

立体ラーメンの一数值解法

吉 田 俊 彌 *

(信州大学工学部土木工学教室)

1 緒 言

立体ラーメンを設計する場合には、通常これを構成するそれぞれの平面構造（平面ラーメン）に分割してその部材力算定が行われ、部材の振り抵抗の影響は全く考えられていないようである。

然し、構造形式や戴荷状態の如何によつては、これら振り抵抗の影響が無視出来ない程大きくなり、通常¹⁾の解法により得られる部材力の値には相当の誤差が含まれる場合があるように思われる。

このような場合には立体ラーメンを分割せずにそのままの状態²⁾³⁾で三次元的に解く必要があるが、一般には可成り手間がかかり設計者から敬遠されているようである。然し逐次近似解法⁴⁾⁵⁾⁶⁾を用いると機械的に割合簡単に解くことが出来る。本文は一樣断面形を有する直線部材のみにより構成される立体ラーメンをモーメント分配の方法に従つて数值的に解く一方法を述べんとするものであるが、変断面部材より成る場合でもそれらの部材の振り抵抗係数（後述）の値が計算し得る時は勿論本法により解くことが出来る。

又部材相互の交角は任意であるが、これらは結局適当に選んだ直交座標軸に準拠せしめうるから、基本式はすべて直交座標軸によることとした。

本研究に対し常に御指導を賜つた信州大学工学部結城朝恭教授に対して深甚なる謝意を表す。なお、本研究は昭和29年度文部省科学研究助成金によるものの一部である。

2 基 本 式

図一1に示すような互に直交する部材より成るラーメンを考え、直交座標軸 $o-xyz$ をとり、 x, y 及び z 軸に平行な任意の部材を夫々 mn, pq 及び rs 部材と名づけると、これ等各部材が任意の空間変形及び変位を行つた場合の各部材端に生ずる曲げモーメント及び振りモーメントは文献(1)に示した式を多少修正して次のように表わされる。

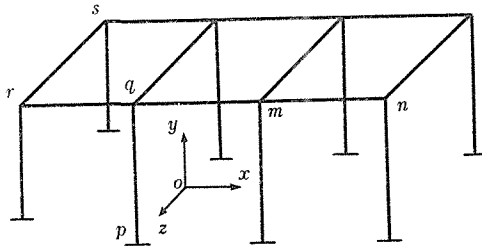
mn 部材 (図一2)

$$M_{xm} = 2\beta k_{xmn} (\varphi_{xm} - \varphi_{xn}),$$

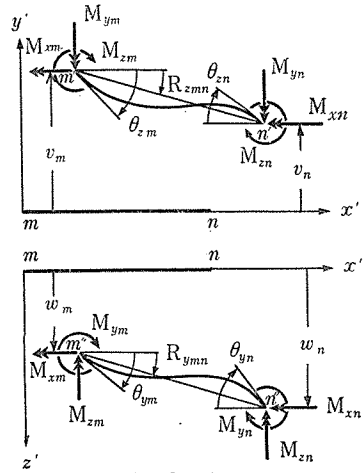
$$M_{ym} = k_{ymn} (2\varphi_{ym} + \varphi_{yn} + \phi_{ymn}) + C_{ym},$$

$$M_{zm} = k_{zmn} (2\varphi_{zm} + \varphi_{zn} + \phi_{zmn}) - C_{zm},$$

* 信州大学講師



第 1 図



第 2 図

$$\begin{aligned} M_{xn} &= 2\beta k_{xmn} (\varphi_{xn} - \varphi_{xm}), \\ M_{yn} &= k_{ymn} (2\varphi_{yn} + \varphi_{ym} + \psi_{ymn}) - C_{yn}, \\ M_{zn} &= k_{zmn} (2\varphi_{zn} + \varphi_{zm} + \psi_{zmn}) + C_{zn}. \end{aligned}$$

但し

$$\begin{aligned} \varphi_{xm} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xm}, \quad \varphi_{ym} = 2E\bar{K}_y \theta_{ym}, \quad \varphi_{zm} = 2E\bar{K}_z \theta_{zm}, \\ \varphi_{xn} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xn}, \quad \varphi_{yn} = 2E\bar{K}_y \theta_{yn}, \quad \varphi_{zn} = 2E\bar{K}_z \theta_{zn}, \\ \psi_{ymn} &= -6E\bar{K}_y R_{ymn} = -6E\bar{K}_y (w_n - w_m) / l_{mn}, \\ \psi_{zmn} &= -6E\bar{K}_z R_{zmn} = -6E\bar{K}_z (v_m - v_n) / l_{mn}, \\ \beta &= G/4E = m/8(m+1). \end{aligned}$$

茲に、 E, G 及び m はそれぞれ材料の弾性係数、剪断弾性係数及びポアソン数を表わす。 $\bar{K}_x, \bar{K}_y, \bar{K}_z$ はそれぞれ x, y, z 軸に関する部材の標準剛度即ちすべての部材について求められた x, y, z 軸に関する曲げ剛度及び捩り剛度の中で標準になるものであり、その選択の仕方は自由である。 $k_{xmn}, k_{ymn}, k_{zmn}$ はそれぞれ mn 部材の剛度の $\bar{K}_x, \bar{K}_y, \bar{K}_z$ に対する比即ち剛比を表わす。又、 θ は部材端における廻転角又は捩れ角を表わし、 R は部材廻転角、 C は荷重項を表わす。 M, θ, R, C の符号は何れも座標軸の負の方向に向つて時計廻りの場合を正と定める。なお、 u, v, w はそれぞれ部材端の変位の x, y, z 方向の分値を表わすものとする。以上のことは他の部材についても同様である。

pq 部材

$$\begin{aligned} M_{xp} &= k_{xpq} (2\varphi_{xp} + \varphi_{xq} + \psi_{xpq}) - C_{xp}, \\ M_{yp} &= 2\beta k_{ypq} (\varphi_{yp} - \varphi_{yq}), \\ M_{zp} &= k_{zpq} (2\varphi_{zp} + \varphi_{zq} + \psi_{zpq}) + C_{zp}, \\ M_{xq} &= k_{xpq} (2\varphi_{xq} + \varphi_{xp} + \psi_{xpq}) + C_{xq}, \\ M_{yq} &= 2\beta k_{ypq} (\varphi_{yq} - \varphi_{yp}), \\ M_{zq} &= k_{zpq} (2\varphi_{zq} + \varphi_{zp} + \psi_{zpq}) - C_{zq}. \end{aligned}$$

但し

$$\begin{aligned} \varphi_{xp} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xp}, \quad \varphi_{yp} = 2E\bar{K}_y \theta_{yp}, \quad \varphi_{zp} = 2E\bar{K}_z \theta_{zp}, \\ \varphi_{xq} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xq}, \quad \varphi_{yq} = 2E\bar{K}_y \theta_{yq}, \quad \varphi_{zq} = 2E\bar{K}_z \theta_{zq}, \\ \psi_{xpq} &= -6E\bar{K}_x R_{xpq} = -6E\bar{K}_x (w_p - w_q) / l_{pq}, \\ \psi_{zpq} &= -6E\bar{K}_z R_{zpq} = -6E\bar{K}_z (u_q - u_p) / l_{pq}. \end{aligned}$$

rs 部材

$$\begin{aligned} M_{xr} &= k_{xrs} (2\varphi_{xr} + \varphi_{xs} + \psi_{xrs}) - C_{xr}, \\ M_{yr} &= k_{yrs} (2\varphi_{yr} + \varphi_{ys} + \psi_{yrs}) + C_{yr}, \\ M_{zr} &= 2\beta k_{zrs} (\varphi_{zr} - \varphi_{zs}), \\ M_{xs} &= k_{xrs} (2\varphi_{xs} + \varphi_{xr} + \psi_{xrs}) + C_{xs}, \\ M_{ys} &= k_{yrs} (2\varphi_{ys} + \varphi_{yr} + \psi_{yrs}) - C_{ys}, \\ M_{zs} &= 2\beta k_{zrs} (\varphi_{zs} - \varphi_{zr}). \end{aligned}$$

但し

$$\begin{aligned} \varphi_{xr} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xr}, \quad \varphi_{yr} = 2E\bar{K}_y \theta_{yr}, \quad \varphi_{zr} = 2E\bar{K}_z \theta_{zr}, \\ \varphi_{xs} &= 2E\bar{K}_x \theta_{xs}, \quad \varphi_{ys} = 2E\bar{K}_y \theta_{ys}, \quad \varphi_{zs} = 2E\bar{K}_z \theta_{zs}, \\ \psi_{xrs} &= -6E\bar{K}_x R_{xrs} = -6E\bar{K}_x (v_r - v_s) / l_{rs}, \\ \psi_{yrs} &= -6E\bar{K}_y R_{yrs} = -6E\bar{K}_y (u_s - u_r) / l_{rs}. \end{aligned}$$

3 剛 度

一般に剛度 K は一つの部材について曲げに対するものが2個、 捩りに対するものが1個考えられるが、これらは次のようにして求まる。

i) 曲げに対するもの:

部材断面の重心を通り座標軸に平行な線に関する断面二次モーメントを求め、これを部材長で割つたもの。

ii) 捩りに対するもの:

長さ l なる部材にトルク M を加えた場合、 M と両端の相対捩れ角 θ との関係を

$$M = \frac{\kappa}{l} G \theta \quad \text{で表わし得るときの } \kappa / l \text{ の値。}$$

通常よく用いられる断面形に対する κ の値は次のようである。⁷⁾⁸⁾

a) 円形断面:

$$\kappa = I_p \quad (\text{断面二次極モーメント})$$

b) 矩形断面 (2辺を a, b とし且つ $a > b$ とする):

$$\text{St. Venant の式: } \kappa = \left[\frac{1}{3} - 0.21 \frac{b}{a} \left(1 - \frac{1}{12} \cdot \frac{b^4}{a^4} \right) \right] ab^3$$

$$\text{Föppl の近似式: } \kappa = a^3 b^3 / 3.6 (a^2 + b^2)$$

$$\text{Bretschneider の近似式: } \kappa = a^3 b^3 / \alpha_0 (a^2 + b^2)$$

$$\text{但し } \alpha_0 = 3.645 - 0.06 \frac{a}{b} \quad (a/b = 1 \sim 6)$$

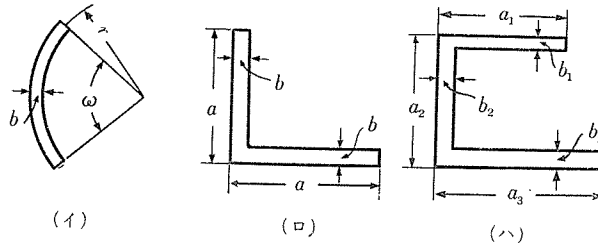
c) 極めて幅の狭い矩形の近似式:

St. Venantの式： $\kappa = ab^3/3$

Bachの式： $\kappa = a^3 b^3 / \gamma_0 (a^2 + b^2)$ 但し $a/b = 1, 2, 4, 8$ に対し

$\gamma_0 = 3.56, 3.50, 3.35, 3.21$

なお、St. Venant の式により図-3 に示す幅の狭い断面に対して次のような近似式が与えられる。



第 3 図

(イ) $\kappa = \omega r b^3 / 3$ (ロ) $\kappa = (2a - b)b^3 / 3$ (ハ) $\kappa = (a_1 b_1^3 + a_2 b_2^3 + a_3 b_3^3) / 3$

d) その他の断面：

(イ) 楕円形（長軸 b ，短軸 h ）：

$$\kappa = A^4 / 4\pi^2 I_p$$

但し $I_p = (\pi/64)(bh^3 + b^3 h)$ ， $A = \pi bh/4$ （断面積）。

(ロ) 正三角形（一辺の長さ b ）：

$$\kappa = b^4 / 46.2$$

(ハ) 正六角形

$$\kappa = 0.133 A d^2$$

但し、 A は断面積， d は内接円の直径

一般に中空でない断面の κ を近似的に求めるには、その断面と同断面積 A を有し、同断面二次極モーメントを有する楕円断面に置き代えて d の (イ) 式を用いて求めることが出来る。

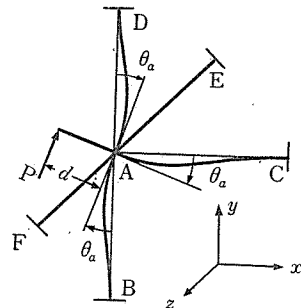
4 モーメント分配率 (Distribution factor) (図-4)

一節点に集る部材の他端を総て固定とし、図のように座標軸を定め、簡単のために節点 A に対して z 軸周り9)にのみモーメント $M_a = Pd$ が作用したものとすれば、各部材端に生ずる z 軸周りのモーメントは次のように表わされる。(suffix z は省略)。

$$M_{ab} = 2k_{ab}\varphi_a, \quad M_{ac} = 2k_{ac}\varphi_a, \quad M_{ad} = 2k_{ad}\varphi_a,$$

$$M_{ae} = 2\beta k_{ae}\varphi_a, \quad M_{af} = 2\beta k_{af}\varphi_a.$$

節点 A におけるモーメントの釣合を考えると



第 4 図

$$M_a (=Pd) - M_{ab} - M_{ac} - M_{ad} - M_{ae} - M_{af} = 0$$

$$\therefore M_a = 2(k_{ab} + k_{ac} + k_{ad} + \beta k_{ae} + \beta k_{af})\varphi_a$$

従つてモーメント分配率を γ で表わせばそれぞれ次のようになる。

$$\gamma_{ab} = k_{ab}/j_a, \quad \gamma_{ac} = k_{ac}/j_a, \quad \gamma_{ad} = k_{ad}/j_a,$$

$$\gamma_{ae} = \beta k_{ae}/j_a, \quad \gamma_{af} = \beta k_{af}/j_a.$$

但し $j_a = k_{ab} + k_{ac} + k_{ad} + \beta k_{ae} + \beta k_{af}$ である。

x 軸, y 軸に関する γ も以上と同様にして求まる。

なお, 次のような場合には k の代りに k' を他の部材に対する有効剛比として用いると便利である。

a) 図-4 においてB端が *hinge* なる場合:

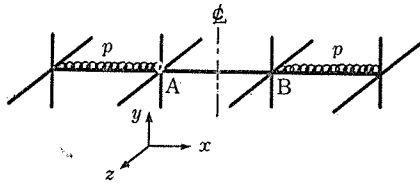
$$k'_{ab} = \frac{3}{4}k_{ab}$$

b) モーメントの分布状態が中心線に対して対称なる場合 (図-5):

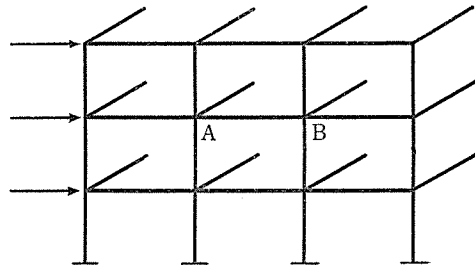
$$k'_{ab} = \frac{1}{2}k_{ab}$$

c) モーメントの分布状態が逆対称なる場合 (図-6):

$$k'_{ab} = \frac{3}{2}k_{ab}$$



第 5 図



第 6 図

5 モーメント伝達率 (Carry-over factor)

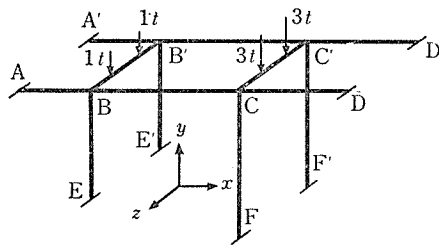
曲げモーメントの伝達率は平面ラーメンの場合と同様に求めることができる。捩りモーメントの伝達率は基本式により -1 となる。

6 計算例

(1) 図-7

各部材の断面形はすべて同一で $50\text{cm} \times 50\text{cm}$ なる正方形断面とし, 各部材の長さは次のようである。

$$\begin{aligned} AB = A'B' = 2\text{m}, \quad BC = B'C' = CF \\ = C'F' = BB' = CC' = 4\text{m} \end{aligned}$$



第 7 図

$$CD=C'D'=BE=B'E'=3m.$$

荷重はそれぞれ間隔 2m なる対称荷重とする。材料の自重は考えないものとし、ポアンソン数は $m=6$ と仮定する。

今、 x 軸周りのモーメントのみを求めることにして suffix x を省略する。 K の計算には Bretschneider の式を用いる。

解の順序は先ず β と固定端モーメント C を計算し、あとは表の如くする。

$$\beta=6/8(6+1)=0.107, C_{BB'}=0.75t-m, C_{CC'}=2.25t-m.$$

剛度及び剛比

部 材	AB	BC	CD	BE	CF	BB'	CC'
$K(\text{cm}^3)$	4358	2179	2906	1736	1302	1302	1302
k	3.35	1.67	2.23	1.33	1.00	1.00	1.00

但し分配率の計算には 4 (b) により $k'_{BB'}=k'_{CC'}=0.5$ を用いる。

x 軸周りのモーメント (kg-m)

	M_{BA}	M_{BC}	M_{BE}	$M_{BB'}$	M_{CB}	M_{CD}	M_{CF}	$M_{CC'}$
D. F.	0.151	0.075	0.562	0.211	0.093	0.124	0.522	0.261
F. E. M.				-0.75				-2.25
D. M.	0.113	0.056	0.422	0.158	0.209	0.279	1.175	0.587
C. M.		-0.209			-0.056			
T. M.	0.113	-0.153	0.422	-0.592	0.153	0.279	1.175	-1.663
D. M.	0.032	0.016	0.118	0.044	0.005	0.007	0.029	0.015
C. M.		-0.005			-0.016			
T. M.	0.145	-0.142	0.540	-0.548	0.142	0.286	1.204	-1.648
D. M.	0.001	0	0.003	0.001	0.002	0.002	0.008	0.004
C. M.		-0.002			0			
T. M.	0.146	-0.144	0.543	-0.547	0.144	0.288	1.212	-1.644

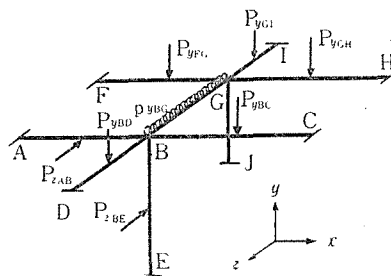
上表の最下欄の数値が求めるモーメントの値である。

但し記号は次の如くである。

- D. F. = Distribution factor, F. E. M. = Fixed-end moment,
- D. M. = Distributed moment, C. M. = Carried-over moment,
- T. M. = Total moment.

(2) 図—8

材料の単位重量は $2.4t/m^3$, ポアンソン数は 6 と仮定し各部材寸法は次表の如く与えられたものとする。



第 8 図

部 材 寸 法

	A B	B C	B D	B E	B G	F G	G H	G I	G J
部 材 長 (cm)	300	500	300	400	400	300	500	200	300
断 面 寸 法 (cm)	y=30	y=50	x=30	x=40	x=40	y=40	y=50	x=30	x=40
	z=40	z=40	y=40	z=40	y=50	z=40	z=40	y=30	z=40

これより剛度及び剛比を求めると次表の値を得る。

剛 度 及 び 剛 比

	A B	B C	B D	B E	B G	F G	G H	G I	G J
K_x	646	1093	533	533	1042	1172	1093	338	711
K_y (cm ³)	533	533	300	882	500	711	533	338	1172
K_z	300	833	646	533	1366	711	833	568	711
k_x	1.21	2.05	1.00	1.00	1.95	2.20	2.05	0.63	1.33
k_y	1.00	1.00	0.56	1.65	0.94	1.33	1.00	0.63	2.20
k_z	0.56	1.56	1.21	1.00	2.56	1.33	1.56	1.07	1.33

集中荷重はすべて各部材の midpoint に作用し、その大きさは次のようである。

$$P_{yBC}=P_{yGH}=5 \text{ t}, \quad P_{yBD}=P_{xFG}=P_{yGI}=3 \text{ t},$$

$$P_{zAB}=P_{zBE}=4 \text{ t}, \quad p_{yBG}=2 \text{ t/m (分布荷重)}.$$

以上の値を用いると次の計算順序でモーメントの値が得られる。

固 定 端 モーメント

	A B	B C	B D	B E	B G	F G	G H	G I	G J
C_x	0	0	1341	2000	3307	0	0	822	0
C_y (kg-m)	1500	0	0	0	0	0	0	0	0
C_z	216	4125	0	0	0	1413	4125	0	0

 M_x の 計 算 (kg-m)

	M_{BA}	M_{BC}	M_{BD}	M_{BE}	M_{BG}	M_{GF}	M_{GH}	M_{GI}	M_{GJ}	M_{GB}
D. F.	0.030	0.051	0.233	0.233	0.453	0.054	0.050	0.144	0.305	0.447
F. E. M.			1341	2000	-3307			-822		3307
D. M.	-1	-2	-8	-8	-15	-134	-124	-358	-758	-1111
C. M.					-556					-8
T. M.	-1	-2	1333	1992	-3878	-134	-124	-1180	-758	2188
D. M.	17	28	130	130	252	0	0	1	2	4
C. M.					2					126
T. M.	16	26	1463	2122	-3624	-134	-124	-1179	-756	2318
D. M.	0	0	-1	-1	-1	-7	-6	-18	-38	-56
C. M.					-28					-1
T. M.	16	26	1462	2121	-3652	-141	-130	-1197	-794	2261

D. M.	1	1	6	6	12	0	0	0	0	1
C. M.					1					12
T. M.	17	27	1468	2127	-3639	-141	-130	-1197	-794	2274
D. M.						-1	-1	-2	-4	-5
C. M.					-3					0
T. M.	17	27	1468	2127	-3642	-142	-131	-1199	-798	2269
D. M.			1	1	1					1
C. M.					1					1
T. M.	17	27	1469	2128	-3640	-142	-131	-1199	-798	2271

 M_y の計算 (kg-m)

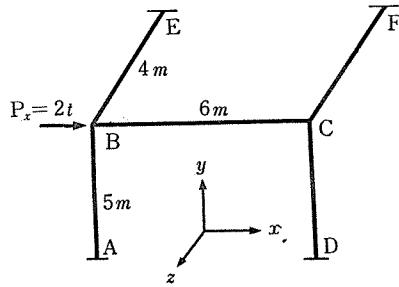
	M_{BA}	M_{BC}	M_{BD}	M_{BE}	M_{BG}	M_{GF}	M_{GH}	M_{GI}	M_{GJ}	M_{GB}
D. F.	0.272	0.272	0.152	0.048	0.255	0.321	0.242	0.152	0.057	0.227
F. E. M.	-1500									
D. M.	408	408	228	72	383					
C. M.										192
T. M.	-1092	408	228	72	383					192
D. M.						-62	-46	-29	-11	-44
C. M.					-22					
T. M.	-1092	408	228	72	361	-62	-46	-29	-11	148
D. M.	6	6	3	1	6					
C. M.										3
T. M.	-1086	414	231	73	367	-62	-46	-29	-11	151
D. M.						-1	-1			-1
C. M.										
T. M.						-63	-47	-29	-11	150

 M_z の計算 (kg-m)

	M_{BA}	M_{BC}	M_{BD}	M_{BE}	M_{BG}	M_{GF}	M_{GH}	M_{GI}	M_{GJ}	M_{GB}
D. F.	0.159	0.443	0.037	0.284	0.078	0.288	0.338	0.025	0.288	0.059
F. E. M.	216	-4125				1413	-4125			
D. M.	622	1732	145	1110	305	781	917	68	781	160
C. M.					-160					-305
T. M.	838	-2393	145	1110	145	2194	-3208	68	781	-145
D. M.	25	69	6	44	12	89	105	8	89	18
C. M.					-18					-12
T. M.	863	-2324	151	1154	139	2283	-3103	76	870	-139
D. M.	3	8	1	5	1	4	4	0	4	1
C. M.					-1					-1
T. M.	866	-2316	152	1159	139	2287	-3099	76	874	-139

(3) 図-9

部材はすべて 50cm×50cm の正方形断面でポアソン数は 6 と仮定し、自重は考えないものとする。



第 9 図

剛度及び剛比

	AB	BE	BC
K_x	1042	1302	1453
K_y (cm ³)	1743	1302	868
K_z	1042	2179	868
k_x	0.800	1.000	1.116
k_y	1.339	1.000	0.667
k_z	1.000	2.091	0.833

分配率

	BA	BE	BC
γ_x	0.417	0.521	0.062
γ_y	0.066	0.467	0.467
γ_z	0.404	0.091	0.505

$R_{zAB} = 1$ を与えた場合の z 軸周り及び y 軸周りのモーメントをそれぞれ M'_z , M'_y で表わせば、これらは次表のようにして求まる。

M'_z の計算

係数: $6EK_z$

	M'_{AB}	M'_{BA}	M'_{BC}	M'_{BE}	M'_{EB}
F. E. M.	-1	-1			
D. M.		0.404	0.505	0.091	
C. M.	0.202				-0.091
T. M.	-0.798	-0.596	0.505	0.091	-0.091

M'_y の計算

係数: $6EK_z^*$

	M'_{AB}	M'_{BA}	M'_{BC}	M'_{BE}	M'_{EB}
F. E. M.				1.561	1.561
D. M.		-0.103*	-0.729*	-0.729*	
C. M.	0.103				-0.365
T. M.	0.103	-0.103	-0.729	0.832	1.196

$$* \text{Remarks: } R_{yBE} = -\frac{5}{4}R_{zAB}, \quad \bar{K}_y = \frac{1.302}{1.042}\bar{K}_z$$

$R_{zAB} = 1$ を生ずる P を P' とし, $\lambda = 6E\bar{K}_z$ とおけば,

$$P' + 2(M'_{zAB} + M'_{zBA})/l_{AB} - 2(M'_{yBE} + M'_{yEB})/l_{BE} = 0$$

より $P' = 0.0157\lambda$ を得る。

而して $P = P'R_{zAB}$ なる故 $R_{zAB} = 127.4/\lambda$ となり, 各モーメントの値は前表を用いてそれぞれ次のようになる。但し単位はすべて (t-m) である。

$$M_{zAB} = -1.02, \quad M_{zBA} = -0.76, \quad M_{zBC} = +0.64, \quad M_{zBE} = +0.116,$$

$$M_{zEB} = -0.116, \quad M_{yAB} = +0.131, \quad M_{yBA} = -0.131, \quad M_{yBC} = -0.93,$$

$$M_{yBE} = +1.06, \quad M_{yEB} = +1.52.$$

7 結 言

節点の数が少ない場合には, 基本式を用いて各節点及び各層毎にモーメント及び剪断力の釣合の式を作り, これ等を連立に解くことにより各モーメントの値を直接求めることも出来るが, 節点の数が比較的多い場合には本文で述べた計算法による方が便利である。なお, space をうまくとれる場合には, 適宜, 図上計算を行うことにより計算を一層簡単にすることが出来る。

参 考 文 献

- 1) 結城朝恭, 吉田俊彌: 立体ラーメンにおける振りモーメントについて (土木学会誌 第38巻 第10号)
- 2) Erich Reisinger: Zur Berechnung Räumlicher Rahmenwerke.
(Der Bauingenieur 1924, Heft 1)
- 3) Alfred Millies: Räumliche Vieleckrahmen mit eingespannten Füßen unter besonderer Berücksichtigung der Windbelastung, 1927.
- 4) Paul Andersen: Design of reinforced concrete in torsion.
(Transactions A. S. C. E. 1938)
- 5) Kupferschmid: Ebene und räumliche Rahmentragwerke, 1952.
- 6) James Michalos: Numerical analysis of continuous frames in space.
(Proceedings A. S. C. E. Sept. 1953)
- 7) Timoshenko: Strength of materials.
- 8) Bach-Baumann: Elastizität und Festigkeit.
- 9) 鷹部屋福平: ラーメン新論

Summary**A NUMERICAL ANALYSIS OF RIGID FRAMES IN SPACE**

Shun-ya YOSHIDA

(Department of Civil Engineering, Faculty of Engineering.)

Usually, the stresses in rigid frames in space are analyzed on the respective constituent plane systems independently, therefore the torsional resistances of members intersecting to the plane systems under consideration are neglected. But, it is perceived that there are several cases in which some effects of torsional moments may not be neglected. In these cases the structures must be analyzed under their actual states, i. e. three-dimensionally. But, in general, it is so troublesome to analyze the structures three-dimensionally that such analyses are disliked by many engineers.

In this paper, it is shown that a numerical analysis derived from the fundamental conceptions of the moment distribution method is a convenient tool to analyze rigid frames in space three-dimensionally.