

# 上水道向けポンプ設備の省エネルギー技術

長岡 一 宏\*

## Energy Saving in Water Supply Pumping Facilities

by Kazuhiro NAGAOKA

Energy saving at potable water supply facilities has been attempted by improving pump operation control. Improving the overall water distribution system, not just mechanical efficiencies, is a crucial factor in achieving energy saving when carrying out large-scale renovation to upgrade aging water supply systems. The following exemplifies one such case.

**Keywords:** Energy saving technology, Operation control, Water supply system, Distribution pump

### 1. はじめに

地球温暖化対策として省エネルギーが全世界の重要課題として位置付けられている。我々の生活の中で身近な水道施設においても、各事業者の方々が様々な工夫をし

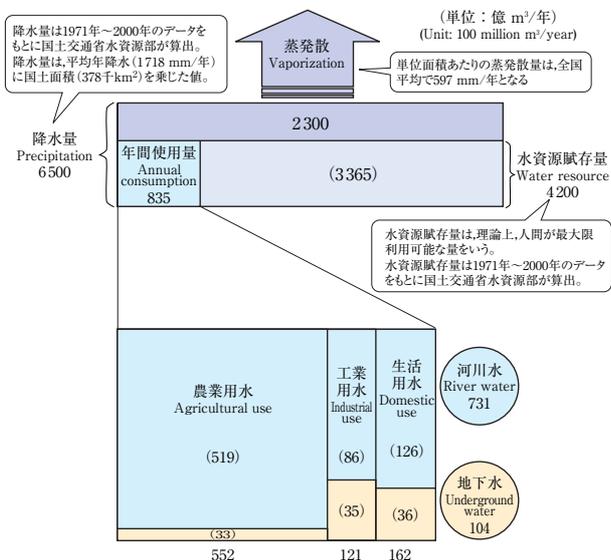
て省エネルギーに取り組んでいる。

ここでは上水道施設におけるポンプ設備の省エネルギー技術について紹介する。

### 2. ポンプ設備のエネルギー消費

日本は河川水や地下水から年間835億m<sup>3</sup>の水を生活用水、工業用水、農業用水として利用している(図1)。このうち約162億m<sup>3</sup>は生活用水として給水されており、琵琶湖の容積の6割に相当する。また、上水道事業における使用電力量は年間58億kWh(水道統計平成16年度)で、炭酸ガス排出量に換算すると238万t-CO<sub>2</sub>(使用端CO<sub>2</sub>排出原単位0.41 kg-CO<sub>2</sub>/kWh 電気事業連合会2006年度)である。

水道施設は河川等から取水し、配水管を通して各家庭の蛇口まで様々な過程を経て水を供給しているが、全消費エネルギーの9割はポンプ設備によるものといわれている。図2に、水道におけるポンプ設備を示す。



(注) 1. 生活用水、工業用水で使用された水は2004年の値で、国土交通省水資源部調べ。  
2. 農業用水における河川水は2004年の値で、国土交通省水資源部調べ。地下水は農林水産省「第4回農業用地下水利用実態調査」(1995年10月～1996年9月調査)による。(国土交通省ホームページより)

図1 日本の水資源使用割合

Fig. 1 Consumption ratio of water resources in Japan

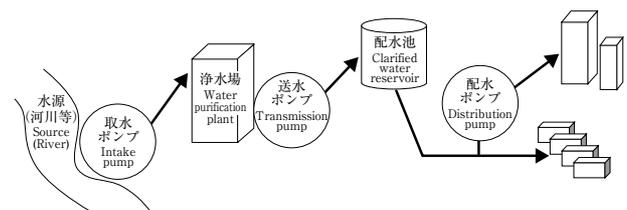


図2 水道におけるポンプ設備

Fig. 2 Pump system for potable water supply

\* (株)荏原由倉ハイドロテック

仮にポンプ設備の送水効率を1%向上させると5200万 kWhが節約できることになる。

### 3. ポンプの消費エネルギーと省エネルギー検討項目

ポンプが消費するエネルギーを節約することが水道の省エネルギーには最重要である。

ポンプ所要軸動力は次式で示され、送水量、全揚程と効率が決定要素となっている。

$$P = \rho \times g \times Q \times H / (1000 \times \eta)$$

- ここで  $P$  : ポンプ所要軸動力      kW  
 $\rho$  : 密度      1000 kg/m<sup>3</sup>  
 $g$  : 自由落下の加速度      9.80 m/s<sup>2</sup>  
 $Q$  : 送水量      m<sup>3</sup>/s  
 $H$  : 全揚程      m  
 $\eta$  : ポンプ効率

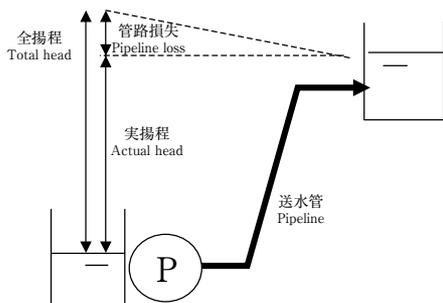


図3 全揚程の内訳  
Fig. 3 Details on total head

ポンプは水を低いところから高いところへ持ち上げる仕事をするものであり、ポンプの消費エネルギーは水の量と高低差に比例する。全揚程は、水の高低差（実揚程）に送水管路の圧力損失（管路損失）を加えたものである（図3）。

省エネルギーを検討するには、着目する要素から表のメニューが考えられる。

### 4. ポンプの省エネルギー対策

ポンプの省エネルギー対策のうち、代表的なものを以下に解説する。

#### 4-1 吐出し量（全揚程）の適正化

計算で求めた管路損失よりも実際の管路損失が小さい場合には、必要とされる需要に対してポンプの容量は過

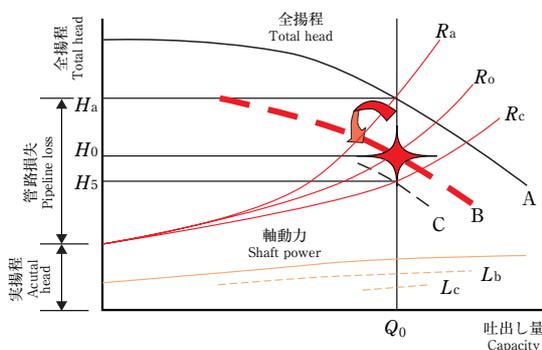


図4 吐出し量一定時のポンプ運転点  
Fig. 4 Operating point during constant capacity control

表 省エネルギー項目  
Table Items of energy saving

省エネルギー対象 Target	メニュー Item	内容 Content
1. 吐出し量 Capacity	過大性能の適正化 Optimum performance	1-1) 羽根車のカット $QH$ の過大分調整 Impeller dia reduction 1-2) ポンプ交換 需要にあった能力 Pump exchange
2. 効率 Efficiency	高効率ポンプ High efficiency pump	2-1) ポンプ効率向上 Pump efficiency increase 2-3) 電動機効率向上 Motor efficiency increase 2-2) 高機能ポンプ 可動羽根で高効率運転 Vane angle control
3. 管路損失 Pipeline loss	管路抵抗の低減 Reduction in pipeline loss	3-1) 管径のサイズアップで流速を下げる Optimal pipe size 3-2) 損失の多い弁類の見直し Review on valve loss
4. 実揚程 Actual head	実揚程の低減 Reduction of actual head	4-1) 運転水位(配水池)を下げて運用 実揚程50 mのポンプで1 m改善できれば2%の省エネルギー Review on suction water level 4-2) 全体配水計画の見直し 一部の高標高地区に合わせた圧力で全体を運用すると無駄な圧力が増える(漏水も増える) Review on water supply plan
5. 運転制御 Operation control	回転速度制御 Pump speed control	5-1) 吐出し圧力一定制御 Constant pressure control 5-3) 台数制御 Multiple pump control 5-2) 推定末端圧力一定制御 Terminal pressure control
6. その他 Other	漏水対策 Water leakage measurement	漏水による無駄な送水を減らす Reduction in water leakage

大になる。

図4は吐出し量一定のときのポンプ運転点を示している。性能曲線Aのポンプで、管路損失曲線がRcの場合、AとRcの交点が運転点となり必要な吐出し量 $Q_0$ を大きく上回ってしまう。そこで吐出し弁を絞って抵抗を付け（管路抵抗曲線はRaとなる）吐出し量が $Q_0$ になるように運転すると、ポンプが水に与えたエネルギーの一部は無駄に消費されてしまう。

このような場合には、ポンプの性能を適正な容量に見直す対策が考えられる。

4-1-1 羽根車のカット

羽根車の外径 $D2$ を $D2'$ に加工した場合の効果を図5に示す。羽根車外径 $D2'$ のときの吐出し量 $Q_a$ 、全揚程 $H_c$ 、軸動力 $L_c$ は、羽根車の出口幅が変わらないと仮定して下式で求めることができる。

$$Q_c = (Q_a =) Q_b \cdot (D2'/D2)^m$$

$$H_c = H_b \cdot (D2'/D2)^n$$

$$L_c = L_b \cdot (D2'/D2)^{m+n}$$

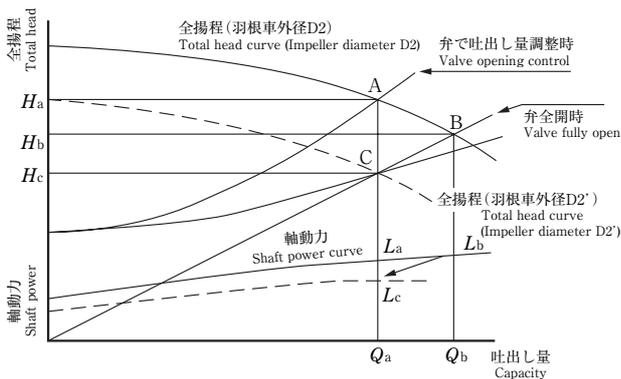


図5 羽根車外径カット時のポンプ特性

Fig. 5 Pump performance for case of impeller diameter reduction

（羽根車の出口幅が変わらない場合、通常は $m = 2$ 、 $n = 2$ である）

4-1-2 ポンプの交換

将来計画を見据えてポンプが過大となる場合には、適正な容量のポンプと交換する。ただし、ポンプの効率は大口径の方が一般的に高いため後述する速度制御による方が高効率で運用できる場合がある。設備全体のコストと比較して決定する必要がある。

4-2 軸流・斜流ポンプの可動羽根の採用

送水ポンプには、揚程は一定のまま送水量を調整したい場合があるが、回転速度制御では吐出し量ばかりでなく揚程も大きく低下してしまうため効率の良い範囲で運転ができない場合がある。そのような場合に羽根の角度を変えることによって高揚程小水量でも高効率運転が可能になる。

4-2-1 可動羽根ポンプの特徴

- (1) 部分負荷の効率がよい。
- (2) 全吐出し量域で連続運転が可能である。
- (3) 吐出し弁の開度調整による吐出し量制御が不要なので、弁の寿命が長くなる。
- (4) 構造が固定羽根に比べて複雑で高価である。

可変速度制御では高圧インバータなどの高価な電気設備が必要である。これらに比べ機械設備は耐用年数が長くなるため可動羽根ポンプは長期のライフサイクルコストで比較すると有利となるケースが多い（図6）。

4-3 管路損失の低減

全揚程（実揚程と管路損失を合わせたもの）のうち管路損失を小さくすることでエネルギー消費は低減できる。

図7は省エネルギー対策として送水管径を大きくした場合の説明図である。

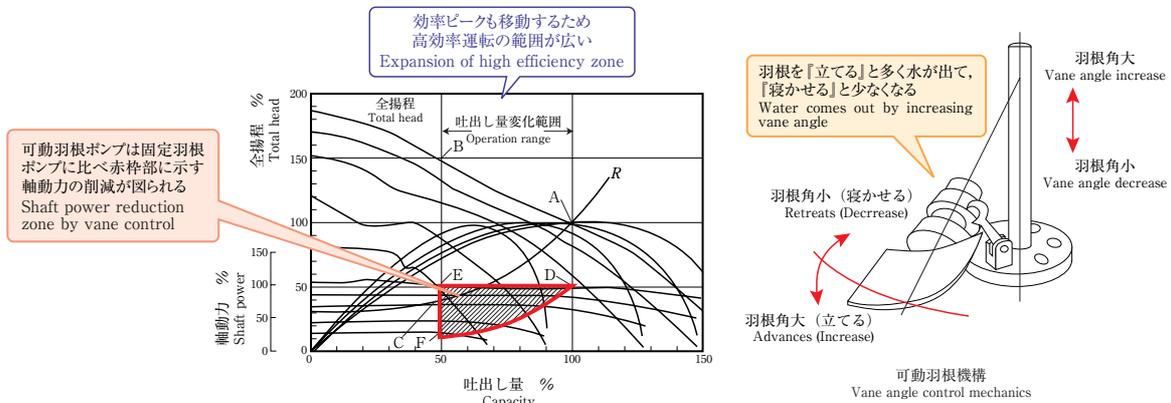


図6 可動羽根ポンプの特性

Fig. 6 Performance of vane angle control pump

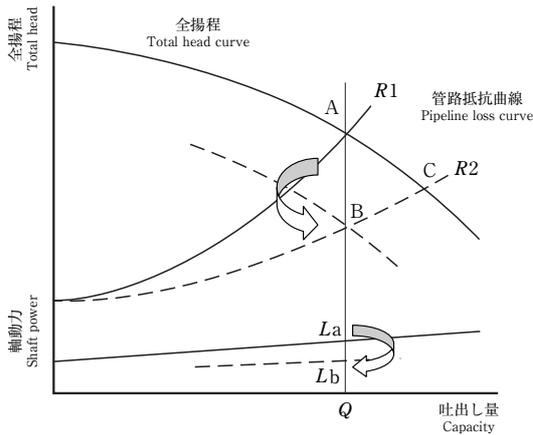


図7 管路損失低減の効果  
Fig. 7 Effect by pipeline loss decrease

実揚程に送水管の抵抗を加えた抵抗曲線R1とポンプの全揚程曲線との交点Aが現在の運転点であり、この時の軸動力はLaである。

送水管径を大きくしただけで、ポンプは従来のものをそのまま使用するのであれば、ポンプの運転点は抵抗曲線R2とポンプの全揚程曲線との交点Cとなり、吐出し量が過大となる。

ポンプの吐出し量（送水量）を適正にもどして省エネルギーを行うためには、ポンプの全揚程を下げる必要がある。方法としては、ポンプの回転速度を制御して下げる方法や、小口径のポンプに取り換える方法などが考えられる。

このような対策をすることで図7のポンプの運転点をBとなるように変更し、結果として軸動力がLaからLbに低減、省エネルギーとなる。省エネルギーを行うためには、吐出し量が過大になった分ポンプを改造あるいは新規製作してポンプの運転点をBにすれば軸動力もLbに低減し、省エネルギーとなる。

4-4 実揚程の見直し

4-4-1 配水池水位の見直し

ポンプの吸込み側の水位（圧力）と送水先の水位（圧力）との水位差が実揚程である。

実揚程はポンプ設備を運用する際の基本条件の一つであるから変更できる例は少ないが、施設の運用に支障のない範囲で見直すことは可能である。

送水ポンプの吸込み側（浄水槽）や送水側（配水池）は需要変動に対するバッファーとしての役割ももっているため、水位は高めで運用するのが一般的である。

しかしながら施設を建設した時点の容量と実際の需要

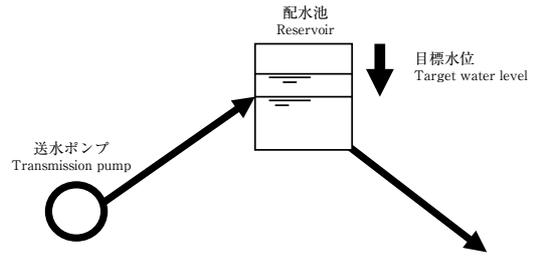


図8 実揚程の低減例  
Fig. 8 Example for actual head decrease

量に差がある場合はバッファ機能を少し下げて配水池水位を下げた運用を試みれば省エネルギー効果が大きく期待できる（図8）。仮に全揚程50 mのポンプで配水池水位を1 m下げれば2%の省エネルギーとなる。

4-4-2 全体送水計画の見直し

配水計画全体の見直しによって大きな省エネルギー効果が期待できる。

配水ポンプはその吐出し圧力の設定を需要家の蛇口圧力を確保できる圧力にしている。すなわち配水エリアでもっとも圧力が下がる需要家（標高が高い、管路の末端にある）に合わせて高めの圧力を維持できるようにポンプを運転している。

配水条件の悪い地域だけを小さな加圧ポンプで対応し、大半のエリアで給水圧力を下げられれば大きな省

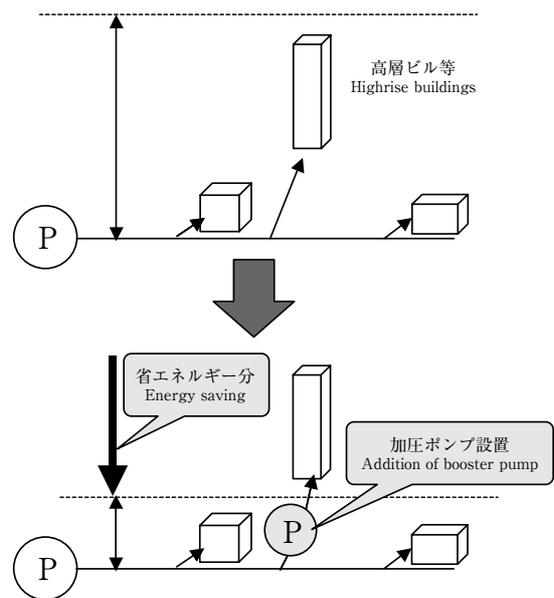


図9 送水計画の見直し  
Fig. 9 Improvement in water supply plan

エネルギー効果が期待できる（図9）。更に送水管の圧力を下げることで漏水の低減効果も見込めるため施設全体の改修時期に合わせて検討する価値は大きい。

4-5 運転制御の最適化

ポンプの吐出し圧力に余裕をつけて運転しても結局どこかの弁で絞られてエネルギーを捨ててしまうことになる。

少しでも無駄となるエネルギー消費を低減するためポンプの運転制御方法を工夫して運用する方法がある。

4-5-1 吐出し圧力一定制御

需要末端で弁開度を絞って使用水量を低減すると、弁の抵抗が大きくなる。ポンプを一定回転速度のまま運転すると、運転点はAからB、Cと移り、これに伴ってポンプ吐出し圧力も高くなる（図10）。

抵抗曲線が変化してもポンプの吐出し圧力を一定値に維持するため、ポンプの運転点がA→D→E→Fとなるように、ポンプの回転速度を $n_1 \rightarrow n_2 \rightarrow n_3 \rightarrow n_4$ と変化させれば、ポンプの軸動力はイ→ロ→ハと変化し、省エネルギーとなる。

回転速度を下げることでポンプ特性は、吐出し量が回転速度比に比例し、全揚程は回転速度比の2乗に比例して低下する。したがって吐出し量と全揚程の積に比例する軸動力は回転速度比の3乗に比例して低減することができる。

4-5-2 推定末端圧力一定制御

この制御は、送水量が変わっても水を使用する末端での圧力を一定に保つために、ポンプ吐出し圧力と送水流量を演算器に送り、送水流量に応じてポンプ吐出し圧力を自動制御させる。

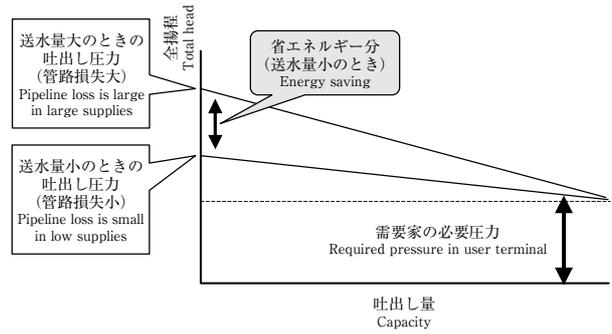


図11 推定末端圧力一定制御  
Fig. 11 Terminal pressure control

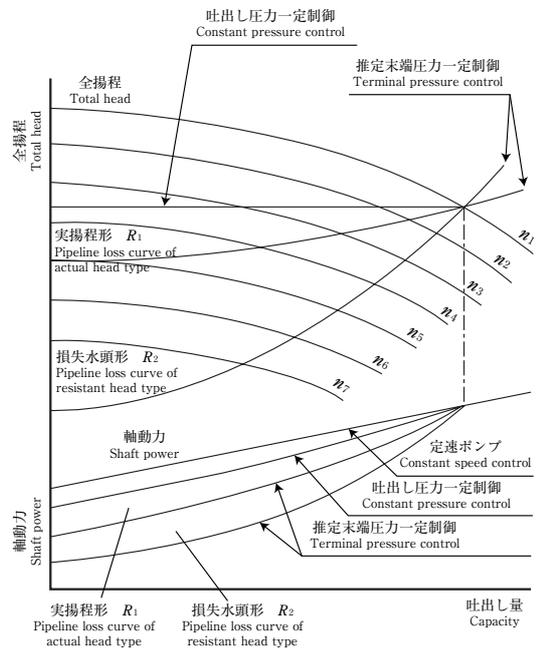


図12 圧力制御の効果  
Fig. 12 Effect by pressure control

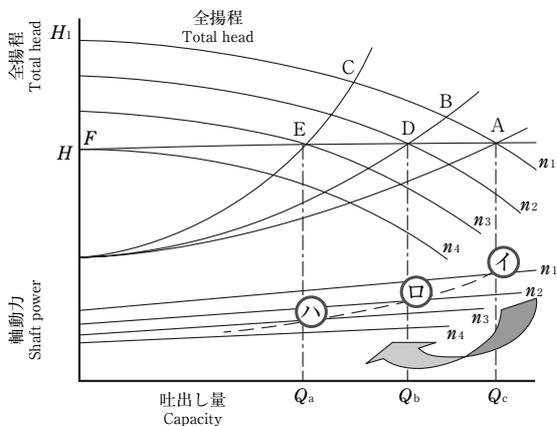


図10 吐出し圧力一定制御  
Fig. 10 Constant pressure control

送水流量によって送水管路損失が大きく変わるため需要家の必要圧力に、送水流量に見合った管路損失分を計算して加えて目標圧力を求める（図11）。

吐出し圧力一定制御より更に小水量側での省エネルギー効果が期待できる（図12）。吐出し圧力一定制御では常に最大送水流量に見合った圧力でポンプを運転するため、送水流量が少なく管路損失が小さいときでも高い圧力のみで運転している（図12 吐出し圧力一定制御）。それに対して、推定末端圧力一定制御では管路損失が小さい送水流量ではポンプ吐出し圧力を下げて運転する（図12 推定末端圧力一定制御）ため更なる省エネルギー効果が期待できる。

## 5. おわりに

今回は水道施設を想定して省エネルギー対策を整理した。機器単体の効率をアップすることはもちろん重要な課題であるが、運用方法から見直すとはるかに大きな省エネルギー効果が期待できる場合がある。

水道施設は建設当初に右肩上がりの需要予測を基にした設備計画をしているケースも見受けられる。その後の節水技術の進展もあり将来の需要計画を修正する事業体もあるときいている。

施設の大規模改修のときは全体配水計画を見直す絶好の機会でもある。

