

列車の座屈現象

中橋 順一

車両構造技術研究部(車両運動 副主任研究員)



なかはし じゅんいち

はじめに

細長い棒の軸方向にある値を超える圧縮力を加えると、折れ曲がった状態で安定することがあります。このような現象を「座屈」と言います(図1)。通常、座屈は降伏荷重より小さい力で発生し、同じ太さの棒であれば長いほど、同じ長さの棒であれば細いほど起こりやすくなります。

列車の編成にも、これと同じような現象が発生することがあります。明確な定義はありませんが、連結器を介して車両の両端に作用する圧縮力によって、車体が上下や左右方向に大きく変位する現象を「列車座屈」と呼びます。

圧縮力がある限度値を超えない限り問題はなく、ブレーキや力行が協調制御されている通常の列車が座屈することはまずありません。しかし、ひとたび座屈が発生すると、車体が大きく変位して脱線に至る可能性もあります。ここでは、列車の座屈現象の概略とこれに対する安全性の検討手法についてご紹介します。

連結器と緩衝器の役割

鉄道の大きな特徴の一つに、多くの車両が連なって走ることがあります。この特徴によって一度にたくさんの人や荷物を運ぶことができます。新幹線は最大16両編成で、貨物列車にはさらに長いものがあります。また、車両故障

などで列車が走行できなくなった場合には、別の編成を併結して救援します。このような場合には、さらに多くの車両が連結されることがあります。

車両同士をつないでいるものは「連結器」と呼ばれます。連結器は車体床下の両端部に取り付けられているため、普段乗客として車両に乗っている場合にはほとんど目にしないものです。連結器には自動連結器、密着連結器、棒連結器など、連結の方法や目的によって様々な種類があります。図2に在来線電車の密着連結器と十字継手の構造を示します。連結器は十字継手で上下・左右に首を振ることができ構造になっています。これは、鉄道の軌道は直線ばかりではなく曲線や勾配変化があり、これらを列車がスムーズに通過できるようにするためのものです。

連結器の役割には、単純に車両同士をつなぐだけでなく、隣り合う車両の間隔を適切な範囲に保つことや、列車の加減速で生じる牽引力や制動力を伝達することがあります。このような場合、連結器には引張力や圧縮力が作用しています。かつては自動連結器が主流であったことから、これらの連結器に作用する力を総称して「自連力」と呼びます。

走行中に衝撃的な自連力が作用すると、車両には前後加速度が生じます。加速度が大きいと乗客がバランスを崩したり、貨車では荷崩れが起こったりします。そのために連

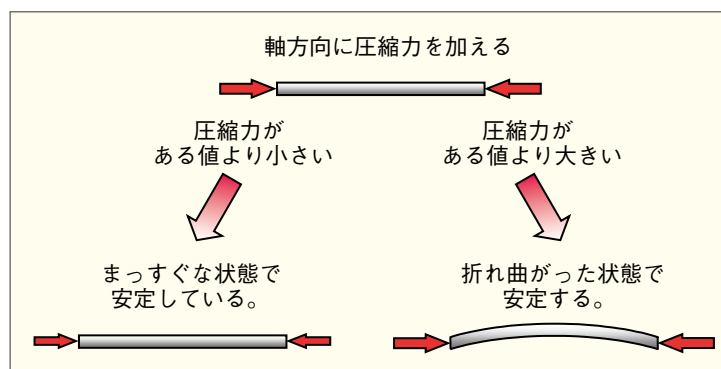


図1 はりの座屈現象

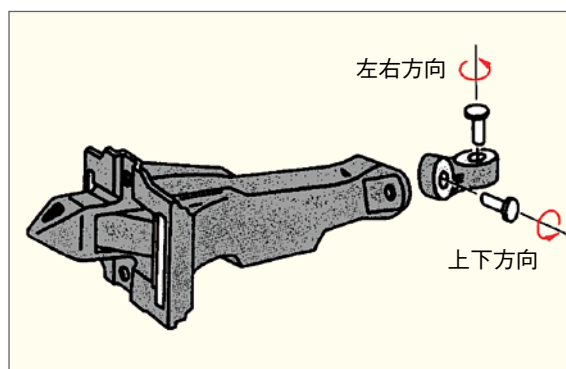


図2 在来線電車の密着連結器と十字継手の構造

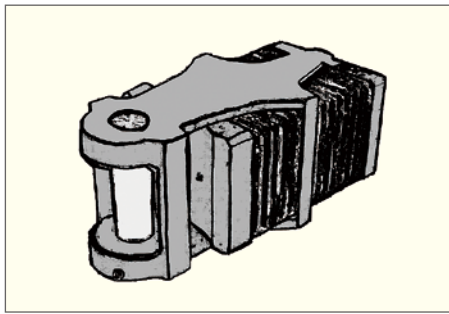


図3 ダブルアクション型緩衝器

結器は「緩衝器」と呼ばれるばねを介して車体に取り付けられています。連結器以上に目にする機会がないこの緩衝器の最も重要な役割は、車両間に生じる衝撃エネルギーを一時的に蓄え、自連力のピーク値を抑えることです。緩衝器は、ゴムのブロックを鋼板に接着したパッドを積み重ねた構造のものが多く用いられています。現在では組み立て時にパッドに与える予圧縮力による乗り心地への悪影響をなくしたダブルアクション型(図3)が主流になっています。また、積載荷重の大きな貨車などでは大きな自連力が発生する可能性があることから、緩衝性能を向上させるために油圧やシリコンの粘性を用いた特殊な緩衝器が使用されています。

列車座屈の形態

列車座屈には上下方向に折れ曲がる「垂直座屈」と左右

方向に折れ曲がる「水平座屈」があり、座屈発生後の車両形態の違いによってそれぞれ数パターンに分類されます。図4に列車座屈の形態を示します。垂直および水平座屈が発生すると最終的には脱線につながる可能性があります、その過程にはそれぞれ特徴があります。

垂直座屈には「三角座屈」、「台形座屈」の形態があり、これが進行すると車輪にかかる垂直方向の力(輪重)が小さくなり、さらには車両が浮き上がったり、車体と台車が分離したりします。特に三角座屈は、座屈に至る自連力が他の形態よりも小さいことに加えて、減速に伴って車体が前のめりになるため、比較的発生しやすいと言われています。一方、水平座屈の形態には、平行型、ジグザグ型、のこぎり型があり、車輪の左右方向にかかる力(横圧)が大きくなって車輪がレールを乗り越え、脱線に至ることがあります。

過去の列車座屈事例¹⁾

ここで、三角座屈の典型的な事例として横川～軽井沢間の165系電車の列車座屈事故について述べます。

昭和38年、信越本線の横川～軽井沢間の66.7%の急勾配区間をアプト式から粘着運転方式に切り替えるために走行試験が行われていました。その中で、165系電車10両編成の前頭にEF63形電気機関車3両を連結して機関車の発電ブレーキで抑速しながら勾配を下る際、機関車が非常ブレーキをかけて停止したところ1両目の電車の車体後部が

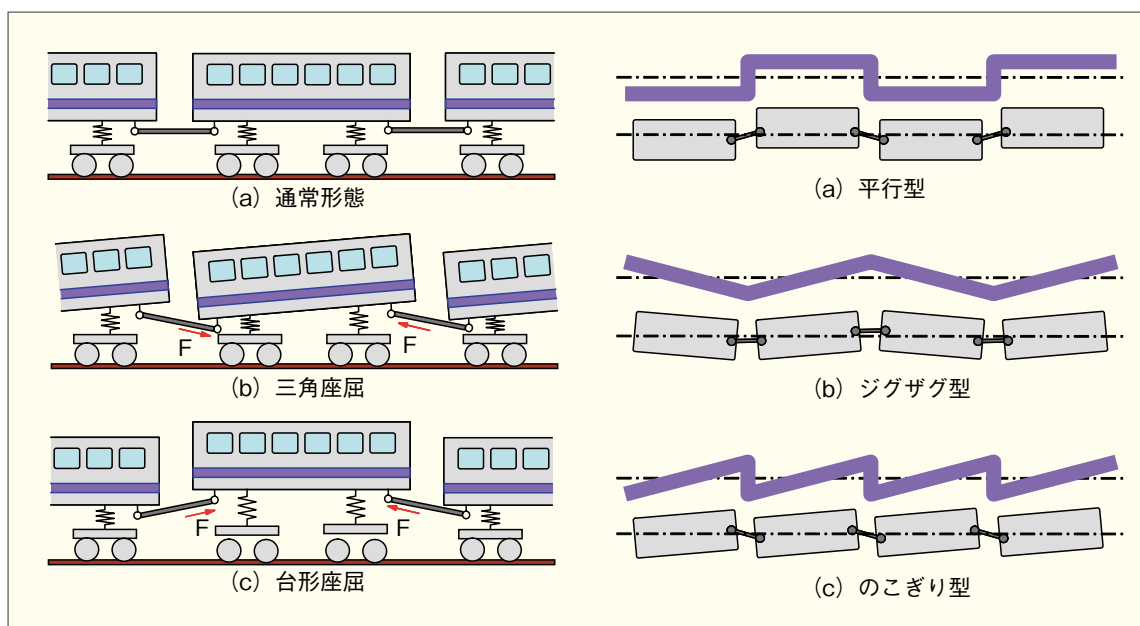


図4 列車座屈の形態(左：垂直座屈、右：水平座屈)

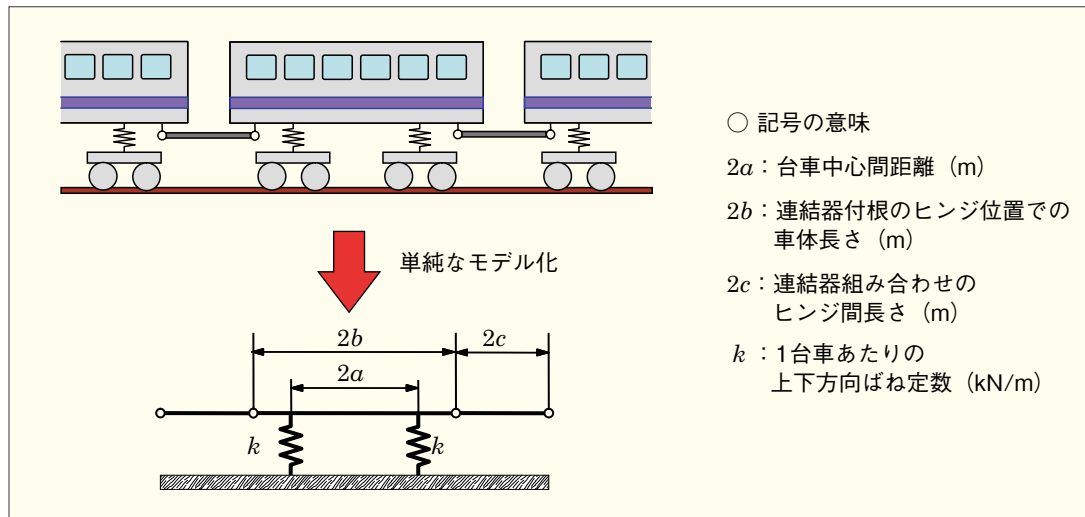


図5 垂直座屈限界自連力を求める力学モデル

三角座屈により浮上し、車体と台車が分離してしまいました。この座屈事故の対策として、電車や気動車の運転両数に制限を設けることや、空気ばね台車では後述の理由により、これをパンク状態にすることなどが決められました。

このように、横川～軽井沢間の粘着運転方式への切り換えは、列車座屈に関する研究や連結器の強度を見直すきっかけとなりました。

垂直座屈における限界自連力の検討²⁾

列車には、運転や編成の条件に応じて自連力が発生していますが、普段走行している電車で自連力が100kNを超えることはほとんどありません。しかし、故障した編成を救援する場合や、補助機関車を連結して急勾配区間を走行する場合などでは、大きな自連力が発生する可能性があります。このような場合には、自連力の大きさを予め把握し、列車座屈に対する許容値以下に抑える必要があります。

自連力には、座屈に対する許容値だけではなく、車体と連結器の強度や緩衝器の性能などに関する制約があります。

車体を柔らかい空気ばねで支えている車両では、これらの中で垂直座屈に関する許容値が比較的小さくなることが知られています。

垂直座屈に関する許容値は座屈限界自連力と呼ばれ、車両を単純な力学モデルに置き換えて求めることができます。図5に示すように、車体に相当する長い棒の両端に連結器に相当する短い棒がヒンジで結合された系を考えます。この系の両端に一定の圧縮力（自連力）が作用して、車体に図4のような上下変位が生じるものとします。このとき、圧縮力が車体になす仕事と、車体を支えるばねに蓄えられるひずみエネルギーを比較します。後者が大きい場合には、ある程度で車体の変位が止まって釣り合います。し

かし、前者が大きい場合にはこのような平衡点がなく、車体変位がどんどん進行して座屈に至ると考えられます。式の導出は省略しますが、この仕事とひずみエネルギーの釣り合いから垂直座屈の限界自連力 F_{cr} が、三角座屈は式(1)、台形座屈は式(2)でそれぞれ求められます。

$$F_{cr} = (a/b)^2 \cdot k / (1/b + 1/c) \dots \dots \dots (1)$$

$$F_{cr} = c \cdot k \dots \dots \dots (2)$$

これらの式に一般的な在来線車両の諸元 ($2a = 13.8\text{m}$, $2b = 18.4\text{m}$, $2c = 1.6\text{m}$, $k = 800\text{kN/m}$) を代入すると、限界自連力が三角座屈で $F_{cr} \approx 330\text{kN}$ 、台形座屈で $F_{cr} = 640\text{kN}$ と得られます。

横川～軽井沢間の事例で述べたように空気ばねをパンク状態にすると、車体が比較的硬いストッパゴムで支えられ、1台車あたりのばね定数 k が軸ばねの値に近くなります。このとき、三角座屈の限界自連力は $F_{cr} \approx 2000\text{kN}$ と計算され、空気ばねを活かした場合の約6倍になり、連結器などの強度や緩衝器の性能に関する制限より十分に大きくなります。このように、空気ばねをパンク状態にすることは垂直座屈を防止する上で有効です。

垂直座屈に対する安全性の検討²⁾

列車の救援運転を例に上げて、垂直座屈に対する安全性の検討方法を紹介します。図6のように、故障した編成に健全な編成が併結されて、健全編成のみにブレーキが作用する場合を考えます。取り扱いを容易にするために、健全編成および故障編成をそれぞれ1つの質量 m_1 , m_2 に置き換え、併結部の2組の緩衝器でこれら2つの質量が連結されていると考えます。また、併結部の連結装置のたわみと吸収エネルギーおよびたわみと荷重の関係は、それぞれの緩衝器の特性を合成して、図7(赤線)および図8のように

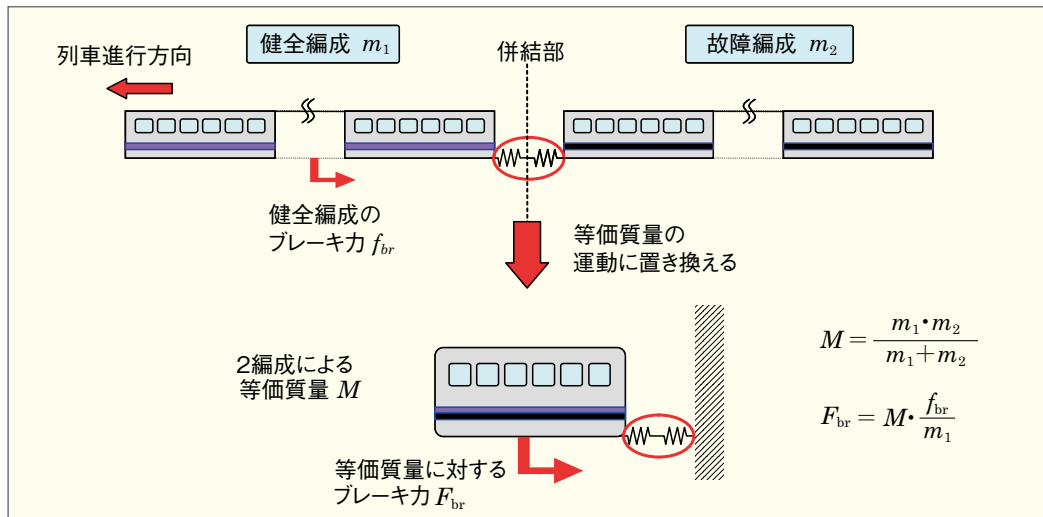


図6 垂直座屈に対する安全性の検討モデル

与えられているものとします（これらは0系新幹線電車の救援問題で検討された時のものです）。

このような2質量の相対運動は、併結部の一端を固定し、もう一端につないだ等価質量 M の運動に置き換えることができます。そして、健全編成に作用したブレーキによって併結部に発生する自連力の最大値は、ブレーキ力が M にする仕事（力×たわみ、図7の青線）と併結部の緩衝器に蓄えられるひずみエネルギー（図7の赤線）がつり合う条件から求められます。つまり、図7から赤線と青線の交点である最大たわみ量 $X_{\max}$ を読み取り、図8からこの $X_{\max}$ における荷重 $F_{\max}$ を求めます。これが発生する最大自連力になります。

垂直座屈については、 $F_{\max}$ が前述の限界自連力 F_{cr} を超えないことを安全性の目安とすることができます。 $F_{\max}$ が F_{cr} を超える場合には、空気ばねをパンク状態にして F_{cr} を大きくしたり、ブレーキの強さや運転両数を調整したりすることが考えられます。ただし、これらを実施する場合には、乗り上がり脱線に対する安全性や保安上の問題への配慮もあわせて必要になります。また、ここで述べた手法による計算結果の妥当性は、実測データなどにより別途検証しておくことが望まれます。

おわりに

今回、列車座屈の概略や安全性検討手法の一例をご紹介しました。これらの研究のきっかけになった横川～軽井沢間は長野新幹線の開業により廃止されました。しかし、多くの車両を連結して運転する鉄道において、自連力の低減や列車座屈に対する安全性の確保は、今後とも重要な課題の一つです。[RRR]

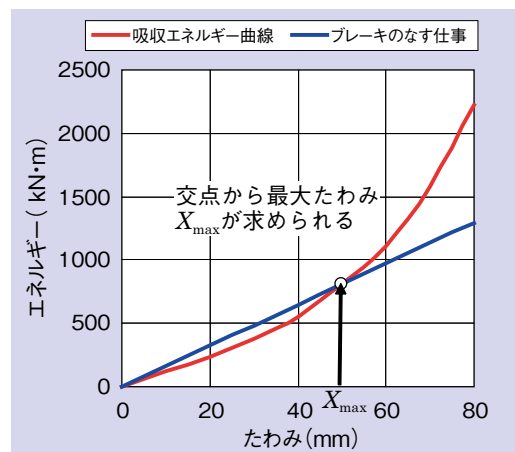


図7 緩衝器の吸収エネルギーとブレーキのなす仕事

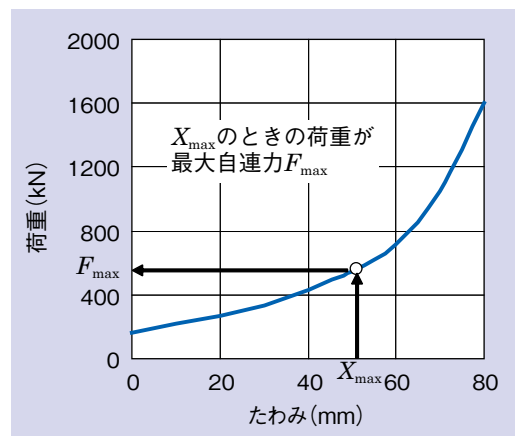


図8 併結部のたわみと荷重の関係
(0系新幹線電車に関する検討例)

文 献

- 1) 小林, 深沢: 列車座屈試験装置の試作, 鉄道技術研究所速報 No.A-86-132 1986
- 2) 小林, 野田, 深沢: 新幹線における併結救援列車の自連力, 鉄道技術研究所速報 No.A-85-81 A-86-132 1985