パイプラインの過渡応答計算による漏えい位置の検知*

(第2報, 実験による検証)

木内 龍彦^{*1}, 佐藤 久夫^{*2}, 稲葉 忠^{*1}

A Leak Localization Method of Pipeline by Means of Fluid Transient Model (2nd Report, Experimental Verification)

Tatsuhiko KIUCHI, Hisao SATO and Makoto INABA

The main purpose of this study is to verify experimentally the method proposed by the authors for estimating the position of a detected leak by applying a fluid transient model to a real-time pipeline leak detection system. The method considers the flow rate and pressure profiles changing along a pipeline in a transient manner. Experiments were carried out on a pipeline of 115m length and 3/4 inch diameter using dry air. Pressure and Reynolds number examined are from 0.098 to 0.127MPa and from 3 000 to 12 000, respectively. The result shows that, in both steady and transient conditions, the proposed method gives a more accurate estimation of a leak position than do conventional methods which do not consider flow rate or pressure profiles along a pipeline. Additionally, the influence of pipe roughness on the estimation is discussed.

Key Words: Pipeline, Pipe Flow, Fluid Transients, Numerical Analysis, Leak Detection, Leak Localization

1. 緒 言

数百, 数千キロの長さ及びパイプラインの流体輸送において漏えいの有無を検出し, その位置を把握することは古くからの課題であり多くの方法が提案され改善の努力がなされている。この方法の理想的なあり方は, パイプラインのどのような運転状態においても微小な漏えいが迅速に検出されると同時に位置の推定が正確に行われることと考えられる。しかしながら, これらの目的をすべて満たす方法は現時点で実用化されておらず, 例えば, 古くから行われている気密テスト法⁽¹⁾ではパイプラインの運転停止が必要となり, また流量バランス法⁽²⁾では運転中に適用できる反面, 非定常状態にある長距離のパイプラインでは検知が遅れるなどの欠点がある。またいずれの方法も位置の遠隔推定は困難である。これらの欠点を克服するためにさまざまな方法^{(3)~(6)}が提案されているが, その中にパイプラインを一次元の管内非定常流の数値計算モデルにより近似し, 境界条件として SCADA (Supervisory Control And Data Acquisition) システムから得

られる圧力と流量データを用い, 実時間で管内の圧力・流量を計算し監視を行う方法がある^{(6)~(10)}。著者らの一人⁽¹¹⁾はパイプラインに沿って時間的に変化する圧力損失と流量の分布を考慮した漏えい位置計算の新しい方法を提案し, その検証を Wade ら⁽⁹⁾と同様に実在する規模のガスパイプラインの諸元を用いた数値計算により行い, 従来の漏えい位置の計算式との比較においてより良好な結果を得ている。

本報では, この管内非定常流の数値計算モデルを用いた実時間で漏えい監視を行う方法に関して, 実際のパイプラインへの実施例の報告はあるものの⁽⁶⁾⁽⁷⁾⁽¹⁰⁾, 条件をコントロールした実験による研究報告が見当たらないことに着目し, 実験を通して前報⁽¹¹⁾で提案した漏えい位置計算の新しい方法の妥当性を調べることを目的としている。漏えい自体の検知に関する詳細検討は本報の範囲外であるため, それらについては, 検知に用いる非定常な管内流体の蓄積量を考慮した動的流量バランスの特徴についての検討にとどめた。検知後の漏えい位置の計算では本方法と従来法との比較を行った。その結果, パイプライン内の流れが非定常となり流入量の流量バランスが変動する場合であっても, 動的流量バランスは変動が少なく漏えいの有無を判定するための監視量として適していること, および,

* 原稿受付 平成3年11月22日。

^{*1} 正員, 東洋エンジニアリング(株) (●275 習志野市茜浜 2-8-1)。

^{*2} 東洋エンジニアリング(株)。

本方法による漏えい位置の計算方法は流れの定常、非定常にかかわらず従来の漏えい位置の計算方法に比較してより正確であることが実験によって確認された。さらに管摩擦係数が漏えい位置の計算に及ぼす影響について検討を行った。

2. 主な記号

A :	管断面積
B :	音速
C :	抵抗係数
D :	管内径
L :	パイプラインの全長
Q :	標準状態での流量
R :	乾燥空気的气体定数
T :	温度
f :	管摩擦係数
p :	圧力
t :	時間
u :	流速
x :	パイプラインに沿った距離
ΔQ :	流量矛盾量
Δt :	移動平均化のための時間
Δt_b :	漏えい前の流量矛盾量の平均化時間
ρ :	流体密度
μ :	粘性係数
Re :	レイノルズ数
添 字	
s :	実測値
c :	計算値
t :	時間による偏微分
x :	距離による偏微分
1 :	パイプラインの入口
2 :	パイプラインの出口
N :	標準状態を示す

これらの単位はすべて SI 単位である。

3. 実験装置と手順

実験に用いた装置の概要を図1に示す。流体は乾燥空気である。テスト区間は全長 $L=114.7$ m ($ab=83.5$ m, $bc=31.2$ m), 公称内径 $D=16$ mm の銅製パイプ ($L/D=7169$) であり, 曲率半径 $R=300$ mm の43個の曲管 ($R/D=18.75$) が2.7 mの等間隔で設置されている。Pa, Pb, Pc は定格値 0.196 MPa の市販のひずみゲージ式圧力変換器である。定格値に対するメーカ公称の非直線性は0.34%, ヒステリシスは0.09%である。実験に先立ち気密テストにより3のマノメータで圧力

変換器の精度の確認を行っている。Fa, Fb, Fc は市販のタービン流量計でありメーカの公称の非直線性は読取り値の1.0%, 再現性は0.5%である。実験の圧力範囲は0.098~0.127 MPa, レイノルズ数の範囲は3000~12000である。実験は定常流と非定常流のそれぞれの場合について行い, 定常流の結果からテスト区間の管摩擦係数を求めて解析に用いた。漏えいは点bからの引抜きにより与えた。非定常流の発生は弁Vaを手動で開閉することにより行った。計測データのサンプリング時間間隔は1sとし, それらをA-D変換ボードを通してパーソナルコンピュータに記憶した後, 解析を富士通A-80で実施した。

4. 解 析

4.1 過渡応答計算 管内の流れを等温の一次元非定常流とする。実験条件に合わせてパイプライン内径は一定とし, こう配は零とする。保存形表示の連続の式, 運動方程式は次式となる。

$$\rho_t + (\rho u)_x = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$(\rho u)_t + (\rho u^2 + p)_x = -\rho F \quad \dots\dots\dots (2)$$

F は管摩擦損失項であり次式で与えられる。

$$F = f u |u| / (2D) \quad \dots\dots\dots (3)$$

流体は大気圧付近の乾燥空気であるため, 補助式として完全ガスの状態方程式(4)を用いる。

$$p = \rho g R T \quad \dots\dots\dots (4)$$

入口出口の温度は実験を通じてほぼ一定で等しいため, 温度 T は一定とする。

以下では, 実験結果を無次元量で整理し一般性を持たせる目的で, これらの基礎方程式(1)~(4)の無次元化を行い, 選定した無次元量の妥当性を調べる。関係物理量を $\rho, u, \mu, L, B, D, t, x$ とした次元解析を行うことにより無次元数 $u/B, x/L, t/(L/B), L/D, Re$ が導けることから以下の無次元量を用いる。

$$x^* = x/L \quad \dots\dots\dots (5\cdot a)$$

$$u^* = u/B \quad \dots\dots\dots (5\cdot b)$$

図1 実験装置

$$t^* = t/(L/B) \quad \dots\dots\dots (5 \cdot c)$$

音速 B は gRT の平方根で与えられ、ここでは一定である。 p, ρ, T の無次元化は標準状態を用いて次式で行う。

$$p^* = p/p_N \quad \dots\dots\dots (6 \cdot a)$$

$$\rho^* = \rho/\rho_N \quad \dots\dots\dots (6 \cdot b)$$

$$T^* = T/T_N \quad \dots\dots\dots (6 \cdot c)$$

式(5・a)～(6・c)により式(1)～(4)を無次元化すると式(7)～(10)が得られる。

$$\rho^*_{,t} + (\rho^* u^*)_{,x} = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

$$(\rho^* u^*)_{,t} + (\rho^* u^* p^*)_{,x} = -\rho^* F^* \quad \dots\dots\dots (8)$$

$$F^* = fLu^* |u^*| / (2D) \quad \dots\dots\dots (9)$$

$$p^* = p^* T^* \quad \dots\dots\dots (10)$$

管路端での圧力の境界条件は式(6・a)により無次元化され、流量の境界条件は次式で無次元化される。

$$Q_N^* = Q_N/(BA) = u^* \rho^* \quad \dots\dots\dots (11)$$

ここで流量 Q の添字 N は標準状態を示す。以上より、これらの無次元化に従えば、異なる寸法のパイプラインにおいても、無次元量 fL/D および無次元化された境界条件が等しい場合には、位置 x^* 、時刻 t^* における p^*, u^*, ρ^*, Q_N^* などの応答値は等しくなると考えられる。

以上の基礎方程式(1)～(4)または(7)～(10)を差分法の Two-Step Lax-Wendroff 法⁽¹¹⁾により解くことによってパイプラインに沿った各分割点での圧力・流量を計算時間刻みごとに計算できる。パイプラインの入口出口、および引抜点 b は特性曲線法により計算する。境界条件は入口出口共に実測された圧力値 P_a, P_c を用い、引抜点 b では引抜流量 F_b を境界条件とする。管摩擦係数 f はレイノルズ数の関数として実験より求めた値を用いる。

4.2 動的流量バランスの計算 動的流量バランス DVB を次式で定義する。

$$DVB = (V_{s1}^* - V_{s2}^* - \Delta V_c^*) / \Delta t^* \quad \dots\dots\dots (12 \cdot a)$$

ここに、

$$V_{s1}^* = \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} Q_{s1}^* dt^* \quad \dots\dots\dots (12 \cdot b)$$

$$V_{s2}^* = \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} Q_{s2}^* dt^* \quad \dots\dots\dots (12 \cdot c)$$

$$\Delta V_c^* = \left(\int_0^1 \rho^* dx^* \right)_{t^* + \Delta t^*} - \left(\int_0^1 \rho^* dx^* \right)_{t^*} \quad \dots\dots\dots (12 \cdot d)$$

ここで、 V_{s1}^*, V_{s2}^* はそれぞれ無次元時間 Δt^* 内に流入および流出した気体の実測体積を標準状態に換算し、さらにパイプラインの全体積 AL で無次元化した値である。 ΔV_c^* は計算上 Δt^* 内にパイプライン内部に蓄積されたとみなされる体積を標準状態に換算し、同様

に無次元化した値である。 ρ^* は数値計算により得られる無次元密度である。DVB は式(12・a)により定義されるが、パイプラインの両端の境界条件を圧力として計算する場合、 ΔV_c^* が計算される流入出量の差としても定義できるため⁽¹⁰⁾ 以下のようにしても求めることができる。

$$\begin{aligned} DVB &= (V_{s1}^* - V_{s2}^* - \Delta V_c^*) / \Delta t^* \\ &= \left\{ \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} (Q_{s1}^* - Q_{s2}^*) dt^* \right. \\ &\quad \left. - \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} (Q_{c1}^* - Q_{c2}^*) dt^* \right\} / \Delta t^* \\ &= \Delta Q_1^* + \Delta Q_2^* \quad \dots\dots\dots (13) \end{aligned}$$

$\Delta Q_1^*, \Delta Q_2^*$ は入口、出口の無次元化された流量矛盾量であり、無次元時間 Δt^* ごとの移動平均をとり次式により定義される。

$$\Delta Q_1^* = \left\{ \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} (Q_{s1}^* - Q_{c1}^*) dt^* \right\} / \Delta t^* \quad \dots\dots\dots (14 \cdot a)$$

$$\Delta Q_2^* = \left\{ \int_{t^*}^{t^* + \Delta t^*} (Q_{c2}^* - Q_{s2}^*) dt^* \right\} / \Delta t^* \quad \dots\dots\dots (14 \cdot b)$$

Q_{c1}^*, Q_{c2}^* は入口出口で実測した圧力を境界条件として求めた無次元流量であり、 Q_{s1}^*, Q_{s2}^* は実測された入口出口の無次元流量である。

4.3 漏えい位置の計算 パイプラインに沿った圧力損失と流量の分布を考慮した漏えい位置の計算式が第1報⁽¹¹⁾に示されている。管内径、音速を一定とし、距離を無次元化して結果のみを表すと次式となる。

$$\begin{aligned} &\int_0^{x_i^*} C^* \Delta Q_1^* (2Q^* + \Delta Q_1^*) dx^* \\ &= \int_0^{x_i^*} C^* \Delta Q_2^* (2Q^* - \Delta Q_2^*) dx^* \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

x_i^* は漏えい位置を示す。 Q^* はパイプラインに沿った各分割点上で計算される無次元流量である。 $\Delta Q_1^*, \Delta Q_2^*$ は入口出口それぞれの無次元流量矛盾量の漏えい時刻前後の変化量であり、次式で定義される。

$$\Delta Q_1^* = \Delta Q_{1A}^* - \Delta Q_{1B}^* \quad \dots\dots\dots (16 \cdot a)$$

$$\Delta Q_2^* = \Delta Q_{2A}^* - \Delta Q_{2B}^* \quad \dots\dots\dots (16 \cdot b)$$

添字 A, B は漏えい時刻後と漏えい時刻前の状態を示し、 $\Delta Q_{1B}^*, \Delta Q_{2B}^*$ は漏えい発生時刻から Δt_i^* 前の平均値を示す。 C^* は次式で与えられる。

$$C^* = f(Re) \quad \dots\dots\dots (17)$$

管摩擦係数 f はレイノルズ数 Re の関数としてあらかじめ実験より求める。 Re はパイプラインに沿った各分割点上で計算時間刻みごとに求める。

5. 実験結果

5.1 管摩擦係数 図2に定常流で実測した圧力損失および流量から求めた管摩擦係数を示す。線分 A, B はそれぞれ管内面の等価粗さを滑面および 0.03

mmとした Moody 線図による管摩擦係数である。この実測値はテスト区間に等間隔で設置した 43 個の曲管の圧力損失を含む等価な管摩擦係数とみなされる。触針法による管内面の十点平均粗さの測定値は 0.006 mm であり、図 2 における等価粗さの実測値もこの付近にある。これより曲管による圧力損失の効果は少ないと判断される。以下の解析では、実測した管摩擦係数を最小二乗法により近似した式(18)を使用した。

$$f^{-1/2} = -0.0466(\log(Re))^2 + 1.95 \log(Re) - 1.46 \quad \dots\dots\dots(18)$$

5.2 動的流量バランス 非定常流における流量バランスを式(12・a)で求めた場合と、流体の管内への蓄積を考慮しない通常の流量バランス計算により求めた場合の両者について相違を調べる。入口側の弁 Va の急開放により無次元流量を 0.0197(4.2 N・m³/h) から 0.0389(8.3 N・m³/h) 付近まで無次元時間 2.56(1 s) 以下の時間内でステップ的に急速に増加させた。この条件下で式(12・a)において $\Delta V_c^* = 0$ および $\Delta V_c^* \neq 0$ のそれぞれの場合について流量バランス計算を行った。ここで流量の単位中の N は標準状態を表す。結果を図 3 に示す。 $\Delta V_c^* = 0$ とした従来の方法による静的な流量バランスでは値が大きく変動するのに対し、 ΔV_c^* を考慮した動的流量バランスでは変動が少ない。動的流量バランスの変動が完全に零とならない理由として、与えた流量変化が急激であるために使用したタービン流量計に回転の遅れが生ずること、および、計算の精度が不十分であることの二点が考えられる。計算精度を確認するために管路計算の分割数を 3 倍として精度を上げた計算を行ったが結果に変化は認められないことから、前者のタービン流量計の応答性が原因と推察される。

図 4 は、流量の増加減少をそれぞれ 5 s から 15 s 程度かけ図 3 の場合よりも緩やかに与えた場合の流量バランスの計算結果である。図 5 に与えた流量波形を示す。波形は手動により弁の開閉を行い、実際のパイプ

ラインの運転において頻発する急な流量変化と緩やかな流量変化を模擬した。流量の増加減少を緩やかに与えた場合では急激な場合よりもタービン流量計の計測精度が良くなるため、動的流量バランスの変動はさらに抑制された結果となる。また、これらの結果は移動平均時間 $\Delta t^* = 12.8$ (5 s) とした場合であるが Δt^* をサンプリング時間の 2.56(1 s) とした場合では静的および動的流量バランスの相違はさらに著しくなる。流量バランス法による漏えい検知では流量バランスの変化を目安に漏えいの有無を調べるため、動的流量バランスを監視量とする方法が有効であると判断される。

図 3 流量バランス計算結果

図 4 流量バランス計算結果 (条件: 図 5)

図 2 管摩擦係数

図 5 入口、出口での測定流量

5.3 漏えい位置の解析結果 定常流(ケース①)

と非定常流(ケース②)において、動的流量バランス法による漏えい検知を行い、さらに漏えい位置を計算により求める実験を行った。漏えいの検知はいずれのケースにおいても漏えい開始後4 s以内でなされた。漏えいの計算位置は位置の計算が開始されてからの累積平均として求め、 $\Delta t_{\text{計}}=154$ (60 s), $\Delta t_{\text{真}}=12.8$ (5 s)とした。

ケース①では流量を 0.0262 ($5.6 \text{ N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$) に保ち、計測開始後120 s 前から引抜点bの弁 V_b を開き 0.0094 ($2 \text{ N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$) の引抜きを与えた場合である。漏えい位置の計算における引抜点の境界条件は、実際の引抜き量よりも模擬する漏えい量に相当する量だけ減じた引抜き量とする。模擬した漏えい量は大小二つの 0.0094 ($2 \text{ N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$) および 0.0023 ($0.5 \text{ N}\cdot\text{m}^3/\text{h}$) とした。図6に漏えい位置の解析結果を示す。縦軸はパイプラインに沿った無次元距離であり漏えい位置は 0.728 (83.5 m) である。横軸は無次元時間であり漏えい開始時刻を零とする。時刻154以降での計算位置と真の漏えい位置との最大のずれは漏えい量が 0.0094 の場合では -0.004 (-0.5 m)、 0.0023 の場合では $+0.022$ ($+2.5 \text{ m}$) である。

ケース②は弁 V_a を操作し非定常状態とした場合である。図7に計測した入口a、出口c、引抜点bでの圧力と流量の無次元量を示す。解析は漏えいの模擬をケース①と同様にして行う。図8に漏えい位置の解析結果を示す。時刻154以降での計算位置と真の漏えい位置との最大のずれは漏えい量が 0.0094 の場合 $+0.004$ ($+0.5 \text{ m}$)、 0.0023 の場合 $+0.024$ ($+2.8 \text{ m}$) である。

また、式(16・a)、(16・b)の $\Delta Q_{\text{計}}^*, \Delta Q_{\text{真}}^*$ を求めるために設定した $\Delta t_{\text{計}}$ の影響を調べるため、 $\Delta t_{\text{計}}$ を上記の154 (60 s) のほかに102 (40 s)、204 (80 s) の二つの場合につき検討したが時刻154での計算位置の変化は最大

で 0.011 (1.3 m) であった。

5.4 漏えい位置の計算方法の比較

本方法による計算式(15)と従来から提案されている Furness らおよび Wade らの計算式⁽¹¹⁾ との比較をケース①、②について行う。図9にケース①での結果を示し、図10にケース②での結果を示す。Wade らの計算式は導出の過程で式(15)中の Q^* を一定とし、さらに C^* がパイプラインに沿って変化しないとした。また、Furness らの計算式は Wade らの計算式の導出仮定に加えて漏えい量が Q^* に比較して十分小さいとした。このため漏えい量が 0.0023 と比較的少ない場合には Wade らと Furness らの結果はほぼ等しくなることが分かる。また、Wade らの計算式はケース①のように定常流の仮定が成り立つ場合にはより正確となり、式(15)の結果に近づくことがわかる。これらの結果から式(15)による計算位置は流れが定常、非定常にかかわらず従来の式に比較してより正確であると判断される。

5.5 管摩擦係数の影響

本方法を用いた実時間

図7 入口、出口、引抜点での測定値

図6 漏えい位置計算結果〔ケース①(定常)〕

図8 漏えい位置計算結果〔ケース②(非定常)〕

図 9 漏えい位置計算方法の比較〔ケース① (定常)〕

図 10 漏えい位置計算方法の比較ケース② (非定常)

監視システムを現実のパイプラインに適用する場合には使用するレイノルズ数の範囲で管摩擦係数をあらかじめ把握する必要がある。しかしながら計画的にレイノルズ数を変えて管摩擦係数を計測することは商業運転中にある大規模なパイプラインでは困難な場合が多い。ここでは、このような非定常状態にあるパイプラインの管摩擦係数が仮に求められたとして、それらの持つ誤差がどのように位置の計算に影響しているかを定性的に考察する。

ケース①, ②の漏えい量 0.0094 の場合において管内面粗さを実際の値とは異なる 0.05 mm として漏えい位置の計算を行った。図 11 および図 12 に結果を示す。ケース①の定常流の場合(図 11)では実際の値と異なる管摩擦係数を用いて計算した場合でも計算位置にあまり変化が見られないのに対し、ケース②の非定常流の場合(図 12)では計算位置が大きく変動する。

ケース①で変化が少ない理由は以下の二つの理由によると考えられる。(1)定常流であるために式(14・a)(14・b)で求める流量矛盾量が漏えい前後でそれぞれ一定の値に落ち着き変動しないこと、および、(2)与えた管摩擦係数の誤差により生じる流量矛盾量の計算誤差は管摩擦係数の誤差と近似的に比例し、漏えい時

図 11 管摩擦係数の影響 (ケース①: 定常)

図 12 管摩擦係数の影響 (ケース②: 非定常)

刻前後で管摩擦係数の誤差をほぼ同じとみなせば流量矛盾量の計算誤差も漏えい時刻前後で同じとなる。このため、式(16・a), (16・b)で求める流量矛盾量の漏えい時刻前後での差に変化が現れにくいことの二点である。

管摩擦係数の誤差とそれによる流量矛盾量の計算誤差が近似的に比例関係にある理由は以下による。定常流での圧力損失の一般式 $P_1^2 - P_2^2 = CQ^2L$ において、抵抗係数 C の誤差を $\Delta c/C$ 、このときの流量 Q の誤差を $\Delta q/Q$ としてそれらの二乗以上の項を無視すると $\Delta q/Q = -\Delta c/2C$ の関係が導ける。この関係を用いて式(14・a), (14・b)より流量矛盾量の計算誤差と $\Delta c/C$ の比例関係を導ける。

ケース②で計算位置が大きく変動する理由は以下による。 C^* が正確でないと圧力の境界条件の変動に伴って計算される Q_1^* , Q_2^* とそれらの真の値との差が一定とならない。したがって、流量矛盾量の時間的な変動が生じる。このため、式(16・a), (16・b)で求める流量矛盾量の漏えい時刻前後での変化量が時間的に変動することによる。

また、上記の場合において動的流量バランスにどの程度の影響が現れるかを調べたがケース②で最大 $0.000\ 023(0.005\ \text{N}\cdot\text{m}^3/\text{h})$ の相違であった。このように動的流量バランスに影響が現れにくい理由として、式(14・a), (14・b)における計算流量 Q_1^* , Q_2^* に対する管摩擦係数の影響は Q_1^* , Q_2^* の変化の速さにはあまり影響せず、絶対量に対して影響し、かつ、それらが入口と出口で同程度に現れると考えれば、式(13)の ΔQ_1^* , ΔQ_2^* が互いに打ち消し合うことから理解される。

なお、以上の実験を通して、漏えいの有無の判定は、動的流動バランスがしきい値 $0.000\ 9(0.2\ \text{N}\cdot\text{m}^3/\text{h})$ を連続して2回以上超えた時点で漏えいありとした。したがって、実際の漏えい開始時刻はカウントを開始した時刻よりも前となる。この遅れ時間はパイプライン全体の体積、平均圧力、漏えい量、しきい値、計測器の感度、ガス定数などにより決定される。本実験での漏えい開始時刻の推定では、この遅れ時間を2sとした。この場合、実際の開始時刻との差は1s以下である。また、ケース①, ②ともに遅れ時間を4sとした場合の計算を行ったが、漏えい位置の変化は $0.009(1.0\ \text{m})$ 以下である。式(16・a), (16・b)の考察から、漏えい開始の推定時刻が実際の開始時刻よりも前となる場合には、推定時刻は位置の計算に影響しないことが推察され、この検討結果と矛盾しない。

6. 結 言

前に提案した管内非定常流の数値計算法を利用したガスパイプラインの新しい漏えい検知方法⁽¹¹⁾について、その特徴を調べることに、およびパイプラインに沿った圧力損失と流量の分布を考慮したこの漏えい位置の計算方法の妥当性を調べることを目的として実験による検討を行い、また他の方法とも比較して以下の結論を得た。

(1) 本方法のようにパイプラインの内部を流体の蓄積量の時間的な変動を考慮した動的流量バランス法は、パイプラインが非定常状態にある場合では、それらを考慮しない従来の静的な流量バランス法に比較して大幅に流量バランスの変動を抑制することができる。したがって、本方法は流量バランスの変化を監視することにより漏えいの有無を判定する方法として適している。

(2) パイプラインに沿って時間的に変化している圧力損失と流量の分布を考慮した本方法による漏えい位置の計算式(15)は、流れが定常および非定常にかかわらず、それらを考慮しない従来の式と比較してより正確に漏えい位置を計算できる。

(3) 漏えい位置の計算に用いる管摩擦係数に誤差が存在する場合、流れが定常な場合では漏えい位置の計算結果に影響が現れにくいのに対し、流れが非定常な場合では影響が現れる。しかし、管摩擦係数の誤差が動的流量バランスに及ぼす影響は本実験の範囲では実用上問題とならない程度であった。

終わりに、本研究に対して、名古屋大学 中村育雄教授より終始、適切なご指導をいただいたことを記し、感謝の意を表す。

文 献

- (1) Fujimori, N. and Sugaya, S., *Proc. IMECO Sympo.*, (1979-11), 205.
- (2) Brons, H. H. and Schaffhanssen, H., *Pipeline Ind.*, (1972), 64.
- (3) Butler, N. C., *Pipes Pipelines Int.*, (1982), 24.
- (4) Fukuda, T. and Mituoka, T., *Proc. IMECO Sympo* (1979), 193.
- (5) 渡辺・ほか2名, 計測自動制御学会論文集, 27-1 (1991), 5.
- (6) Thompson, W. C. and Skogman, K. D., *Pipeline Eng. Sympo.*, ASME, (1983), 39.
- (7) Stewart, T. L., *J. Pipeline*, 3-3 (1983), 233.
- (8) Furness, R. A. and Reet, J. D. V., *Pipeline Integrity Monitoring*, (1986), 1, Pipes & Pipelines Int.
- (9) Wade, W. R. and Rachford, H. H., *Pipeline Ind.*, (1987), 16.
- (10) Nicholas, R. E., *Proc Pipeline Eng. Sympo.*, ASME, (1987), 13.
- (11) 木内, 機論, 57-541, B(1991), 3000.