

最適なエネルギー診断手法の確立

川 村 成 彦 田 中 幸 彦

概 要

近年,ESCO 事業が注目されてきており,エネルギーマネジメントに関する需要が増大しているが,建物全体のエネルギーマネジメントを行うためには,個々の要素技術における省エネルギー効果を的確に把握する必要がある。ESCO 事業において冷温水ポンプの変流量制御は省エネルギー効果が比較的大きいと考えられているが,建物毎に制御方法が異なること及び制御方法が複雑なことにより,その導入効果を容易に把握できない状況にあった。そこで,導入効果を把握するための省エネ診断手法を開発するため,技術センターに適用し実験を行った。また,容易にかつ迅速に許容できる範囲の精度で省エネルギー量の計算が行え,顧客に情報を提供することができることを目的として,冷温水・冷却水ポンプの省エネルギー効果を予測するための診断プログラムを開発しその検証を行った。

The Evaluation Method to estimate the effectiveness of Energy Saving

Abstract

Recently, ESCO (Energy Service Company) business is attracting a great deal of attention, and demand for energy management to cut energy consumption and cost is growing. Generally, in order to implement efficient energy management for all parts of a building, it is necessary to assess the efficiency of individual energy saving systems applied. Among various systems, variable water volume control methods for cooling and heating pumps are assumed to have relatively high efficiency. However, it is difficult to assess the efficiency of these systems because the control systems are different from building to building and usually complicated. In order to solve this problem and to offer useful information for clients, experiments and measurements were carried out at our laboratory and a program to estimate energy saving effectiveness was developed.

キーワード: 省エネルギー, 空調熱負荷, ポンプ,
定流量, 変流量, 消費電力

§ 1 . はじめに

わが国のエネルギー消費は、部門別で見ると民生及び運輸部門では、利便性を追求するライフスタイルの浸透などにより、エネルギー消費の伸びが顕著になっている。近年、民生・業務部門では、オフィスの OA 化や空調需要の高まりを背景に床面積あたりのエネルギー消費が増加しており、また、建物の床面積の増大により、エネルギー消費が増大傾向にある。この傾向は今後も続くと思われ、機器の効率化や建物全体及び地域全体の省エネルギー対策が急務となっている。

建物全体のエネルギーマネジメントを行うためには、個々の要素技術における省エネルギー効果を的確に把握する必要がある。冷温水ポンプの変流量制御は省エネルギー効果が比較的大きいと考えられ導入が進んでいるが、建物毎に空調の制御方法が異なっていたり、また、その制御方法が複雑なため導入効果を容易に把握できない状況にあった。そこで、導入効果を把握するために技術センターにて実証実験を行い、省エネ診断手法を開発することを目的とした。

§2. 建物及び実験装置の概要

技術センターは神奈川県厚木市に建ち、地上3階、地下1階、構造はRC+S造、延床面積24,150 m²の建物である。空調熱源はガス焚冷温水発生器+貫流式ボイラー、空調方式は各階AHU+FCUである。図2.1に空調システムの概略図を示す。冷温水ポンプは1次ポンプ(2台)と2次ポンプ(2台)に分かれており、1次ポンプ、2次ポンプとも定流量であり、2次側負荷熱量の大小により台数制御がかけられている。また、空調機を流れる冷温水の流量制御は各空調機毎に設置されている二方弁によって行われている。FCU系統には定流量弁が設置されており、冷温水の流量制御はされていないが、FCUは主に会議室と実験棟用であり使用される頻度も少なく、冷温水はAHU系統にほとんどが供給されている。



写真 1 新設インバーター盤

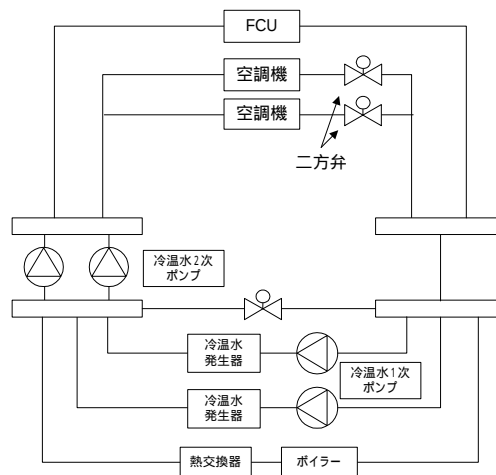


図 2.1 空調システムの概略図

実験対象は冷温水2次ポンプ(2台)であり、ポンプそれぞれにインバーター(東芝:VFA7-2150P,15kw)を設置し、商用電源直接供給からインバーターを介した供給へ変更した。インバーターの出力周波数はヘッダー間の差圧により制御し、最大50Hz、最小20Hzとした。表2.1に空調機器の概要を示す。

表 2.1 空調機器の概要

ガス焚冷温水発生器 (2台)	形式:二重効用吸収式 呼称:200RT 冷凍能力:604,800kcal/h 暖房能力:570,000kcal/h 冷水量:1,440L/min(14→7) 温水量:1,440L/min(53.4→60) 最低流量:50%
冷温水1次ポンプ (2台)	形式:片吸込渦巻ポンプ 吐出量:1,440L/min 電気容量:11kw
冷温水2次ポンプ (2台)	形式:片吸込渦巻ポンプ 吐出量:1,760L/min 電気容量:15kw
空調機 (計18台) 外調機 (計2台) ファンコイルユニット	形式:コンパクトエアハン(二方弁) 形式:コンパクトエアハン(二方弁) 形式:天井カセット(定流量弁)

§ 3. 計測概要

冷温水2次ポンプを流れる流量は超音波流量計(富士電機:検出器:FLD120Y1,変換器FLCS1012),またポンプの消費電力量はクランプ電力計(鶴賀電機:3582-E-U)を用いて計測を行った。計測間隔は1回/10分とし、暖房運転が開始された2003/11/25から2004/3/31までを計測期間とした。

§4. 変流量制御による省エネルギー効果の検証

4.1 ポンプの選定及び運転調整

空調用に使われる循環ポンプはその特性上、一般的に渦巻きポンプが使用される。図 4.1 に片吸込渦巻ポンプの能力線図を示す。設計時には必要流量と全揚程より設計ポイントが決定され、その能力に見合った機器が選定される。

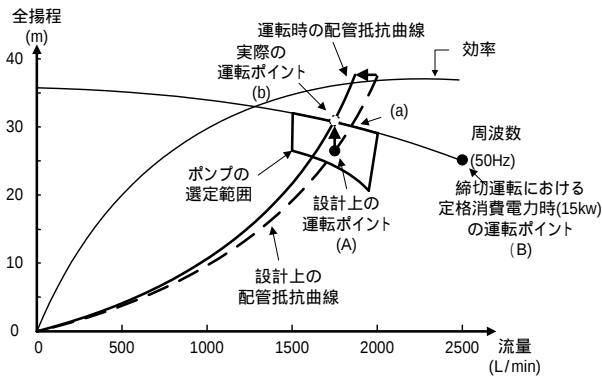


図 4.1 片吸込渦巻ポンプの能力線図と選定方法

一般的に設計段階において、流量及び揚程は必要量に安全率などを考慮し多少過大に設定される。ポンプの選定段階においても、機器の能力は段階的に設定されており、設計ポイントと実際の運転ポイントは一致しない。図 4.1 において ● (A) が設計上の運転ポイントであり、破線の 2 次曲線は設計上の配管抵抗曲線である。これに対して、それに見合うポンプは □ の範囲の能力を持っており、通常 50Hz で運転される場合の運転ポイントは破線の 2 次曲線と 50Hz の全揚程曲線の交点 (a) となる。しかし、(a) 点は設計流量を上回っており、設計上の必要流量に設定するため、配管途中のバルブなどで抵抗を増やすことにより流量調整を行い、実線の配管抵抗曲線に近づけ運転ポイントが (b) となるように設定している。

4.2 インバーターによる省エネ効果

4.2.1 渦巻ポンプの軸動力

ポンプによって流体に与えられた動力を水動力 $L_w(\text{kw})$ といい、吐出し量 $Q(\text{L/s})$ 、揚程 $H(\text{m})$ 、流体の比重 $\gamma (\text{kg/L})$ で表すと

$$L_w = \gamma QH / 102 \quad (4.1)$$

で表わされる。原動機によってポンプを運転するのに要する軸動力 $L(\text{kw})$ を、水動力 $L_w(\text{kw})$ 、ポンプの全効率 (η) で表わすと

$$L = L_w / \eta \quad (4.2)$$

で表わされる。ここで、ポンプの全効率 (η) は体積効率 (η_v)、機械効率 (η_m)、水力効率 (η_n) の積で表わされる。

4.2.2 水頭損失

配管の摩擦抵抗による圧力損失 $\Delta p_f (\text{kgf/m}^2)$ は管長さ $l(\text{m})$ 、管直径 $d(\text{m})$ 、平均流速 $V(\text{m/s})$ 、管摩擦係数 (λ)、流体の比重 $\gamma (\text{kgf/m}^3)$ 、流体の密度 $\rho (\text{kg/m}^3)$ 、重力加速度 $g(\text{m/s}^2)$ で表わすと

$$\Delta p_f = \lambda \cdot (l/d) \cdot (\gamma/2g) \cdot V^2 \quad (4.3)$$

で表わされる。また、局部抵抗は局部抵抗係数 (ζ) で表わすと

$$\Delta p_d = \zeta \cdot (\gamma/2g) \cdot V^2 \quad (4.4)$$

で表わされる。全体の水頭損失 $\Delta H(\text{m})$ は

$$\Delta H = \Delta p_f + \Delta p_d \quad (4.5)$$

となる。

摩擦抵抗及び局部抵抗はともに平均流速の 2 乗に比例し、配管内を流れる流量は 流量 = 流速 × 断面積 で表されるため、断面積一定と考えれば、全体の水頭損失は流量の 2 乗に比例する。(4.1) 式に示したようにポンプの水動力は流量と揚程の積で表わされるため、ポンプ効率が一定であればポンプの軸動力は流量の 3 乗に比例する。インバーターで回転数を絞る場合、配管途中のバルブなどを絞って局部抵抗を調節することにより流量を調節する方法とは異なり、配管抵抗が増える要素がないため、水頭損失及び軸動力は流量の 3 乗に従って低減する。図 4.2 に周波数を調節して回転数を絞ったときの消費電力の推移を示す。また、ポンプの定格運転時のポイントは図中右端のポイントであり、ポンプの定格消費電力と実際の運転ポイントにおける消費電力とは多少異なる。

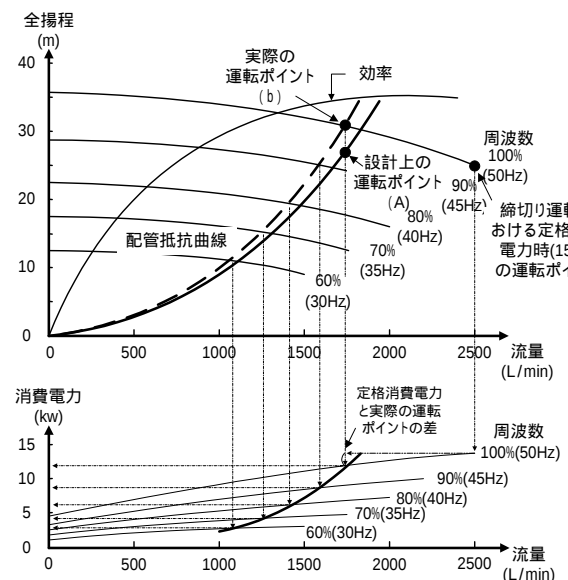


図 4.2 各周波数毎のポンプ消費電力

4.2.3 二方弁と三方弁制御の違い

4.2.1, 4.2.2 では、バルブの開閉などによる配管抵抗の変化がない場合の軸動力と流量の関係について述べた。空

調負荷の変動に伴う流量制御は、一般的に二方弁と三方

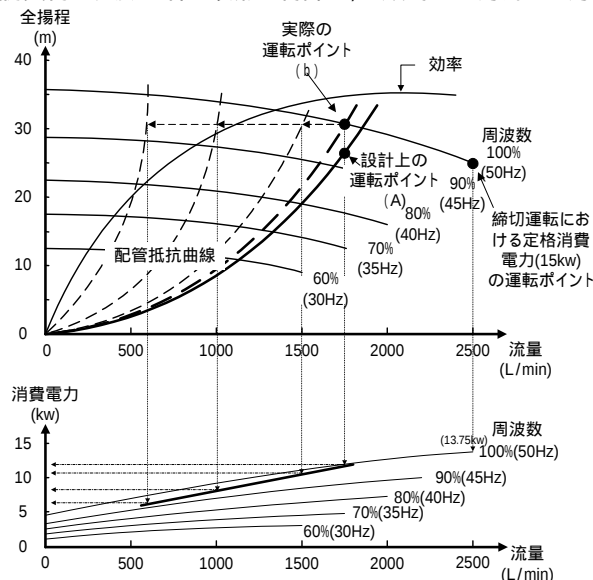


図 4.3 二方弁制御の場合の能力線図

弁制御が用いられており、二方弁制御の場合バルブ開度を自動制御しているため、空調負荷の変動に伴い局部抵抗が増減することになる。よって、軸動力は流量の3乗に従って低減しないことが考えられる。図 4.3 に二方弁制御の場合の流量と消費電力の関係を表す能力線図を示す。二方弁制御の場合の循環ポンプは一般的に末端圧一定制御が用いられるため、インバータによって周波数を絞ったときの実際の運転ポイントは、全揚程が一定になるように横に平行に移動していく。図中の破線は二方弁で流量が絞られたときの配管抵抗曲線を示しており、必要流量が少なくなればなるほど、二方弁が絞られるため配管抵抗曲線は急勾配の曲線となる。このグラフから流量と消費電力量の関係のグラフにプロットし、そのポイントを結ぶと実用上消費電力は流量にほぼ比例する直線が描ける(図中の直線)。これが二方弁の場合の流量と消費電力量の関係を表す直線である。

4.3 実験結果

二方弁制御の場合の流量と消費電力の実測結果を図 4.4 に示す。

図 4.4 においてはばらつきはあるが、ほぼ原点を通る右上がりの直線の廻りに分布していることがわかる。また、4.2 で述べたように、ポンプの定格消費電力と実際の運転ポイントにおける消費電力は異なるため、省エネルギー量の計算のベースをどこに置くかによって年間の省エネルギー量に誤差を生じる可能性があることを示す。

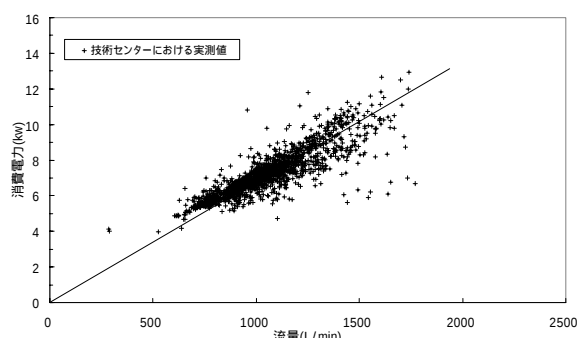


図 4.4 二方弁制御の場合の実測結果

§5. 省エネルギー診断プログラム

5.1 計算条件

建物のエネルギー消費量はそれぞれの建物の特性により大きく異なるため、以下の9つの条件を入力して計算できるようにした。

- 1) 建物用途 (事務所(規模別4パターン)、ホテル、病院、SC、スポーツ施設、住宅)の6用途
- 2) 営業日数、営業時間
- 3) 電力単価
- 4) 台数制御の有無
- 5) 配管システムパターン(:1次+2次ポンプ, :1次ポンプのみ, :年間冷房の3パターン)
- 6) ポンプ最低流量比
- 7) ポンプ電気容量
- 8) ポンプ定格流量
- 9) ポンプ台数

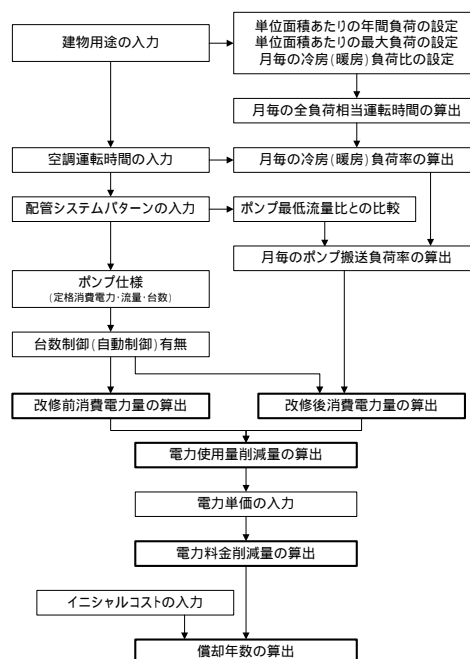


図 5.1 プログラムフロー

年間ランニングコストの試算									
用途	事務所(中規模)			電力単価	20 円/kwh				
延床面積	20,000 m ²			空調時間	月毎設定				
営業日数	1月	19	日	(一括設定)	8	時	19	時	
	2月	19	日	(月毎設定)	1月	8	時	19	時
	3月	23	日		2月	8	時	19	時
	4月	21	日		3月	8	時	19	時
	5月	18	日		4月	8	時	19	時
	6月	22	日		5月	8	時	19	時
	7月	21	日		6月	8	時	19	時
	8月	19	日		7月	8	時	19	時
	9月	20	日		8月	8	時	19	時
	10月	20	日		9月	8	時	19	時
	11月	20	日		10月	8	時	19	時
	12月	20	日		11月	8	時	19	時
既存台数制御の有無	有り				12月	8	時	19	時
システムパターン	システムパターン								

システムパターン の場合				
ポンプ最低流量比	0.4			
冷水水2次ポンプ				合計
ポンプ電気容量	15 kw	15 kw	0 kw	30 kw
ポンプ定格流量	1760 m ³ /h	1760 m ³ /h	0 m ³ /h	3520 m ³ /h
ポンプ台数	1台	1台	0台	2台
改修前年間電力消費量	39,930 kwh	23,100 kwh	0 kwh	63,030 kwh
改修後年間電力消費量	23,419 kwh	16,668 kwh	0 kwh	40,087 kwh
電力使用量削減量	-16,511 kwh	-6,432 kwh	0 kwh	-22,943 kwh
電力料金削減量	-330,223 円/年	-128,631 円/年	0 円/年	-458,854 円/年

図 5.2 プログラム入力画面

以上 1) ~ 9) の条件を入力することにより、年間の消費電力量を計算するプログラムを開発した。このプログラムは建物用途別の空調年間負荷及び空調最大負荷、各月毎の冷房(暖房)負荷比をベースに計算するものであり、平均的なエネルギー消費量の建物を基準として作成されている。プログラムフローを図 5.1 に示す。また、図 5.2 にプログラムの入力画面を示す。

5.2 プログラム計算結果の検証

プログラムの計算結果の妥当性を確認するために実測値との比較を行った。対象とした建物は技術センターと某ショッピングセンターの 2 件である。

5.2.1 技術センターにおける検証

技術センターにおける定流量と変流量の比較及びプログラム計算値と実測値の比較を表 5.1 及び図 5.3 に示す。

表 5.1 技術センターにおける
プログラム計算値と実測値との比較 単位(kwh)

	定流量	変流量	定流量との比
計算値	21,340	12,716	59.6
実測値	13,555	6,190	45.7
計算値との比	63.5	48.7	

プログラムの計算値と実測値を比較すると、定流量の場

合において計算値 100 に対して実測値は 63.5 となっており大きな違いがある。これは計算過程において、年間負荷と最大負荷のデータを冷房、暖房に分けて用いているが、装置容量は通常冷房負荷で決まるため暖房時の能力には余裕があり、計算上は 2 台運転の場合でも、実際には 1 台しか運転されていないことが原因であると考えられる。

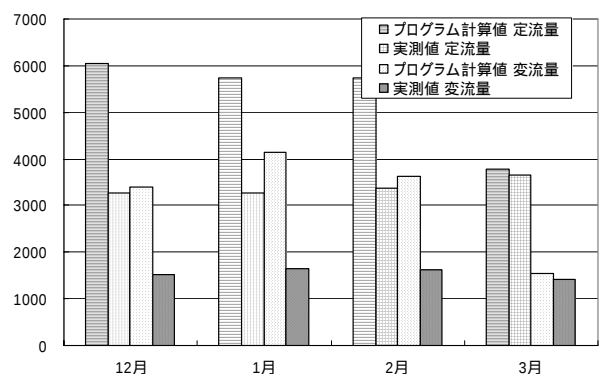


図 5.3 技術センターにおける
プログラム計算値と実測値との比較

次に定流量と変流量を比較すると、計算値が 59.6 に対して実測値は 45.7 となった。これは、技術センターの建物は平均的な事務所ビルよりも負荷が少ないことが原因であると考えられる。

5.2.2 某ショッピングセンターにおける検証

某ショッピングセンターは四国地方にある延床面積約 6 万㎡の大型 SC である。冷温水発生器3台,1次ポンプ3台の台数制御を行うシステムとなっている。結果を表 5.2 及び図 5.4 に示す。

図 5.4 からわかるように,プログラム計算上暖房運転期間となる 1,2 月は技術センターの場合と同様に定流量の計算値が大き過ぎる結果となった。ポンプの搬送負荷率の計算方法に問題があると思われる。よって,冷房期間となる 4～11 月を対象として分析を行った。

表 5.2 某ショッピングセンターにおける
プログラム計算値と実測値との比較 単位(kwh)

	定流量	変流量	定流量との比
計算値	204,930()	106,389()	51.9
実測値	183,000()	100,564()	55.0
計算値との比	89.3	94.5	

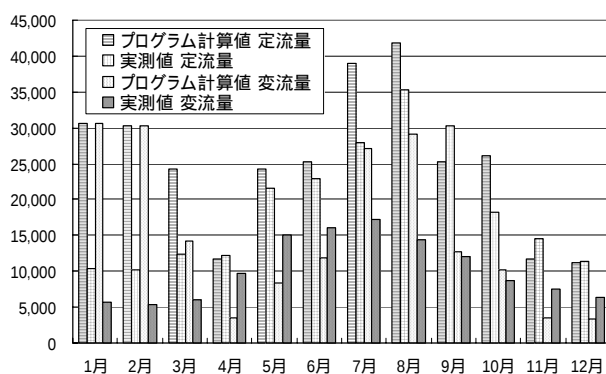


図 5.4 某ショッピングセンターにおける
プログラム計算値と実測値との比較

定流量及び変流量ともに計算値と実測値の差は小さく,約 10%程度の誤差となった。定流量と変流量を比較すると,計算値が 51.9 に対して実測値は 55.0 となり,約 3%程度の誤差となった。しかし,各月毎の比較を見ると,計算値と実測値の差が大きく出ている月がみられる。特に 7,8 月は計算値が他に比べて大きい。7,8 月は冷房負荷比が大きく,営業時間中は常に 3 台運転しているとして計算されることが原因であると考えられる。

以上の検証結果より,暖房運転時のポンプの搬送負荷率の設定方法及び省エネルギー量を算出する場合のベースとなる,改修前の定流量運転時の消費電力量の算出の方法を見直す必要がある。

§6. まとめ

ESCO 事業における受注活動支援として,空調用冷温水ポンプのインバータ化による省エネルギー効果の検証実験と省エネルギー診断プログラムの開発を行い,以下のことがわかった。

- 1)インバータを用いて省エネルギーを図る場合,流量の 3 乗に比例して消費電力量が低減されると一般的に言われてきたが,二方弁制御の場合と三方弁制御の場合では,配管抵抗が異なるため,省エネルギー量が異なる。
- 2)二方弁制御においてインバータによる省エネルギー効果を推定する場合,流量と消費電力量はほぼ比例関係にあるとして近似できる。
- 3)ポンプの定格消費電力と実際の運転時の消費電力は異なり,その差異は建物の特性,設計・施工時の余裕率の取り方などにより異なる。
また,診断プログラムの計算結果より以下のことがわかった。
- 4)診断プログラムは標準的な建物から得られたデータを用いて作成しているため,対象とする建物の特性及び使用状況により計算結果が異なる。
- 5)冷房時は比較的精度良く推定できる。
- 6)空調設備のスペックは,通常冷房負荷を基準として設計されるため,暖房時のポンプの運転状況を別途考慮する必要がある。

謝辞

本研究の開発にあたりご協力頂いた当社 ESCO.PJ のメンバーの方々及びその他関係各位に紙面を借りて深く感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 空気調和・衛生工学会:コージェネレーションシステム設計法に関する研究委員会報告書
- 2)省エネルギーセンター:省エネルギー技術動向調査報告,2000.03
- 3)日本ビルエネルギー総合管理技術協会:ビル用省エネルギー設備・技術の調査研究(インバータ利用技術の調査・研究報告書),2003.03
- 4)梶原滋美:ポンプとその使用法,丸善,1975

ひとこと

省エネルギー対策は地球温暖化にも関わる重要な問題となってきている。

早期に診断システムの確立をはかり現場への普及に努めていきたい。



川村成彦