

〇〇様

令和〇年〇月〇〇日

簡易エネルギー診断結果報告書

株式会社楠風エナジーシステム

1) 実施概要

契約件名 簡易エネルギー診断

実施場所 〇〇〇〇

作業期間 令和〇年〇月〇日～令和〇年〇月〇日

対象となる施設 〇〇〇〇

2) 目的と範囲

対象となる施設(以後本施設)の空調・給湯・換気にかかる現状設備のエネルギーの消費量とトップランナー機器のエネルギー消費量を比較し、費用対効果の高い機器については設備更新を提案する事を目的とする。また、排熱の有効利用等より先進的なシステムが構築可能な場合は、その新たなシステムを省エネルギー事例のベンチマークとなる様提案する。

上記の範囲は対象となる施設の空調設備・給排水衛生設備のうち、仕様書に記載のある機器とする。

3) 担当窓口

業務管理責任者

氏名 〇〇〇〇

TEL 〇〇〇〇

E-mail 〇〇〇〇

4) 省エネルギー診断の方向性

省エネルギー診断の実施にあたり、エネルギー使用データより診断の方向性を検討する。

別表 1「エネルギー使用状況検証」より、平成〇年度、平成〇年度、平成〇年度のエネルギーごとの消費量の原油換算値を算出し、全体のエネルギーに占める割合を算出した結果、各年度共通して電力消費量が〇%超、A 重油〇%程度と、この 2 つで施設全体のエネルギー消費量の 90%に達する事が分かる。よって本エネルギー診断は電力とA 重油の消費量の多い機器を中心に検証作業を進める事とし、冷凍機、蒸気ボイラー、エアーハンドリングユニット、ファンユニット、浴槽加温用熱源システムについて診断を報告する事とする。

6) 電気使用量によるエネルギー分析

別表 2「年度ごとの電気使用量検証」より、四半期ごとの電気使用量を検証すると、7～9 月期が平均〇%と突出して高く、その他の四半期が〇～〇%の間で収まり、ほぼ同程度の使用量となっている。この電力使用の状態は 3 年間共通した傾向が見受けられる。7～9 月期とその他の四半期の違いは〇〇棟の冷凍機、冷却塔、それに付随するポンプによるものと考えられ、年間最大のデマンドも 7～9 月のいずれかの日にあると推定できる。また、7～9 月期に空調で消費された電力量は 3 年平均で、 $〇kwh-(〇+\Delta+\diamond)/3=\square kwh$ と推測できる。

7) A 重油使用量によるエネルギー分析

別表 3「年度ごとの A 重油使用量検証」より、四半期ごとの A 重油使用量を検証すると、7～9 月期が平均〇%と 4 四半期の中で最も少なくなっている。これは暖房需要が全く無く、且つ給湯に使用するための給水温度も高いためと考えられる。日本冷凍空調工業会規格 JRA4060 2014 によれば、給水温度は夏期 24℃ 中間期 17℃ 冬期 9℃であり、給湯温度は一般的に 60℃である。夏期 7～9 月期を基準とした場合、4～6 月期は $(60^\circ\text{C}-19^\circ\text{C})/(60^\circ\text{C}-24^\circ\text{C})=1.14$ 倍、10～12 月期は $(60^\circ\text{C}-15^\circ\text{C})/(60^\circ\text{C}-24^\circ\text{C})=1.25$ 倍、1～3 月期は $(60^\circ\text{C}-9^\circ\text{C})/(60^\circ\text{C}-24^\circ\text{C})=1.42$ 倍の A 重油が給湯関係に使用されたと推測できる(各四半期の給水温度は表 A を参照)。7～9 月期の平均 A 重油使用量は〇Lであり、そのうちの 90%が給湯で消費されたと考えると、〇L、4～6 月期は $〇 \times 1.14 \text{ 倍} = \Delta L$ 、10～12 月期は $〇 \times 1.25 \text{ 倍} = \diamond L$ 、1～3 月期で $〇 \times 1.42 \text{ 倍} = \square L$ が給湯で消費されたと算出できる。暖房では 4～6 月で $〇L - \Delta L = \square L$ 、10～12 月期で $〇L - \Delta L = \square L$ 、1～3 月期で $〇L - \Delta L = \square L$ 、A 重油が消費されたと推測できる。以上の内容を表 A にまとめる。

表 A

四半期区分	4～6 月期	7～9 月期	10～12 月期	1～3 月期
平均外気温度 ※1	19.9℃	27.7℃	13.6℃	6.4℃
平均給水温度 (想定値)※2	19℃	24℃	15℃	9℃
給湯による A 重油消費量	ΔL	〇L	◇L	□L
空調による A 重油消費量	〇〇L	〇L	ΔΔL	□□3L

※1 2018 年年間平均外気温度 16.9℃、表内は各四半期ごとの平均値を記載

外気温度データは気象庁ホームページの〇市の外気温度データを使用

※2 4～6 月期及び 7～9 月期の給水温度は、年間外気温度差 $27.7^\circ\text{C}-6.4^\circ\text{C}=21.3^\circ\text{C}$ 、JRA4060 2014 基準の年間給水温度差 $24^\circ\text{C}-9^\circ\text{C}=15^\circ\text{C}$ の比率 (1 : 0.7) で補正

8) エネルギー種別及び機器による評価

本施設で使用されているエネルギーの省エネルギー性を空調及び給湯機器について評価する。尚、表中で使用する発熱量、原油換算値は「エネルギーの使用の合理化に関する法律施行規則（経済産業省令第 14 号：平成 15 年 2 月 24 日）」、CO2 排出量算定係数は

「地球温暖化対策の推進に関する法律施行令（平成 28 年 5 月 27 日：環境省政令第 231 号）の数値を引用する。また、電気式ヒートポンプ空調機及び給湯器は成績係数を 3.0 として計算する。

※ヒートポンプ空調機は、冷凍サイクルを利用して 1 の入力に対して 3 の能力を出力できる。この時を成績係数（COP）3.0 と表す。

熱量 100MJ あたりの原油換算量及び CO2 排出量を試算するとの内容となる。

表 B

	エネルギー消費量	原油換算量	CO2 排出量
A 重油	2.56L	2.59L	6.94kg
LP ガス	1.99kg	2.58L	5.97kg
電気（ヒートポンプ式）	3.34kwh	0.85L	1.62kg

表 C（表 B の計算に利用した係数）

	発熱量	原油換算係数	CO2 排出量算定係数
A 重油	39.1MJ/L	1.01	2.71kg-CO2/L
LP ガス	50.2MJ/kg	1.3	3.00kg-CO2/kg
電気（中部電力）	9.97MJ/kwh	0.254	0.486kg-CO2/kwh

表 B より A 重油と LP ガスを比較すると燃料自体の発熱量はほぼ同じであるが、実際 A 重油では PM NOX 等により LP ガスと比較して経年による燃焼効率が悪くなる。そのため、10 年稼働時の機器の効率は A 重油ボイラーは LP ガスボイラーと比較して 20～30%程度低くなる傾向にある。

次にエネルギー単価による比較を行う。表 D は表 B の 100MJ あたりのエネルギー消費量を基にエネルギーコストを比較する。10 年後の機器の効率を考えた場合、「電気」>「LP ガス」>「A 重油」の順で機器の効率が大きく下がる。表 D ではそれを加味した燃料コストを比較する。

表 C

	エネルギー消費量	エネルギー単価	100MJ あたりのコスト	10 年後の機器効率を加味したエネルギー消費量	10 年後の機器効率を加味した単位コスト
A 重油	2.56L	○円/L	○○円	3.66L	○○○円
LP ガス	1.05 m ³ (1.99kg)	△円 /m ³	△△円	1.17 m ³ (2.21kg)	△△△円
電気 (ヒートポンプ式)	3.34kwh	□円/kwh	□□円	3.52kwh	□□□円

※LP ガスのガス密度は 1.8954kg/m³として換算

※10 年後の経年による効率低下のみを加味した機器平均効率を A 重油 70%、LPG を 90%、電気（ヒートポンプ）を 95%として試算

※ヒートポンプ式空調機は COP3.0 で試算

以上の事より、A 重油、LP ガス、電気（ヒートポンプ利用）を比較した場合、ランニングコストに差が有る事がわかる。A 重油の場合、この燃料費に加えて埋設の燃料タンクの管理に有資格者が必要で、年間の法定点検及び清掃で平均〇～△万円の維持費がかかる。大型の蒸気ボイラーは 100%能力運転で無い場合、更に 10～30%程度効率が低下する。〔後の 10) で詳述する〕

LP ガスの場合は別途法定点検費用が発生する事は無い。

電力関係の管理コストは、設備容量の多少の増減が有っても大きく変化する事はない。ただし、電気はデマンドが増えれば基本料金が上昇するので、デマンドが極力上がらない様な機器の運用を心がける必要がある。

20 年間トータルのランニングコストを考えた場合、経年による効率の低下、小負荷時の効率低下を考え併せれば、A 重油は最もコストの高い燃料であると判断する。そこで、本施設では電気と LP ガスの二つにエネルギーを集約する事を推奨する。

9) 空調システムの評価

本施設における現在の空調システムはセントラル空調方式が採用されており、夏期は冷凍機で冷水を作り、冬期は蒸気を利用して温水を作って、冷温水を循環させて冷暖房を行うシステムが採用されている。外気の給気はエアハンドリングユニット（ユニット式空調機）を通して冷温水で冷却又は加熱・蒸気で加湿後、各部屋に分配されているものと、個別に給気及び排気ファン、一部空調換気扇（熱交換式換気ファンと同じ）で給排気を行う第一種換気である。冷凍機とボイラーを併用する方式は、かつて夏期の冷房能力、冬期の暖房能力を確保するために広く採用された方式であり、長くセントラル空調方式の主流となって来た。その時代のヒートポンプチラー及びエアコンにおいて、冷房能力は充分確保できるものの暖房能力が著しく低くなるという欠点があった。しかし、ここ 20～30 年のこれらのヒートポンプ空調機器の目覚ましい技術革新により、充分な暖房能力が確保できる様になった。同時にこの間の機器へのインバーターの実装に伴い、同じ能力でも消費電力を大きく削減できる様になった。ただ、空調機器の改修を考える際、電気容量の検討が必要であり、それによって実施できる改修内容が制約される。特に 3φ200V：動力システムの確保がヒートポンプの導入には重要である。同時に動力システムの利用を減らす取組みも必要となる。

具体的に検討を進める。本施設では熱源機を集中して配置し、冷温水を配管で搬送して必要冷暖房を行うセントラル空調方式であるが、現在主流となっている空調方式は、ゾーンごとに空調機を設置する「個別空調方式」であり、省エネルギー性、使い勝手の両面において優位と言われている。本来この「個別空調方式」を推奨したい所であるが、本施設全体の電気容量の制約の中では、全てをパッケージエアコンやビルマルチエアコンに置き換えるのは現実的では無いため、セントラル空調を活用しつつ、可能な限り個別のエアコンを導入する方式を検討する。本施設の空調用の熱源はほぼ庁舎面会棟の 2 階機械室に集中しており、それに付随する冷却塔、ポンプもほぼその近傍に集中している。別表 4「庁舎面会棟の既設熱源機の概略仕様」に既設の熱源機器及びユニット式空調機器の能力及び消費電力を記載した。これとほぼ同じ能力になる様、ヒートポンプチラー及びパッケージエアコンを選定すると別表 4 の下段「更新熱源機の概略仕様」となり

既設の熱源機の消費電力合計を下回る。尚、パッケージエアコンの設置であるが、航空写真 1 より○棟の屋上は陸屋根となっており、屋上に室外機を設置すれば機械室の動力分電盤より 3φ200V の配線工事は比較的容易である。また、ヒートポンプチラー（参考：東芝キャリア「ユニバーサル X」）はインバータポンプ内蔵型を選定すれば、より省エネルギー性能を高められる。以上により冷凍機の成績係数が改善するだけでなく、暖房用の水-蒸気熱交換器の廃止し、管理が容易でより省エネルギー性の優れた機器に置き換えられる。

また、ユニット型空気調和機の加湿を蒸気から散水式又は各部屋にポータブル加湿器の設置に変更する事により、更に簡便性と省エネルギー性が増す。これは保安管理棟及び医務所病室棟のユニット型空気調和機についても同様である。

保安管理棟及び医務所病室棟であるが、庁舎管理棟の様に動力（3φ200V）の電源が容易に確保し難いため、電灯（1φ100V）系統の活用が重要である。本報告書で詳細については記載しないが、照明の LED 化は省消費電力の有効な手段であり、一般に 20～30 年前の蛍光灯と比較して 50～70%の消費電力が削減される。蛍光灯 1 灯 40W とした場合、電灯回路 1 系統あたり 35 灯として LED 化により $40W \times (100\% - 50\%) \times 35 \text{ 灯} = 700W$ の電源容量の空きが確保出来る。本施設建設当初の電灯系統の設計値について、△棟 1F で○KVA、2F で◇KVA、□棟で□KVA の電気の使用容量を見込んでいた。出力ベースの概算値では、○棟の 1F で○○kw、2F で□□kw、△棟で△△kw であり、その電気容量の 50%を照明とした場合の LED 化による電気容量削減分は○棟の 1F で○○○kw、2F で□□□kw、△棟で△△△kw であり、単相 1 馬力クラスのルームエアコンであれば、同時使用率も加味して○～△台の追加設置は可能と考える。（電源は電灯分電盤より別配線で設置する必要あり）このルームエアコンを在室時間の長いファンコイルユニットのみ有る部屋へ設置する事によって、セントラル熱源の稼働をなるべく少なく出来る事により、中間期での冷暖房費の削減に大きく寄与するものと考ええる。

○棟△庫の加温コイル及び□棟のラジエーターであるが、蒸気を熱源としており、これを別エネルギーに転換出来れば両棟から蒸気配管が撤去できる。そこで、電源容量が確保出来ればヒートポンプ式加温機、確保が難しい場合はガス給湯器との組み合わせで温水循環式の加温器への更新を推奨する。

A 棟及び B 棟の空調については本報告では検討を除外する。

10) ボイラー及び温水発生装置の評価

本施設における基本的な熱源供給方式は A 棟に設置されている 2 基の蒸気ボイラーからの蒸気の供給を行うセントラル供給方式である。また、温水供給においても蒸気-水熱交換器が多数設置されており、温熱の供給において蒸気が大きなウエイトを占めている。20 年以上前まで大容量の安定した熱源供給システムはセントラル方式における蒸気の供給であったが、近年の技術革新により電気駆動ヒートポンプ式給湯機・加温機や潜熱回収式ガス給湯器の連結設置等、高効率で大容量の加熱源を安定して供給できるシステムが構築可能である。本項目では、蒸気ボイラーとこれらの高効率機器との比較、セントラル熱源システムと個別分散システムとの比較による評価を行う。

セントラル方式の場合、大容量の機器を用いて熱源機器を一括集中管理が出来るメリ

ットがある半面、設備の100%稼働が行えない場合、効率の大幅な低下をもたらす。また、蒸気や温水等で熱量を遠方に往還するため、その時の放熱ロスも無視できないものがある。

蒸気ボイラーの効率を負荷率より考察した資料が別紙計算書1である。項目8)で述べたが、燃焼系機器、特に油炊きの機器は経年による効率低下が大きい。加えて低負荷時による効率の低下も発生する。別紙計算書1より新設時の油焚き貫流ボイラーの100%負荷運転時の効率は○%であるが、50%負荷運転時の効率は△%と□%低下する。稼働時間が8時～18時で、1台稼働としても平均負荷率は50%以下であることが長いと想定される。重油炊き貫流ボイラーの低負荷率による効率低下と経年劣化による効率低下を考えれば、20年間合計の平均効率は50%～60%と想定する。

次にLPガス式潜熱回収型50号ガス給湯器の複数台設置で検討する。ガス給湯器も重油炊きボイラーと同様、低負荷時の効率低下は発生する。ただし、小容量複数設置でコントローラーによる台数制御が可能のため、個別の機器の低負荷運転を回避する事が可能である。また、小型であるが故に負荷の需要場所に近い場所での分散設置が可能である。また、LPガスであるので、NOXや硫黄分、煤の発生は非常に少なく、重油炊き機器と比較して経年による効率の低下の度合いが少ない。また、潜熱回収型であるので排気熱を70%以上予熱に利用出来て省エネルギー効果が高い。

最後に電気駆動ヒートポンプ式給湯機・加温機について検討する。冷凍サイクルの原理を利用するヒートポンプ式給湯器、加温機は、1の入力に対して2.5～4.5の出力を得る事が出来る。例えば1KWの電気ヒーターでは1kwの消費電力3,600KJの熱量が得られるが、ヒートポンプ給湯器では1kwの消費電力で、9,000KJ～16,200KJの熱量が得られる計算となる。そのため、ヒートポンプ式の機器は空調機・給湯機・冷却・加温とどれを取っても最も効率の良いと言える。また、電気駆動式ヒートポンプ機器はインバーターが標準搭載されている機器が多く、特に低負荷時の運転効率が他の機器に比べて圧倒的に高く、省エネルギー化を進める上では不可欠な機器である。また、燃焼系機器と比較して経年による効率劣化が最も少なく、長期間性能を保持する。ただし、機器構成が燃焼系機器と比較して複雑で且つ高価なため、システム構成上十分な検討が必要である。そのため、日常的に発生する負荷の最も少ない時期（給湯・浴槽保温なら夏期）でヒートポンプ式給湯機・加温機を選定して通年でベース運転。季節や曜日によって変動する部分をガス給湯器等で対応する併用型のシステム構成が最も現実的と判断する。

セントラル式と個別分散式を比較する場合、燃焼機器の低負荷時の効率低下、熱媒搬送等による放熱ロスを考えあわせれば、需要場所に近い場所での小容量機器の分散設置が有利であると判断する。

12) 総合評価及び設備提案

本施設は建屋・設備共に古く、特に設備は老朽化が進んでいる。老朽化が進んだ配管等はスケール等の付着で配管抵抗による圧損やファンコイル等の伝熱の劣化による冷暖房効率の悪化が想定される。また、空調・給湯共にセントラル方式のため、大型の機器を低負荷状態でも稼働しなければならず、機器の高率も低下していると考えられる。また、蒸気や冷温水配管の総延長が長ければ長いほど熱損失も多く、設備の管理も煩雑となりメンテナンス費上昇の原因となる。今回の更新設備提案は空調と給湯に分け、○棟の冷

凍機及び熱交換器、△棟の蒸気ボイラーを軸に、可能な限り個別分散化した設備構成となる様に展開する。尚、空調機の更新のための前提条件は照明のLED化であり、この更新を完了している事が必要である。

空調設備において ①パッケージエアコン及びルームエアコンの増設による部分的個別空調の実施 ②空調での蒸気の廃止 ③冷温水への冷却・加温のヒートポンプ化 ④冷温水ポンプのインバーター化 ⑤ファンコイルユニットを ON-OFF で電磁弁を動作させて使用しない時に冷温水が循環しない物と交換する ⑥加温機器の温水循環システム（50号ガス給湯器+ファンコイルユニット）の採用 以上により A 重油及び蒸気ボイラーの使用を廃止し、管理し易さが向上し、エネルギー費や CO2 排出量の削減が図れると考える。□棟において、更新後の動力系統（3φ200V）の電源空き容量を利用してパッケージエアコンを設置し、中間期から冷房、暖房需要への対応は個別空調のパッケージエアコン又はルームエアコンをベースとし、セントラル空調のヒートポンプチラーを副次的に活用するのがより合理的と考える。ヒートポンプチラーはインバーターポンプ搭載型を利用するので、変流量が可能となり、使用しない部屋のファンコイルには冷温水を流さない様、ON-OFF に合わせて電磁弁が開閉するものに交換する。また、ユニット式の空気調和機の加湿は散水方式とするか各室ポータブル加湿器を設置し、ラジエーターに変えて加温用ファンコイルとガス給湯器を活用する。

給湯機器について、蒸気ボイラーの2台設置は、予備機としての活用を考えたとしても現状の入所者の利用状況から推定してもかなり過大な設備容量と考える。今後の入所者の増減を考慮しても低負荷率が多く、効率の低下を招いていると判断する。セントラル方式の場合、設備導入を行うにしてもかなりの大容量にならざるを得ず、負荷の増減に対応する運用を行う事が難しい。やはり、需要場に近い場所での中容量分散型の機器設置を推奨する。また、蒸気は機器にしる配管にしる温度が高く、温水ヒーターやガス給湯器と比較しても放熱ロスが大きくなる。（蒸気系ではロックウールを温水系ではグラスウールを利用するが、熱伝導率はほぼ同等のため、管内温度が高い分放熱ロスも大きい。）また、蒸気は温水に比べて配管が複雑となり、弁類の更新も温水に比べて短いのが一般的である。よって、蒸気機器は極力少なくする設備構成となる様な更新計画を立案する事を推奨する。具体的に蒸気ボイラーは、□棟で利用する分の容量とし LP ガスに転換する。給湯については、□棟は□棟で利用する分と XX で利用する分を分け、それぞれの容量でガス給湯器を選定し、湯量の多い場合はガス給湯器の連結設置を行って供給する事によりより省エネルギー性が高められる。また、A 重油から LP ガスに転換する事により、毎年の管理費の圧縮が可能であり、A 重油・蒸気を利用しない事で設備管理にかかる手間が大幅に削減できると判断する。尚、エコキュート等電気駆動ヒートポンプを給湯で活用すれば、更に大きなエネルギー削減効果があるが、電気容量の制約のため、本施設での提案は現実的でないものと判断する

以上