

ANSYS/FLOTRAN による空気弁排気性能の数値シミュレーション

松藤 宏幸¹⁾・平野 公孝²⁾・菊地 正憲²⁾Numerical Analysis of Inner Flows in Air Valves
with the ANSYS/FLOTRAN

Hiroyuki MATSUFUJI, Kimitaka HIRANO, Masanori KIKUCHI

Abstract

Incompressible inner flows in air valves set in agricultural pipelines are numerically analyzed with ANSYS/FLOTRAN, the FEM fluid analysis software. A pressure difference between intake and exhaust boundaries of the air valves is 1kPa. Flows are driven with the pressure difference. Heights of the exhaust boundaries effect on velocity fields, vortex structures and flow rates of the valves. The best performance among the valves is showed as the height of the exhaust boundary is 14mm.

Key Words:

Air Valve, Finite Element Method, ANSYS/FLOTRAN, Turbulence, Vortex Structure, Flow Rate

1. はじめに

農業用パイプラインは、水源が屋外の川や溜池であるなどの理由から、配管内に空気が混入しやすくなっている。この空気を十分に抜かずに放置すると、管路の破損などの漏水事故を引き起こす場合も生じる。これに対処するため、配管内の気泡を抜き取る空気弁が使用されている。特に、比較的頻繁に行われる管路の充水・落水作業をより安全かつ迅速に行う際に必要となる空気弁に求められる性能は、空気の多量急速排気性能である。

空気弁の弁箱の中には、遊動弁体、フロート弁体およびフロート弁体案内（以下、これらをまとめて単に弁体と記す。）が置かれている。空気弁内に空気が充滿しているときには、これら弁体は、自重により図1に示すように一体となって空気弁の下部に落ちている。このような急速排気時において、空気は弁の下部管路から流入し、フロート弁体案内と弁箱の狭い流路間を流れ、遊動弁体上部の広い領域を通過した後、ふたに衝突して流れの方向を変え、その周囲にある出

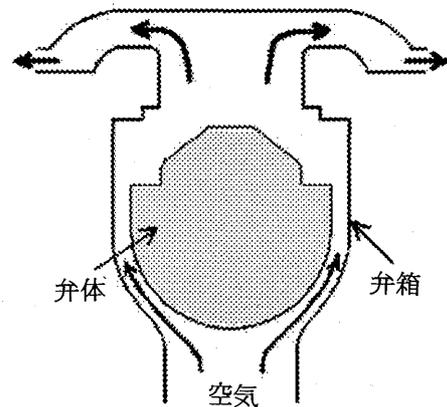


図1 空気弁内での排気の流れ

口から排出される。即ち、空気が通過する流路面積は、急縮小急拡大を繰り返している。

急速排気時の性能評価に関する研究として、中¹⁾による合成樹脂製農業用空気弁の多量排気性能に対する試験結果や矢野・岩崎²⁾による遊動弁体の形状変化が空気弁の排気性能に及ぼす影響の実験的解析が報告されている。しかし、空気弁内の流れの計測やその可視化は非常に困難であり、空気弁の内部流れと関連付けた排気性能の解析はほとんどなされていない。

本研究では、旭有機材工業(株)製の入り口管路直径が80mmである空気弁を対象とし、ふたの高さ位置が空

1) 機械システム工学専攻大学院生

2) 機械システム工学科教授

気弁内流れに及ぼす効果を数値的に解析し、空気弁の排気性能の改善に資することを目的とする。

2. 計算の基本設定

2.1 解析対象領域と座標系

図2に、解析対象領域の空気弁各部の寸法と座標系を示す。弁体と弁箱の間の流路高さは狭く、流れ場は軸対称の取り扱いが可能となる。

空気弁の半径方向に r 軸を、また対称軸方向に y 軸をとる。速度については、半径方向および対称軸方向の速度成分をそれぞれ u 、 v とする。

従って、軸対称流れ場における渦度は、次式で定義される。

$$\zeta = \frac{\partial v}{\partial r} - \frac{\partial u}{\partial y}$$

空気弁の入口管路の直径 D を80mmとし、これを代表長さとする。また、ふたの外周における空気の出すきま H については、市販されている製品の排出すきま $H = 14\text{mm}$ を基準として設定する。この場合の空気弁の入口流路面積は $4,027\text{mm}^2$ であり、排出すきまの流路面積は $9,852\text{mm}^2$ である。空気が流出する排出すきまは狭くなってはいるが、しかし排出流路面積自体は入口部に比べて約2.5倍になっている。空気弁内では流路面積が、入口から出口までの間で激しく増減している。

2.2 支配方程式と乱流モデル

流れ場は軸対称とし、乱流モデルとしてはShi-Zhu-Lumley $k-\varepsilon$ 乱流モデル³⁾を使用する。従って、流れの支配方程式は、運動方程式としてレイノルズの方程式および連続の式に、乱れのエネルギー k とエネルギーの消散率 ε に関する方程式が加えられる。

2.3 境界条件

2.3.1 流入・流出境界条件

流れの駆動力は、空気弁の流入境界と流出境界の間の圧力差である。流出境界はふた外周部の排出すきまとし、そこでの圧力条件は大気圧を設定し、 0Pa (ゲージ圧) と固定する。

一方、流入境界としては、空気弁に接続される円管の入口部とし、ここでの圧力のみが、解析の際の設定可能な条件として与えられる。本研究では、入口と出口の間の圧力差 Δp は、比較的低圧な条件として 1kPa

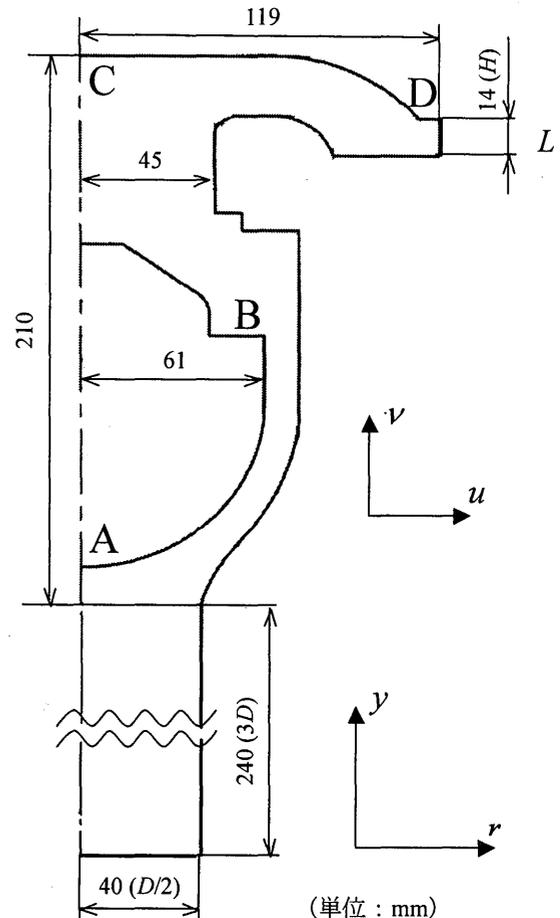


図2 計算モデルの各寸法と座標系と設定された。

2.3.2 軸対称境界条件

対称軸上の速度に関する条件として、半径方向の速度成分について、 $u = 0$ が与えられる。

2.3.3 壁面上境界条件

弁体、弁箱やふたの壁面上では、粘性による滑りなしの条件として、 $u = 0$ および $v = 0$ を与える。

2.4 数値解析ソフトウェア

本研究で使用された有限要素法による流体解析ソフトウェアは、Cybernet社のANSYS/FLOTTRAN (以後FLOTTRANと記す) である。

FLOTTRANは、有次元量を用いて数値解析を実行する。このため、本研究では単位系としてSIを用いる。また、空気の密度および粘性係数は、 20°C の標準大気圧の $\rho = 1.205\text{kg/m}^3$ 、 $\mu = 1.81 \times 10^{-5}\text{Pa}\cdot\text{s}$ を用いる。

なお、FLOTTRANは渦度の計算機能を持っていない。渦度は、計算結果の後処理として速度場の数値差分に

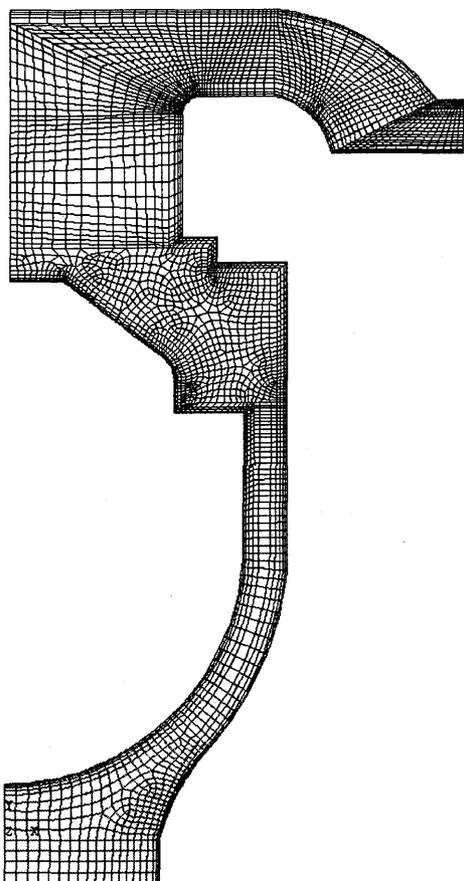


図3 基本モデルのメッシュ図

より計算された。

3. メッシュ構造

3.1 基本モデルのメッシュ構造

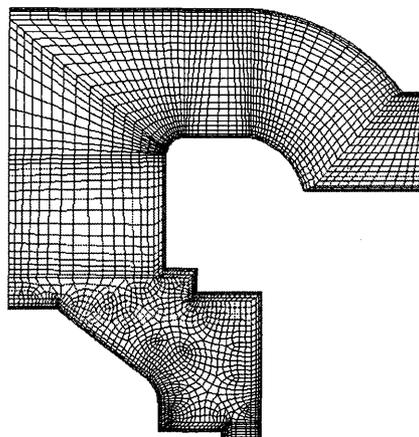
空気の排出すきま $H = 14\text{mm}$ の場合を基本モデルとし、そのメッシュ分割図を図3に示す。この場合の要素数は5,121であり、節点数は5,411である。壁面近傍や急激な形状変化の部分でのメッシュを細かく分割する。

3.2 ふたの位置を変えたモデルのメッシュ構造

空気の排出すきま L は、これ以降、基本モデルの H で無次元化した L/H を使用する。

$L/H = 1.0$ とした基本モデルに加え、 $L/H = 0.75, 1.25, 1.5, 2.0$ のように、ふたの位置を変えた4つのモデルについても計算を行い、空気弁の排気性能を解析する。

図4には、代表例として $L/H = 2.0$ のモデルの上部のメッシュ分割を示す。この場合の要素数は4,640であ

図4 $L/H = 2.0$ の場合のメッシュ図

り、節点数は4,931である。

なお、 $L/H = 0.75, 1.25, 1.5$ の各場合の要素数はそれぞれ4,515, 4,964, 5,626であり、節点数はそれぞれ4,8080, 5,255, 5,917である。

4. 解析モデルの妥当性の検証

4.1 時間刻みの選定

非定常計算での時間刻み Δt は、安定的な時間進行を可能とするように予備計算の結果、次と設定された。

$L/H = 1.0, 1.25, 1.5$ の各モデルに対しては $\Delta t = 3 \times 10^{-6} \text{ s}$ 、一方、 $L/H = 0.75, 2.0$ のモデルに対しては $\Delta t = 5 \times 10^{-6} \text{ s}$ とする。

4.2 壁付近のメッシュ分割の検証

FLOTTRAN の計算手法として、壁付近の挙動は壁関数によってモデル化されている。壁関数が正しく導入されているかを評価するために、次式で定義される y^+ の数値で検証を試みる。即ち、 $y^+ = yu_\tau/\nu$ であり、 y は壁面からの距離、 u_τ は壁面のまさつ速度、 ν は動粘性係数である。

y^+ の値は、FLOTTRAN のマニュアルでは30~150の範囲ならば適切とされている。基本モデルに対する予備計算の結果として、各壁面上における y^+ の値を図5(a)(b)に示す。図(a)は弁体下部Aから弁体に沿って点Bまでの値、図(b)はふたの中央Cから出口の排出境界Dにかけての y^+ の値である(図2参照)。

どの壁面上においても y^+ は概ね30~150の範囲内に収まっており、壁面付近のメッシュ分割は適切に行われているといえる。

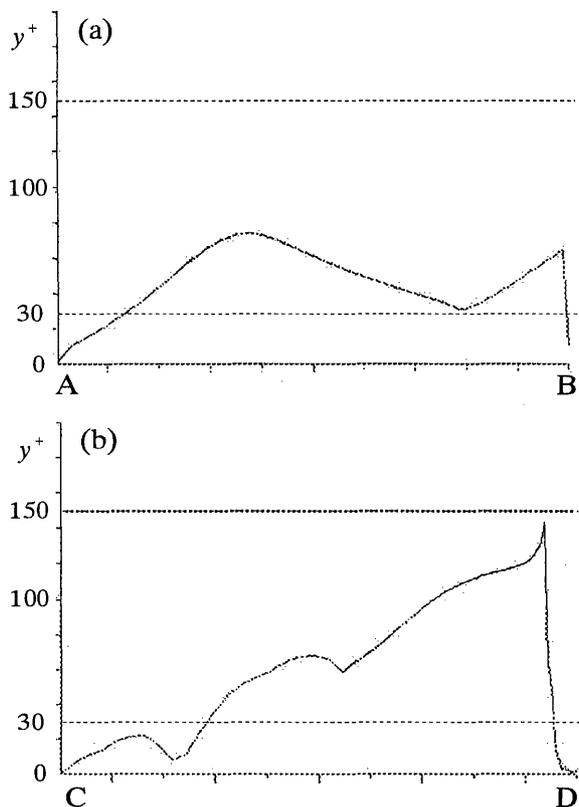


図5 弁体とふたの壁面上に沿う y^+ の変化

4.3 計算誤差のチェック

本解析では非圧縮計算を行っており、流入境界と流出境界を通過する体積流量は同一となる。

しかし、実際には両者の間に数値計算上の誤差 E が発生する。誤差 E の定義は、次式で与えられる。

$$E = |Q_{in} - Q_{out}| / Q_{out} \times 100 (\%)$$

ただし、 E は誤差(%), Q_{in} は入口流量, Q_{out} は出口流量である。

$L/H = 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 2.0$ の場合の各モデルの誤差 E は、それぞれ 0.02%, 0.71%, 0.68%, 1.20%, 1.84%であった。排出すきまが大きい場合に誤差が 1% を越えたが、ほぼ妥当な結果と考えられる。

5. 計算結果および考察

5.1 流れ場のベクトル図

流入境界と流出境界の圧力差 Δp が 1kPa の流れについて、基本モデル ($L/H = 1.0$) の流れ場全体の速度ベクトルを図6に示す。入口管路内の平均流速は 37.6m/s であり、管路直径 D で定義されたレイノルズ数は 2.00×10^5 である。

空気は、空気弁につながる円管部から弁体下部と弁箱との狭い流路にスムーズに流入している。弁体後流域で流れははく離し、大きな渦（リング渦）が形成されている。このはく離渦と弁箱の間を縫うように空気は流れるが、この領域は流路断面積が最も広くなる領域であり、流速は遅くなる。更に、ふたに沿って排気出口に向かう流れについては、弁箱の角部で再度流れはく離し、出口までの広い範囲にわたってはく離渦（リング渦）が形作られている。

次に、基本モデルを含め排気すきまの高さを変えた5つのモデルの上半分に対する速度ベクトルを示す。図7(a) (b) (c) (d) (e) は、圧力差 $\Delta p = 1\text{kPa}$ について、 $L/H = 0.75, 1.0, 1.25, 1.5, 2.0$ の場合である。入口管路内の平均流速は、それぞれ 33.2m/s, 37.6m/s, 35.6m/s, 32.2m/s, 31.8m/s であり、レイノルズ数は、それぞれ $1.77 \times 10^5, 2.00 \times 10^5, 1.90 \times 10^5, 1.72 \times 10^5, 1.70 \times 10^5$ である。弁体後流部に形成されるはく離渦の大きさは、いずれのモデルもほぼ同程度である。しかし、ふたに衝突した後に排気出口に向かう流れでは、再度のはく離領域が形成され、はく離渦の大きさは排気すきまが大きくなると共に、大きくなっている。

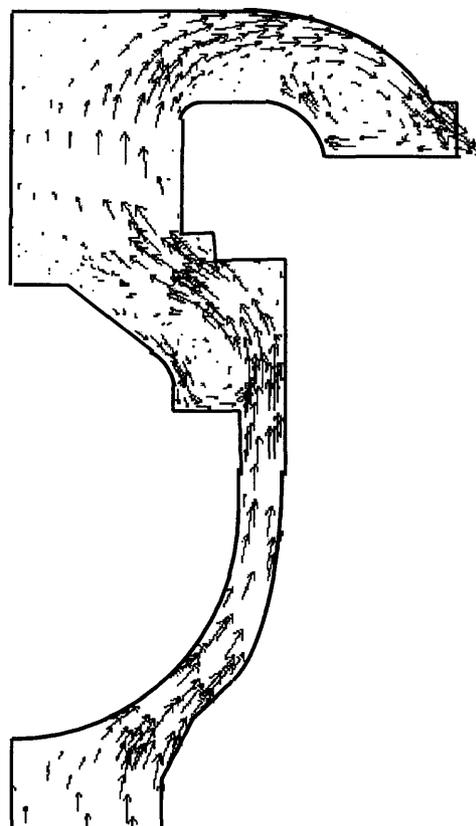


図6 基本モデルの空気弁内速度ベクトル図

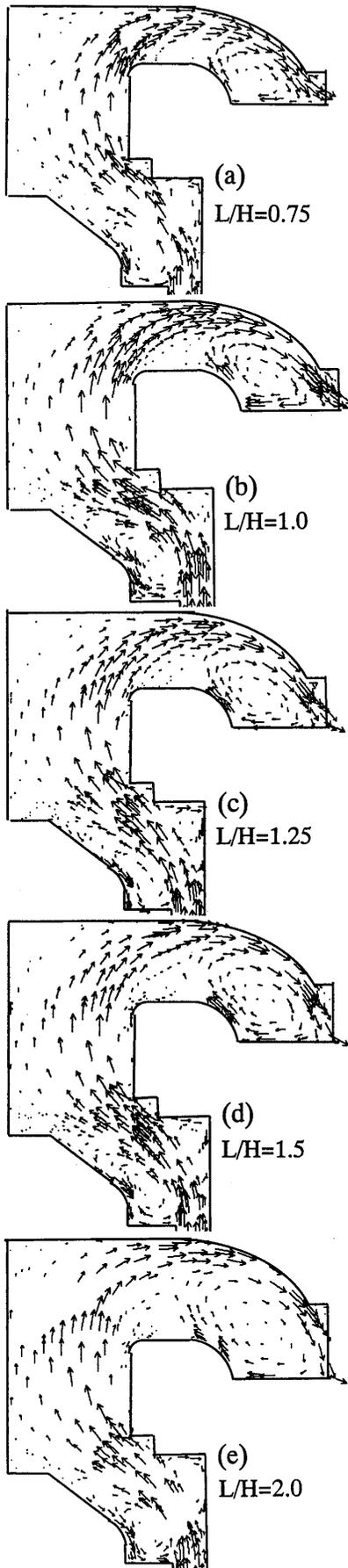


図7 モデル上半分の速度ベクトル図

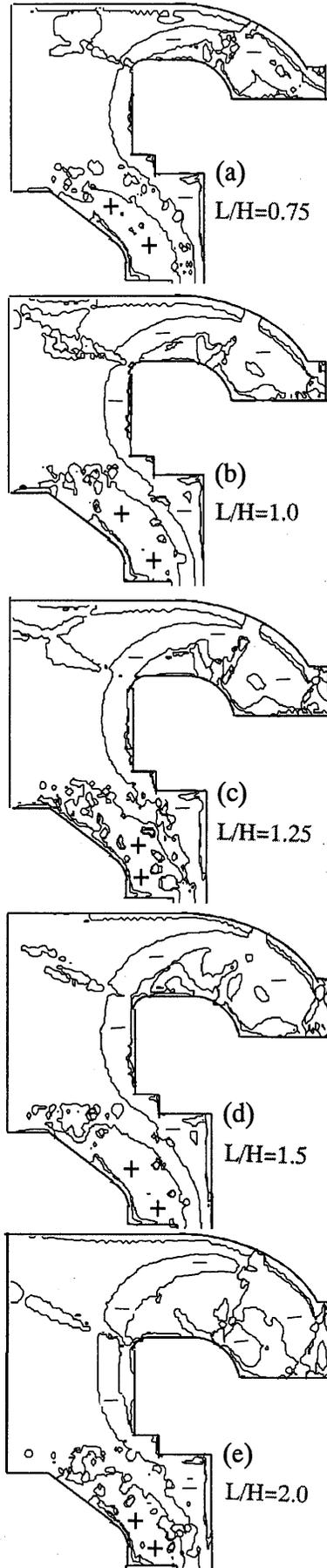


図8 等うず度線図

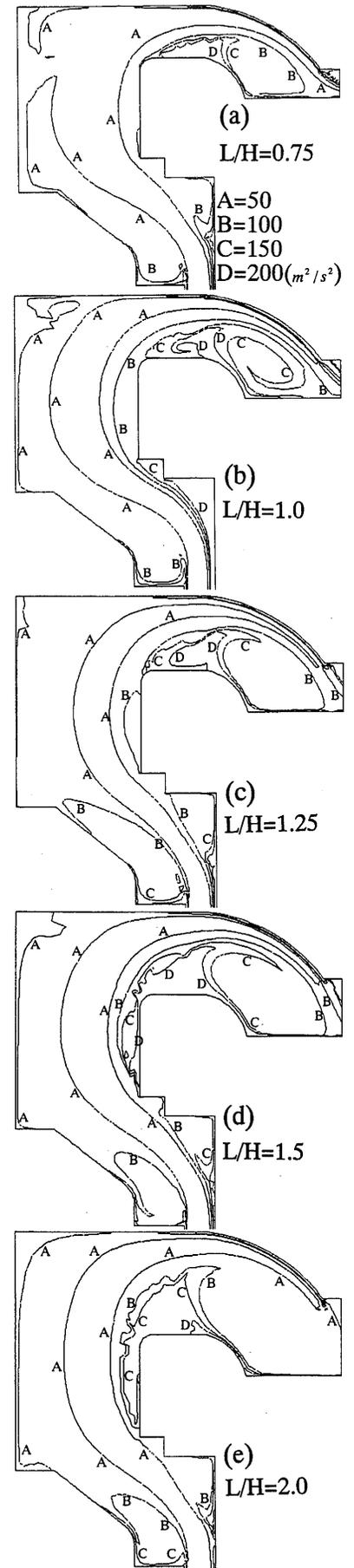


図9 乱れエネルギーの等値線図

5.2 渦度, 乱れのエネルギー, エネルギーの消散率

速度分布を更に数値的に微分をして, 渦度が求められる。その結果を等渦度線図として, 図8 (a) (b) (c) (d) (e)に示す。また, 乱れのエネルギーの等値線図を 図9 (a) (b) (c) (d) (e)に示す。図8, 図9の各図の条件は, それぞれ図7(a) (b) (c) (d) (e)に対応している。

図8の等渦度線の値は, +5,000/s, -5,000/sである。壁面上の境界層内で大きな渦度の存在が確認できる。はく離領域内の渦度については, 弁体と弁箱の狭い流路から広い弁体後流域に流出した流れの両側で, 反対符号の強い渦度が存在している。また, 排気すきまが大きくなると, 出口近傍の渦度は弱められる。

図9に示す乱れのエネルギーの等値線の大きさは, $k = 50, 100, 150, 200 \text{ m}^2/\text{s}^2$ である。乱れエネルギーの強い場所は, 弁体, 弁箱やふたの壁面上に形成される境界層近傍および弁体後流部のはく離領域や出口に向かうはく離渦領域である。排気すきまの大きさと共に, 出口近くの再度のはく離領域内での乱れエネルギーは減少している。

一方, 図10には, $L/H = 1.0$ の場合のエネルギー消散率の等値線を示す。エネルギー消散率の値は, $\varepsilon = 2 \times 10^5, 2 \times 10^6 \text{ m}^2/\text{s}^3$ ある。エネルギー消散は, 壁面上の境界層近傍のみで生じている。 $L/H = 1.0$ 以外の流れに対しても, エネルギー消散率の高い領域は壁面近傍であることは変わらないが, その値はより大きくなり, 従って, エネルギー消散が激しくなっている。

5.3 空気弁の排気性能

空気弁の排気流量 Q に及ぼす排気すきま高さ L/H の影響を, 図11に示す。 $L/H = 0.75$ から1.0までは, 排気すきまを高くするにつれて排気量は増加する。し

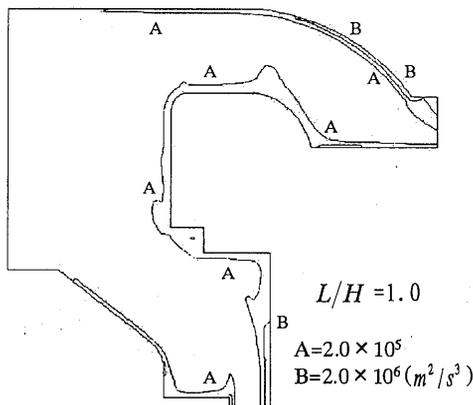


図 10 エネルギー消散率の等値線

かし, $L/H = 1.0$ をピークに, 更に排気すきまを $L/H = 1.25, 1.5$ のように大きくすると排気流量はむしろ減少し, その後ほぼ一定の値をとるようになる。

図中における●は, 旭有機材工業(株)で実施された排気性能に関する実験結果を示す。 $L/H = 1.0$ の数値解析結果と非常に良い一致を示している。従って, 市販されている空気弁の排気すきまは, 最も排気性能が良好な状態に設計されていることになる。排気性能が最良となる背景として, 空気弁内の弁体下流部のはく離渦の構造やふたに沿い排気出口に至る流路でのはく離渦の強さが影響している。

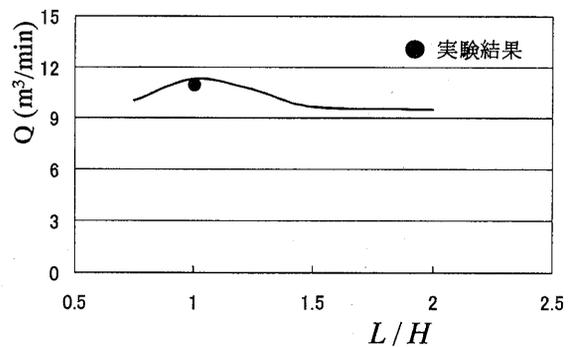


図 11 すきま高さによる排気流量の変化

6. まとめ

本研究では, 有限要素法流体解析ソフト ANSYS/FLOTRAN を用いて農業用空気弁内部の流れのシミュレーションを行った。空気弁の上部に取り付けられたふたの位置, 即ち, 排気すきまの高さの変化が空気弁内部の流れの状態や排気流量に与える影響を明らかにした。結果の要約は, 以下である。

- (1) ふたの位置を変えることは, 特に出口付近の渦の大きさと強さ, 乱れエネルギーに影響を与える。
- (2) 空気弁から排気される空気流量は, 排気すきまの高さが14mmの場合が最も大きくなり, 急速多量排気条件から最適となる。

参考文献

- 1) 中達雄: 合成樹脂製農業用空気弁の性能試験, 畑地農業, 530号, pp. 1-15, 2003.
- 2) 矢野敏雄, 岩崎正博: 小型化急速空気弁の弁体に作用する空気力と寸法決定法について, リクモト技法, No. 41, pp. 18-23, 1999.
- 3) 保原・大宮司編, 数値流体力学, 東大出版会, 1992.