エネルギーの授受に立脚した鋼構造模型骨組 の二次元入力振動台実験結果の評価手法

EVALUATION METHOD FOR 2-D SHAKING TABLE TEST OF 3-D STEEL FLAME MODEL BASED ON THE TRANSFERENCE OF ENERGY

薩川 恵一^{*1}, 山田 哲^{*2}, 佐藤 栄児^{*3}, 小川 信行^{*4}, 秋山 宏^{*5}

Keiichi SATSUKAWA, Satoshi YAMADA, Eiji SATO,
Nobuyuki OGAWA and Hiroshi AKIYAMA

The evaluation method of experimental result of 1-D shaking table test is advanced to 2-D shaking table test. In this method, the transference of energy from shaking table to the specimen is focused. Energy applied to the shaking table is calculated by the output information of shaking table. In this study, a series of excitation of shaking table without specimen is carried out as a primary test. This primary excitation intends to clarify the coefficient of friction and the damping factor of actuator. Following the primary excitation, shaking table test of 3-D steel frame model is carried out. From the experimental result of shaking table test, evaluation method of experimental result is verified.

Keywords : *Shaking Table, 3-D Frame, Elasto-plasticity, Input Energy*
振動台, 立体骨組, 弾塑性, 入力エネルギー

1. 序

地震下での建築物の動的挙動を把握するためには、実大レベルの立体骨組に対して振動台実験を行うことが最も望ましいが、現存する振動台では、低層建物を再現して加振する能力しか有さず、中層建物以上になると、試験体を縮小モデルに置き換えて、加振せざるを得ない。試験体として縮小モデルを用いた場合には、部材の破壊現象の重要な要因である寸法効果を反映できないだけでなく、試験体の縮小に伴う試験体の固有周期の関係から地震波を時間短縮せざるを得ず、その結果として材料の速度依存性も反映できない。そこで実大レベルの建物の動的挙動を追跡するために、実大寸法の部材・接合部を試験体として取り出し、建物の内部での挙動を再現させる実験システムを用いた実験的研究^{1)~3)}などが行われているが、建築物の地震時挙動を正確に把握するためには実大骨組の動的実験が必要であると思われる。現在、実大レベルでの多層立体骨組の応答性状を把握すべく、稼働している振動台よりもさらに優れた機能を有する大型震動台が建設されつつある。建設中の大型震動台を利用した実大レベルの立体骨組の振動台実験では、縮小モデルに比べて計測点数が増加し、計測機器を大量に使用することになるが、データ処理をする上で煩雑となる。そこでデータを総合的に捉えて、計測結果の妥当性を判断する方法が望まれるところである。

本研究では、振動台と鋼構造立体骨組の間のエネルギーの授受を振動台を駆動するアクチュエータの差圧情報から計測することによ

り、振動台実験結果の評価手法について検討を行う。この手法は、すでに文献4)において、大型円筒貯槽の振動台実験において試みられ、その有効性が明らかにされている。具体的には骨組から振動台に伝達する力を油圧式アクチュエータの差圧情報から得ることにより、立体骨組に入力される力を算出し、さらに骨組に入力されるエネルギー量を評価する。しかし振動台本体を駆動するに際し、アクチュエータ差圧情報には様々な力が含まれる。例えば、アクチュエータと振動台との間に生じる摩擦力やアクチュエータ内に作用するシリンダとピストン部に生じる摩擦力、アクチュエータの減衰力などが挙げられる。これらの力は計測機器から直接測定するのは困難であるため、立体骨組を振動台に載せて振動台実験を行う前に、振動台のみの特性把握実験を実施し、アクチュエータ差圧情報と振動台の力の釣合いから、摩擦力並びに減衰力を算出する必要がある。まず始めに水平方向、鉛直方向のそれぞれの振動台の力の釣合い式を導いた後、アクチュエータから振動台に入力する力の算出方法を示す。なお文献4)では、振動台の各箇所が生じる摩擦力をエネルギー量を評価する上で摩擦エネルギーとして一括して捉え、本研究のように各箇所の摩擦力を算出することまでは至っていない。

次に一層立体模型を作成し、加振条件を水平方向と上下方向の2方向同時入力とした二次元入力振動台実験を行い、振動台と鋼構造立体骨組との間のエネルギーの授受に着目し、振動台実験結果の評価手法を提示する。そして立体骨組に入力されるエネルギー量につ

^{*1} 愛知産業大学造形学部建築学科 講師・博士(工学)

^{*2} 東京工業大学建築物理研究センター 助教授・博士(工学)

^{*3} 防災科学技術研究所 工修

^{*4} 防災科学技術研究所 工博

^{*5} 日本大学総合科学技術研究所 教授・工博

Lecturer, Dept. of Architecture, Aichi Sangyo University, Dr. Eng.

Assoc. Prof., Structural Engineering Research Center, Tokyo Institute of Technology, Dr. Eng.

National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention, M. Eng.

National Research Institute for Earth Science and Disaster Prevention, Dr. Eng.

Prof., Nihon Univ., Dr. Eng.

- L_h : 振動台水平支持棒の上下球座間距離 (600mm)
 L_v : 振動台鉛直支持棒の上下球座間距離 (600mm)
 M : 振動台重量 (6.6kN)
 x_0 : 振動台水平変位
 z_0 : 振動台鉛直変位
 P_h : 水平アクチュエータ差圧情報から得られる荷重
 P_{v1} : 鉛直アクチュエータ差圧情報から得られる荷重
 P_{v2} : 鉛直アクチュエータ差圧情報から得られる荷重
 V^* : 水平支持棒のピン接合部における軸受けとリングによる摩擦力
 H_1^* : 鉛直支持棒のピン接合部における軸受けとリングによる摩擦力
 H_2^* : 鉛直支持棒のピン接合部における軸受けとリングによる摩擦力
 H_{ah}^* : 水平アクチュエータ(h)のピストンとシリンダーとの摩擦力
 V_{av1}^* : 鉛直アクチュエータ(v1)のピストンとシリンダーとの摩擦力
 V_{av2}^* : 鉛直アクチュエータ(v2)のピストンとシリンダーとの摩擦力
 C_{ah}^* : 水平アクチュエータ(h)の減衰係数
 C_{av1}^* : 鉛直アクチュエータ(v1)の減衰係数
 C_{av2}^* : 鉛直アクチュエータ(v2)の減衰係数
 (注) 記号の上に添え字*が付けられている場合、未知量であることを示す。

図一 1 振動台立面及び振動台全系の力の釣合い

いて、立体骨組に設置された計測機器から得られるものとアクチュエータ差圧情報をもとに得られるものとの比較検討を行い、本研究で提案している手法が振動台実験での計測結果を総合的に判断する上で有用であることを示す。

2. 振動台の力の釣合い

(1) 振動台

本研究では、独立行政法人防災科学研究所内にある小型振動台を用いて実験を行っている。小型振動台の概略図を図一1に示す。当該振動台は水平方向に一本と鉛直方向に二本のアクチュエータにより駆動しており、二次元平面内で水平、鉛直、回転の3自由度の加振が可能となっている。なお本研究で使用した振動台は、絶対座標系において、鉛直方向、水平方向ともに支持棒を半径とした円弧を描く制御となっている。また2本の鉛直アクチュエータには、同波形を入力しているため、振動台の回転がない状態で加振を行っている。アクチュエータ性能仕様は、水平アクチュエータの最大加振力が20kN、鉛直アクチュエータの最大加振力が40kN、各アクチュエータの最大振幅は±50mmである。振動台のテーブル寸法は1000×1000×400mm、総重量(M)は6.6kNである。また振動台支持棒の上下球座間距離(L_v , L_h)は600mmである。

(2) 測定計画並びに計測項目

振動台にバネ式変位計、レーザー変位計、加速度計を設置し、振動台情報として振動台の水平方向変位 x_0 及び加速度 $\ddot{x}_0$ 、鉛直方向変位 z_0 及び加速度 $\ddot{z}_0$ を計測する。そして振動台の慣性力と位置情報を得る。またアクチュエータ情報としてアクチュエータに取り付けられているセンサーから差圧情報を計測し、その情報からアクチュエータから振動台に伝達する力を把握する。水平アクチュエータの差圧情報を $am\sigma_h$ 、鉛直アクチュエータの差圧情報を $am\sigma_{v1}$, $am\sigma_{v2}$ と表す。なおすべての実験データはサンプリング間隔を1000分の1秒で計測しており、ノイズを落とすために5ステップごとの平均値をとり、200分の1秒刻みのデータとして整理している。振動台の情報として以下の項目を記録している。

- $\ddot{x}_0$: 水平方向加速度
 $\ddot{z}_0$: 鉛直方向加速度
 x_0 : 水平方向変位
 z_0 : 鉛直方向変位
 $am\sigma_h$: 水平アクチュエータ差圧情報
 $am\sigma_{v1}$, $am\sigma_{v2}$: 鉛直アクチュエータ差圧情報

(3) 振動台の力の釣合い

振動台に作用する力を図一1に示し、振動台全系の力の釣合いの式を導く。摩擦力を点線の矢印で示し、アクチュエータ内部に作用する減衰力をダッシュボットの記号で示す。なお太点線で示す摩擦力は、リング及びシリンダーからアクチュエータに作用する力を示している。水平アクチュエータ h の加振力を P_h 、鉛直アクチュエータ V_1 , V_2 の加振力を P_{v1} , P_{v2} と定義する。なおこれらの力の算出は、アクチュエータに取り付けられたセンサーから得られた差圧情報にアクチュエータの受圧面積を乗じたものであり、以下の式(1)で示される。水平アクチュエータ h の受圧面積を A_h 、鉛直アクチュエータ V_1 , V_2 の受圧面積は同一であり、その受圧面積を A_v とする。

$$\begin{aligned}
 P_h &= A_h \cdot am\sigma_h \\
 P_{v2} &= A_v \cdot am\sigma_{v2} \\
 P_{v1} &= A_v \cdot am\sigma_{v1}
 \end{aligned} \quad (1)$$

ここで A_h : 水平アクチュエータ受圧面積

A_v : 鉛直アクチュエータ受圧面積

次に振動台が水平方向に移動した時の力の釣合いを図一2に示す。この時、水平アクチュエータが支持する力を f_h 、鉛直アクチュエータが支持する力を f_v 、振動台水平支持棒の水平角度を θ_h 、振動台鉛直支持棒の鉛直角度を θ_v と表す。図一2を参照することにより、振動台が水平方向に移動した際に生じる力の釣合いは以下の式(2)、(3)で表せる。なお振動台が右に移動した時、水平アクチュエータは振動台を支持するために引張力を作用させ、逆に振動台が左に移動した時、水平アクチュエータは圧縮力を作用させている。

円の接線方向の力の釣合い

$$f_h \cos \theta_h \cos (\theta_v - \theta_h) = Mg \sin \theta_v \quad (2)$$

図-2 アクチュエータが支持する力

円の中心方向の力の釣合い

$$f_v = (Mg \cos \theta_v + f_h \cos \theta_h \sin(\theta_v - \theta_h)) \cos \theta_v \quad (3)$$

ここで、 $\cos \theta_h \approx 1$, $\sin \theta_h \approx \theta_h$, $\cos \theta_v \approx 1$, $\sin \theta_v \approx \theta_v$ として、式(2), (3)を整理すると式(4), (5)となる。

円の接線方向の力の釣合い

$$f_h = Mg \theta_v \quad (4)$$

円の中心方向の力の釣合い

$$f_v = Mg + f_h \theta_v \approx Mg \quad (5)$$

水平アクチュエータ h 及び鉛直アクチュエータ V_1 , V_2 の内部に生じるピストンとシリンダーの摩擦力をそれぞれ H_{ah}^* , V_{av1}^* , V_{av2}^* とし、振動台水平支持棒及び振動台鉛直支持棒と振動台とのピン接合部の軸受に生じる摩擦力を V^* , H_1^* , H_2^* と定義する。またそれぞれ3本のアクチュエータ内部に作用する減衰力を考慮するため、水平アクチュエータの粘性減衰係数を C_{ah}^* , 鉛直アクチュエータの粘性減衰係数を C_{av1}^* , C_{av2}^* と定義する。摩擦力ならびに粘性減衰係数は、計測機器の値から直接算出できない未知量であり、 x , z , P_h , P_{v1} , P_{v2} 等の振動台情報から振動台全系の力の釣合いにより算出する必要がある。以上にあげた力を考慮し、図-3に示すように振動台の力の釣合いを水平方向及び鉛直方向について整理すると以下の式を得る。なお記号の上に添え字*が付けられている場合、その記号が未知量であることを示す。

水平方向の力の釣合い

$$P_h - M\ddot{x}_0 - \mu_h^* Mg - H_{ah}^* + Mg \theta_v - C_{ah}^* \dot{x}_0 = 0 \quad (6)$$

$$\text{ここで } \mu_h^* Mg = H_1^* + H_2^*$$

鉛直方向の力の釣合い

$$P_v - M\ddot{z}_0 - \mu_{av}^* Mg - V^* - Mg - C_{av}^* \dot{z}_0 = 0 \quad (7)$$

$$\text{ここで } P_v = P_{v1} + P_{v2}$$

$$C_{av}^* \dot{z}_0 = C_{av1}^* \dot{z}_0 + C_{av2}^* \dot{z}_0$$

$$\mu_{av}^* Mg = V_{av1} + V_{av2}$$

なお式(6)中に示されている H_1^* と H_2^* の合力を $\mu_h^* Mg$ とおいて水平方向の摩擦力と代表させている。また式(7)中に示されている鉛直アクチュエータ V_1 , V_2 の加振力の合力を鉛直方向の加振力 P_v , また V_{av1} , V_{av2} の合力を鉛直方向の摩擦力 $\mu_{av}^* Mg$, そして二本の鉛直アクチュエータ内部に生じる減衰力の合力 $C_{av}^* \dot{z}_0$ として表している。なお(6), (7)の式中の減衰力項の速度は、厳密には各アクチュエータ情報により速度を測定し減衰力を算出しなければならないのだが、計測機器のチャンネル数の制限から、本研究では振動台情報から得られる各方向の変位を時間微分した速度で代用している。

図-3 振動台周りの力の釣合い

図-4 遠心力発生時の力の釣合い

式(6), (7)は、振動台を一方向のみに加振時の釣合い式である。次に振動台を水平方向と鉛直方向の二方向同時加振した時、各加振方向の釣合い式において直交方向の遠心力の影響があると思われるので、さしあたり検証しておく。各加振方向に遠心力が生じた場合の力の釣合いを図-4に示す。この図より二方向同時加振時に各加振方向の直交方向に遠心力が生じ、この遠心力を式(6), (7)に反映する必要がある。なお遠心力を支持するために必要な力を水平アクチュエータでは F_h , 鉛直アクチュエータでは F_v と定義する。この図を参照することにより、以下の式が導かれる。

水平方向

$$F_h / \cos \theta_h = M (v_v \cos \theta_h + v_h \sin \theta_v \cos(\theta_h + \theta_v))^2 / l_h \quad (8)$$

鉛直方向

$$F_v / \cos \theta_v = M (v_h \cos \theta_v + v_v \sin \theta_h \cos(\theta_h + \theta_v))^2 / l_v \quad (9)$$

以上の式(8), (9)を考慮して、二方向同時加振時の水平方向及び鉛直方向の振動台全系の力の釣合いは以下の式(10), (11)となる。

水平方向の力の釣合い

$$P_h - M\ddot{x}_0 - \mu_h^* Mg - H_{ah}^* + Mg \theta_v - C_{ah}^* \dot{x}_0 - F_h = 0 \quad (10)$$

鉛直方向の力の釣合い

$$P_v - M\ddot{z}_0 - \mu_{av}^* Mg - V^* - Mg - C_{av}^* \dot{z}_0 - F_v = 0 \quad (11)$$

(4) 加振条件

式(6), (7)に示す摩擦力項、減衰力項の定数は、未知数であり、これらの定数を決定するために振動台のみで加振を行い、水平方向及び鉛直方向の力の釣合い式から算出する。入力波の種類は、三角波と sin 波の2種類である。主に三角波は、摩擦力を算出するために用いる。また sin 波はアクチュエータの減衰力を算出するために用い、

表-1 加振条件

入力波	加振方向	振動数(Hz)
三角波	水平	0.1
	鉛直	
	水平鉛直同時	
sin波	水平	0.2~2.0
	鉛直	
	水平鉛直同時	

振動数を0.2~2.0Hzに設定して加振を行っている。そして、この2種類の入力波について水平加振、上下加振、水平上下同時加振の3種類に設定している。加振条件を表-1に示す。なおすべての加振条件において目標振幅を30mmとしている。

3. 加振結果

(1) 水平加振

水平アクチュエータを駆動する際に生じる摩擦力及び水平アクチュエータに生じる減衰力を求める。始めに入力波を三角波に設定して加振を行い、鉛直支持棒と振動台とのピン接合部の軸受に生じる摩擦力の摩擦係数(μ_h^*)と水平アクチュエータのピストンとシリンダーとの摩擦力(H_{ah}^*)を算出する。水平アクチュエータ差圧情報から得られる荷重(これ以降、水平アクチュエータ荷重情報と略す)を縦軸に、水平変位を横軸に用いて示したものを図-5に示す。水平アクチュエータを駆動する際に生じる摩擦力は図中に示す矢印の区間の値であり、その値は約0.45kNである。よって式(6)中の摩擦力項は以下の式(12)で表せる。

$$\mu_h^* Mg + H_{ah}^* = 0.45 \text{ (kN)} \quad (12)$$

また、振動台上に2kNの錘(m)を載せて入力波を三角波に設定して加振を行った。その結果を図-6に示す。水平アクチュエータを駆動する際に生じる摩擦力は図中に示す矢印の区間の値であり、その値は約0.55(kN)である。よって式(6)中の摩擦力項は以下の式(13)で表せる。

$$\mu_h^* (M + m)g + H_{ah}^* = 0.55 \text{ (kN)} \quad (13)$$

式(12)、式(13)から $\mu_h^* = 0.05$ 、 $H_{ah}^* = 0.12 \text{ (kN)}$ が算出される。

次に水平アクチュエータの減衰定数 C_{ah}^* を決定する。水平アクチュエータに生じる減衰力を求めるために、入力波をsin波に設定して振動台のみの加振を行う。その結果を図-7に示す。縦軸は、水平アクチュエータ荷重情報から振動台の慣性力を差し引いた値を示しており、横軸は水平変位を示している。図-6に示すように振動数に関わらず、減衰力は確認されなかった。このことから設定した振動数の範囲において、水平アクチュエータ内での減衰力は無視できることがわかる。なお図-7(b)においてアクチュエータ荷重情報に乱れが生じているが、これは高压の油がサーボ弁により急激に開閉させられることにより、油の中で衝撃波的なものが発生し振動しているものと思われる。

(2) 鉛直加振

次に鉛直アクチュエータを駆動する際に生じる摩擦力及び鉛直アクチュエータにかかる減衰力を求める。まず入力波を三角波に設定して加振を行い、鉛直方向に生じる摩擦力について算出する。図-8(a)に入力波を三角波に設定して、振動台のみの加振した結果を鉛直

図-5 水平アクチュエータ荷重情報と水平変位との関係(加振条件:三角波)

図-6 水平アクチュエータ荷重情報と水平変位との関係(加振条件:三角波)

図-7 水平アクチュエータ荷重情報と慣性力との差と水平変位との関係

図-8 鉛直アクチュエータ荷重情報と鉛直変位との関係(加振条件:三角波)

アクチュエータ差圧情報から得られる荷重（以降鉛直アクチュエータ荷重情報と略す）から振動台の鉛直慣性力をひいたものを縦軸に、鉛直変位を横軸にとり示す。鉛直加振時に生じる摩擦力は図中に示す矢印の区間の値であり、その値は約1.15(kN)である。よって、式(7)中の摩擦力項は以下の式(14)で表せる。

$$V^* + \mu_{av}^* Mg = 1.15 \text{ (kN)} \quad (14)$$

また2kNの錘を載せて入力波を三角波に設定して加振を行った。その結果を図-8(b)に示す。この図を参照して、式(7)中の摩擦力項は、以下の式(15)で表せる。

$$V^* + \mu_{av}^* (M + m)g = 1.25 \text{ (kN)} \quad (15)$$

式(14)、式(15)から $\mu_{av}^* = 0.05$ 、 $V^* = 0.82 \text{ (kN)}$ が算出される。次に式(11)中の鉛直アクチュエータの減衰定数を求めるために入力波をsin波に設定して、振幅35mm、振動数を1.0、2.0Hzとして加振を行った。その結果を鉛直アクチュエータ荷重情報から振動台にかかる鉛直慣性力を差し引いた値を縦軸に、鉛直変位を横軸に用いて図-9に示す。水平アクチュエータ性能とは異なり、鉛直アクチュエータ荷重情報には減衰力が存在していることが確認できる。そして減衰定数を算出するために、入力波をsin波、振幅35mmに設定して、振動数をパラメータとして加振を行った。加振時での最大速度を横軸に鉛直アクチュエータ荷重情報から振動台の鉛直慣性力と摩擦力を引いた値を縦軸に用いて表したものを図-10に示す。白抜き印(○)が振動台を加振した結果である。加振結果をもとに減衰力と速度との関係を以下の式で近似する。

$$F = C_{av}^* \dot{z}^\alpha \quad (16)$$

この近似式の係数を求めると、 $C_{av}^* = 2.42$ 、 $\alpha = 1.71$ となる。以上の検討結果より図-1に示す振動台の水平方向、鉛直方向の力の釣合い式の未知量がすべて明らかになった。

式(10)、(11)に示す未知量が明らかになったところで、この式の妥当性を検証するために、アクチュエータ荷重情報から振動台の慣性力を算出した結果と振動台に設置した試験体情報より求まる慣性力を比較を行う。図-11は入力波をsin波、振動数を1.0Hz、最大振幅を30mmに設定し、振動台のみを二方向同時加振した時の水平方向と鉛直方向に発生する慣性力の結果を示したものである。(a)は試験体情報から得られた水平慣性力を、(b)はアクチュエータ差圧情報から得られた水平慣性力を、(c)は試験体情報から得られた鉛直慣性力を、(d)はアクチュエータ差圧情報から得られた鉛直慣性力をそれぞれ示している。また図の右には、各加振方向における同じ時刻でのアクチュエータ差圧情報から得られる慣性力を横軸に、試験体情報から得られる慣性力を縦軸にとって示している。この2つの図より試験体情報とアクチュエータ差圧情報と良い対応を示しており、式(10)、(11)で与えた振動台の力の釣合いが妥当であることを示している。

これらの検討から、アクチュエータ差圧情報により、データを総合的に捉えて、計測結果の妥当性を判断するためには、まず振動台全系の力の釣合い式を立て、そして計測機器から直接測定が困難な振動台周りの摩擦力とアクチュエータの減衰定数を把握するために本研究で

(b) 振動数 1.0 Hz

(c) 振動数 2.0 Hz

図-9 鉛直アクチュエータ荷重情報と鉛直慣性力との差と鉛直変位との関係（加振条件：sin波）

図-10 減衰力と鉛直速度との関係

図-11 振動台情報とアクチュエータ差圧情報との比較加振条件（sin波1.0 Hz 振幅30mm 水平上下同時）

図-12 鋼構造立体骨組の試験体装置

行った手法により振動台の特性試験を実施する必要がある。なお式(8)、(9)で検討している遠心力であるが、本研究で利用した振動台に関しては、その値は小さく、アクチュエータ差圧情報から得られる慣性力の値に影響は見られなかった。しかし、高い速度の加振が可能な振動台では、遠心力を考慮しなければならないと考える。

4. 鋼構造立体骨組の振動台実験概要

2章で導いた振動台の力の釣合式が実際の振動台実験において有効であるかを検証するために、一層立体模型を作成し、加振条件を水平方向と上下方向の二方向同時入力とした二次元入力振動台実験を行った。

(1) 試験体装置

試験体装置は、図-12に示すように錘と弾塑性柱4本から構成されており、加振方向にのみ振動する最も基本的な振動系である一質点せん断系を再現している。そして錘一枚の重量を0.65kN相当として6枚の錘を鋼棒で緊結し、総重量3.9kNとしている。

本実験で用いた弾塑性柱と錘及び振動台板との取り付けを図-13に示す。弾塑性柱と錘及び振動台板との取り付けは、締め込み時に生じる軸力の影響を排除しなければならず、また加振時にネジ部が緩んではならない。そこで振動台との取り付けは、直接振動台に弾塑性柱をねじ込み、さらに加振時に取り付け部が緩まないように皿ばねを介して、ナットで締め付けている。一方、錘と弾塑性柱の接合は、錘一枚を挟んで皿ばねを介してナットで締め付けている。本実験で用いた弾塑性柱は試験体部の長さは300mmで、断面形状は直径12mmの丸棒である。弾塑性柱一本当たりの水平剛性は、93N/mmとなっている。弾塑性棒の機械的性質を図-14に示す。ほぼ完全弾塑性型の性質を示している。

(2) 錘の質量と加振条件

慣性力の発生源となる錘の質量は、弾塑性柱の破壊現象を捉えるためにはより大きいほうが望ましい。また弾塑性柱を塑性させるのに十分なエネルギーを入力するために振動台の加速度はできるだけ大きくしなければならない。そこで試験体をもっとも単純な一質点せん断系にモデル化して、入力波をElcentroNS波として用いて事

図-13 弾塑性柱接合部詳細

図-14 弾塑性柱の材料試験結果

前に解析を行い、振動台性能を最大限に引き出せるよう錘の重量と入力波の原波の時間短縮を決定する。そして事前の解析結果より入力波をElcentroNS波の原波の1/4に時間短縮して実験を行った。加振条件を以下に示す。

(a) 正弦波スイープ加振

振幅2mm正弦波を入力し、1Hzにつき20秒間隔で振動数を1Hzから10Hzまで変化させて行っている。試験体を含む実験装置全体を自由振動させ、試験体の固有周期、減衰を測定すると同時に各計測器具の動作確認を行う。

(b) 弾性加振及び弾塑性加振

入力波をElcentroNS波に設定し、振動台の目標変位により入力波のレベルを制御している。そして入力波が適正なものかどうか、また目標変位が意図しているものかを確認するために試加振として±1mm、その後に弾性加振として±5mm、±10mm、さらに弾塑性加振として±20mm、±30mm、±35mm、±40mmと徐々に入力波の目標最大変位のレベルを上げていく。なお±30mmの加振では2回行っている。なお水平入力のみと水平上下同時入力を交互に加振を行っている。

(3) アクチュエータ荷重情報より求められる錘から振動台へ伝達される水平力

図-12に示すように錘から振動台へ伝達される慣性力を Q_x 、 Q_z とすると、水平方向並びに鉛直方向の力の釣合いは、実験装置と振動台全系の力の釣合により式(10)、(11)に順じて次式(17)、(18)で示される。

水平方向

$$P_h - M_T \ddot{x}_0 - \mu_h (M_T + M_W) g - H_{ah} + (M_T + M_W) g \theta_v + Q_x - F_h = 0 \quad (17)$$

鉛直方向

$$P_v - M_T \ddot{z}_0 - \mu_{av} (M_T + M_W) g - V - (M_T + M_W) g - C_{av} \dot{z}^a + Q_z - F_v = 0 \quad (18)$$

ここで M_T : 振動台の重量

M_W : 錘の重量

これを Q_x について整理すると次式(19)、(20)を得る。なお式(19)、(20)から求まる錘から振動台へ伝達される Q_x 、 Q_z はアクチュエータ荷重情報より得られた量であることを明示するために前添字 t を付す。

水平方向 (水平アクチュエータ荷重情報)

$$Q_x = M_T \ddot{x}_0 + \mu_h (M_T + M_W) g + H_{ah} - (M_T + M_W) g \theta_v - C_{ah} \dot{x}_0^a + F_h - P_h \quad (19)$$

図-15(a) 水平力時刻歴 (水平荷重アクチュエータ情報)

図-15(b) 水平力時刻歴 (試験体情報)

図-15(c) 鉛直力時刻歴 (鉛直荷重アクチュエータ情報)

図-15(d) 鉛直力時刻歴 (試験体情報)

加振条件 (入力波: ElcentroNS 波 水平上下方向 目標変位35mm)

水平荷重アクチュエータ情報
と試験体情報との比較 鉛直荷重アクチュエータ情報
と試験体情報との比較

鉛直方向 (鉛直アクチュエータ荷重情報)

$$\begin{aligned} {}_tQ_z = & M_T \ddot{z}_0 + \mu_{av} (M_T + M_W) g + V \\ & + (M_T + M_W) g + C_{av} \dot{z}^a + F_v - P_v \end{aligned} \quad (20)$$

また試験体に設置された加速度計と錘の重量を乗じて求まる水平力 Q_x 、鉛直力 Q_z は、以下の式(21)、(22)で表される。

水平力 (試験体情報)

$$Q_x = -M_W \ddot{x} \quad (21)$$

鉛直方向 (試験体情報)

$$Q_z = -M_W \ddot{z} \quad (22)$$

式(19)、(20)に示すアクチュエータ荷重情報より得られる力の検証を行う。水平方向及び鉛直方向ともに目標変位35mmとして、二方向同時加振を行った結果を図-15に示す。式(19)、(21)から得られた水平方向の慣性力 ${}_tQ_x$ 、 Q_x の時刻歴波形をそれぞれ図-15(a)、(b)に示す。また式(21)、(23)から得られた鉛直方向の慣性力 ${}_tQ_z$ 、 Q_z の時刻歴波形をそれぞれ図-15(c)、(d)に示す。また荷重時刻歴のフーリエスペクトルをそれぞれの荷重時刻歴の横に示している。時刻歴波形、フーリエスペクトルも良い対応を示している。なお、低い振動数でアク

チュエータ差圧情報から得られる荷重のフーリエ振幅が、大きいのは、先ほど述べたようにアクチュエータ内において、油の中で衝撃波的なものが発生しているものと考えている。さらに図の右端には、各加振方向における同じ時刻でのアクチュエータ荷重情報から得られたものを横軸に、試験体情報から得られたものを縦軸にとり、二つの荷重の対応を示す。この2つの図より試験体情報とアクチュエータ荷重情報と良い対応を示しており、式(10)、(11)で与えた振動台の力の釣合いが妥当であることを示している。このことから加振時に発生する錘の慣性力をアクチュエータ荷重情報により概ね捉えることができると考える。

(4) エネルギー入力の時刻歴

アクチュエータ荷重情報から得られる試験体へのエネルギー入力と試験体情報から得られる試験体へのエネルギー入力を比較する。式(19)、(20)、(21)、(22)から、加振による試験体へのエネルギー入力は以下の式(23)、(24)で示される。

$$E_x = -\int_0^t Q_x \dot{x} dt, {}_tE_x = -\int_0^t {}_tQ_x \dot{x} dt \quad (\text{水平方向}) \quad (23)$$

(a) 水平方向

(b) 鉛直方向

図-16 エネルギー入力時刻歴

$$E_z = -\int_0^t Q_z \dot{z} dt, \quad {}_tE_z = -\int_0^t Q_z \dot{z} dt \quad (\text{鉛直方向}) \quad (24)$$

また加振時終了までに投入された総エネルギー入力 ${}_{all}E_x$, ${}_{all}E_z$ は以下の式(25), (26)で示される。

$${}_{all}E_x = -\int_0^t M_w \ddot{x}_0 \dot{x} dt \quad (\text{水平方向}) \quad (25)$$

$${}_{all}E_z = -\int_0^t M_w \ddot{z}_0 \dot{z} dt \quad (\text{鉛直方向}) \quad (26)$$

式(23), (24), (25), (26)より得られるそれぞれの方向のエネルギー時刻歴波形を図-16に示す。加振条件は入力波を ElcentroNS 波とし、水平方向及び鉛直方向の二方向同時加振であり、目標変位35mmとしている。点線は式(25), (26)に示す総エネルギーを表し、破線は試験体情報により算出した試験体へのエネルギー入力を表し、実線はアクチュエータ荷重情報により求まる慣性力により算出した試験体へのエネルギー入力を表している。アクチュエータ荷重情報から得られるエネルギー入力が試験体情報から得られるエネルギー入力よりも高くなっている。これは振動台情報とアクチュエータ荷重情報の位相が若干ずれを生じていること、またエネルギーを算出する際に積分値であることの影響によるものと思われる。

5. 結

本研究では振動台と鋼構造立体骨組の間のエネルギーの授受に着目し、振動台実験結果の評価手法について検討した。

まず始めに振動台まわりの力の釣合い式を導き、アクチュエータから振動台に伝達する力の算出方法について検証した。そして力の釣合い式の中で、未知数となるアクチュエータと振動台との間に生じる摩擦係数やアクチュエータ内に作用する摩擦力とアクチュエータの粘性減衰係数の算出方法の検討を行った。未知数を明らかにするために振動台のみの加振試験を行い、摩擦力を算出するには、入力波を三角波に設定して加振を行うこと、また減衰力を算出するに

は入力波を sin 波に設定して加振を行うことが有用であることを示した。なお、本研究で提案している手法は、水平方向、鉛直方向にアクチュエータが設置されている油圧式振動台に対して、一般的に用いることが可能であると思われる。水平方向のみアクチュエータが設置している振動台に対しては、式(10)中の $P-\Delta$ 効果の項がなくなり、振動台と振動台を設置している架台との摩擦力のみを考慮すればよいと思われる。

本研究で、導いた振動台の力の釣合い式が実際の振動台実験において有効であるかを検証するために、一層立体模型を作成し、加振条件を水平方向と上下方向の2方向同時入力とした二次元入力振動台実験を行った。作成した立体骨組模型に投入されるエネルギー量について、骨組に設置された計測機器から得られるものとアクチュエータ差圧情報をもとに得られるものとの比較検討を行い、アクチュエータ差圧情報からでも立体骨組に投入されるエネルギー量を概ね捉えることができた。本研究で検討した評価方法を採用することにより、今後的大型震動台の活用に向けて道筋がつけられたと考える。

参考文献

- 1) 長谷川 隆：接合部パネルが塑性化する鉄骨構造骨組の地震応答性状に関する振動台実験，日本建築学会構造系論文集，No. 528，pp.143～149，2000年9月
- 2) 秋山 宏，山田 哲，箕輪親宏，寺本隆幸，大竹章夫，矢部喜堂：慣性加力装置を用いた構造要素の実大振動台実験方法，日本建築学会構造系論文集，No. 505，pp.139～146，1998年3月
- 3) 山口路夫，山田 哲，前田泰史，荻原みき，竹内 徹，成川匡文，中島正愛，和田 章：実構造物の地震時挙動を再現する実大振動台実験手法の提案 制振ダンパーを組み込んだ鋼構造骨組の耐震性その1，日本建築学会構造系論文集，No. 541，pp.179～186，2001年3月
- 4) 振動台実験委員会：鋼製平底円筒形貯槽の耐震報告，高圧ガス保安委員会，Vol. 21，No. 7～9，pp.1～31，1984

(2004年9月10日原稿受理，2005年4月25日採用決定)