* **37**, 211-219.
- 大山克己・古在豊樹, 2008: 園芸用施設の暖房費およびCO₂排出量削減-重油温風暖房器の代替としての高性能小型電気ヒートポンプの利用-. 農業および園芸 **83**, 1257-1264.