

輪荷重による埋設管の軸方向 曲げひずみの解析法

高木宣雄*

小口径埋設管の軸方向曲げひずみを算定するために、2つの解析法を提案し、口径100 mm のダクタイル鋳鉄管と同400 mm および25 mm の鋼管を用いた、輪荷重に関する実験結果でこれらを検証した。詳細解析法は管継手の回転剛性を考慮し、曲げひずみ分布をかなり忠実に算定できること、一方簡易解析法は輪荷重直下で生ずる最大曲げひずみを簡便に予測でき、埋設管の設計に直接適用できることなどを示した。

Keywords : buried pipe, vehicle load, longitudinal deformation, analysis

1. ま え が き

ある外力下での埋設管の管周方向の曲げひずみは、管の口径・肉厚比、管材料の弾性定数および外力の大きさと分布などに依存する。一方、管軸方向の曲げひずみは上記の要素に加えて、地盤の締固めの程度、管の継手の存在および継手間の距離などにも依存する。現行の埋設管の仕様では、口径が小さくなると口径・肉厚比が減少する一方、管軸方向の曲げ剛性も著しく減少するので、管軸と管周方向の曲げひずみの比率は一般に増加する。影響要因が多いため一概にはいえないが、口径300 mm以下の小口径管ではこの比率が通常1より大きく、条件によっては5倍以上になることもであると推定される。小口径管で生じた過去の破損事例のほとんどすべては、管軸方向の曲げに起因したという事実が、上述の推察を裏付けている。

都市の過密化が進むなかで、施工の安全性や能率化、さらには建設コストの低減を図るため、エネルギー関連施設の高度で合理的な浅層の道路地下利用が、昨今精力的に検討されている¹⁾。仮に道路法で定められた土被り(原則として1.2 m以上)より浅く埋設管を敷設する場合、道路上の車両荷重による埋設管への影響が最も重要な問題になる。土被りが浅くなると、輪荷重によって埋設管は管周と管軸のどちらの変形も増大するが、小口径管では管周方向の変形よりも、管軸方向の変形が前述のように大きくなる。ところが、石油パイプライン事業法を除いて、管軸方向の変形に関する設計式や基準はない。同法では、輪荷重に伴い埋設管に作用する鉛直土圧をある幅をもつ等分布圧と仮定し、弾性基礎上梁理論により、最大曲げ応力(ひずみ)を算定している。この考え方は、特に浅い埋設管の場合、ひずみをかなり過小評

価する危険性²⁾をもつ。そこで埋設管の管軸方向に関する新たな解析手法の開発が必要とされる。

本論文では重車両の荷重を受ける浅い埋設管の管軸方向ひずみを推定する2つの解析法、すなわち詳細解析法と簡易解析法を提案する。詳細解析法では、管の機械継手の曲げに対する回転剛性を考慮し、また埋設管上に作用する輪荷重圧をFröhlich土圧と仮定し、この分布をできるだけ忠実に近似する。そして数値手法を詳細解析法に取り入れ、管の軸方向の曲げひずみ分布を算定する。継手をピンと仮定した解析結果はTarziら³⁾により言及されたが、曲げに対する回転剛性を組み入れた、より実数的な数値解析はいまだ提案されていない。一方、簡易解析法は簡単な計算で設計に適用され得るように開発された。簡易解析法の考え方は石油パイプライン事業法と基本的に同じであり、輪荷重直下の最大曲げひずみのみを算定できる。しかし、輪荷重圧分布が等分布ではなく、Fröhlichの土圧分布を三角形分布で近似するところが、石油パイプライン事業法と異なっている。両手法とも、詳細な実規模実験の結果^{4),5)}でその妥当性を検証した。

2. 詳細解析法

(1) 輪荷重圧分布とFourier級数による近似

高木の実験^{4),5)}によれば、Fröhlich土圧理論は輪荷重に伴う砂質土中の鉛直土圧の分布を、30 cmの土被りではやや過大に算定するが、60 cm以深の土被りではよく近似した。同理論は式(1)で、応力集中係数を $\nu=5$ として表現される。

$$\sigma_v = \frac{\nu Q}{2\pi} \frac{z^2}{(x^2 + y^2 + z^2)^{(\nu+2)/2}} \dots \dots \dots (1)$$

ここで、 x, y, z : z を鉛直下方、 x を管軸とした直交座標系

σ_v : 地盤内鉛直土圧

ν : 応力集中係数

* 正会員 工修 東京ガス(株)技術研究所 材料・力学研究G研究主幹(〒105 港区芝浦1-16-25)

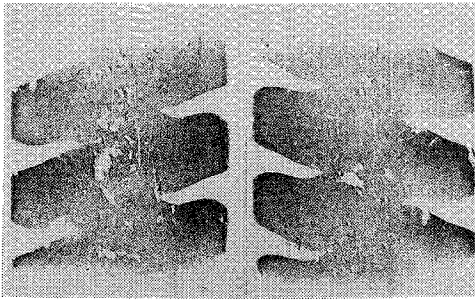


Photo 1 Contact Area of Double Tyres
($Q=42.8$ kN, area= 664 cm²)

Q: 輪荷重

である。土被り z の埋設管の単位管軸長さ当たりに働く輪荷重圧 (q , 以下単に輪荷重圧と呼ぶ) は式 (1) を y 座標に沿って口径 (D) 分だけ積分することで, 式 (2) のように与えられる。ここで $R=D/2$ で, 管の半径である。

$$q(x) = 2 \int_0^{D/2} \sigma_v dy = \frac{5Qz^5}{\pi(x^2+z^2)^3} \left\{ \frac{R}{(x^2+R^2+z^2)^{1/2}} - \frac{2R^3}{3(x^2+R^2+z^2)^{3/2}} + \frac{R^5}{5(x^2+R^2+z^2)^{5/2}} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

Photo 1に輪荷重による接地面の一例を示す。接地面積は輪荷重 Q にほぼ比例する⁵⁾ので, 本来は集中荷重ではなく, 分布荷重である。しかし, 両者は 60 cm 以上の土被りにおいてはほとんど差がない⁵⁾ので, 式 (1) を用いても大きな誤差はない。1車両の前輪と後輪, あるいは左右の車輪が同時に埋設管上に位置する場合, 輪荷重圧 q は個々の荷重位置を考慮して, 式 (2) を重ね合わせることで, 容易に求められる。このようにして得られた輪荷重圧 q を後述の「弾性基礎上梁理論」に適用すれば, 埋設管の変形に関する完全な解が得られる。しかし, このままの形で方程式を解くことは困難である。そこで, 輪荷重圧 q を Fourier 級数 (式 (3)) により近似し, 以後の展開を簡便にする。

$$q(x) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^n \left\{ a_i \cos\left(\frac{i\pi x}{S}\right) + b_i \sin\left(\frac{i\pi x}{S}\right) \right\} \dots\dots\dots (3)$$

ここで, a_i と b_i は, それぞれ Fourier 余弦および正弦係数であり, $[-S, S]$ は展開区間, さらに n は考慮される最大波数である。Fourier 係数を式 (2) の形で求めることはまだ困難であるから, 細かく等分割した各区間 (Δx) 内で式 (2) が線形であると仮定して, Fourier 係数を算定する。

(2) 弾性基礎上梁理論の剛性方程式

埋設管の管軸方向の変形を解析するうえで, 「弾性基礎上梁理論」は簡便で, しかも一般に良い評価を与える手法である。この理論は埋設管としての「梁」と, 地盤



Fig.1 Boundary Conditions at Both Ends of a Member.

を表す一次元のばね (ばね定数 k) を有する線形弾性体から構成され, 次式で表される。

$$EI \frac{d^4 z_p}{dx^4} + kDz_p = q(x) \dots\dots\dots (4)$$

- ここに, E : 埋設管材料のヤング率
- I : 埋設管の断面 2 次モーメント
- k : 地盤反力係数
- z_p : 埋設管の変位

であり, その他の記号は前述のとおりである。式 (3) を式 (4) の右辺に代入すれば, この微分方程式の一般解が次式のように求められる。

$$z_p = \{G\} \{X\}^T + f(x) \dots\dots\dots (5)$$

- ここで,
- $\{G\} = (G_1, G_2, G_3, G_4)$
- $\{X\} = (\cos \lambda x \cosh \lambda x, \cos \lambda x \sinh \lambda x, \sin \lambda x \cosh \lambda x, \sin \lambda x \sinh \lambda x)$
- $\lambda = \sqrt[4]{(kD/4EI)}$

$$f(x) = \frac{1}{kD} \left[\frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^n \left\{ \alpha_i a_i \cos\left(\frac{i\pi x}{S}\right) + \alpha_i b_i \sin\left(\frac{i\pi x}{S}\right) \right\} \right]$$

$$\alpha_i = 1 / (1 + (i\pi/S)^4)$$

である。これらのパラメーターのうち, 積分定数ベクトル $\{G\}$ の 4 要素は弾性梁に与えられた境界条件より決められる。Fig.1 は, 梁全体から仮想的に切り取った長さ l の部材要素を示す。両節点 i および j に変位 (δ), たわみ角 (θ), モーメント (m) およびせん断力 (P) を与えると, 積分定数ベクトル $\{G\}$ は消去され, 結局部材の剛性方程式が式 (6) のように表される。

$$\{P\}^T + \{r\}^T = 2EI\lambda \{K\} \{\delta\}^T \dots\dots\dots (6)$$

- ここで, $\{r\}^T = 2EI\lambda (\{K\} \{f_1\}^T - \{f_2\}^T)$
- $\{P\} = (P_i/\lambda, m_i, m_j, P_j/\lambda)$
- $\{\delta\} = (\lambda \delta_i, \theta_i, \theta_j, \lambda \delta_j)$
- $\{f_1\} = (\lambda f(0), f'(0), f'(l), \lambda f(l))$
- $\{f_2\} = (f'''(0)/2\lambda^2, -f''(0)/2\lambda, f''(l)/2\lambda, -f'''(l)/2\lambda^2)$

である。

Crofts ら⁶⁾は要素剛性マトリックス $[K]$ が λl の関数として, 式 (7) で与えられることを示した。式 (6) のように, 変位ベクトル $\{\delta\}$ と荷重ベクトル $\{P\}$ は, 要素剛性マトリックス $[K]$ と等価節点力ベクトル $\{r\}$ により一次式で関係づけられる。

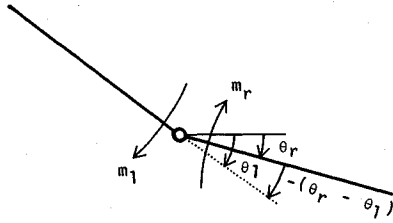


Fig.2 Rotation at a Mechanical Joint.

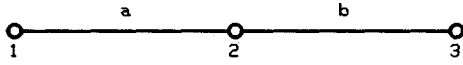


Fig.3 A Pipe System with Two Members.

$$[K] = \begin{pmatrix} \frac{Z_2 + Z_1}{Z_3 + Z_4} & \frac{1}{2} \left(\frac{Z_4 + Z_3}{Z_3 + Z_4} \right) & -\frac{1}{2} \left(\frac{Z_4 - Z_3}{Z_3 - Z_4} \right) & \frac{Z_2 - Z_1}{Z_3 - Z_4} \\ & \frac{1}{2} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_4} \right) & -\frac{1}{2} \left(\frac{Z_1 - Z_2}{Z_3 - Z_4} \right) & \frac{1}{2} \left(\frac{Z_4 - Z_3}{Z_3 - Z_4} \right) \\ & & \frac{1}{2} \left(\frac{Z_1 + Z_2}{Z_3 + Z_4} \right) & -\frac{1}{2} \left(\frac{Z_4 + Z_3}{Z_3 - Z_4} \right) \\ \text{symmetric} & & & \frac{Z_2 + Z_1}{Z_3 + Z_4} \end{pmatrix} \dots\dots\dots (7)$$

ここに、 $Z_1 = \cosh(\lambda l) + \cos(\lambda l)$
 $Z_2 = \cosh(\lambda l) - \cos(\lambda l)$
 $Z_3 = \sinh(\lambda l) + \sin(\lambda l)$
 $Z_4 = \sinh(\lambda l) - \sin(\lambda l)$
 である。

3. 継手の回転特性の考慮

(1) 継手の回転特性

Fig.2は継手で互いに接続された2部材要素の埋設管を示す。仮にこの継手がピン結合ならば、継手での回転は自由であり、ここに生ずるモーメントは0になる。しかし、実際の継手はピン結合ではあり得なく、ある程度のモーメント(m)がここに働く。4点載荷の曲げ試験結果^{7)~9)}によれば、このモーメントは式(8)のように、継手位置でのたわみ角差にほぼ比例する。

$$\left. \begin{aligned} m_1 &= M(\theta_r - \theta_1) \\ m_r &= -M(\theta_r - \theta_1) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

この比例定数(M)を「回転剛性」と呼ぶ。この値は通常前述の室内試験から求められ、継手の種類や口径あるいは施工性によって変化する。

(2) 全体剛性方程式への回転剛性の導入

1部材要素の埋設管について、変位と荷重ベクトルの関係を前章で述べた。現実の埋設管はいくつかの部材要素や継手から構成されるので、式(6)を全部材要素について構築しなければならない。また、継手の回転剛性を方程式に組み込まなければならない。Fig.3は2部材

要素からなる埋設管システムを示す。説明を簡単にするため、式(6)で{r}=0、 $2EI\lambda=1$ かつ $\lambda=1$ と仮定すれば、両部材aおよびbに関して、次の方程式が得られる。

$$\begin{pmatrix} P_1^a \\ m_1^a \\ m_2^a \\ P_2^a \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11}^a & k_{12}^a & k_{13}^a & k_{14}^a \\ k_{21}^a & k_{22}^a & k_{23}^a & k_{24}^a \\ k_{31}^a & k_{32}^a & k_{33}^a & k_{34}^a \\ k_{41}^a & k_{42}^a & k_{43}^a & k_{44}^a \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \delta_2 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (9-a)$$

$$\begin{pmatrix} P_2^b \\ m_2^b \\ m_3^b \\ P_3^b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11}^b & k_{12}^b & k_{13}^b & k_{14}^b \\ k_{21}^b & k_{22}^b & k_{23}^b & k_{24}^b \\ k_{31}^b & k_{32}^b & k_{33}^b & k_{34}^b \\ k_{41}^b & k_{42}^b & k_{43}^b & k_{44}^b \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_2 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \delta_3 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (9-b)$$

次に、節点2での継手の回転特性・式(8)を考慮して、上の2つの要素剛性方程式を重ね合わせると、全体剛性方程式(10)が得られる。節点2でのたわみ角とモーメントはどちらも不連続ゆえ、結局式(10)は7個の未知数をもつ同次方程式となる。

$$\begin{pmatrix} P_1^a \\ m_1^a \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_3^b \\ P_3^b \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} k_{11}^a & k_{12}^a & k_{13}^a & k_{14}^a & \cdot & \cdot & \cdot \\ k_{21}^a & k_{22}^a & k_{23}^a & k_{24}^a & \cdot & \cdot & \cdot \\ k_{31}^a & k_{32}^a & k_{33}^a + M & k_{34}^a & -M & \cdot & \cdot \\ k_{41}^a & k_{42}^a & k_{43}^a & k_{44}^a + k_{11}^b & k_{12}^b & k_{13}^b & k_{14}^b \\ \cdot & \cdot & -M & k_{21}^b & k_{22}^b + M & k_{23}^b & k_{24}^b \\ \cdot & \cdot & \cdot & k_{31}^b & k_{32}^b & k_{33}^b & k_{34}^b \\ \cdot & \cdot & \cdot & k_{41}^b & k_{42}^b & k_{43}^b & k_{44}^b \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \delta_1 \\ \theta_1 \\ \theta_2 \\ \delta_2 \\ \theta_2 \\ \theta_3 \\ \delta_3 \end{pmatrix} \dots\dots\dots (10)$$

式(10)は説明の都合上簡略化しているもので、実際の解析においては次の2点に注意しなければならない。すなわち、等価節点力ベクトル{r}を式(10)の左辺に加えることと、回転剛性Mを $2EI\lambda$ で除し、無次元化することである。

上記の留意点を考慮して、与えられた問題に関する全体剛性方程式を解けば、変位ベクトル{δ}の未知要素が求められる。得られた解は、この段階ではすべて節点に関するものである。そこで、既知となった変位ベクトル{δ}を式(5)およびその3階までの微分方程式に代入すると、積分定数ベクトル{G}がいずれの部材要素についても次式より算定される。

$$\{G\} = [C_2]^{-1}(\{\delta\} - \{f\}) \dots\dots\dots (11)$$

Table 1 Dimensions and Mechanical Properties of Pipes Used.

pipe material	outside diameter (cm)	inside diameter (cm)	pipe length (cm)	Young's modulus (MPa)	rotationaal stiffness (kN.m/rad)
ductile iron	12.14	10.44	400×5	1.47×10 ⁵	1.54×10 ⁵
steel	3.40	2.76	400×5	2.06×10 ⁵	5.85×10 ³
steel	40.64	39.06	500×1	2.06×10 ⁵	—

ここで、

$$[C_2]^{-1} = \frac{1}{\lambda(s^2 - sh^2)} \begin{pmatrix} s^2 - sh^2 & 0 \\ c.s + ch.sh & s^2 \\ -(c.s + ch.sh) & -sh^2 \\ ch^2 - c^2 & ch.sh - c.s \\ 0 & 0 \\ -(c.sh + s.ch) & s.sh \\ c.sh + s.ch & -s.sh \\ -2s.sh & s.ch - c.sh \end{pmatrix}$$

であり、さらに式中において $c = \cos(\lambda l)$, $s = \sin(\lambda l)$, $ch = \cosh(\lambda l)$ および $sh = \sinh(\lambda l)$ と省略した。したがって任意の位置 x における変形が式 (5) より解析される。

4. 実験値との比較・検証

静的および動的な車両荷重によって生ずる、浅い埋設管の軸方向曲げひずみを調べるために、高木¹⁾は詳細なフィールド実験を行った。先に紹介した詳細解析法を実験結果の一部に適用し、その妥当性を検証する。

(1) 実験概要

口径 100 mm のダクタイル鋳鉄管と口径 25 mm の鋼管を、それぞれ土被り 30, 60, 90 および 120 cm に埋設した。両埋設管の主な諸元と管材料の力学的性質を Table 1 の一部に示す。なお、表中の最下段の口径 400 mm の鋼管については、次章で引用する。両口径の埋設管とも 4 m の長さの管 5 本で構成し、それぞれ異なる機械継手で接続した。各埋設管の中央部を中心に、管頂と管底の外表面に 50~100 cm の軸方向の間隔で 12 対のひずみゲージを貼付した。実験に用いた 3 軸のダンブカー (詳細は文献 4) 参照) は、後前軸と後々軸にダブルタイヤをもつ。停止モードと走行モードの 2 種類の実験を行った。停止モードで測定された、土被り 60 cm の埋設管のひずみをここでは主に参照する。Fig. 4 と Fig. 5 にダクタイル鋳鉄管と鋼管で測定された曲げひずみをそれぞれ示す。曲げひずみは、管頂と管底の 1 対のひずみ測定値より計算された曲げひずみ成分である。載荷する車両の向きは、後前軸の左右車輪がともに埋設管

上となる 2 車輪載荷 (position A~D) と、右の 3 車輪がともに埋設管上となる 3 車輪載荷 (position A*~D*) の 2 方向である。継手と載荷位置の影響を調べるために、載荷位置を図に示す A~D および A*~D* の位置に 1 m ずつ移動させた。このように載荷位置を変化させた理由は、埋設管の変形挙動が載荷位置と継手位置との距離に依存すると考えられたからである。

(2) 解析条件

解析に用いた埋設管側の諸条件については、Table 1 にそれらの諸元と力学的性質をすでに示した。

一方、地盤側で本解析に必要なとされる強度定数は、地盤反力係数のみである。これについては、平板載荷試験結果から埋設管の有効地盤反力係数 (k_{eff}) を推定する。後述の 2 つの評価法のうち、ここでは兵藤ら¹⁰⁾が提案した方法を用いる。兵藤らの実験によれば、有効地盤反力係数 (k_{eff}) は、平板載荷試験の地盤反力係数 (\bar{k}) から後述の式 (15) により推定される。埋戻し砂層中の異なる 3 深度での平板載荷試験結果によると、地盤反力係数 (\bar{k}) の平均値は、はじめの 2.5 mm の沈下に対し、47.2 MN/m³ であった。したがって、有効地盤反力係数 (k_{eff}) はダクタイル鋳鉄管に対し 59.4 MN/m³、鋼管に対し 143 MN/m³ と算定される。式 (4) の k として、これらの値を採用した。ただし、鋼管は厚さ 1.8 mm のプラスチックコーティングが外周に施されているので、この厚みも考慮して有効地盤反力係数を推定した。

展開区間を [-800, 800] cm とし、微小分割区間を $\Delta x = 10$ cm、最大波数を $n = 30$ と仮定することで、式 (3) の Fourier 係数 a_i および b_i を Fig. 6 のように算定した。波が高次となるにつれて、両係数の値は減少しているので、輪荷重 q を Fourier 級数で十分に近似できたと考えられる。なお、2 車輪載荷の解析では、 x 座標の原点を 2 輪の midpoint とし、一方 3 車輪載荷の解析では、これを前輪と後々輪の midpoint と設定した。鉛直土圧の鳥瞰図 (Fig. 7) で示すように、埋設管直上に位置しない車輪の荷重は、埋設管に作用する土圧に直接の影響をほとんど与えないゆえ、考慮していない。ダブルタイヤは両者の荷重の和をもつ一荷重とみなした。Fig. 4 および Fig. 5 の図中に各輪荷重の値を示す。解析には 16 bit のコンピュータを用いた。

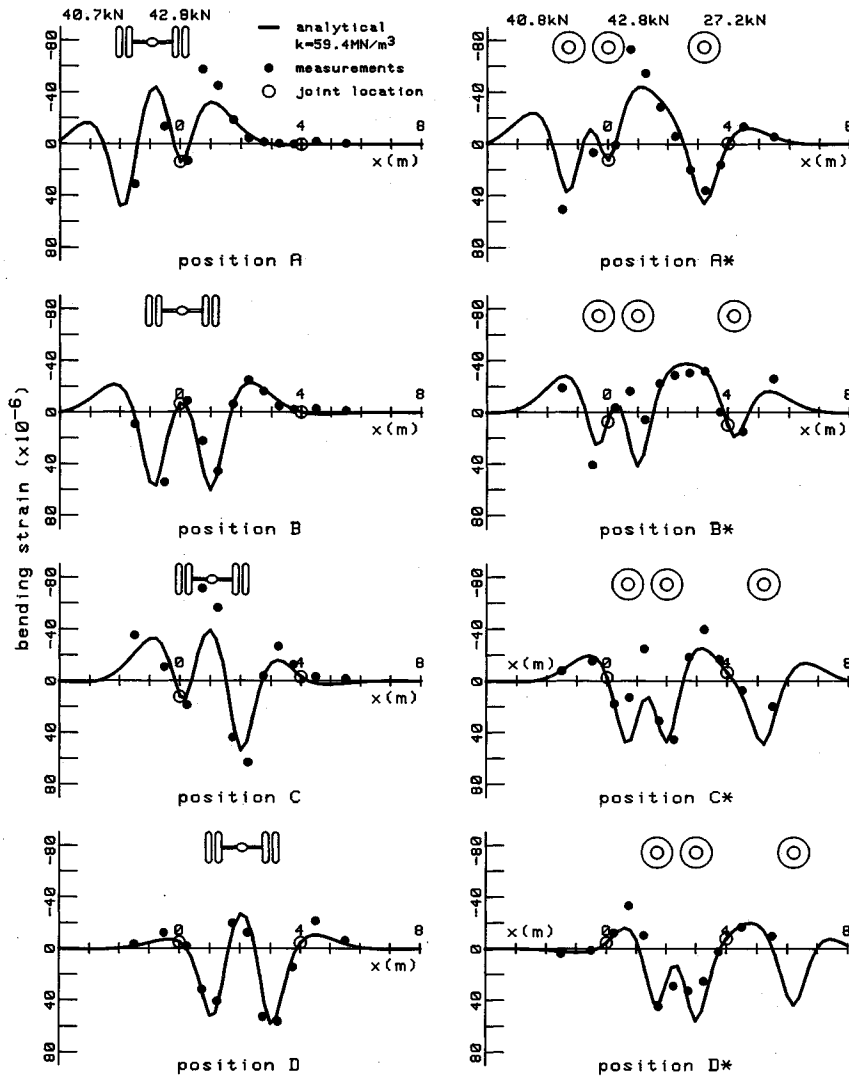


Fig.4 Bending strain distribution of the 100 mm diameter ductile iron pipe of 60 cm depth.

(3) 考 察

Fig.4 および Fig.5 は停止モードにおける土被り 60 cm の埋設管のひずみ測定値と、同時に上述の解析結果を示す。解析結果と測定値に若干違いがあるものの、解析結果はいずれの実験条件についてもひずみ分布をよく表現する。特に車輪の載荷位置の移動に注目すると、継手のない連続管の場合とは異なり、ひずみ分布はそのまま平行移動するわけではない。つまり、継手の存在によりひずみ分布は少しずつ変化する。解析結果はこのひずみ分布の変化、言い換えれば「ゆがみ」をも適切に算定する。

ダクタイル鑄鉄管の解析は、図のように的確に予測した。特に、いずれの車輪も継手上に位置しない、載荷位置 B (*) および D (*) のケースで、解析結果と測

定値はきわめて良い一致を得る。しかし、いずれかの車輪が継手上に載る場合(載荷位置 A (*) および C (*)) では、解析は過小に算定する。後者ではより大きな力が継手に作用し、たわみ角を増大させる。もし大きな回転剛性 M を解析に用いれば、より適切に算定されるものと考えられる。

鋼管の解析結果はダクタイル鑄鉄管の場合に比べて正確性がやや劣るが、それでもひずみ分布をよくとらえている。小さく算定した一つの原因として、有効地盤反力係数 k_{eff} の推定における信頼性が考えられる。本ケースのような小口径管の場合、その口径の約 10 倍の径を有する平板載荷試験から、 k_{eff} 値を推定することは大きな誤差を伴うと考えられる。

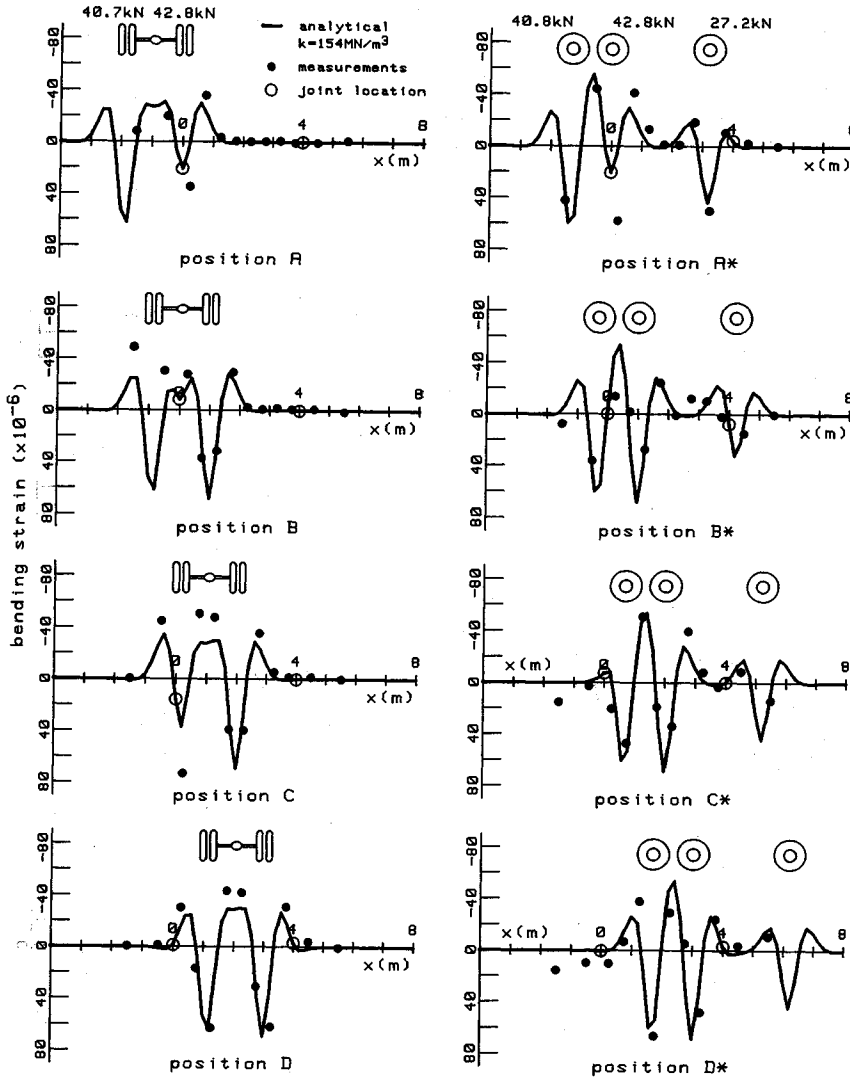


Fig.5 Bending strain distribution of the 25 mm diameter steel pipe of 60 cm depth.

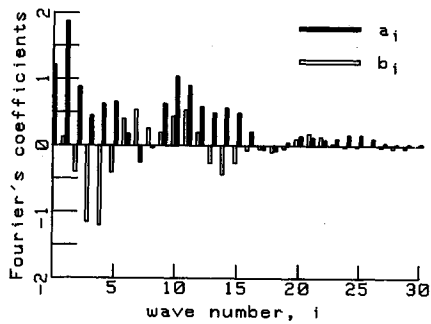


Fig.6 An Example of Fourier's Coefficients of 3 Axle-Loading on Ductile Iron Pipes.

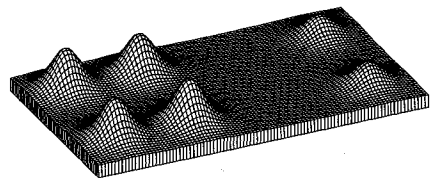


Fig.7 3-D View of Vertical Soil Stress by the Vehicle (z=60 cm).

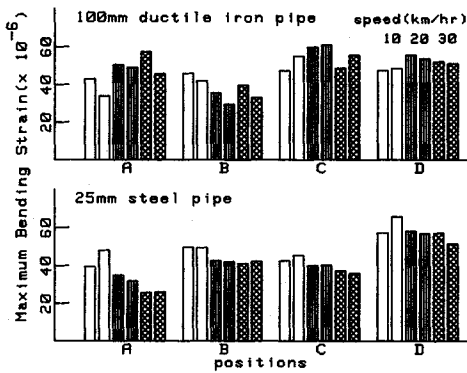


Fig.8 Maximum Bending Strain in Relation with Wheel Positions ($z=60$ cm, vehicle weight=227.9 kN)

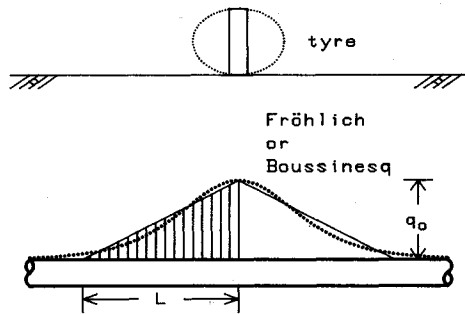


Fig.9 An Assumed Triangular Load on Pipes.

5. 簡易解析法

実用的な観点からみると、前述の詳細解析法を設計に適用するのはかなり煩雑である。設計上の関心事は通常、車輪直下の最大曲げひずみの値に当てられる。したがって、この最大ひずみを予測するため、もっと簡便な手法が必要とされる。

複数の輪荷重が埋設管に作用する場合、最大曲げひずみは最大輪荷重をもつ車輪の直下で通常生ずる。このとき、最大曲げひずみは隣接の輪荷重の影響も受けるはずである。そこで、仮に他の条件を同一にして、最大輪荷重の1輪のみにより発生する最大曲げひずみを、前述の詳細解析法で試算した。算定された最大曲げひずみは、複数輪による最大曲げひずみに比べて、口径25mmの鋼管で99~200%、口径150mmのダクタイル鋳鉄管で137~159%、また後述の400mmの鋼管で84~93%であった。つまり、複数の輪荷重による曲げひずみ分布の重ね合わせが、小口径管では最大曲げひずみを緩和させる一方、中口径管では多少増加させる。したがって、口径400mm程度以下の埋設管の最大曲げひずみに注目する場合、1輪荷重のみ考慮しても多くの場合安全側となり設計上差し支えないと考えられる。

次に、走行モードにおいて得られた最大曲げひずみを

載荷位置の関係で Fig.8 に整理した。車両の走行速度を10, 20 および 30 km/h に設定し、各速度につき2回ずつ実験を行ったので、これらをすべて図示した。図のように載荷位置による差はあまり大きくない。

以上の考察と文献4), 5) の輪荷重圧の結果を分析すると、次のような仮定を設けることができよう。

① 小口径管にとって、管軸方向の最大曲げひずみを予測するには、埋設管の直上にある一つの車輪のみを考慮すればよい。

② 継手の存在は最大曲げひずみにそれほど影響を与えないので、継手を無視してもよい。

③ 土被り60cm以上の埋設管を対象とする場合、輪荷重を分布荷重ではなく、集中荷重とみなせる。

上記の仮定によって、埋設管の曲げひずみの計算をかなり単純化できる。Fig.9 に示すように、1輪荷重に伴う鉛直土圧が三角形分布として埋設管に作用すると近似すれば、荷重点直下で生ずる最大曲げモーメント (M_{max}) は、Hetenyi の公式¹⁾で与えられる。この基本原理は式(4)と同様の弾性基礎上梁理論に基づく。最大曲げひずみ (ϵ_{max}) は $M_{max}D/2EI$ に等しいゆえ、次式が導かれる。

$$\epsilon_{max} = \frac{M_{max}D}{2EI} = \frac{q_0}{2L^2k} \lambda L (1 - \exp(-\lambda L) (\cos \lambda L + \sin \lambda L)) \dots \dots \dots (12)$$

式(12)における q_0 と L は Fig.9 に示すように、それぞれ埋設管の単位長さ当たりの最大輪荷重圧と二等辺三角形の底辺の半分の長さである。これらのパラメータは、輪荷重の強度 Q および埋設管の口径 D と土被り z がわかれば、式(2) およびその x 座標の積分(文献5)参照) から簡単に求められる。式(13) および(14) に、Fröhlich および Boussinesq 土圧理論におけるこれらのパラメータを示した。

$$\left. \begin{aligned} q_{0F} &= \frac{5Q}{\pi z} (R/t - 2R^3/3t^3 + R^5/5t^5) \\ q_{0B} &= \frac{3Q}{\pi z} (R/t - R^3/3t^3) \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (13)$$

$$\left. \begin{aligned} L_F &= \frac{2}{5} \frac{Rz/t^2 + \arcsin(R/t) + 2Rz^3/3t^4}{R/t - 2R^3/3t^3 + R^5/5t^5} \\ L_B &= \frac{2}{3} \frac{Rz/t^2 + \arcsin(R/t)}{R/t - R^3/3t^3} \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (14)$$

ここで、 $t^2 = R^2 + z^2$ である。

式(12)のように最大ひずみは地盤反力係数 (k) にほぼ反比例するので、この値は重要なパラメータである。この推定法として、兵藤ら¹⁰⁾ が提案した次式(15)をすでに詳細解析法で適用した。

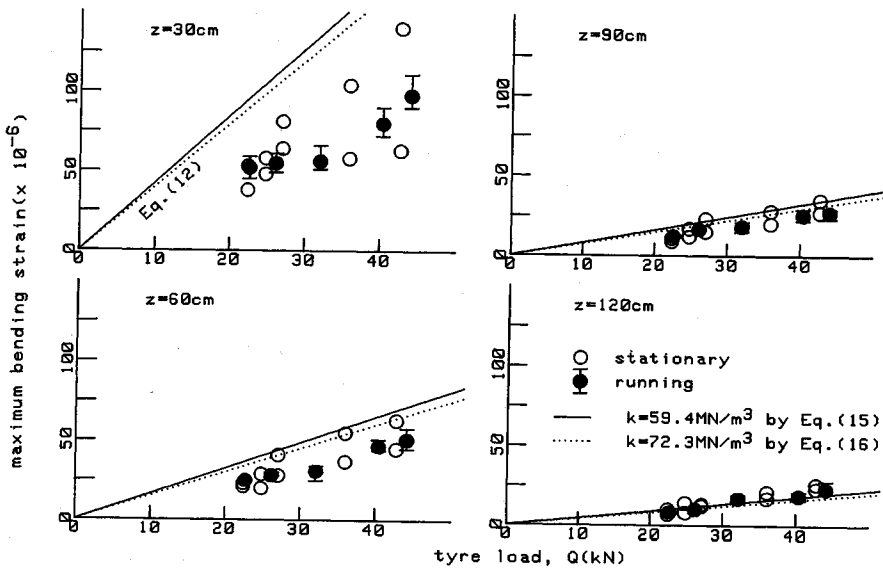


Fig.10 Maximum Bending Strain of 100 mm Diameter Ductile Iron Pipes and Tyre Load.

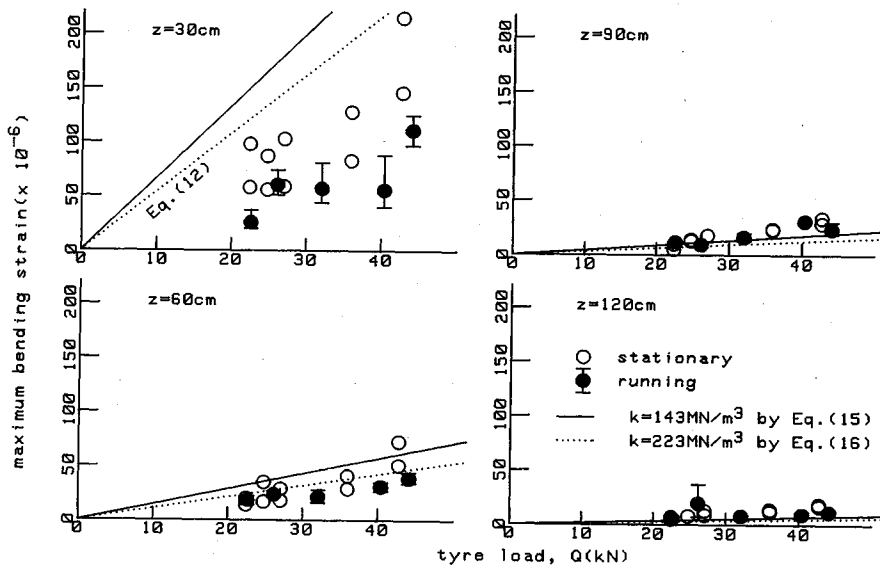


Fig.11 Maximum Bending Strain of 25 mm Diameter Steel Pipes and Tyre Load.

$$k_{\text{eff}} = \bar{k} \left(\frac{D}{D_0} \right)^{-3/4} \dots \dots \dots (15)$$

ただし、標準直径 $D_0=16.5$ cm である。

Yoshida ら¹²⁾ は杭の横方向地盤反力係数を推定するため、直径 30~120 cm の円形載荷板を用いた水平方向の載荷試験で、式 (15) の基本的考え方を導いた。ただし Yoshida らが採用した標準直径は $D_0=30$ cm である。兵藤ら¹⁰⁾ は埋設管で同様な実験を行い、鉛直方向の地盤反力係数にもこの実験則を適用できると結論した。

一方、Vesic¹³⁾ は半無限の弾性体上の梁を解析して、

別の考え方を提案した。この考え方に従えば、地盤のポアソン比 (ν_g) を 0.5 と仮定すると、有効地盤反力係数 (k_{eff}) は次式で与えられる。

$$\left. \begin{aligned} k_{\text{eff}} D &= 1.03 (E_g D^4 / ED)^{1/12} \bar{k} B \\ E_g &= 0.79 (1 - \nu_g^2) \bar{k} B \end{aligned} \right\} \dots \dots \dots (16)$$

ここに、 E_g は地盤の弾性係数である。やはり、ポアソン比を仮定すると、 E_g も円形の平板載荷試験 (B : 載荷板の直径) で得られる地盤反力係数 (\bar{k}) より、式 (16) で算定される¹⁴⁾。この推定法に従えば、両埋設管の有効地盤反力係数 (k_{eff}) は、それぞれダクタイル鋳鉄管で

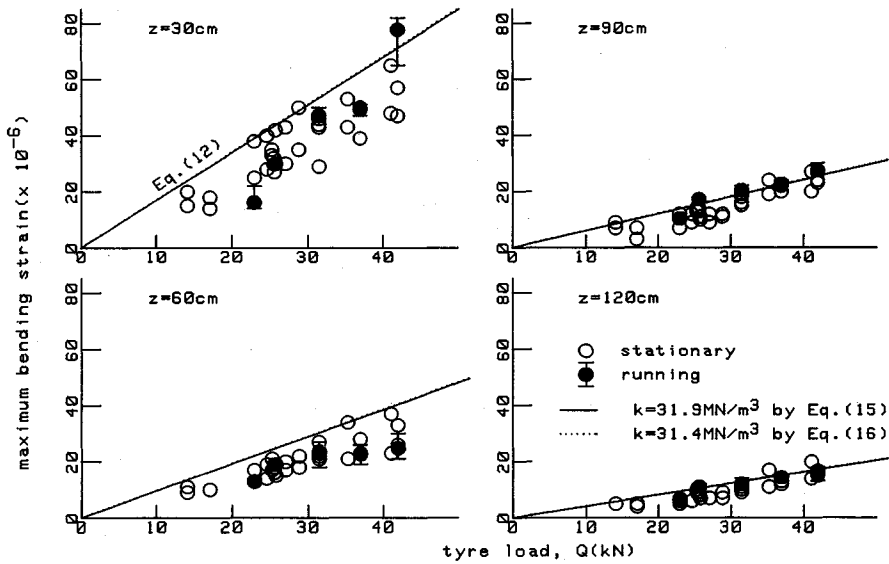


Fig.12 Maximum Bending Strain of 400 mm Diameter Steel Pipes and Tyre Load.

は 72.3 MN/m³, 鋼管では 223 MN/m³ となる。鋼管では前述のように、プラスチックコーティングの厚みを考慮した。

以上に紹介した有効地盤反力係数を簡易解析式 (12) に入力し、輪荷重と最大曲げひずみの関係を、Fig.10 および Fig.11 で実験結果と比較した。また Fig.12 は、口径 400 mm で長さ 5 m の鋼管を用いた、別の同様な実験⁵⁾ で得られた結果である。管の仕様等はすでに Table 1 の最下段に示した。なお、このときの地盤反力係数 (\bar{k}) の平均は 62.8 MN/m³ であった。いずれの図も解析は Fröhlich 土圧理論に基づいた。3 種類の埋設管とも、輪荷重と最大ひずみの関係が、式 (12) の簡易解析法により、土被り 60 cm 以上のケースで特によく予測されている。簡易解析法が土被り 30 cm のケースで実測値よりも過大に予測する理由は、2. で指摘したように、そもそも Fröhlich 土圧が土被りの浅いところで輪荷重圧を過大に算定するからである。また、兵藤ら¹⁰⁾ による有効地盤反力係数の推定法が実験結果とよく合致した。

6. 結 論

輪荷重が機械継手を有する小口径埋設管の軸方向の変形に及ぼす影響を算定するために、2つの解析手法を提案した。これらを詳細な実現模の実験結果で検証した結果、詳細解析法により継手の効果を考慮した曲げひずみ分布を適切に算定でき、一方簡易解析法により輪荷重直下に生ずる最大曲げひずみを簡単な計算で予測できた。本論文で得られた主な結論は次のとおりである。

(1) 管軸の曲げに対する機械継手の回転剛性と、Fröhlich 土圧理論を弾性基礎上の梁理論に組み込むこ

とにより、軸方向の変形分布をも算定できる詳細解析法を提案した。このとき Fröhlich 土圧理論を Fourier 級数で近似し、これを剛性方程式の等価節点力ベクトルに変換した。

(2) 回転剛性を継手での単位たわみ角差当たりのモーメントとして定義し、これを室内曲げ試験から算定することができる。

(3) 詳細解析法を実規模実験の結果で検証したところ、継手を有する埋設管の曲げひずみ挙動、特に輪荷重の載荷位置の移動に対する曲げひずみ挙動をも適切に算定した。

(4) 輪荷重直下の埋設管の最大曲げひずみを予測するために簡易解析法を提案した。この方法も、口径 25 mm から口径 400 mm までの埋設管のひずみ測定値を十分に予測でき、設計に直接適用が可能と考えられる。

本論文の作成にあたり、有益な議論と助言をいただいたイギリス政府・交通省の Transport and Road Research Laboratory の Dr. B. M. New に謝意を表する。

参 考 文 献

- 1) 土木学会・エネルギー土木委員会、道路地下利用技術小委員会：道路浅層地下利用技術の現状と課題、1990。
- 2) 高木宣雄：浅層埋設管に及ぼす輪荷重の影響、東京ガス技術研究所シンポジウム、pp.6~9, 1990。
- 3) Tarzi, A. I., Menzies, B. K. and Crofts, J. E. : Bending of jointed pipelines in laterally deforming soil, Géotechnique, Vol.29, No.2, pp. 203~206, 1979。
- 4) Takagi, N. : An experiment on the longitudinal deformation of small diameter pipelines subjected to vehicle loads, Geotechnical Instrumentation in Practice, Thomas Telford, London, pp.769~783, 1989。

- 5) 高木宣雄：埋設管の管周方向変形に及ぼす輪荷重の影響に関する実験，土木学会論文集，No. 430/Ⅲ-15，pp. 98～107，1991.
- 6) Crofts, J. E., Menzies, B. K. and Tarzi, A. I : Lateral displacement of shallow buried pipelines due to adjacent deep trench excavations, *Géotechnique*, Vol.27, No.2, pp.161～179, 1977.
- 7) 西尾宣明・宇梶忠雄・吉田賢太郎：鋼管および各種鑄鉄管の強度について，東京ガス（株）・総合研究所・報告書，p. 74，1976.
- 8) O' Rourke, T. D. and Kumbhojkar, A. S. : Field testing of cast iron pipeline response to shallow trench construction, Report to New York Gas Group, Report 84-3, Cornell University, p.328, 1984.
- 9) Attewell, P. B., Yeates, J. and Selby, A. R. : Soil movements induced by tunnelling and their effects on pipelines and structures, Blackie, Glasgow and London, p.325, 1986.
- 10) 兵藤元宣・島村一訓・高木宣雄：埋設管の地盤反力係数評価のための実験および解析，土と基礎，Vol. 39, No. 4, pp. 3～8，1991.
- 11) Hetenyi, M. : Beams on elastic foundation, University of Michigan Press, p. 255, 1946.
- 12) Yoshida, I. and Yoshinaka, R. : A method to estimate modulus of horizontal subgrade reaction for a pile, *Soils and Foundations*, Vol.12, No.3, pp.1～17, 1972.
- 13) Vesić, A. B. : Bending of beams resting on isotropic elastic solid, *ASCE*, Vol.87, No. EM2, pp.35～53, 1961.
- 14) 土質工学会：地盤の平板載荷試験方法・同解説，pp. 70, 1983.

(1990.5.25 受付)

ANALYSES OF THE LONGITUDINAL BENDING STRAIN OF PIPELINES SUBJECTED TO VEHICLE LOADS

Nobuo TAKAGI

Small diameter pipes may be influenced by longitudinal bending strains due to heavy vehicles more than by circumferential strains. However, it is difficult to evaluate the effect because of the presence of joints. The paper deals in detail with a matrices analysis which allows easy interpretation of the problem. The analysis includes two features ; the stress distribution of wheel loads on the pipe is precisely calculated on the basis of Fröhlich soil stress theory, and a rotational stiffness of pipe joints is introduced. The paper also presents a simpler method for practical use so that the maximum bending strain of pipes beneath the wheel load can be easily predicted. Both the methods are compared with detailed field measurements.