プラスチック部材を有する開き戸ストッパー部品の煽り風による衝撃力の評価

西江 学^{*1}, 森 孝男^{*2}

Evaluation of the impact force of the window stopper components strength with plastic material operating under wind gust

Gaku NISHIE^{*1} and Takao MORI^{*2}^{*1} YKK AP INC

1 Ogyuu, Kurobe-shi, Toyama 938-8612, Japan

^{*2} Department of Mechanical Engineering, Toyama Prefecture University
5180 Kurokawa, Imizu-shi, Toyama 939-0398, Japan

Received 30 September 2014

Abstract

In recent years, the potential for oscillation of swing-type windows due to wind gusts, with accompanying breakage of stopper components and glass, has come under consideration. Generally, quality assessment support for wind load design restricts attention to cases involving evaluation of the exterior windproof pressure performance of closed windows, as provided for in the Building Standard Law enforcement ordinance and the building load indicators of the Architectural Institute of Japan. However, when a half-open swing-type window is subjected to oscillation by a wind gust, the stopper components of the window will be placed in arbitrary positions not characteristic of the closed structure, and dangers due to dynamic loading are experientially known to occur when a window oscillates due to wind gusting and then stops rapidly. A strong wind test was performed to measure the impact force imparted by wind, and the characteristics of the wind energy and resulting impact force were clarified. An impact force evaluation method based on a simple mechanical model was proposed. Furthermore, it was confirmed that the deformation of a plastic stopper component due to an impact force could be modeled via an empirical linear formula, derived experimentally using the impact force imparted in a drop weight load test. The proposed evaluation method is considered to be useful for the safety design of swing-type windows.

Key words : Experimental analysis, Plasticity, Stress relaxation, Plastic deformation, Structural design

1. 緒 言

開き戸が突風に煽られ、ストッパー部品やガラスが破損することにより、窓の戸扉（以降戸と称す）が脱落するなどの事故が報告されており、半開き戸が風に煽られ急激にストップした場合の衝撃の危険性（荒川他,1988）が知られている。強風の時の戸は閉じているので、建築基準法施行令や建築物荷重指針（日本建築学会）では、設計用風荷重は閉じた時を想定したものとなっている。また、開き戸の煽り風を検証するには大型送風機が必要であり、簡単に大型送風機を導入できないため、煽り風の壁面を伝う風荷重を評価することが困難であった。

（社）日本サッシ協会では、（南他,2004）（和田他,2004）（和田,2008）らにより、種々の戸寸法、戸質量に対して、大型送風機の室内側からの送風による戸の開き速度と、錘落下による戸の開き速度の関係から、風圧と同等な荷重を錘落下で再現し、錘落下による煽り風の簡易試験方法を確立し、開き戸の安全性評価が簡単にできるようになった。

この方法は建物を通過する室内側からの風の評価を目的にしており、壁面を伝う煽り風の荷重を評価するもの

ではなかった。そこで、(西江他 2008,2009) (西江, 森, 2010, 2012) は日本で最大級の実風試験装置を使用して、壁面を伝う風荷重を測定し、風速 V 、戸幅 W 、戸高さ H を関数とする風エネルギーを実験式として得た。さらに、開き角度調整アームストッパー部品 (以降ストッパー部品と称す) のうち、金属製ストッパー部品に対してばねマスモデルを適用し、衝撃変形エネルギーと風エネルギーを等価として、金属製ストッパー部品に作用する衝撃力を推定し、種々の風速、戸寸法に対して、金属製ストッパー部品に作用する風荷重を評価する方法を示した。

しかし、現行の開き戸のストッパー部品には、微風 (風速 3m/s 以下) では適度な摩擦により戸が開かない機能と、開閉時に支障のない力で開けられる機能の、相反する機能が求められる。また、任意の位置でストップした時に衝撃を吸収する機能等の要求もあり、メカニカルプラスチック (以降プラスチックと称す) をストッパー部品の部材の一部に使用することが主流になり、プラスチックを用いたストッパー部品の強度評価が必要になってきた。

本研究では、著者らが行ってきた既往の金属製ストッパー部品の研究を基に、プラスチック部材を有するストッパーを対象とし、煽り風を受けた時のプラスチック部材を有するストッパー部品の変形挙動を明らかにし、プラスチック部材を有するストッパー部品に作用する風荷重を評価することを目的とする。そのため、2 種類のプラスチック部材を有するストッパー部品の準静的引張り試験と煽り風を想定した錘落下試験を行ない、プラスチック部材を有するストッパー部品の煽り風による変形挙動を観察し、さらに衝撃力の評価方法について検討した。

2. 準静的荷重試験

2・1 試験片

実験に用いた 2 種類のストッパー部品を図 1 (Type A)、図 2 (Type B) に示す。ストッパー部品は、図 3 に示すように窓枠と戸を上下でつなぎ、戸を回転させるアーム機能を有している。Type A、Type B とも、図中に示す部材①、②、③が金属で、Type A では部材④、⑤が、Type B では部材④がプラスチックである。①のアームは戸に取り付き、②のアームと、枠に取り付く③のガイド部材とピンで固定され、④のプラスチックのスライド部材が、③のガイド部をスライドし、戸が開閉する構造である。Type A では、④がスライドし⑤に突き当たることで停止し、Type B では、③の一部に金属プレス加工で内側に突起を出して、そこで④のスライド部材が停止する構造である。左の写真 (開き角度 45°) からさらに開いて、右の写真 (開き角度 90°) △部で停止する。Type B の④のスライド部材には⑥の幅の切り欠きが設けられており、衝撃力を小さくするための緩衝構造がある。Type A、Type B とも金属は SUS304 で、材料特性は、密度 8000kg/m³、耐力 205Mpa、引張り強さ 520Mpa、縦弾性率 197Gpa であり、プラスチックは 66 ナイロンで、材料特性は、密度 1140kg/m³、引張り強さ 81Mpa、曲げ強さ 118Mpa、曲げ弾性率 2842Mpa である。

Fig.1 Type A stopper parts. The stop position of the plastic sliding part is shown in △ symbol.

Fig.2 Type B stopper parts. The stop position of the plastic sliding part is shown in Δ symbol and the plastic cushion structure of the plastic sliding part (4) is shown in $\bigcirc$ symbol.

2・2 試験方法

風の力を静的に伝えると等分布荷重になるが、(南他,2004) (和田他,2004) (和田, 2008) や (西江,森, 2012) の研究により戸の先端にモーメントを考慮した集中荷重を加えることで、同等の荷重がストッパー部品に働くことが確認されている。図3に準静的荷重試験方法を示す。住宅用の窓として規格最大サイズの、幅 640mm、高さ 1370mm、最大戸質量 25kg の製品で、戸を全開にした戸先端中央に油圧シリンダーを使用した荷重制御装置を使用してワイヤーを介して荷重速度は 10mm/s の集中荷重を負荷し、荷重作用点の変位と上下ストッパー部品のひずみを測定した。測定位置は、ピンとピンで固定された②のアーム (以降、主要アームと称す) の口部であり、ひずみにより煽り風によるストッパー部品に働く衝撃力の評価を行えるようにした。

Fig.3 Static test method. Load (speed of 10 mm/s) was applied to the window at the farthest point of its width at its vertical center. We measured the resulting deformation of the window and the strain in the main arms

2・3 結果と考察

図4に試験結果を示す。図4(a)は、戸の先端に加えた荷重 P と戸の先端の変位の関係を示し、図4(b)は戸の先端に加えた荷重とストッパー部品の主要アームのひずみの関係を示す。Type A では、荷重-変位関係は、変位の増加とともに 700N まで荷重は直線的に増加し、その後、荷重の増加は緩やかとなり、荷重はほぼ一定となった後、再び減少した。荷重-ひずみ関係は、ひずみの増加とともに 800N まで荷重は増加し、その後、荷重は一定となるがひずみは減少している。Type B では、荷重-変位関係は、変位の増加とともに 384N まで直線的に

増加した後 210N まで減少し、しばらく荷重を保った後、再び直線的に増加している。変位が 200mm になったところでシリンダーのストローク限界になったので試験を中止した。荷重-ひずみ関係は、ひずみの増加とともに 384N まで荷重は増加し、その後、荷重、ひずみともに減少し、210N まで荷重が減少し、しばらく荷重を保った後、再びひずみの増加とともに 700N まで荷重は直線的に増加した。図 5 は Type A、図 6 は Type B のひずみゲージ取り付け位置と、試験後のストッパー部品の変形状況を示す。Type A では、部材①と②のアームのピン接合部での変形、部材⑤の圧縮変形が認められた。Type B では、部材①と②のアームのピン接合部の変形はほとんどなく、④のプラスチック部材での圧縮変形が認められた。Type A で荷重とひずみが減少した原因は、図 5 (b) の口部ストップ位置で、部材⑤プラスチック部品の変形により反力が徐々に低下したことで、部材①、②のピン接合部の変形によりひずみが減少したことが考えられる。Type B で荷重とひずみが減少した原因は、図 6 の部材④の円弧状の切り欠き部の形状が 384N で圧縮荷重に耐えられなく⑥寸法が小さくなり、反力が徐々に低下し、その後、210N まで減少ししばらく圧縮荷重が一定状態で保たれた後、円弧状の切り欠き部が圧縮荷重に耐えられようになると、再び直線的に 700N まで増加し、シリンダーストローク限界 200mm で終了した。試験後、図 2 の④スライド部品の⑥寸法が試験前と比較し小さくなっていたのが確認出来た。

Fig.4 The result of the static test. (a) shows the load-displacement curve and (b) shows the load-strain curve.

Fig.5 The deformation of Type A after the test. (a) shows the buckling of the metal part ① and (b) shows the compressive deformation of the plastic part ⑤.

Fig.6 The deformation of Type B after the test. (a) shows the buckling of the metal part ① and (b) shows the compressive deformation of the plastic part ④.

3. 煽り風想定衝撃試験

3・1 試験片

2・1 と同じであり，図 1 に示す通りである．

3・2 試験方法

壁面を伝う風速は風向き角度に対する影響を受けるので，（西江他2008,2009）（西江，森，2010，2012）の研究では壁面を伝う側面風について風向き角度を変えた実験を行い風速が最大となる風向き角度 65° を求めた．図7に風洞実験の状況を示す．図7（a）のように側面風の風向き角度を 65° に固定し，開いた窓に作用する側面風の風力を窓の重心とロードセルをワイヤーで結んで $0\sim 90^\circ$ まで， 5° ， 10° 以降 10° ステップで測定した．その風力と窓の重心位置の移動距離の積を図7（b）のように風エネルギーと考えた．

Fig. 7 The general view of the wind tunnel experiment. (a) shows the blower test at the wind direction of 65° , (b) shows the wind energy model that the wind force move the window and (c) shows the blower machine of YKK AP's.

実験は 図7（c）に示すYKK AP（株）開発本部価値検証センター実風試験装置（エッフェル型）を使用して行った．この試験装置により，風エネルギー E を風速 V ，戸幅 W ，戸高さ H の関数とした下記の実験式（1）

を, (西江, 森, 2012) の研究で導出した.

$$E = (0.27V^2 - 0.46V) \times (0.0018W - 0.63) \times \{(-3.6 \times 10^{-5}V + 0.0022)H + (0.033V - 0.95)\} \quad (1)$$

式(1)で与えられる風エネルギーと等価な位置エネルギーを錘落下試験で与えれば, 風洞試験と同等の試験となる. 図8に錘落下試験の概要を示す. 図8(a)に示す閉じた時の戸先の位置から滑車の位置までのワイヤー長さ L_1 は, 戸の幅を W , 戸が停止した位置からプーリーまでの距離を L_2 ($=1000\text{mm}$) とすると,

$$L_1 = \sqrt{(W)^2 + (W + 1000)^2} \quad (2)$$

であるから, 錘の落下距離 $L_1 - L_2$ は,

$$L_1 - L_2 = \sqrt{(W)^2 + (W + 1000)^2} - 1000 \quad (3)$$

となり, 錘の有する落下エネルギー E は, 錘の質量 m_2 とすると,

$$E = m_2 g (L_1 - L_2) \quad (4)$$

となる. 式(1)と式(4)を等価にすることで, 突風の風エネルギーと同等の錘落下エネルギーを開き戸に加えることができる. これにより, 大きな試験装置がなくても, 錘により突風を想定した風荷重の評価が可能になる.

Fig.8 The general view of the drop weight test. (a) shows the vertical view of the test equipment, (b) shows the start condition of the test, (c) shows the end condition of the test and (d) shows the load cell built in the weight. The drop weight test was undertaken by using the energy of a falling weight with masses of 3.8 kg and 5.1 kg corresponding to a strong wind.

本研究では, 図8の錘落下試験を行い, 煽り風による開き戸ストッパー部品の衝撃力を評価した図8(b)のように, 戸が閉じた状態で開かないように戸を手で押さえて錘を載荷し, 押さえた手を急激に放して錘を落下させ, 図8(c)のように, 戸が停止する際にストッパー部品に衝撃力を作用させて, 以下のように測定を行った.

- (1) 錘から戸に伝わる衝撃力をロードセルで測定. (データサンプル数 2560 データ/秒)
- (2) 上下ストッパー部品主要アーム裏表 (4 か所加算) のひずみ測定
- (3) 高速カメラによるストッパー部品の変形状況の観察.

錘荷重のゼロ点補正は, 錘質量にはロードセルの質量を含めており, 図8 (d) のようにワイヤーに働く力を直接ロードセルで測定することで確認した. 風速が10m/sを超えると強風と言われているので, 本研究では, 錘質量 3.8kg (風速11m/s相当), 5.1kg (風速13m/s相当) で強風時を想定した条件で実験を行った. それ以上の荷重では, 戸が枠に当たり変形が発生したので, ストッパー部品に風荷重の全てが伝わらないと判断した. また, 既往の研究で衝撃時間は0.1秒程度と予測され, スライド部品が樹脂部品であるため, 急激にストップしても高周波の衝撃波形は起こらないと考えて, 計測器の1データの最大サンプル数2560個を1秒に設定して測定した.

3・3 錘落下荷重試験結果

3・3・1 Type A 錘落下荷重試験結果および考察

図9に Type A の試験結果を示す. 図9 (a) は, 錘 m_2 から戸に伝わる衝撃力をロードセルで測定した $F_2(t)$ と時間の関係であり, $m_2 = 5.1\text{kg}$ では最大荷重が 351N であり, $m_2 = 3.8\text{kg}$ では最大荷重が 221N であった. 図9 (b) はストッパー部品の主要アームのひずみ $\varepsilon(t)$ と時間の関係で, $m_2 = 5.1\text{kg}$ の最大ひずみは $2330 \times (10^{-6})$, $m_2 = 3.8\text{kg}$ の最大ひずみは $1820 \times (10^{-6})$ で, 準静的荷重試験のひずみ最大値 $1660 \times (10^{-6})$ より大きな値を示した. また, 時間軸に対して, 図9 (a) のロードセルの荷重と, 図9 (b) のストッパー部品のひずみが異なった波形を示した. 準静的荷重試験の場合は加速度の影響を受けないため, ロードセルで測定した力がストッパー部品に作用する力になるが, 錘落下試験の場合はストッパー部品には戸質量 m_1 と錘 m_2 の衝撃力が作用する. ロードセルで測定した錘質量 m_2 の衝撃力 (風が急激に停止する時に発生する力) を $F_2(t)$ とすると, 錘落下試験の戸先端で作用する荷重 $F(t)$ は, 質量 m_2 の衝撃力 $F_2(t)$ に質量 m_1 の衝撃力を質量割合で加えて式 (5) により算出できる.

$$F(t) = F_2(t)(m_1 + m_2) / m_2 \quad (5)$$

ここで, 戸質量 $m_1 = 25\text{kg}$ の場合, 重心で回転方向に働く衝撃力が, 戸先端で作用する回転方向の荷重 $F_1(t)$ は, 回転半径が重心の2倍となるので, 同一のモーメントとなるには, $m_1 = 12.5\text{kg}$ の衝撃力が戸先端で作用することになり, $m_1 = 12.5\text{kg}$ による荷重 $F_1(t)$ が, ストッパー部品に働くことになる.

Fig.9 The result of the drop weight test. (a) shows the $F_2(t)$ force-time curve and (b) shows the load-strain curve. $F_2(t)$ force was occurred by mass m_2 and the strain was measured by the strain gauge in the main arm as shown in the Fi.4.

図10に錘質量と戸質量による衝撃力と主要アームのひずみを示す. 図10 (a) は式 (5) より求めた衝撃力と測定したひずみの関係を示しており, ひずみ $1000 \times (10^{-6})$ までは衝撃力がほとんど0であるが, ひずみが増加している. これより, ストッパー部品に戸と錘質量の衝撃力は同時に作用するのではなく, 初めにストッパー部品に近い戸質量 m_1 の衝撃力 $F_1(t)$ が作用し, 次に錘質量 m_2 の衝撃力 $F_2(t)$ が作用している. 図10 (a) の $F_2(t)$

の立ち上がりを直線にすると、ひずみ軸との交点のひずみは $1070 (\times 10^{-6})$ になり、ここで錘質量 m_2 の衝撃力 $F_2(t)$ のひずみが発生したと考えられる。次に、図 9 (a) から、ロードセルで測定した衝撃力よりひずみを導出し、 m_1 と m_2 がストッパー部品に与えるひずみを $\varepsilon_1(t)$ と $\varepsilon_2(t)$ とすると、準静的荷重試験の荷重とひずみの関係より、 $F_2(t) = 0.5015 \times \varepsilon_2(t)$ であり、 $\varepsilon_1(t)$, $\varepsilon_2(t)$ は

$$F_2(t) = 0.5015 \times \varepsilon_2(t) \text{ であり、} \varepsilon_1(t) , \varepsilon_2(t) \text{ は}$$

$$\varepsilon_2(t) = F_2(t) / 0.5015 \quad (6)$$

$$\varepsilon_1(t) = \varepsilon(t) - \varepsilon_2(t) \quad (7)$$

となる。

(a) Force-Strain curve of Type A ($m_2=5.1 \text{ kg}$)

(b) Divided up strain-Time curve of Type A ($m_2=5.1 \text{ kg}$)

Fig. 10 The result of the drop weight test. (a) shows the impact force $F(t)$ -strain curve and (b) shows the strain-time curve. Force $F_2(t)$ was calculated by the equation (5). The strain shown as m_1+m_2 is measured by the strain gauge in the main arm and his strain was divided to the strain shown m_1 and m_2 by the equation (6) and (7).

図 10 (b) は $\varepsilon(t)$ を、式 (6)、(7) より、 $\varepsilon_1(t)$ 、 $\varepsilon_2(t)$ に分けて時間との関係を表したものである。これより、質量 m_1 と m_2 は剛性の強いワイヤーで連結されて、ストッパー部品にプラスチックが使用されているため戸先端のたわみが大きくなり、戸質量 m_1 の荷重で戸先端のたわみが発生し、それが収束した時に錘質量 m_2 の荷重が加わり、結果的に質量 m_1 と m_2 の 2 質量の荷重が交互に加わり、1 質量の正弦半波衝撃パルスの衝撃力で荷重が伝達されたと考える。

3・3・2 Type B 錘落下荷重試験結果および考察

図 11 に Type B の錘 m_2 から戸に伝わる衝撃力をロードセルで測定した $F_2(t)$ の試験結果を示す。図 11 (a) より、 $m_2=5.1\text{kg}$ は最大荷重が 231N、 $m_2=3.8\text{kg}$ は最大荷重が 141N であった。図 11 (b) は $m_2=5.1\text{kg}$ の Type A と Type B を比較したもので、Type A のようなピークは Type B には無く、小さな値となった。

図 12 に Type B の主要アームのひずみ $\varepsilon(t)$ と時間の関係を示す。図 12 (a) より、 $m_2=5.1\text{kg}$ の最大ひずみは $1440 \times (10^{-6})$ 、 $m_2=3.8\text{kg}$ の最大ひずみは $1080 \times (10^{-6})$ であった。図 12 (b) は $m_2=5.1\text{kg}$ の Type A と Type B を比較したもので、Type A と比較すると Type B は、図 6 の④部材の⑥寸法の切り欠き部が小さくなり、その変形が緩衝構造となって荷重が下がったことが考えられる。緩衝効果の評価方法には包装関係の JIS Z 0119 が有り、この包装関係の評価方法を適用し、Type A の衝撃力から Type B の衝撃力を求めることを考える。

Type B の緩衝構造の現象を高速ビデオの映像で観察すると、図 13 (a) の様に、ストッパーが停止時に左側がストップ位置にスライド樹脂が当たった瞬間で、右側の⑥寸法が変形して衝撃を吸収しているのが見られる。切り欠き寸法は、図 13 (b) の様に試験前に⑥寸法 7.93mm が、錘荷重 3.8kg と 5.1kg 試験後に 6.03mm になり、プラスチック部品の緩衝構造による変形が確認されたので、これはダンボールの緩衝構造と類似した現象であり、包装関係の JIS Z0119 及び (中島他,1993,2002a,2002b) の緩衝構造理論の研究結果を利用できると考える。

Fig.11 Impact force-time curve. (a) $F_2(t)$ of Type B occurred by mass m_2 , that was measured by the load cell, and (b) shows the impact force-time curve of Type A and Type B at $m_2 = 5.1\text{kg}$.

Fig.12 Strain-time curve. (a) shows the strain of Type B measured by the strain gauge in the main arm, and (b) shows the strain of Type A and Type B measured by the strain gauge in the main arm at $m_2 = 5.1\text{kg}$.

Fig.13 The deformation of Type B taken a photograph by a high speed camera. (a) shows the photograph at the stop position, and (b) shows the photograph after the drop weight test. As shown in fig (b), the size of the part ⑥ changed from 7.93mm to 6.03mm through the drop weight test.

この評価方法では緩衝効果は緩衝係数として評価され、緩衝構造が衝撃エネルギーを吸収する性能を、緩衝効果のないエネルギー吸収性能にこの緩衝係数を乗じることで容易に表すことができる。本研究の図 9、図 11 結果から、衝撃力 F とひずみ ϵ が、錘質量が変化しても波形が相似形を保ち、衝撃力が衝撃時間 T に依存している。よって、力積と運動量の関係式 $(F_1 + F_2) \Delta T = (m_1 + m_2) \Delta V$ が成立すると考えられる。包装関係の評価方法は (JIS Z 0119, 2002) の緩衝包装の必要性の検討で、輸送中の落下高さが H の場合、輸送中の最大速度変化 ΔV

を式 (8) で求めている.

$$\Delta V = (1+e)\sqrt{2gH} \quad (8)$$

ここに, H :輸送中の落下高さ (m), e :反発係数, g :重力加速度, ΔV :流通過程で被る速度変化である.

ΔV_c を損傷境界の許容速度変化とすると, 式 (8) より, 反発係数は事前に測定した段ボール固有のデータを代入し, $\Delta V_c > \Delta V$ のとき緩衝包装は不必要, $\Delta V_c < \Delta V$ のとき緩衝包装は必要として設計している. これをストッパー部品に適用すると, 式 (8) より, 開き戸ストッパー部品に働く衝撃力 F を運動量と力積の関係に置き換えると式 (9) のようになる.

$$(F - m_2 g) \Delta T = (1+e)(m_1 + m_2) \Delta V \quad (9)$$

ΔT : 衝撃積分時間 (sec), ΔV : 質量速度積分変化 (m/sec), e : 実験での反発係数

3・4 戸の開き速度の導出方法

前節式 (9) より, 衝撃力に係る質量は戸の開き速度に依存する. 質量速度 V は図 8 より, 戸先端速度と錘落下速度は同じになる. 錘の落下エネルギーは, 開閉力の影響を受け, Type A の開閉力は 16.4N で, Type B は 20.7N であり, この開閉力が錘落下の抵抗となる. また, 既往の研究では静摩擦係数と動摩擦係数の割合より, 開閉力の 1/2 を乗じた値が良い一致を示していることが確認されている. 以上より, 錘の落下速度を求めると, 錘と戸のヘッドスピードが等速で運動するので, Type A の場合錘が戸を推進する力 F_s は, 開閉力の 1/2 を抵抗として

$$F_s = m_2 \times (g - \alpha_a) - 16.4/2 \quad (10)$$

となる. また, 質量 m_1 の戸を加速度 α_a で回転させる力 F_s は,

$$F_s = m_1 \times \alpha_a \quad (11)$$

である. したがって, 加速度 α_a は

$$\alpha_a = (m_2 \times g - 8.2) / (m_1 + m_2) \quad (12)$$

となる. 錘落下での開き始めから, 停止位置までの移動距離 L は, 式 (3) により求められる, よって戸幅 $W=640\text{mm}$, $L=1000\text{mm}$ で, 移動距離より開く時間を T_s とすると,

$$\frac{1}{2} \alpha_a T_s^2 = (L_1 - L_2) \quad (13)$$

$$T_s = \sqrt{\frac{2(L_1 - L_2)}{\alpha_a}} \quad (14)$$

となる. よって, Type A 戸のヘッドスピード V_a は

$$V_a = \alpha_a \times T \quad (15)$$

となる. 同様に Type B は

$$\alpha_b = (m_2 \times g - (20.7/2)) / (m_1 + m_2) \quad (16)$$

$$V_b = \alpha_b \times T \quad (17)$$

になる.

以上より, 反発係数 e を式 (9) で求めると, Type A で $m_2=5.1\text{kg}$ の場合, 式 (6), (7), 図 10 で, 質量の荷重の伝達を示されているので, 図 9 (b) のひずみを図 4 (b) より求めた $F=0.5015X_2$ で衝撃力に変換し実験結果を時間 T で積分すると $(F - m_2 g) T = 65.7\text{N} \cdot \text{S}$ になった. 式 (9), (15) より, Type A の反発係数 e は 0.97 になり, 理想的な反発を $e=1$ とすると, 緩衝構造がほとんど無い結果を得た. 同様に, Type B を検討すると, 図 4 (b) の荷重 - ひずみの関係式を求めるのが困難であり, 式 (5) より, $m_1=5.1\text{kg}$, $m_2=12.5\text{kg}$ で, 図 11 (a) の 3.45 倍を衝撃力とし時間で積分すると, $(F - m_2 g) T = 45.6\text{N} \cdot \text{S}$ になる. 式 (17) より $V=1.850$ (m/s), 式 (9) より反発係数 e は 0.40 になり, 衝撃を吸収していることが確認できた.

4. プラスチックを使用したストッパー部品の衝撃力の評価

(三村他,2012) (谷村他,2001,2011) の研究で, 開き戸に使用される摩擦や衝撃に強いプラスチック部品の動的強度特性の研究が行なわれており, 各種プラスチック部品材料に対して流動応力のひずみ速度の依存性は顕著であることを, 応力のひずみ速度依存性を表す構成式である谷村-三村モデル (三村他,2012) で示している. しかしながら, この研究に対するプラスチックを使用した開き窓のストッパー部品の研究成果やデータは存在していないので, 本章でプラスチック部品を使用したストッパー部品の衝撃力の評価を行った.

図 14 に錘落下試験で錘質量と戸質量を考慮した Type A の衝撃力を示す. 図 14 (a) は, 式 (5) より求めた衝撃力と, 準静的荷重試験の $F_2=0.5015X_2$ で, 図 9 (b) より測定したひずみの最大値に対応する衝撃力を比較したものであり, 両者は良い一致を示した. この結果から, 主要アームに作用するひずみが, 準静的荷重試験と錘落下試験で一致し, プラスチックを使用したストッパー部品に作用する衝撃力を評価できたと考える.

既往の金属製ストッパー部品の研究で, ばね-マスモデルで, 質量 m (kg), ばね定数 k (N/m), エネルギー $E = 1/2 k X^2 = 1/2 m V^2$ (J), 戸の開き速度 V (m/s) より, ストッパー部品の衝撃力を求めると式 (18) になる.

$$F = kX_0 = \sqrt{2kE} = \sqrt{mk} \cdot V \quad (18)$$

既往の研究では, ストッパー部品の力を受ける部分は金属製であったので式 (18) に, 風エネルギー実験式 (1) を代入することにより, 種々の風速, 戸寸法に対して, ストッパー部品の衝撃力を評価できた.

図 14 (b) は, 本研究のプラスチック部品を使用したストッパー部品の実験によって得られた衝撃力と, 図 4 に示す準静的荷重試験結果から得たばね定数 $k=8439\text{N/m}$ を用い, ばね-マスモデルで求めた式 (18) で求めた衝撃力を比較したものである. 結果より, 式 (18) で求めた衝撃力が小さくなった. したがって, 既往の研究のばね-マスモデルで算出する衝撃力は, プラスチックを有するストッパー部品に適用することはできない. この原因として, プラスチックが持つ粘性力は静的荷重では小さく, 衝撃荷重では大きくなるため, ばね定数は衝撃荷重のばね定数より小さく見積もられたことが考えられる.

Fig.14 Impact force-weight curve. (a) shows the comparison of the impact force calculated by the equation (5) and the force measured by the static test, and the both values shows a good agreement. (b) shows the comparison of the impact force calculated by the equation (5) and (8), and the value of the equation (8) is smaller than that of the equation (5).

Fig.15 Impact force-head speed curve of Type A and B at $m_1=25\text{kg}$. The Impact force of Type B is 65% of the Type A's impact force at the same head speed.

ストッパー部品に働く衝撃力を評価すると、式 (15), (17) より求めた戸先速度と、ストッパー部品に加わる衝撃力の関係を図 15 に示す。結果より、Type A, Type B とともに、プラスチック部品を使用したストッパー部品の衝撃力が戸の開き速度の増大とともに衝撃力が直線的に大きくなる事を示せた。また、Type A の衝撃力に緩衝係数 0.65 を乗じることで Type B の衝撃力を求められるのが確認できた。

これにより、既往の研究より、風により発生する戸エネルギーの導出式ができて、金属等のばね定数でエネルギーにより衝撃力を求められようになり、本研究でプラスチックを使用した部品で戸の開き速度により衝撃力を導出できたことで、煽り風による開き窓ストッパー部品の強度設計の指針が示せるようになったと考える。

本研究の Type A の準静的荷重試験の図 4 の結果より最大荷重が 830N になるが、錘落下荷重試験では図 11 結果より荷重が 1200N まで上がっており、プラスチック特有の開き速度に依存した過応力が発生したと考えられる。

よって式 (12), (14), (17) に、Type A ($e=0.97$) と Type B ($e=0.4$) の反発係数をプラスチック部品の緩衝構造の固有データとして与えれば、 V_c : 理想状態 ($e=1$) の損傷境界の許容速度変化、 V : 突風を考慮した風で被る速度変化にして、 $V_c > V$ のとき緩衝構造は不必要、 $V_c < V$ のとき緩衝構造は必要として設計に展開できる。

本研究の結果より、図 14 よりストッパー部品に働く規格の最大サイズの衝撃力と戸のヘッドスピード V (m/s) の関係式で、戸に働く最大荷重は Type A の場合 F_A (N) = 622V, Type B の場合 F_B (N) = 404V で求められる。よって、FEM 解析で各パーツに生じる応力が安全率を考慮した降伏応力以下であるか否か検討し、否の場合は緩衝構造をつけて応力を下げることができるようになり、緩衝効果の無い Type A と、有る Type B の選択で、衝撃力と変形の相反する要素を検討し、製品サイズや仕様により、風による開き窓ストッパー強度のガイドラインを作成するのに貢献できると考える。

5. 結 言

本研究では、多くの住宅で使用されている開き窓ストッパー部品において、主流となっているプラスチック部材を有する、開き窓が風で煽られた時に生じる衝撃力を、煽り風を想定した錘落下試験により、これまで明らかにされていなかったプラスチックを有するストッパー部品に生じる衝撃力、変形状況を明らかにして評価した。その結果、結論として以下を得た。

- (1) 既往の研究で示した金属製ストッパー部品の衝撃力評価方法（ばね－マスモデルを適用し衝撃エネルギーから衝撃力を推定する方法）では、静的試験のばね定数はプラスチックにより小さく見積もられるので、プラスチック部品を使用したストッパー部品の衝撃力の計算結果が小さくなり、プラスチックを使用した部品では過小評価になることを実験結果より示せた。
- (2) プラスチックの衝撃力は時間因子の影響を受け、緩衝構造の有無にかかわらず、戸の開き速度が増大するとともにストッパー部品に発生する衝撃力 F が直線的に大きくなることを示した。戸の開き速度を V (m/s)、Type A, Type B の衝撃力を F_A (N), F_B (N) とし、 F_A (N) = 622V, F_B (N) = 404V を実験式として得た。これにより、Type A, Type B のプラスチック部品を有するストッパー部品の衝撃力を評価できる。
- (3) プラスチックを有するストッパー部品において、緩衝構造のない Type A と、緩衝構造のある Type B のストッパー部品に煽り風により作用する衝撃力を検討した結果、緩衝構造のあるストッパー部品の衝撃力は、緩衝構造のないストッパー部品の衝撃力に包装設計等で用いられている緩衝係数を乗じて評価できることを示した。
- (4) 強風を想定した試験を行い、プラスチックに緩衝構造のないストッパー部品では、金属製アームの変形、ピン結合部の変形が認められ、緩衝構造を有するストッパー部品ではプラスチックの圧縮変形が認められたが、開閉は可能であった。

以上により、種々の既往の研究と本研究の結果より、現状使用されているプラスチックを有する開き戸ストッパー部品 (Type A, B) の煽り風による衝撃力を評価することができ、その衝撃力をもとに風速に応じたストッパー部品 (Type A, B) の強度計算が可能になる。

文 献

- 荒川治徳, 松本洋一, 末松茂正, 堅軸回転窓の耐衝撃性能に関する考察 日本建築学会大会学術講演梗概集 (1988), pp.195-196.
- JIS Z 0119:2002., 包装及び製品設計のための製品衝撃強さ試験方法.
- 南 知宏, 黒木勝一, 和田暢治, 山崎健一, 外開き窓の煽り (衝撃) 試験方法の実験的研究 その 1 おもりを使用したあおり試験方法の実験及び検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2004), pp.855-856.
- 三村耕司, 岡田龍治, 中濱智博, 橋本裕明, 陸 偉, 楳田 努, 広ひずみ速度域におけるポリセーラル及びポリ塩化ビニルの変形抵抗のひずみ速度依存性, 日本材料学会第 61 期学術講演会講演論文集 (2012), pp.123-124.
- 中島隆勝, 野上良亮, 寺岸義春, 高田利夫, 包装用緩衝材の最適設計手法, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.59, No.558 (1993), pp.316-320.
- 中島隆勝, 斎藤勝彦, 寺岸義春, 製品衝撃強さ試験における問題点の実験的確認, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.666 (2002a), pp.191-198.
- 中島隆勝, 斎藤勝彦, 寺岸義春, 「損傷境界曲線評価法」類型の考察及び試験方法の体系化, 日本包装学会誌, Vol.11, No.4 (2002b), pp.217-229.
- 西江 学, 山村秀義, 森 孝男, 突風によりスイング窓に生じる衝撃力の評価, M&M2008 材料力学カンファレンス (2008), <OS 0917>.
- 西江 学, 山村秀義, 森 孝男, 突風による衝撃力を受けるスイング窓ストッパー部品の構造設計, 日本機械学会2009年度年次大会講演論文集 (2009), S0404-1-2.
- 西江 学, 森 孝男, 突風を考慮した開き窓ストッパー部品の衝撃特性評価, 日本機械学会2010年度年次大会講演論文集 (2010), G0400-3-3.
- 西江 学, 森 孝男, 壁面を伝う風による開き窓ストッパー部品に作用する衝撃力の評価, 日本風工学会論文集, Vol.37, No.3 (2012), pp.67-77.
- Nishie, G. and Mori, T., Design methods for window stopper component strength cushions operating under wind gusts, Trans Tech Publications, Switzerland (2014), applied mechanics and materials, Vol. 566 (2014), pp. 486-492.
- 谷村眞治, 林 寛幸, 山本照美, 各種プラスチック材料の広ひずみ速度域での動的引張強度特性, 日本機械学会論文集 A 編, Vol.77, No.780 (2011), pp.1347-1356.
- 谷村眞治, 三村耕司, 楳田 努, 広ひずみ速度域を対象とした各種材料グループに適用し得る実用構成式, 日本材料学会論文集, Vol.50, No3 (2001), pp.210-216.
- 和田暢治, 黒木勝一, 南 知宏, 山崎健一, 外開き窓の煽り (衝撃) 試験方法の実験的研究 その 2 実風とおもりによるあおり試験の相関関係を導くための実験及び検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集 (2004), pp.857-858.
- 和田暢治, 「外開き窓の煽り (衝撃) 試験方法の実験的研究」, 建材試験情報 (2008), pp.14-19.

References

- Arakawa, H., Matumoto, Y. and Suematu, S., A study on the impact resistance of vertically pivoted window, summaries of technical papers of Annual Meeting Architectural Institute of Japan (1988), pp.195-196 (in Japanese).
- JIS Z 0119-2002., Mechanical-shock fragility testing methods for packaging and products design (2002) (in Japanese).
- Minami, N., Kuroki, K., Wada, N. and Yamazaki, K., Experimental study of a test method for wind gusts (impact) on opening windows, Part 1: Summaries of technical papers of the Annual Meeting Architectural Institute of Japan (2004), pp. 855-856 (in Japanese).
- Minura, K., Okada, R., Nakahama, T., Hasimoto, H., Riku, I. and Umeda, T., Dependence of flow stress in strain rate for polyacetal and polyvinyl chloride in a wide range of strain rates, Proceedings of the 61st (The Society of Materials Science, Japan), Annual Meetings (2012), pp.123-124 (in Japanese).
- Nakajima, T., Nogami, Y. and Teragishi, Y., Optimum design method for package cushions, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.59, No.558 (1993), pp.316-320 (in Japanese).
- Nakajima, T., Saito, K. and Teragishi, Y., Substantiation of the problems on tests for mechanical-shock fragility of products by experiments, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.68, No.666 (2002a), pp.191-198 (in Japanese).
- Nakajima, T., Saito, K. and Teragishi, Y., Development of several patterns of DBC evaluation method and systematization of evaluation methods, Journal of packaging science& technology Japan Vol.11, No.4 (2002b), pp.217-229 (in Japanese).
- Nishie, G., Yamamura, Y. and Mori, T., Evaluation of impact force occurring in a swing-type window by a gust of wind, Japan Society of Mechanical Engineers M&M2008 Conference of Material Mechanics, <OS 0917> (in Japanese).
- Nishie, G. and Mori, T., Design methods for window stopper component strength under wind gusts, Mechanical Engineering Congress 2009 Japan (MECJ-09), S0404-1-2 (in Japanese).
- Nishie, G., Yamamura, Y. and Mori, T., Evaluation of impact force induced by gust of wind application to stopper part strength, Mechanical Engineering Congress 2010 Japan (MECJ-10), G0400-3-3 (in Japanese).
- Nishie, G. and Mori, T., Evaluation of impact force caused by wind flowing along a wall in the stopper components of swing-type windows, Journal of Wind Engineering, JAWE Vol. 37, No. 3 (2012), pp. 67-77 (in Japanese).
- Nishie, G. and Mori, T., Design methods for window stopper component strength cushions operating under wind gusts, Trans Tech Publications, Switzerland, (2014), Applied Mechanics and Materials, Vol. 566 (2014), pp. 486-492.
- Tanimura, S., Hayashi, H. and Yamamoto, T., Dynamic tensile properties of plastics over a wide range of strain rates, Transactions of the JSME (in Japanese), Series A, Vol.77, No.780 (2011), pp.1347-1356 (in Japanese).
- Tanimura, S., Mimura, K. and Umeda, T., A practical constitutive model covering a wide range of strain rates for various grouped metals (special issue on impact) Journal of the Society of Materials Science, Japan Vol.50, No.3 (2001), pp.210-216 (in Japanese).
- Wada, N., Kuroki, K., Minami, T. and Yamazaki, K., Experimental study of the test method on gust of wind (impact) of opening windows, Part 2: Experiment and study regarding correlations for the test method for wind gusts for wind and weight, Summaries of technical papers of the Annual Meeting Architectural Institute of Japan (2004), pp. 857-858 (in Japanese).
- Wada, N., Experimental study of the test method on gust of wind (impact) of opening windows, Japan Testing Center for Construction Materials Journal Vol.44 (2008), pp.14-19 (in Japanese).