

耐キャビテーションバタフライ弁の開発 Development of Cavitation Resistance Butterfly Valve

真本英光*

Hidemitsu Mamoto

バタフライ弁はOn-Off弁として使用されてきたが、現在では流量調整弁として使用されることが多い。そこで、バタフライ弁の下流側流れの乱れを評価するために、流量調整弁の下流側に設置したバタフライ弁に発生する変動トルクを測定した。また、バタフライ弁弁体トンネルオリフィスに多孔プレートを取付けた新形バタフライ弁を開発した。

本編では、低キャビテーション下で流量調整可能なバタフライ弁の開発について報告する。

Butterfly valves have been used for stopping the water flow. Today, they usually need to control flow rate. We measured torque oscillation of the butterfly valve to survey the effect of the turbulent flow for the down stream of control valve. We developed new butterfly valves which having nozzle plate on the tunnel orifice mounted on the outside surface of the valve disc.

In this paper, we'll report about development of new butterfly valve which can control flow rate under hard condition that coefficient of cavitation is low.

1. 緒言

近年、バタフライ弁は比較的低下下における流量調整弁として使用される。バタフライ弁は単純な構造で低価格な反面、任意開度で使用した場合には弁体から生じる渦およびキャビテーションの下流側配管への影響について注意を払わなければならない。

今回、新形耐キャビテーションバタフライ弁の開発にあたり、バタフライ弁の下流側配管への影響に関する実流試験を実施し、新形弁の開発に反映した。本編では、この試験結果と併せて、新形バタフライ弁の開発について報告する。

2. バタフライ弁下流側流れ

2台のバタフライ弁を直列に配管し、配管内の圧力脈動により発生する弁棒トルクを測定した結果を報告する。

上流側のバルブから発生する流れの乱れが下流側のバルブにどのように影響するかを調査した。

2.1 試験条件

使用試験設備：泉北工場水理実験施設

配管状態：図1参照

(A弁は横形据付、B弁は立形据付)

流速：2～5 m/s

最大圧力水頭：80 mAq

キャビテーション係数 σ ：0.15～4.0

$$\sigma = (H_2 + 10) / \Delta h$$

H_2 ：バルブ2次側圧力水頭 mAq

Δh ：バルブ差圧水頭 mAq

測定項目：弁棒トルク変動値 N・m

2.2 測定結果

トルク変動測定波形を図2に示す。横軸は時間(s)、縦軸は弁棒トルク変動値(N・m)である。

v (m/s)は管内流速、 a_1 (%)はA弁の開度、 a_2 (%)はB弁の開度を表している。

また、トルク変動値の正負は弁棒の回転方向に対応している。A弁は正符号が弁開方向、B弁は負符号が弁開方向に働くトルクを示している。

図2より、A弁のトルク変動はほとんど見られない。一方、B弁のトルク変動は流水条件が厳しい、流速大、前弁絞り運転(A弁開度小)ほど、顕著に現れている。

2.3 考察

2.3.1 平均トルクTa

測定したトルク変動値の平均値である。

図3にトルク平均値とA弁開度 a_1 の関係を示す。

パラメータは管内流速 v (m/s)とB弁開度 a_2 (%)である。A弁の開度が小なるほど、前弁の差圧が大きくなり、後弁に流れの乱れが影響する。すなわち、グラフの横軸が0%に近いほどA弁により生じる流れの乱れが大きく、100%に近づくほど乱れは小さいといえる。

1) 図よりB弁に比べ、A弁の平均トルクTaの方が大きい値をとっている。

2) A弁の平均トルクTaは、A弁開度 a_1 が小さいほど大きくなる。

特に●印の流動条件($v=2\sim 3$ m/s、 $a_2=100\%$)の挙動で顕著に表れている。これは、弁中間開度のときに、弁体を閉めようとするダイナミックトルクが働く現象と一致している。このことはB弁の平均トルクでも見られる。つまり、流速同等のもとでB弁開度 a_2 が100%から

* バルブ事業部 設計部 設計3課

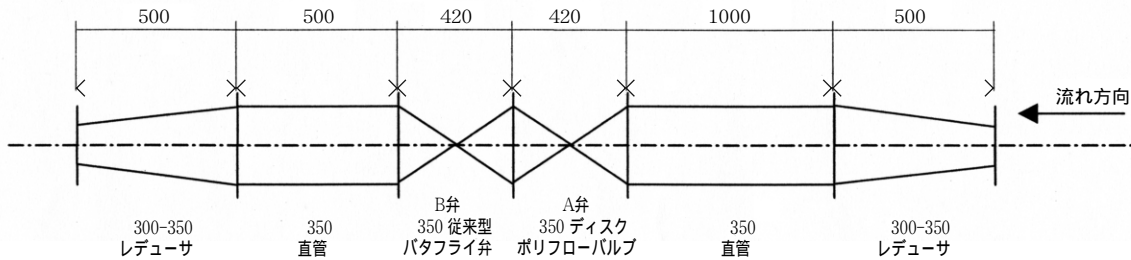


図1 実験装置
Fig. 1 Test section

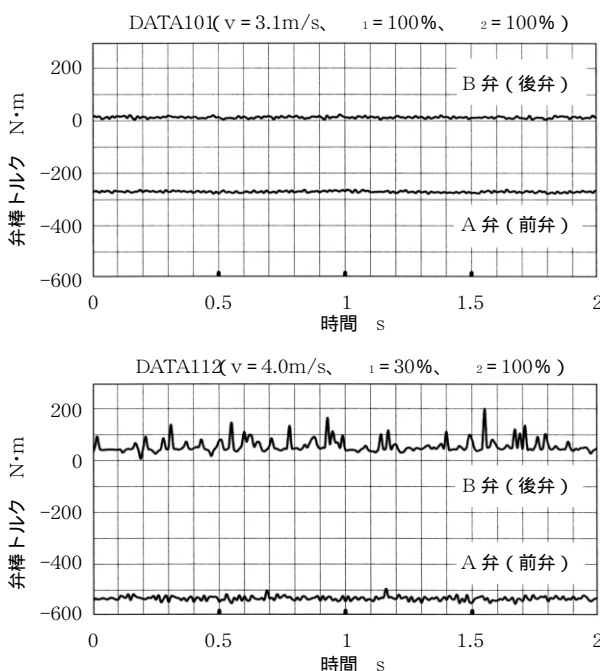


図2 変動トルク
Fig. 2 Torque oscillation

80%へ小さくなる(○→△)時で、B弁の平均トルクが増大している。従って、A、B弁ともに平均トルクTaは流れの乱れよりも、弁体に働くダイナミックトルクを反映したものといえる。また、その値は小さく、バルブ使用上問題となるようなものではない。

2.3.2 最大振幅 Tmax

データ内における最大値からトルク変動平均値Taを引いた値で、最大振幅値(片振れ)を表す。単純に最大値をとっているため、トルク値変動全体の振幅値として扱うことはできないが、本文では最大振幅値を流水条件ごとに比較するために用いている。

図4にトルク変動値の最大振幅 ΔTmaxを示す。図3と同じく、横軸にA弁開度 a1、パラメータに管内流速vおよびB弁開度 a2をとる。

1) A弁のトルク変動最大値は、管内流速vおよびB弁開度 a2によらず、A弁開度 a1が小さくなるほどな

かに増大する傾向がある。しかしながら、その値は50N・m程度に収まっているため、A弁の絞り運転で配管が振動している状況下でも、A弁に発生する弁棒トルク変動は小さい。

また、B弁の●印の流動条件(v=2~3m/s、a2=100%)でA弁開度 a1=100%における、流れの乱れがない領域*において、B弁のΔTmaxは50N・mと低い値を示し、A弁の結果と一致している。

(※通常バタフライ弁の全開使用では、キャビテーションに起因する渦流れの生成は微少と考えることから。)

つまり、流れの乱れ影響の少ない場合、そのトルク変動の振幅は極めて小さいといえる。

2) B弁において流れの乱れが激しいA弁開度 a1が小さい領域では最大振幅は大きい値をとっている。

3) B弁において、流量が増大(●→○)すれば、最大振幅は増大する傾向にある。

4) B弁において、流量調整弁直下流のB弁開度を絞ること(○→△)により、最大振幅が軽減される。

5) B弁において、流量大、A弁開度小(流れの乱れが大)、B弁全開(○印、a1=30%)で変動振幅が最大となる。

2.3.3 標準偏差 St

次に、標準偏差を用いて、トルク値の散らばり状態を示す。

式は下記のとおり。

$$St = \sqrt{\frac{N \sum Ti^2 - (\sum Ti)^2}{N^2}}$$

Ti : トルク値データ N・m

N : データ数

図5にトルク変動値の標準偏差を示す。図3と同じく、横軸にA弁開度 a1、パラメータに管内流速vおよびB弁開度 a2をとる。A弁に比べてB弁のトルク値が散らばっている。つまり激しく変動していることがわかる。

図3～図5記号説明

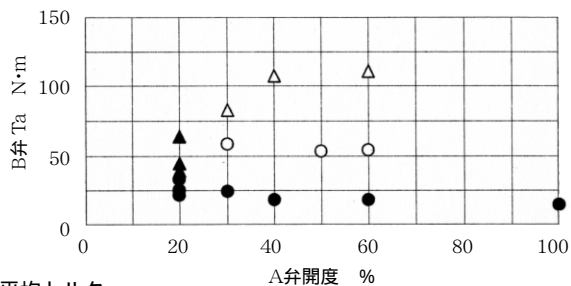
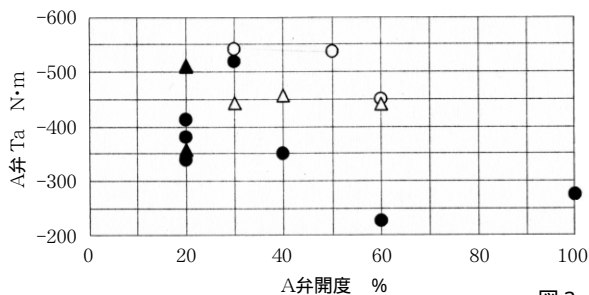
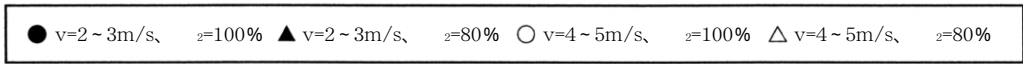


図3 平均トルク
Fig. 3 Average torque

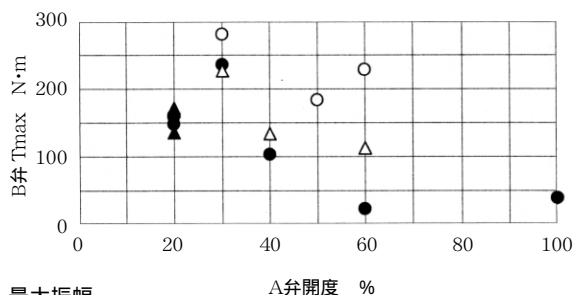
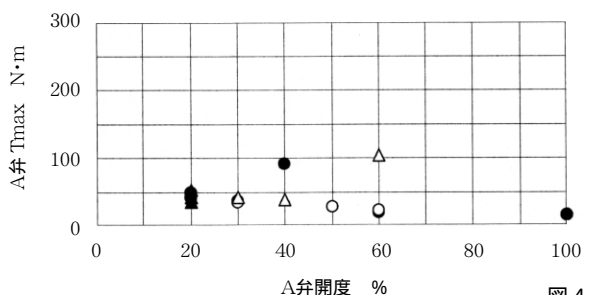


図4 最大振幅
Fig. 4 Maximum amplitude

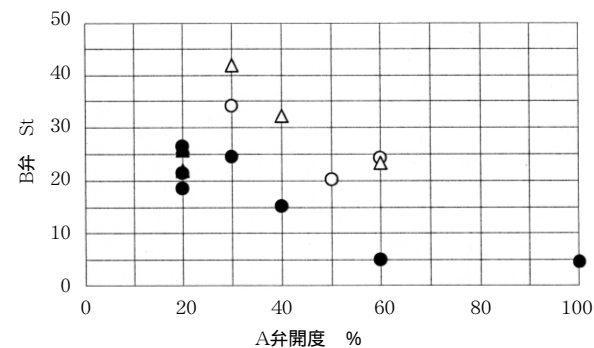
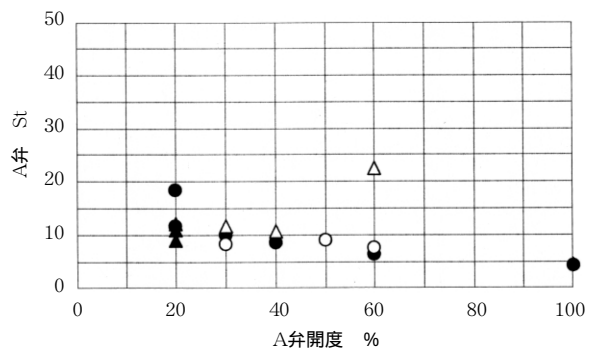


図5 標準偏差
Fig. 5 Deviation value

2.4 他機種との比較

他機種、他口径における同等の試験データ結果と比較する。対象はφ1200インライン形スリーブ弁(前弁)とバタフライ弁(後弁)を直結したときのトルク変動値である。比較にあたり、以下の値を用いる。

$$\psi = \sqrt{\frac{2g}{K}}$$

ψ : 流動状態係数

K : 弁損失係数

g : 重力加速度 9.8m/s²

ただし、弁損失係数は前弁の弁差圧から求めた。

平均トルク係数Ta'

$$Ta' = \frac{Ta}{D^3} \text{ N/m}^2$$

Ta : 平均トルク N·m

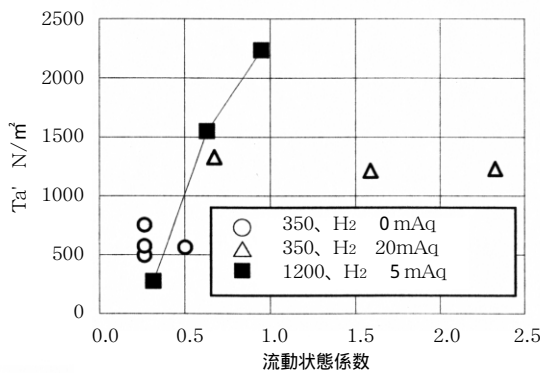
D : 弁口径 m

トルク最大振幅係数 $\Delta T_{max}'$

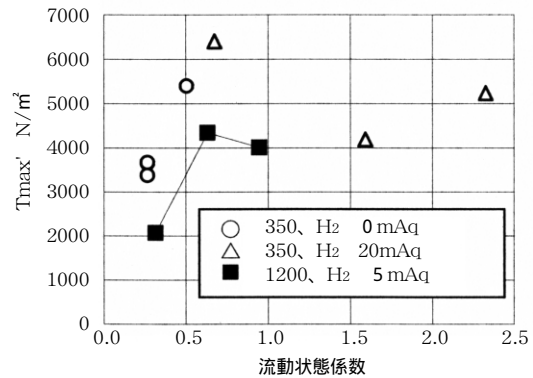
$$\Delta T_{max}' = \frac{\Delta T_{max}}{D^3} \text{ N/m}^2$$

ΔT_{max} : トルク最大振幅 N·m

D : 弁口径 m



(a) 平均トルク



(b) 最大振幅

図6 トルク変動の比較
Fig. 6 Comparison of torque oscillation

図6において、横軸は ψ 、縦軸には Ta' 、 $\Delta T_{max}'$ 、パラメーターは以下の通り。

- $\phi 350$ バタフライ弁 (2次圧 $H_2 \doteq 0$ mAq)
- △ $\phi 350$ バタフライ弁 (2次圧 $H_2 \doteq 20$ mAq)
- $\phi 1200$ バタフライ弁 (2次圧 $H_2 \doteq 5$ mAq)

図6より、 Ta' 、 $\Delta T_{max}'$ ともに○と■では同一の傾向が見られる。つまり ψ の増加と共に Ta' 、 $\Delta T_{max}'$ は増加の傾向にある。一方、△の実験点で ψ が大なる領域では上記のような傾向は見られない。△の実験点において2次圧が大きくキャビテーション係数 σ も大きい場合、流れの乱れ影響が少なく、トルク変動も少ないと推察される。

従って、バタフライ弁とスリーブ弁、 $\phi 350$ と $\phi 1200$ というバルブ形式、口径に違いがあっても、水理条件を同等にすれば、後弁に発生する変動トルクは類似することがわかった。

総じて、乱れの流れによる影響(弁棒トルク変動)は、弁形式や口径によらず、流量調整弁の直下流であれば発生する事象であり、 ψ 、バルブ2次側圧力水頭 H_2 (またはキャビテーション係数 σ)といった水理条件で評価できるといえる。

3. 耐キャビテーションバタフライ弁の開発

前述のとおり、流量調整弁に求められることは、下流側への悪影響を抑えることにあるといえる。

これに従って、バルブ下流側配管への影響を本試験の評価基準とし、その中でも、振動値は配管状態などで大きく変化するため、バルブ下流側配管内の流動状態区分にてバルブ性能を評価した。

3.1 構造

3.1.1 弁体構造

既存の流量調整バタフライ弁(ディスクポリフロー)は、弁体にトンネルオリフィスを有し、中間開度にお

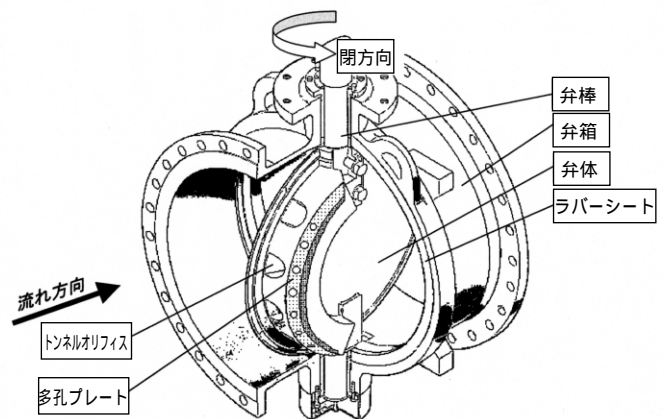


図7 新形バタフライ弁(弁開度: 100%)
Fig. 7 New type butterfly valve (Valve opening: 100%)

る特異渦発生を抑制したバタフライ弁である。

新形耐キャビテーションバタフライ弁は、このトンネルオリフィスに30%開度付近で特異渦発生抑制に有効な多孔プレート(図7)を加え、性能向上を図っている。従来品の改良型であるため、低コストで製作可能であり、開発期間を短縮することができる。

3.1.2 バルブ材質

水道用バタフライ弁は主要部である弁箱および弁体の材質は、一般的にねずみ鋳鉄もしくはダクタイル鋳鉄が用いられる。新形バルブでは次のとおりとした。

- 1) 弁体には、ステンレス製多孔プレートを溶接取り付けでき、かつ、耐キャビテーションに優れた材質であるステンレス鋼を用いる。
- 2) 生産性を考慮して弁箱を標準型バタフライ弁と同一とし、耐キャビテーション性を考慮して弁箱内面は粉体塗装もしくは全面ゴムライニングとする。

3.2 試作および試験

3.2.1 供試弁

$\phi 350$ 新形耐キャビテーションバタフライ弁とする。

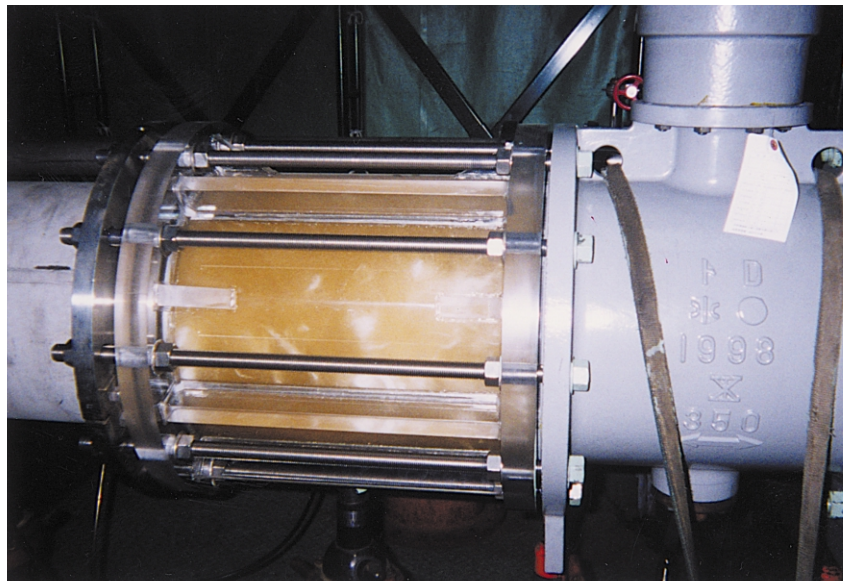


図8 試験風景
Fig. 8 View of experiment

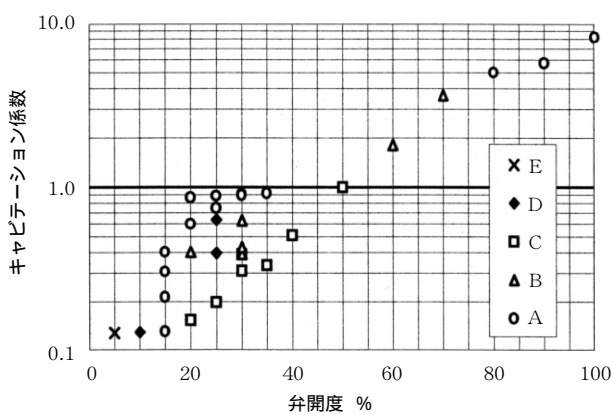


図9 流動区分
Fig. 9 Fluid type

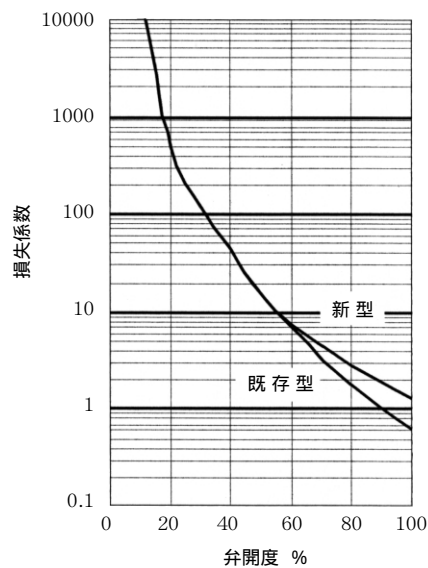


図11 弁損失係数
Fig. 11 Coefficient of value head loss

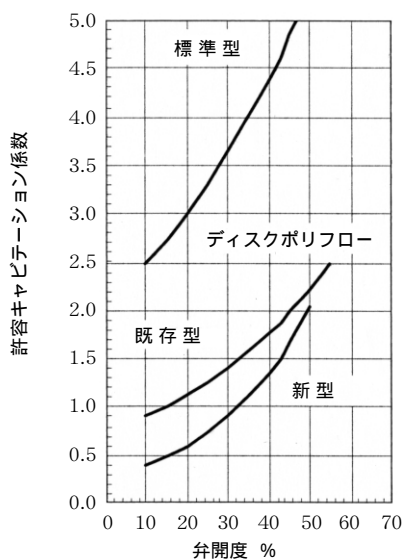


図10 許容キャビテーション係数
Fig. 10 Allowed coefficient of cavitation

3.2.2 試験条件

バルブ下流側に透明の亚克力管を配管し、外部より目視にて流動状態を区分した(図8)。最大流速は約6 m/s、最大圧力水頭は約80mAqである。

3.2.3 試験結果

試験点ごとの流動状態を下記の5種類に区分(図9)。

- A：白濁した部分がない流れ。最も穏やかな流れ。
- B：白濁(気泡らしきもの)が断続的に発生する。
- C：気泡が連続的に発生し、流線が確認できる。
管中心、管底部に渦流れが見える。
- D：流れの乱れが顕著。渦流れが不規則に発生。
- E：充水しない、もしくは逆流など。

この結果、弁特性各開度ごとに決定(図10、図11)。

4. 結言

試験より得られた結論を列記する。

- 1) 中間開度のバタフライ弁の直後配管に構造物がある場合、上流側弁の開度が下流側の流れの乱れに大きく影響することがわかった。
- 2) 弁体に取り付けた多孔プレートには、弁開度30%程度で、弁下流側に発生する渦を抑制する効果がある。
- 3) 既存の流量調整用バタフライ弁の構造を用いて、新形耐キャビテーションバタフライ弁を開発した。

新形耐キャビテーションバタフライ弁は、技術資料を作成し平成11年度よりディスクポリフロー(特殊形)として販売開始。平成12年4月に1号機を受注、現在、水道局向けに6機を納入している。

参考文献

- 1) 岩崎正博：泉北工場水理実験施設におけるキャビテーション核分布の測定、クリモト技報、No.19(1988.7)
- 2) 岩崎正博：キャビテーション抑制形バタフライ弁の特性比較、クリモト技報、No.25(1991.7)

執筆者

真本英光

Hidemitsu Mamoto

平成9年入社

バルブ設計に従事



栗本トピックス

知多工場開設

1、開設までの経緯

平成10年初、愛知県企業庁殿より5ヶ所の工業団地の紹介を受け、詳細検討した結果、立地条件、近隣環境、アクセス性から知多大興寺工業団地チクダイコウジに決定した。そして平成11年12月に着工し、翌平成12年5月に竣工した。

2、工場の概要

- 1) 面積 敷地17,433㎡、建家2,017㎡
- 2) 製造能力 約300トン/月
- 3) 稼働日 平成12年5月8日
- 4) 所在地 愛知県知多市大興寺刀ヶ池112

3、新工場用途

当社建材事業部の専門工場として、主に空調用スパイラルダクト、土木建築用ワインディングパイプを製造し、中部・北陸地区全体の需要をカバーする。

4、『マイティハリー』から『スーパーハリー』へ

建材製品のなかで、特異な製品である梁貫通孔補強筋は、その名のとおりに、建築物の梁のせん断補強筋である。『マイティハリー』の商品名で発売以来、官公庁、公団や民間収容建築物に数多く採用されてきた。この度、高強度鉄筋(KSS785)を使用した『スーパーハリー』を開発、戦略商品として投入し、効果をあげている。鉄筋径が従来のものより細くなり、過密配筋が避けられ、製品が軽量化されるので、配筋作業の負荷が軽減されるのが特徴である。



知多工場内風景



効率的在庫管理のため導入されたラック