J. of Wind Engineering, JAWE
Vol.43, No.2(No.155), April 2018

日本風工学会論文集
第 43 巻第 2 号（通号第 155 号）平成 30 年 4 月

論　文

変動風力を受ける円筒形貯槽の動的座屈特性

Dynamic Buckling of Cylindrical Storage Tanks under Fluctuating Wind Forces

安永隼平*1　　植松　康*2
Jumpei YASUNAGA　Yasushi UEMATSU

SUMMARY

The present paper investigates the buckling and vibration behavior of cylindrical storage tanks based on wind tunnel experiments and FEM analysis. Focus is on the effect of the vibration of tank shells on the buckling behavior. The dynamic buckling loads obtained from the experiments are compared with those obtained from the FEM analysis for static wind loading. In the case of ring-stiffened tank models, the vibration of tank shell caused by wind fluctuations affects the buckling behavior significantly. On the other hand, in the case of free-edge tank models, the tank shell exhibits quasi-static buckling behavior. In addition, the dynamic buckling behavior of practical steel tanks is simulated by time history response analysis. The dynamic buckling load is found to be larger than the static buckling load. Therefore, the effect of the inertial force generated by the vibration of tank shell on the dynamic buckling behavior seems quite small. Quasi-static response is dominant in the buckling behavior. Finally, the dynamic buckling loads are evaluated based on the results obtained from the FEM analysis for static wind loading.
Key words: *Cylindrical storage tank, Buckling, Vibration, Wind tunnel, FEM analysis*

1．はじめに

オープントップオイルタンクのような円筒形貯槽（以下「タンク」）は，一般に径に対して薄い鋼板の壁面で構成されるため，面外剛性が低く，空の状態あるいは建設中に強風によって座屈が発生する可能性がある[1)]。筆者らはこれまで風圧測定実験と座屈解析を行い，設計用風力係数モデルを提案した[2), 3)]。タンク壁面に作用する風圧については，風上よどみ点での風力係数が最大ピーク値を示す瞬間の風力係数分布が平均風力係数分布と概ね相似であることから（特に座屈に対して重要となる風上領域の正の風力係数），近似的に準定常仮定が成り立つことを示し，平均風力係数分布にガスト影響係数を乗じることで設計用風荷重を評価できることを明らかにした。また，耐風性能を確保するためにタンク頂部に設置され

*1　JFE スチール㈱スチール研究所土木・建築研究部　研究員
Researcher, Civil Engineering Research Department, Steel Research Laboratory, JFE Steel Corporation
*2　東北大学大学院工学研究科都市・建築学専攻　教授
Professor, Department of Architecture and Building Science, Tohoku University
（原稿受理年月日：2017 年 6 月 22 日，採用決定年月日：2017 年 12 月 28 日）

る補剛リング(ウィンドガーダー)に関して，風荷重による壁面の座屈を防止するための設計指標を提案した[4]。しかし，いずれの提案においても座屈発生前の壁面の振動が壁面の座屈に及ぼす影響については考慮されていない。壁面の振動による影響は小さく，壁面の座屈はピーク風力によって生じる準静的な現象(以下「静的座屈」)であると仮定した。しかし，実際には風圧の静的成分により壁面が変形し，さらに変動成分により壁面が振動した状態で座屈が発生(以下「動的座屈」)するため，その振動特性を考慮した耐力評価が必要である。

タンクの壁厚(シェル厚)等のサイズや材料の強度といった基本性能は主に内部の液体圧や地震力に対して設計され，風荷重については補剛リングを設置することで耐風性能を確保している。現在，日本建築学会の容器構造設計指針・同解説[5]では，補剛リングの設計法として米国の API Standard 650[6]が示されている。ただし，この基準は主に一様外圧の静的座屈荷重に基づき設定されており，壁面の振動が座屈に及ぼす動的効果は陽には考慮されていない。

薄肉円筒殻の動的座屈に関する研究はこれまでにもいくつか為されている。Flores & Godoy[7]は，幾何学的非線形を考慮した時刻歴応答解析により，実際に強風によって倒壊したタンクを対象に動的座屈特性を検討した。平均風圧係数分布に相似な荷重分布をステップ関数的に与えて動的座屈荷重を算出し，平均風圧係数分布を与えた静的座屈解析による静的座屈荷重と比較したところ，13～23%の荷重低下が確認された。Sosa & Godoy[8]は，円錐形屋根(Conical roof)を有するタンクを対象に幾何学的非線形を考慮した時刻歴応答解析を行い，壁面の振動が動的座屈荷重に与える影響を検討した。平均風圧係数分布に相似な荷重分布をステップ関数的に与えた場合と，同じ分布を変動荷重(完全片振り)で与えた場合とでは，約 5%の違いがあることが確認された。しかし，これらの研究では境界層乱流中における風圧分布の時間的・空間的変動は考慮されていない。

そこで，本研究では境界層乱流中における座屈実験および風圧測定結果を荷重として用いた時刻歴応答解析により，時間的・空間的に変動する風力を受けるタンクの動的座屈特性を明らかにする。

具体的には，まず剛模型を用いた風圧測定実験を行い，タンク壁面に作用する風力特性を把握する(２章)。さらに同じ実験条件において弾性試験体を用いた風洞実験(座屈実験)を行い，タンク壁面の座屈・振動特性を把握する(３章)。試験体はすべて屋根なしとして，空の状態のオープントップオイルタンクあるいは建設中のタンクを模擬したものである。ただし，ここでは問題を単純化するために，壁面の頂部を自由端とした試験体(建設中のタンクを模擬)と頂部に十分剛なリングを設置した試験体(オープントップオイルタンクを模擬)を用いる。次に，風圧測定実験で得られた風圧係数分布を用いた時刻歴応答解析を行い，実構造物の動的座屈を再現することで，弾性試験体を用いた座屈実験における座屈現象と実際のタンクの座屈現象との比較を行う(４章)。最後に，壁面の振動を考慮した動的座屈荷重を評価し，静的座屈荷重を基に耐力評価式を提案する(５章)。

本論文は第 24 回風工学シンポジウムにおいて発表したもの[9]に加筆，修正を加えたものである。文献[9]では風洞での座屈実験および静的な座屈解析により実構造物(鋼製タンク)を模擬した弾性試験体に対して，風力の変動が座屈・振動特性に及ぼす影響を検討したが，本論文ではさらに時刻歴応答解析において実構造物の動的座屈を再現し，その特性を把握した上で動的座屈荷重の評価を行う。

２．剛模型を用いた風圧測定実験

円筒形構造物の場合，レイノルズ数の変化に伴い風圧分布が変化するため，３章の座屈実験における風圧分布が実現象における風圧分布に対応しているか確認する必要がある。そこで，剛模型を用いた風圧測定実験を JFE スチール(株)の回流型境界層風洞で行った。実験気流は滑らかな風洞床面に生成される境界層(気流Ⅰ)と地表面粗度区分Ⅱ相当の境界層(気流Ⅱ)の 2 種類である。図 1 に平均風速および乱れ強さのプロファイルを示す。建築物荷重指針[10]の地表面粗度区分Ⅱ(べき指数 $\alpha = 0.15$)に対応する風速と乱れ強さのプロファイルを実線で併記している。このように乱れ強さの異なる 2 種類の気流中で実験することにより，風力の変動が振動・座屈特性に及ぼす影響を検討する(３章)。模型の直径 D は 250mm，高さ H は 250mm(Model 1.0)および 125mm(Model 0.5)，厚さ t は 6mm であり(図 2)，幾何学的縮尺率は $\lambda_L = 1/400$ である。座屈実験での弾性試験体とは厚さが異なるが，同じアスペクト比 H/D を有する模型である。既往の研究[3]では，風圧の高さ方向分布がタンク壁面の座屈特性に及ぼす影響は小さく，風圧の周方向分布が座屈特性に対して支配的であることが明らかにされている。そこで，圧力測定孔は，風上のよどみ点にほぼ相当する高さ($z = 0.65H$ (Model 1.0), $0.70H$ (Model 0.5))に限定して周方向に配置した(図 3)。実験風速は，３章の座屈実験におけ

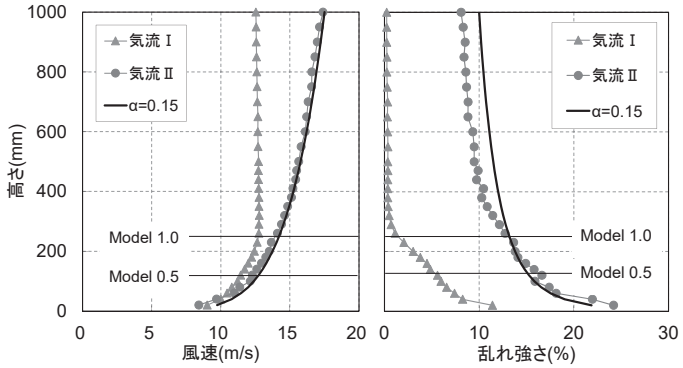


図1　平均風速および乱れ強さのプロファイル

Fig. 1 Profiles of the mean wind speed and turbulence intensity of the wind tunnel flow

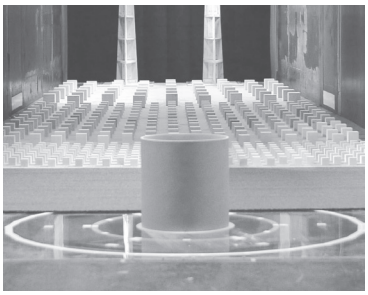


図2　剛模型の設置状況 (Model 1.0, 気流Ⅱ)

Fig. 2 Wind tunnel model mounted in the wind tunnel (Model 1.0, Flow II)

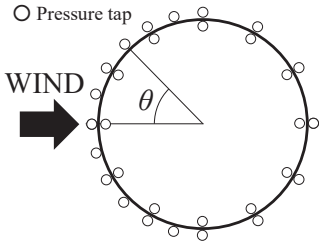


図3　風圧測定孔の位置

Fig. 3 Arrangement of pressure taps

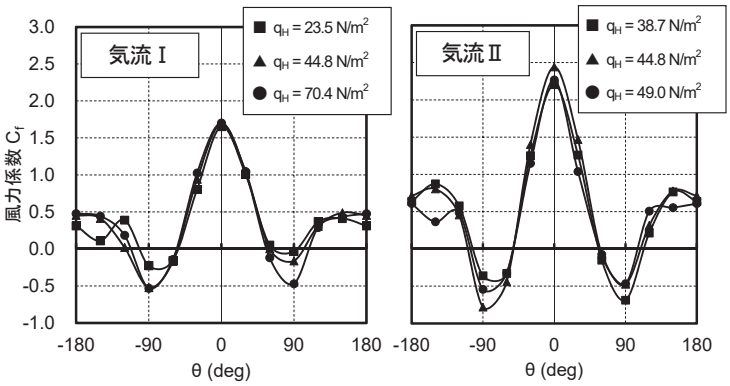


図4　瞬間的な風力係数分布 (Model 1.0)

Fig. 4 Instantaneous distributions of wind force coefficients (Model 1.0)

る座屈発生時の風速まで，約 1m/s 間隔で増大させた。基本風速 U_0 = 35m/s と仮定して建築物荷重指針に基づいて計算される実風速に対する風速の縮尺率は，Model 1.0 および 0.5 に対して，それぞれ λ_V =1/4.0, 1/4.4 であり，この場合，時間の縮尺率は λ_T = 1/100, 1/91 に相当する。実験ではサンプリング周波数 1kHz で約 33 秒間測定することで，実風換算で 10 分間相当のデータを 4～5 組を得た。風圧の統計量はこれらの結果のアンサンブル平均で評価する。圧力測定孔と圧力変換器は内径 1.4mm，長さ 100cm のビニールチューブで結ばれている。チュービングによる風圧変動の歪みは，計測システムの伝達関数を予め測定し，それに対応するデジタルフィルターで補正した。

図 4 によどみ点(θ = 0°)における風力係数 C_f(外圧係数 C_{pe} と内圧係数 C_{pi} の差)が最大ピーク値をとる瞬間の風力係数分布を示す。凡例中の数値は模型高さ H における速度圧 q_H (N/mm^2)である。側面および背面(θ = ±60°～±180°)の分布は速度圧の変化に伴い変化するが，座屈現象に対して支配的な風上側の分布[2] は q_H によらず概ね一致している。Macdonald ら[11] は乱れの比較的大きな境界層乱流中(I_u > 0.04)のサイロやタンク模型に対して極超臨界流れが得られる条件として，「レイノルズ数 Re > 1.0×10^5」を定めている。３章の座屈実験における座屈発生風速 U_{Hcr} と直径 D で定義される Re は約 8.5×10^4 ～約 2.4×10^5 であり，この条件を概ね満足している。なお，Re < 1.0×10^5 となるケースは，「リングなし」の Model 1.0 (表 1 参照)のみであった。すなわち，本実験の範囲では，風上側の風力分布に対するレイノルズ数 Re の影響は小さく，実現象における極超臨界流れと同様な風力分布が概ね再現できているといえる。

３．弾性試験体を用いた座屈実験

３．１　実験概要

実験気流は２章の風圧測定実験と同様である。試験体は，厚さ t = 0.1mm のポリエステルフィルムの上下両端あるいは下端のみをアルミ製のリング(直径 D = 250mm, 厚さ t = 10mm, 高さ H = 10mm)に固定して製作した。試

験体の径厚比は $R/t = 1250$（R：半径）であり，一般的なタンクの値に近い。試験体一覧を表 1 に示す。ここで，「リングあり」は空の状態のオープントップオイルタンクを，「リングなし」は建設中のタンクをそれぞれ模擬している。試験体と実構造物とで振動特性を合わせる力学的相似条件として，①質量比 $m/\rho D$（m：単位面積当たりの質量(g/mm^2)，ρ：空気密度(g/mm^3)，D：代表長さ(mm)，ここでは直径)，②無次元振動数 fD/V（f: 固有振動数(Hz)，V: 風速の代表値(m/s)）ならびに③減衰定数の一致が挙げられる。径厚比が等しい場合，質量比 $m/\rho D$ は密度 ρ_s の比に一致する。ポリエステルフィルムの密度 ρ_s = 1.4 g/cm^3 に対して，一般的なタンクの鋼板の密度は ρ_s = 7.85 g/cm^3 であり，質量比は約 1:5 となっている。無次元振動数の比は試験体と実構造物とで約 1:4 であり，減衰定数は計測が困難であることから確認できていない。使用した風洞の性能(特に最大風速)および試験体製作の都合上，これらの力学的相似条件を一致させることは困難である。一方で，円筒殻の座屈現象は径厚比 R/t が支配的であることが既往の研究 [12] により明らかになっている。前述のように，試験体と実構造物の径厚比は概ね等しい。よって，振動特性については完全に再現できていないが，本研究で着目する円筒殻の座屈特性については概ね再現できているといえる。

試験体の設置状況を図 5 に示す。試験体内側の中央にレーザー変位計 2 台が設置されている。両者の干渉を防ぐため，2 つのレーザー変位計の照射点は中央高さから高さ方向にそれぞれ 20mm 離れている。上側はよどみ点 $\theta = 0°$に固定し，下側は $\theta = 0°$〜$-180°$の範囲で回転させることができる。風速を徐々に増大させ，各風速において回転式センサーの向きを 10°間隔で変えながら，2 点同時に壁面の法線方向変位 w を測定した(試験体外側方向への変位を正とする)。測定は風圧測定実験と同様に，サンプリング周波数 1kHz で約 33 秒間とした。

3．2 無次元動的座屈荷重

図 6 に Model 1.0 の $\theta = 20°$における法線方向平均変位 w_{mean} の推移を示す。縦軸は w_{mean} を座屈発生後の法線方向平均変位 w_{mean_cr} で無次元化したものである。座屈発生前の変形は微小であるが，座屈発生時に法線方向平均変位は急増する。次に，座屈発生時の速度圧 q_{Hcr} を用いて，次式で定義される無次元動的座屈荷重 λ_{cr} を算出した。

$$\lambda_{cr} = \frac{p_{cr} R^3}{D_b} \qquad (1)$$

表 1　座屈実験の試験体一覧

Table 1 Test specimens used for the buckling test

名称	ヤング係数 E(N/mm^2)	高さ H(mm)	直径 D(mm)	H/D	板厚 t(mm)	補剛リング
Model 1.0_R	4000	250	250	1.0	0.1	あり
Model 1.0_F						なし
Model 0.5_R		125		0.5		あり
Model 0.5_F						なし

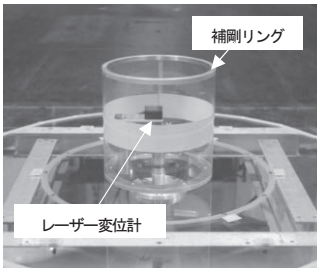


図 5　弾性試験体の設置状況(Model 1.0, リングあり)

Fig. 5 Elastic test specimen mounted in the wind tunnel (Model 1.0 with top ring)

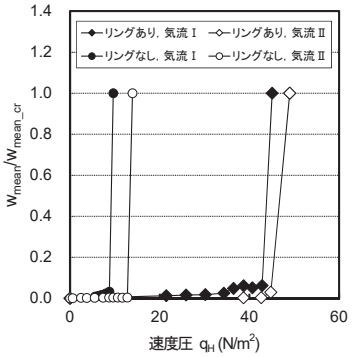


図 6　法線方向平均変位の推移 (Model 1.0, θ=20°)

Fig. 6 Variation of mean deflection with velocity pressure (Model 1.0, θ=20°)

表 2　無次元動的座屈荷重 λ_{cr}

Table 2 Non-dimensional dynamic buckling load λ_{cr}

	Model 1.0		Model 0.5	
	リングあり	リングなし	リングあり	リングなし
気流 I	386	165	933	357
気流 II	557	187	×	365
比	1.44	1.14	-	1.02

$$D_b = \frac{Et^3}{12(1-\nu^2)} \qquad (2)$$

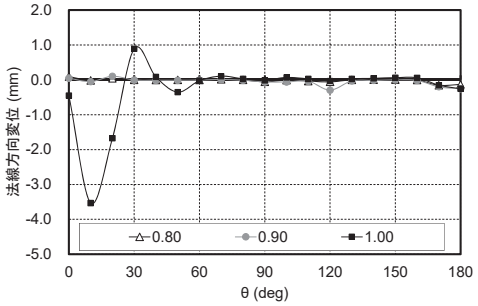
ここで，$p_{cr} = C_{f_max0} \times q_{Hcr}$；$C_{f_max0}$ は $\theta = 0°$における風力係数 C_f の最大ピーク値，D_b は円筒殻の曲げ剛性，ν はポアソン比である。すなわち，無次元動的座屈荷重

λ_{cr}は，試験体壁面に瞬間的に作用する風力の最大値によって定義されており，試験体の動的座屈荷重そのものを表す指標である。表2に無次元動的座屈荷重λ_{cr}の一覧を示す(×印：弾性座屈ではなく，塑性座屈が発生)。表には気流ⅠとⅡにおける動的座屈荷重の比も併記している。この比が大きいほど，風力の変動が座屈に及ぼす影響が大きいことを意味する。「リングなし」の場合，気流Ⅰと気流Ⅱとで無次元動的座屈荷重は概ね一致している。面外剛性が極めて低いため，瞬間的な風力のピーク値が動的座屈荷重を超えた瞬間に座屈が発生しており，風力の変動が座屈に及ぼす影響は小さい。一方，「リングあり」の場合，無次元動的座屈荷重は気流Ⅰに比べて気流Ⅱの方が大きい。「リングあり」の試験体は「リングなし」の試験体に比べて面外剛性が高い。そのため，動的座屈荷重を超える風力が作用した場合でも，その風力の継続時間が短ければ，瞬間的な座屈発生の後，すぐに座屈前の状態に戻ることを法線方向変位の時刻歴データから確認している。気流Ⅱでは，壁面に作用する風力の変動が大きいため，動的座屈荷重を超える風力の継続時間が短く，気流Ⅰに比べて座屈荷重が大きくなったといえる。

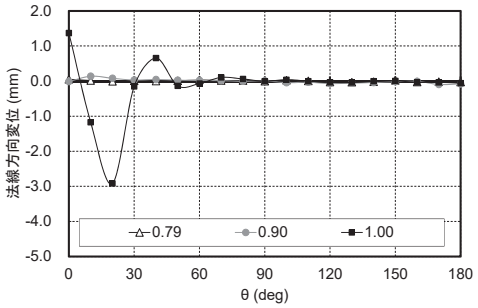
3．3 振動・座屈特性

図7に法線方向平均変位の周方向分布の推移を示す。凡例中の数値はq_H/q_{Hcr}(=γ)である。座屈発生前の変形量は微小であるが，座屈発生時には風上面(θ=0°～60°)に座屈波形が集中する。これらの座屈性状は既存の静的な座屈解析の結果[2), 3), 4)]に一致している。図8に座屈発生直前((a) γ = 0.98, (b) γ = 0.95)における法線方向変位の周方向分布を示す。気流Ⅰでは，平均値まわりに振幅約0.3mmの振動を示している。一方，気流Ⅱでは，θ=0°, 30°の測定中に瞬間的な座屈が発生し，約–3mmの最小変位を測定した。前述のように，「リングあり」では動的座屈荷重を超える風力が作用した場合でも，その風力の継続時間が短ければ，瞬間的な座屈発生の後，すぐに座屈前の状態に戻る。これは定常的な座屈状態とは異なり，非定常的な座屈である。このような座屈現象は既往の実験[2)]でも確認されているが，本章では定常的な座屈状態を“座屈”と定義する。

以上の実験結果より，基本的な座屈現象は，動的座屈荷重を超える風力が作用した瞬間に座屈が発生する現象(“準静的な座屈現象”)であるといえる。ただし，気流Ⅱ中の「リングあり」の場合，動的座屈荷重を超える風力の継続時間が短いことから，「最大風力が一瞬でも動的座屈荷重に達したら座屈する」として予測される結果より，座屈荷重が大きくなったと解釈できる。



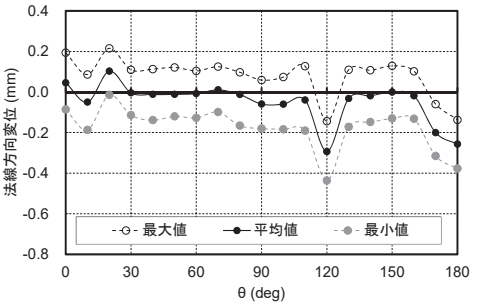
(a) Flow Ⅰ



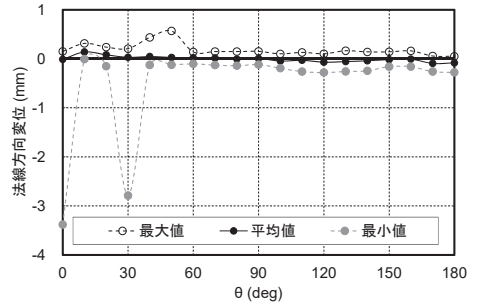
(b) Flow Ⅱ

図7 法線方向平均変位の周方向分布(Model 1.0, リングあり)

Fig. 7 Circumferential distributions of mean deflection (Model 1.0 with ring)



(a) Flow Ⅰ



(b) Flow Ⅱ

図8 法線方向変位の平均，最小，最大値(Model 1.0, リングあり)

Fig. 8 Mean, minimum and maximum values of deflection (Model 1.0 with ring)

３．４ 静的座屈解析との比較

前節で推定された「最大風力が一瞬でも動的座屈荷重に達したら座屈する」という仮定を検証するために，瞬間的な風力分布を用いた“静的な”座屈解析を行い，座屈実験の動的座屈荷重と比較する。汎用構造解析プログラム ABAQUS を用い，FEM による幾何学的非線形解析(以下「非線形解析」)を行う。非線形解析には弧長制御法を利用する。解析対象は座屈実験で用いた試験体のポリエステル部分である。解析モデルを図 9，座標系を図 10 に示す。応力度は弾性範囲にあるものとし材料非線形は考慮しない。試験体のポリエステル部分を四節点の四角形要素でモデル化する。試験体の上下端部には補剛リングが設置されているため，ポリエステル部分のみのアスペクト比は H/D=0.92 および 0.42(Model 1.0 および Model 0.5)である。要素分割数は周方向に 360，高さ方向に 100 および 50(Model 1.0 および Model 0.5)である。モデルの下端部は固定端，上端部はリング状の剛体要素および自由端とし，それぞれ「リングあり」および「リングなし」を模擬する。タンクの座屈現象はよどみ点高さにおける風力係数の周方向分布が支配的であり，高さ方向分布の影響が小さいことが明らかになっている[2)]。そこで本研究では，２章の風圧測定実験で得られた瞬間的な風力係数分布(図4)を周方向に3次スプライン関数で補間し，さらに高さ方向に一様に分布させた荷重を各要素に与える。荷重は常に要素面に対して垂直とし，変形後も荷重の向きが変わらないと仮定している。タンクに作用する荷重 p の代表値として，風上よどみ点に作用する単位面積当たりの風力($p = C_{f_\max 0} \times q_H$; $C_{f_\max 0}$ = よどみ点(θ=0°)における風力係数 C_f)を用いる。解析では，弧長制御法で速度圧 q_H を制御し，よどみ点における面荷重 p を代表値として，釣り合い経路上の極大点における静的座屈荷重 p_{cr_st} を求める。さらにそれらの値を式(1)によって無次元化し，無次元静的座屈荷重 λ_{cr_st} とする。

表 3 に FEM による無次元静的座屈荷重を示す。気流Ⅰと気流Ⅱとで風力係数分布は異なるが(図 4)，座屈荷重は概ね一致しており，風力係数分布の違いが座屈に及ぼす影響は小さいといえる。表 3 の括弧内に実験における無次元動的座屈荷重と FEM による無次元静的座屈荷重の比を示す。「リングなし」の場合，実験結果と FEM の結果は概ね一致している。風力変動の影響を含む座屈実験の結果が，その瞬間的な風力分布を用いた静的な FEM の結果と一致していることから，風力変動に伴う共振による影響は小さいといえる。前節に示したように，風力がある値を超えた瞬間に座屈が発生する“準静的な座屈現象”であることが，解析結果からも明らかになった。一方，「リングあり」の場合，気流Ⅰでは実験結果と FEM の結果は概ね一致しているが，気流Ⅱでは実験結果の方が FEM の結果よりも大きい。３．３節に示したように，気流Ⅱの実験では風力の変動が大きく，動的座屈荷重を超える風力の継続時間が短いため，連続的に風力が作用するとみなした FEM に比べて，座屈荷重が大きくなったと考えられる。

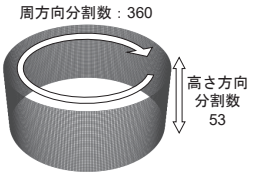


図 9 解析モデル(H/D=0.42)
Fig. 9 Analytical model (H/D=0.42)

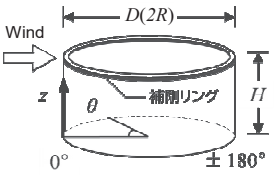


図 10 本論で用いる記号および座標系
Fig. 10 Notation and coordinate system

表 3 FEM による無次元静的座屈荷重 λ_{cr_st}
Table 3 Non-dimensional static buckling load λ_{cr_st} in FEM

	Model 1.0		Model 0.5	
	リングあり	リングなし	リングあり	リングなし
気流Ⅰ	377 (1.02)	161 (1.02)	772 (1.21)	340 (1.05)
気流Ⅱ	384 (1.45)	157 (1.19)	×	341 (1.07)
比	1.02	0.97	-	1.00

４．時刻歴応答解析

３章の座屈実験では，実験の制約により実構造物との力学的相似条件を完全に一致させることはできなかった。そこで本章では，FEMを用いた時刻歴応答解析において，実構造物の動的座屈を再現し，座屈実験における座屈現象と実際の座屈現象の比較を行う。

４．１ 解析概要

３．４節と同様に，汎用構造解析プログラムABAQUSを用いて，FEMによる時刻歴応答解析を実施する。モデル一覧を表4に示す。解析モデルは，①実構造物を想定した鋼製タンク，②３章の座屈実験で使用したポリエステル製の弾性試験体，および③弾性試験体の密度ρ_sのみを調整して無次元振動数fD/V_{cr}(f：固有値解析における1次モードの固有振動数，V_{cr}：静的な座屈解析における座屈発生風速)を一致させた仮想試験体である。風洞実験で実際の振動現象を再現するための力学的相似条件の一つである「無次元振動数fD/V_{cr}の一致」による影響を仮想試験

表4　解析モデル一覧

Table 4 Analytical model

モデル名	枝番	ヤング係数 E (N/mm^2)	密度 ρ (g/cm^3)	高さ H (m)	直径 D (m)	H/D (-)	板厚 t (mm)	径厚比 R/t (-)	補剛リング	固有振動数 f (Hz)	周方向波数 (-)	無次元振動数 fD/V_{cr} (-)
①鋼製タンク	_1.0_R	205000	7.85	18.4	20	0.92	8	1250	あり	4.43	12	1.78
	_1.0_F								なし	1.79	8	1.17
	_0.5_R			16.9	40	0.42	16		あり	4.64	17	2.93
	_0.5_F								なし	1.95	12	1.82
②仮想試験体	_1.0_R	4000	7.23	0.230	0.25	0.92	0.1		あり	51.5	12	1.78
	_1.0_F		7.23						なし	20.8	8	1.17
	_0.5_R		7.29	0.106		0.42			あり	108	17	2.93
	_0.5_F		7.22						なし	45.3	12	1.82
③弾性試験体	_1.0_R		1.40	0.230		0.92			あり	117	12	4.06
	_1.0_F								なし	47.3	8	2.65
	_0.5_R			0.106		0.42			あり	246	17	6.68
	_0.5_F								なし	103	12	4.12

体で検討する。応力度は弾性範囲にあるものとし材料非線形は考慮しない。

解析はNewmark-β法(β=1/4)を用い，幾何学的非線形を考慮し，構造減衰はレーリー減衰(減衰定数h=0.005を基本)とする。空力減衰は考慮していない。2章の風圧測定実験で得られた各時刻 t における瞬間的な風力係数(外圧係数と内圧係数の差)C_fの分布を三次スプライン関数で補間することにより，各要素(z_j, θ_j)に作用する時刻歴面荷重$p(z_j, \theta_j, t) = C_f(z_j, \theta_j, t) \times q_H$を作成する。ここで，$q_H$はモデル頂部高さの速度圧(N/m^2)である。解析の時間刻みΔtは，風圧測定実験のサンプリング間隔Δt=0.001sを基準として，各解析モデルの時間縮尺率 λ_T(寸法縮尺率／風速縮尺率)で補正した値を用いる。解析範囲はよどみ点(z = (2/3)H, θ = 0°)の風力係数がピークとなる$t = t_{max}$の前後1000ステップと，全てp=0である0ステップ目から1ステップ目までのデータを$\Delta t \times 100$ステップに線形補間した区間(初期段階のインパルス応答による影響を避けるため)を合わせた2100ステップとする。時刻歴面荷重$p(z_j, \theta_j, t)$を静的座屈解析(3．4節と同じ)における静的座屈荷重p_{cr_st}に対して1%刻みで変化させながらそれぞれ座屈発生の有無を確認し，座屈が発生するときのよどみ点における面荷重$p((2/3)H, 0°, t_{max})$を動的座屈荷重p_{cr}とする。さらにその値を式(1)によって無次元化し，無次元動的座屈荷重λ_{cr}とする。

4．2　振動・座屈特性

H/D=0.92の鋼製タンクについて，時刻歴応答解析における変形モードを静的座屈解析における座屈モードと併せて図11に示す。また，よどみ点における法線方向変位

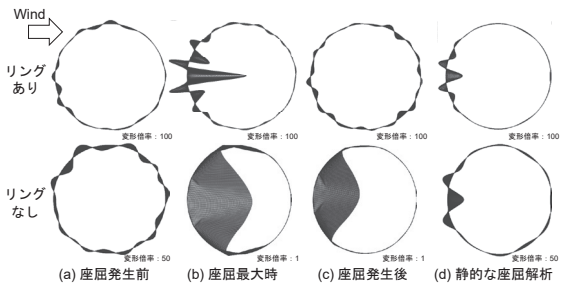


図11　変形モード（上面図，鋼製タンク，H/D=0.92）

Fig. 11 Variation of deformation mode in time history response analysis (top view, steel tank, H/D=0.92)

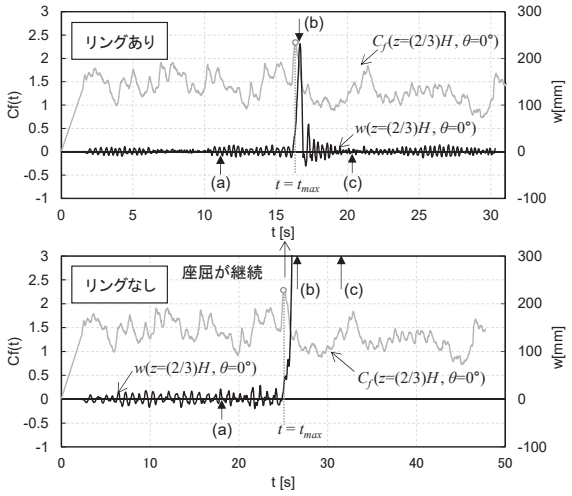


図12　法線方向変位wと風力係数C_fの時刻歴（鋼製タンク，H/D=0.92）

Fig. 12 Time history of deflection and wind force coefficient (steel tank, H/D=0.92)

w の時刻歴を風力係数 C_f の時刻歴と併せて図 12 に示す。図 12 中の記号(a)～(c)は図 11 に示した変形モードが生じた時刻に対応している。「リングあり」では，$t = t_{max}$ において瞬間的な座屈が発生し，$t = t_{max}$+0.35s において座屈波形が最大になった後，座屈発生前と同じ振動状態へ戻っている。座屈発生時の変形モード(図 11 上段(b))は静的座屈解析(３．４節)における座屈モード(図 11 上段(d))と概ね一致している。したがって，よどみ点における風力が影響して発生した座屈であるといえる。ただし，実際には壁面の変形に伴い風力の分布が変化するため，座屈発生後には座屈発生前の振動状態に戻らず，座屈状態が継続すると考えられる。３章の座屈実験では，継続的な座屈状態が確認された。本章では安全側の評価として，この瞬間的な座屈が発生するときを“座屈発生時”とする。「リングなし」では，$t = t_{max}$ において座屈が発生し，その後，座屈状態が継続し，座屈発生前の振動状態に戻ることはない。その変形モード(図 11 下段(b))は静的座屈解析における座屈モード(図 11 下段(d))とは異なる。壁面の面外剛性が低いため，瞬間的な座屈発生とともに，タンクの下端部に局部座屈が生じ，壁面の風上部分が全体的に倒れるような変形モードになったといえる。

４．３ 減衰定数の影響

H/D=0.92 の鋼製タンクについて，減衰定数を h = 0 ～ 0.02 の範囲で変化させたときの無次元動的座屈荷重 λ_{cr} の比較を図 13 に示す。ただし，λ_{cr} は無次元静的座屈荷重 λ_{cr_st} で無次元化している。h=0.02 の場合，$\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}$=1.20 まで荷重を増加させても座屈が発生しなかった。h = 0 ～ 0.01 の範囲ではいずれの解析モデルにおいても減衰定数による影響は小さい。実構造物では複数の鋼板が溶接されることで円筒形の壁面を形成しているため，大きな構造減衰は期待できない。本研究では代表値として減衰定数 h=0.005 を基本として検討する。

４．４ 静的座屈解析との比較

３．４節と同様に，瞬間的な風力分布を用いた“静的な”座屈解析を実施し，時刻歴応答解析の結果と比較することで動的な効果を検討する。

図 14 に時刻歴応答解析(①実構造物を想定した鋼製タンク，②３章の座屈実験の弾性試験体，③弾性試験体の密度のみを調整した仮想試験体)および３章の座屈実験について，無次元動的座屈荷重 λ_{cr} の比較を示す。いずれも静的座屈解析で求められた無次元静的座屈荷重 λ_{cr_st} で無次元化している。「リングあり」および H/D=0.42 で「リングなし」の場合，$\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}$ は弾性試験体と仮想試験体で概ね等しいのに対し，鋼製タンクではそれらの値よりもいくらか大きい。すなわち，無次元振動数 fD/V_{cr} の影響は小さく，密度 ρ(慣性力)の増加がタンクの動的座屈に影響したと考えられる。一方，H/D=0.92 で「リングなし」の場合，鋼製タンクのとき $\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}$ が小さい。面外剛性が

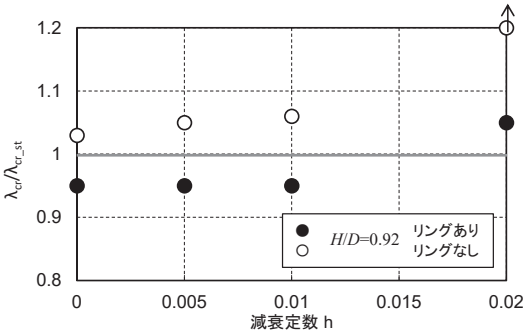


図 13　減衰定数 h が λ_{cr} に及ぼす影響

Fig. 13 Effect of damping ratio h on λ_{cr}

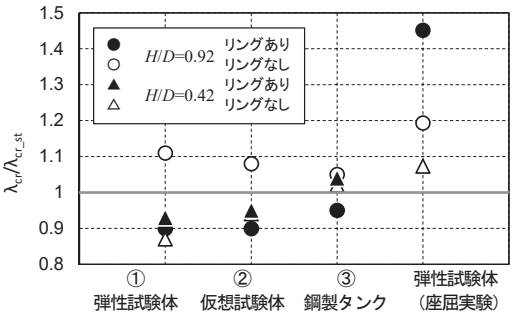


図 14　無次元動的座屈荷重 λ_{cr} の比較

Fig. 14 Comparison of non-dimensional dynamic buckling load λ_{cr}

表 5　座屈発生時の最大ミゼス応力

Table 5 Maximum Mises stress when buckling occurs

	H/D	t (mm)	補剛リング	ミゼス応力 σ_m (N/mm^2)	t_p (mm) $=\sigma_m \times t/235$	R/t_p	Z_p
鋼製タンク	0.92	8	あり	163	5.5	1802	5820
			なし	317	10.8	927	2993
	0.42	16	あり	104	7.1	2825	1901
			なし	196	13.3	1499	1009

低く振幅が大きいため，慣性力の影響を強く受けて動的座屈荷重が低下したと考えられる。

座屈実験の結果は，時刻歴応答解析における弾性模型の結果に比べて座屈荷重が大きい。座屈実験では時刻歴応答解析とは異なり，面外変形によって風力分布が変化するため，座屈荷重が増大したと考えられる。時刻歴応答解析では，剛な模型を用いた風圧測定実験で得られた風力分布を用いた。よって，実現象における鋼製タンクの$\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}$は面外変形に伴う風力分布の変化の影響を受けて，時刻歴応答解析における鋼製タンクの$\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}$よりも大きくなると考えられる。すなわち，実構造物ではいずれのケースにおいても概ね$\lambda_{cr}/\lambda_{cr_st}>1.0$となり，動的座屈荷重は静的座屈荷重によって安全側に評価可能であると考えられる。

4．5 面内応力の照査

表5に鋼製タンクの座屈発生時において，全要素中最大のミゼス応力を示す。なお，最大応力の発生位置は，「リングあり」の場合θ=0°の中央高さz=0.5H，「リングなし」の場合，θ=0°の頂部z=Hであった。解析は材料非線形を考慮せず弾性体としているが，「リングあり」については，設計で仮定される鋼材の基準強度F=235N/mm^{2}を下回っている。解析モデルの板厚tが変化しても動的座屈荷重が変化しないと仮定すると，座屈発生時のミゼス応力が基準強度F=235N/mm^{2}となるときの最大板厚(以下「限界板厚」)は$t_p=\sigma_m\times t/235$で計算できる。これを用いて算出したt_pおよびR/t_pを表5に併記する。「リングあり」の場合，一般的な鋼製タンクのR/tが500から1500程度であるのに対してR/t_pは十分に大きい。すなわち，動的座屈は弾性範囲で発生する現象であり，材料の塑性化に伴う座屈(塑性座屈)の検討は不要であるといえる。一方，「リングなし」については，塑性座屈が懸念されるため，その影響を適切に評価する必要がある。

5．動的座屈荷重の評価

3章および4章の検討により，実構造物の動的座屈荷重は静的座屈荷重によって安全側に評価できることを確認した。特に「リングあり」については，座屈発生時における面内の応力度の値が概ね弾性範囲にあることから，塑性座屈の検討が不要であることが明らかになった。既往の研究において八巻[12]は，一様外圧を受ける円筒殻の座屈性状について詳細な理論解析を行い，無次元座屈荷重を式(3)のように定義すると，k_vは曲率パラメータZのみで表されることを示した。

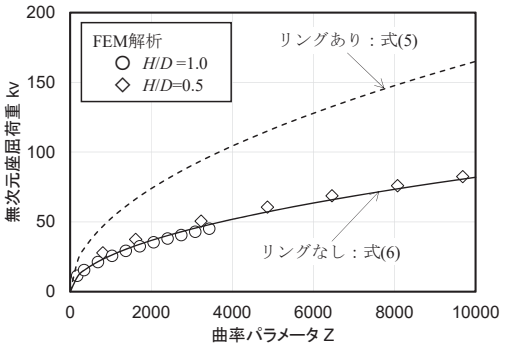


図15　無次元座屈荷重k_vと曲率パラメータZの関係

Fig. 15 Relation between k_v and Z

$$k_v=\left(\frac{H}{\pi R}\right)^2\lambda_{cr}=\frac{48(1-\nu^2)}{\pi^2E}\left(H/D\right)^2\left(R/t\right)^3 p_{cr_st} \qquad (3)$$

$$Z=\sqrt{1-\nu^2}\,\frac{H^2}{R\cdot t}=4\sqrt{1-\nu^2}\left(H/D\right)^2\left(R/t\right) \qquad (4)$$

さらに安永ら[4]は，風荷重を受ける円筒殻の座屈固有値解析の結果を基に，無次元座屈荷重k_vが近似的に次式で評価できることを示した。

$$k_v=1.65\sqrt{Z} \qquad (5)$$

したがって，式(4)に式(2)および式(3)を代入することで算出される静的座屈荷重を用いて，動的座屈荷重を安全側に評価することができる。

一方，「リングなし」については，座屈荷重の評価式は提案されていない。そこで，安永ら[4]と同様にH/DおよびR/tをそれぞれ0.5～1.0および500～5000の範囲で変化させた座屈固有値解析を実施した。解析結果のk_v–Z関係を図15に示す。解析結果を基に「リングなし」の無次元座屈荷重k_vは近似的に次式で評価できる。

$$k_v=0.82\sqrt{Z} \qquad (6)$$

また，4．5節に示したように「リングなし」の場合，塑性座屈が懸念される。表5に限界板厚t_pのときの曲率パラメータZの値Z_pを示す。「リングなし」では，1000≦Zの場合に塑性座屈が発生すると考えられる。したがって，式(6)の適用範囲はZ<1000とし，1000≦Zの場合については，別途，塑性化を考慮した非線形解析により耐力を評価する必要がある。

６．まとめ

本研究では境界層乱流中における座屈実験および風圧測定結果を荷重として用いた時刻歴応答解析により，時間的・空間的に変動する風力を受けるタンクの動的座屈特性を検討した。実構造物の動的座屈荷重は静的座屈荷重によって安全側に評価できることを示した。特に「リングあり」については，座屈発生時における面内の応力度の値が概ね弾性範囲にあることから，塑性座屈の検討が不要であることが明らかになった。また，既往の研究による静的座屈荷重の評価式を用いて動的座屈荷重を安全側に評価可能であることを示した。一方，「リングなし」については，提案する静的座屈荷重の評価式が曲率パラメータで$Z<1000$の範囲において適用可能であることを示した。$1000 \leqq Z$の場合については，別途，塑性化を考慮した非線形解析により耐力評価をする必要がある。これは今後の課題とする。

参考文献

1) Jaca, R.C. and Godoy, L.A., “Wind buckling of metal tanks during their construction”, Thin-Walled Structures, 48, pp.453-459, (2010)
2) 安永 隼平，具 忠謨，植松 康，「円筒形貯槽の設計用風荷重に関する研究：その２」，日本風工学会論文集，37(3)，pp.79-92，(2012)
3) 安永 隼平，具 忠謨，植松 康，「連棟配置されたオープントップオイルタンクの設計用風荷重」，日本風工学会論文集，39(3)，pp.53-62，(2014)
4) 安永 隼平，山口 貴之，植松 康，「風荷重を受けるオープントップオイルタンクの座屈・振動に対するリングの補剛効果」，日本風工学会論文集，41(2)，pp.58-67，(2016)
5) 日本建築学会，「容器構造設計指針・同解説」，(2010)
6) American Petroleum Institute, “API Standard 650 – Welded steel tanks for oil storage”, (2007)
7) Flores, F.G. and Godoy, L.A., “Buckling of short tanks due to hurricanes”, Engineering Structures, Vol.20, No.8, pp.752-760, (1998)
8) Sosa, E.M. and Godoy, L.A., “Nonlinear dynamics of above-ground thin-walled tanks under fluctuating pressures”, Journal of Sound and Vibration, Vol.283, pp.201-215, (2005)
9) 安永 隼平，植松 康，「風荷重を受ける円筒形貯槽の座屈・振動特性に関する考察」，第 24 回風工学シンポジウム論文集，pp.295-300, (2016)
10) 日本建築学会，「建築物荷重指針・同解説」，(2015)
11) Macdonald, P. A., Kwok, K. C. S. and Holmes, J. D. : Wind loads on circular storage bins, silos and tanks: I. Point pressure measurements on isolated structures, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 31, pp. 165-187, (1988)
12) 八巻 昇：円筒殻の外圧による座屈，東北大学高速力学研究所報告，236, pp.37-55, (1969)