

車輪・車軸の強度を解析する

赤間 誠

車両構造技術研究部(車両強度 主任研究員)



あかま まこと

はじめに

交通輸送機関にとって、安全性は最重要課題であり、鉄道においてもその向上が求められています。特に車輪と車軸は、列車の走行中に万が一破壊するようなことがあれば大きな事故にも繋がりがかねない、極めて重要な走り装置の部品です。したがって厳格な規定の下に設計・製造され、使用中は定期的に検査が行われ、安全性が確保されています。本稿ではシミュレーション技術の適用例として、最初に車輪について、板部の形状を工夫して、軌道からの反力による機械的応力と、踏面ブレーキによる摩擦熱に起因する熱応力を大幅に低減した研究について述べます。なお図1に示すように踏面に制輪子を押し付け、摩擦力によ

て停止するブレーキが踏面ブレーキです。次に車軸について、原子炉や航空機の安全性評価に用いられるシミュレーション手法を導入し、その構造健全性を総合的に評価した研究について述べます。

軽量車輪板部の強度向上

波打車輪は、車輪の板部を円周方向に波打たせて剛性を高めたもので、その分板厚を薄くでき、通常車輪と比較して約10%の軽量化が可能であるとされています。波打車輪としては、図1に示すような踏面ブレーキによる熱応力対策を施した新A形波打車輪(NAC車輪)も使用されています。ここでは、NAC車輪よりも板部に発生する応力が減少する板部形状を提案することを目的としました。

過去の研究によって、板部の形状が発生応力に及ぼす基本的な知見が得られています。それらは次の通りです。

- (a) 踏面ブレーキおよび軌道からの反力による応力は、板部をS型の曲線形状にすることで大幅に減少する。
- (b) 板部の傾斜を大きくするか板厚を小さくすれば、発生する熱応力は小さくなる。
- (c) リムおよびボスフィレットの半径を大きくすれば、発生応力が小さくなる。

このような知見を考慮し、板部の形状変更は‘試行錯誤’法で行いました。これは設計パラメータを変更して得られた形状で有限要素法(FEM)解析を行い、結果を比較するという意味です。また板部の形状は、円周方向には波を打たせないことにしました。過去の研究によって、円周方向に波を打たせなくても、質量を増大させずに現用の波打車輪程度の剛性は確保できることが分かっています。これによって板部の形状は軸対称となり、設計パラメータと解析時間の増大を回避できます。

具体的には、第一段階で設計パラメータを変更して得られた形状で、同じ解析条件でFEMによる熱応力および機械的応力解析を行い、応力および各部の変位をNAC車輪

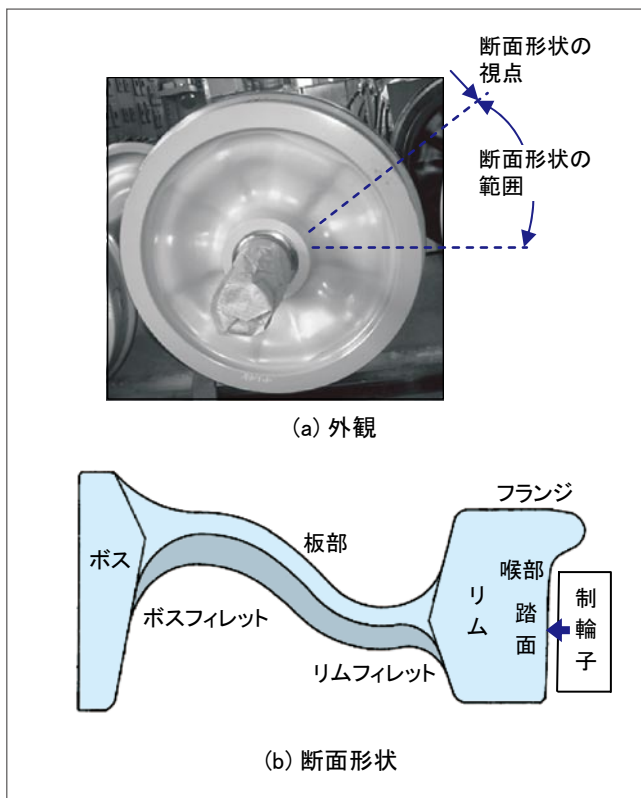


図1 車輪形状(NAC車輪)と踏面ブレーキ

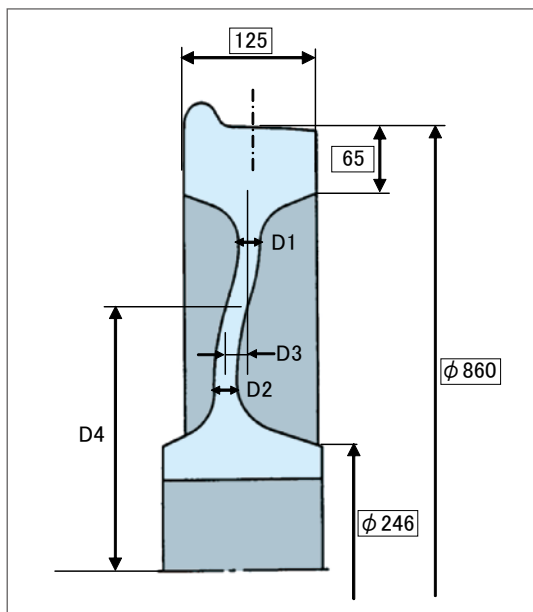


図2 A形車輪の断面形状と設計パラメータ (mm)

表1 板部に発生する応力の解析結果

| | 熱応力 (MPa) | 機械的応力 (MPa) |
|-----|-----------|-------------|
| NAC | 490 | 73 |
| NA | 285 | 62 |

と比較します。踏面ブレーキとしては、下り坂で速度が増加しないようにかける連続抑速ブレーキを考慮しました。解析条件はブレーキトルク約0.8kNm、速度75km/h、ブレーキ負荷時間600秒とし、汎用FEMソフトを用いて解析を行いました。また軌道からの反力については、1車輪当たりの輪重を98kNとして車輪幅中心に負荷し、横圧を59kNとして車輪フランジの喉部付近に負荷した機械的応力解析を行いました。対象とするNAC車輪の範疇であるA形車輪の一般的な断面形状を図2に示します。図に示す主要な寸法のうち、四角で囲んだ寸法は不変とします。他の寸法を設計パラメータとし、妥当な限界内で変更することによって性能を向上させます。それらはリム近傍の板厚(D1)、ボス近傍の板厚(D2)、板部のオフセット量(D3)およびS型形状の変曲点位置(D4)です。また板部の質量が一定となるように考慮して、板部の厚さを変更します。応力解析は、設計パラメータD1~D4を実用的な許容範囲内で変更した8種類の板部形状を持つ車輪について行いました。

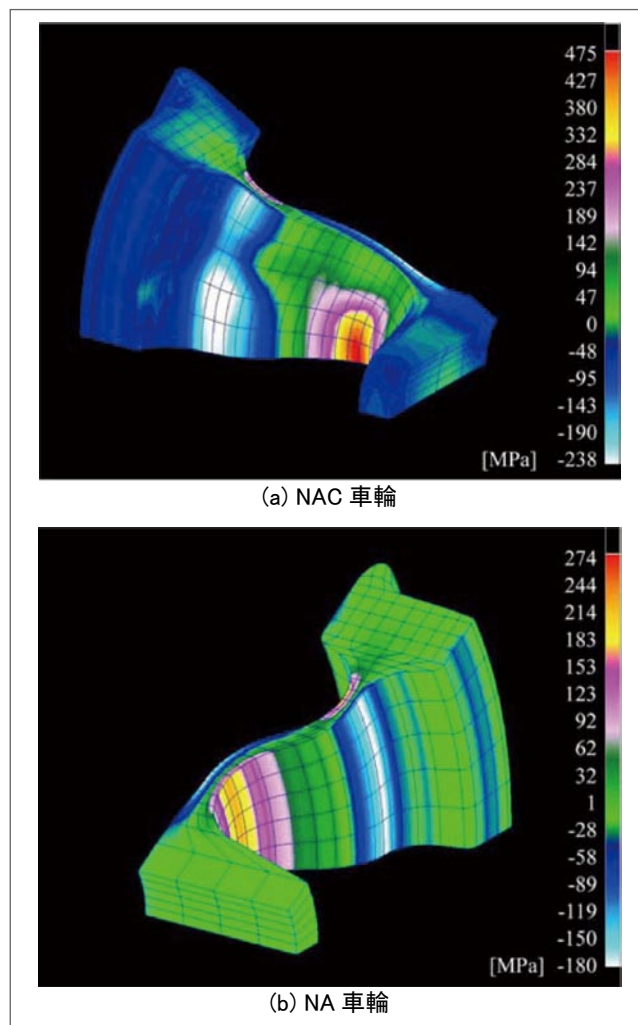


図3 半径方向熱応力分布

解析した車輪の中で板部に発生する応力が最も小さな車輪の設計パラメータは、D1 = 13mm、D2 = 17mm、D3 = 72mm、D4 = 256mmでした。これを、以下新A形車輪(NA車輪)と呼びます。表1に、解析の結果得られた板部に発生する熱応力と機械的応力の最大値を、NAC車輪とNA車輪と比較して示します。また図3に、ブレーキ負荷600秒時における半径方向熱応力分布を示します。

熱応力の解析は、負荷と車輪形状の対称性を利用し、円周方向は全体の1/12だけで行いました。

FEM解析結果を実験で検証するため、得られた車輪形状を製作しました。それらを用いて種々の試験を行ったところ、いずれの場合も試験結果とFEM解析結果はほぼ一致しました。

なぜ応力が減少するのか？

NA車輪では、NAC車輪と比較して、質量の増大や剛性の低下なしに、板部に発生する最大熱応力は42%減少し、機械的応力は15%減少しました。NAC車輪の場合、

板部において円周方向に波が打たれているため、形状の急変部分に応力集中が起きます。NA車輪では板部形状は軸対称として波を打たせていないため、この応力集中を回避することができ、そのためNA車輪の発生応力は低下したわけです。そして波を打たせなければ、図4に示す円周方向の‘長さ’を波打形状よりも短くできるため、質量が同じ条件で板厚を厚くできます。よってNA車輪の質量及び剛性はNAC車輪と同等で、応力を大幅に減少することができました。またNA車輪は板部のオフセット量D3を大きくしています。D3を大きくすると、半径方向の‘長さ’が増大します。ブレーキ熱による負荷はリム部の大きさ及び形状が同じであれば、板部の形状に関わらず、同じ大きさの強制変位となります。即ち同じ距離を外側に引張ることになります。同じ距離を引張る場合、長い板部を引張った方が発生する応力は小さくなるため、NA車輪の熱応力は小さくなったのです。

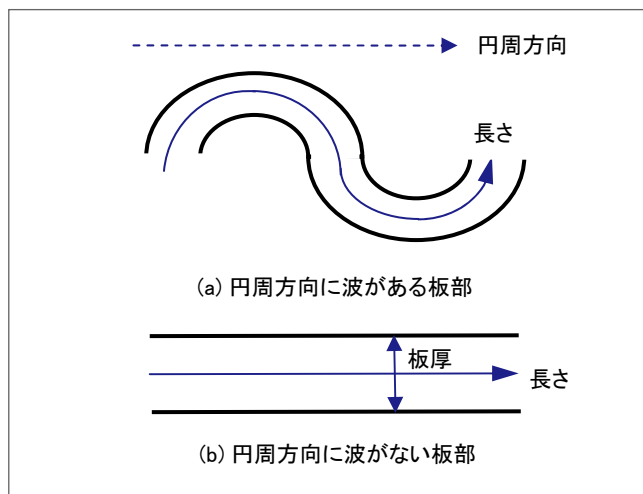


図4 車輪板部の円周方向長さ

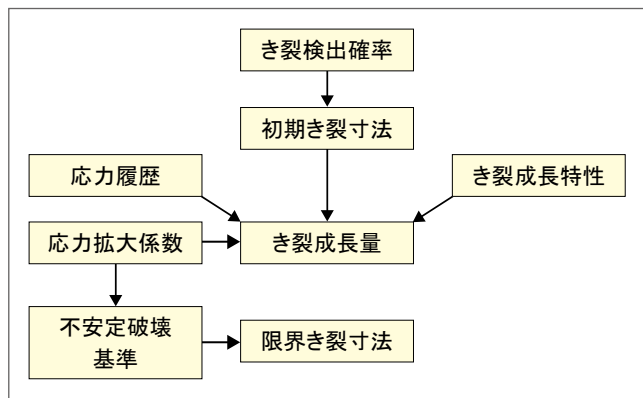


図5 破壊力学モデルの基本的構成要素

確率論的破壊力学による車軸の健全性評価

1920年、グリフィスによるガラスの脆性破壊の研究に始まる破壊力学は、その後アメリカ機械学会の「ボイラ及び圧力容器規格」などに取り入れられ、本格的に実用化されるようになりました。現在では、この破壊力学によるき裂進展と最終的な不安定破壊を予想するための手法は確立されており、図5はそのための基本的構成要素を示したものです。しかしこれら構成要素はかなりばらつき、不確実性があります。しばしば安全側の境界が用いられ、安全側の積み重ねは、過度に安全側の結果をもたらすこととなります。

より現実的な結果を得る一つの方法は、重要な入力をランダム変数として考慮し、出力を決定値としてではなく、統計分布として示すことです。この分布によって、時間の関数としての構成要素の信頼性が求まり、取替えに関する意思決定、設計、検査などを構成要素の信頼性に基づいて行うことができます。このように、対象とする構造物および構造機器の破壊に対応した数値モデルを用いて、破壊確率を定量的に評価するための手法を確率論的破壊力学(PFM)と呼びます。このPFMを用いて新幹線車軸の健全性を総合的に評価しました。

車軸の健全性に大きな影響を及ぼす因子は何か？

車軸(半径 r)の破壊は、車輪圧入部の車輪ボス穴との微小な振幅の相対滑りによる摩耗を起点としたき裂が進展して起こるとします。き裂は各圧入部に一つ存在すると考え、き裂深さ a および半幅 b を決定します。これらのき裂は走行前の検査によって、ある確率 P_{ND} で発見されないものと考え、その不確実性を考慮します。発見されなかったき裂のうち、走行中の最大負荷時において、応力の特異性の強さを表す応力拡大係数の範囲(ΔK)が、車軸材の下限界応力拡大係数範囲(ΔK_{th})を越えるものは、走行による繰り返し応力によって成長すると考え、進展解析を行います。進展則の定数(C)についても確率分布を仮定します。走行距離 R を0とし、シミュレーションを行う車軸数 $I(=1)$ に P_{ND} を乗じて定期検査の影響を考慮します。例えば P_{ND} が0.5ならば、破壊するとしても0.5本で、0.5本は定期検査で発見されて廃棄され、破壊しないと考えるのです。走行中の車軸への負荷は直線走行時と曲線走行時は異なりますので、それを考慮して走行距離に応じて負荷を発生させます。それらの負荷での ΔK と ΔK_{th} を比較して成長するかどうかを判断し、成長する場合には進展解析を行い、進展量 Δa 、 Δb を計算します。最終的な破壊は、き裂先端が車

軸の中心に達した時点で起こるものとしました。ある時点での破壊確率は、その時点においてき裂が破壊を起こす大きさに達した確率に等しいものとします。さらに比較のため、走行中の定期検査は3万kmごとに行うものとし、その影響を考慮しました。解析は30万km走行まで行いました。また抽出数 (N_{TRY}) があらかじめ定めた数 (N_{TOTAL}) に達した場合、解析を終了します。この研究では、モンテカルロ法によって、破壊確率と走行距離の関係を求めました。モンテカルロ法は、入力としてそれぞれの分布から無作為に抽出したランダム変数を用いて、連続的に計算を行うことです。これは、寿命計算のための入力を与え、連続してサイコロを転がすことと同じです。解析の詳細なフローチャートを図6に示します。また図7に、代表的な解析結果を示します。

本研究によって、種々の因子がどの程度車軸の破壊確率に影響を及ぼすかが判明しました。それを列記すると、

- (1) 表面焼入れによる車軸の圧縮残留応力は、破壊確率に大きな影響を与える。圧縮残留応力層が深い反ギヤ側では、かなり大きな初期き裂を仮定しても、30万km走行時点での累積破壊確率はほぼ0に等しい。
- (2) 走行線区の違いは、累積破壊確率にほとんど影響を及ぼさない。
- (3) 超音波探傷の精度を高めると、破壊確率はかなり低くなり、初期の交番検査時の探傷においてき裂を発見して廃棄することができるため破壊確率が収束し、それ以後の探傷の影響はなくなる。

これらの結果より、車軸の健全性を高めるため、圧縮残留応力の重要性や、超音波探傷の省略の可能性も検討できます。

おわりに

以上、シミュレーション技術の適用例として、車輪・車軸の強度に関する解析例を示しました。シミュレーションは、「理論」、「実験」と並ぶ科学技術の第三の方法として、最先端の研究開発に欠かせないものです。今後、スーパーコンピュータの性能がさらに向上し、かつ安価な利用が可能となるに伴い、非常に幅広い分野での利用が期待されています。鉄道分野の研究においても、実験や理論で解決が困難なことが、シミュレーションによって初めて解明されることも出てくるでしょう。また実物を準備することなく検討が可能となり、研究開発に留まらず、ライフサイクルにわたる安全性や信頼性の評価が可能となることが期待されます。[RRR]

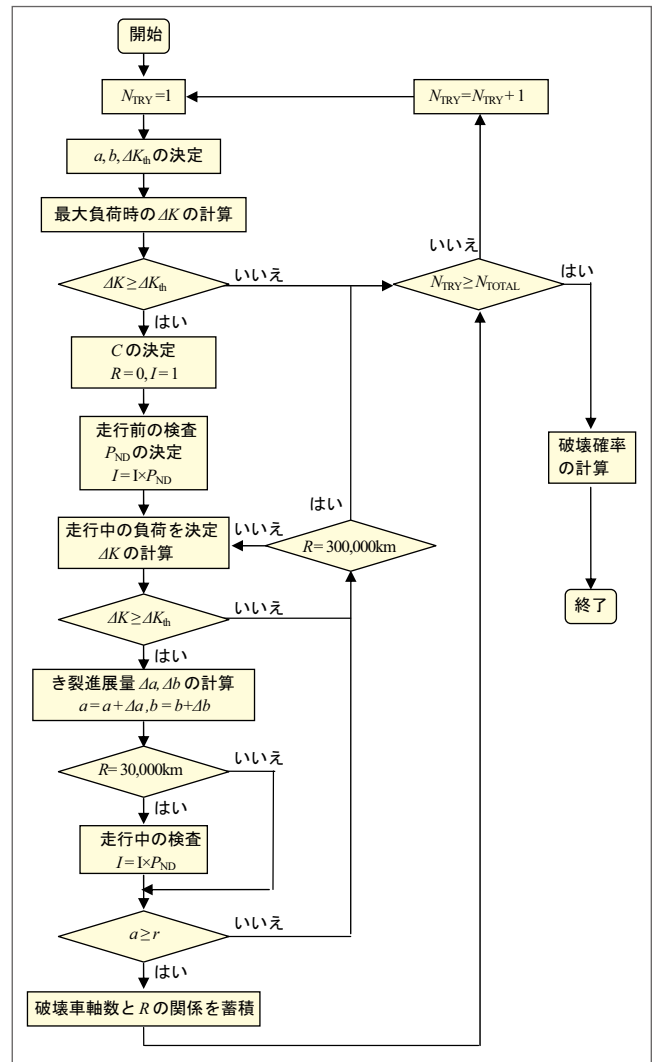


図6 解析のフローチャート

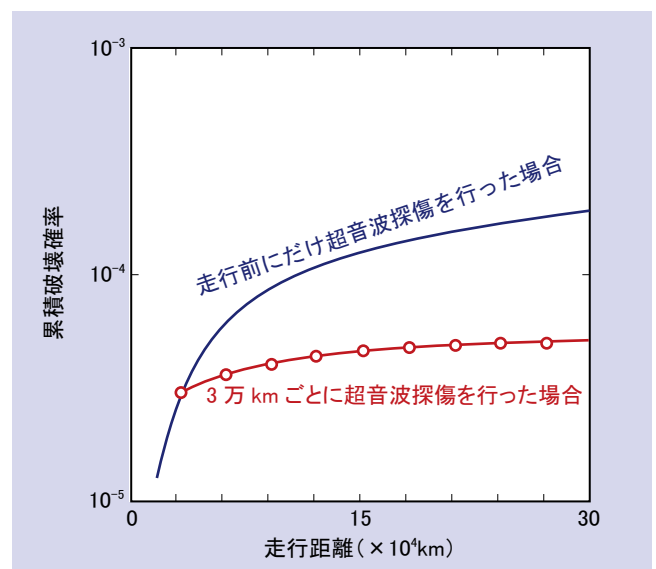


図7 走行距離に対する車軸の累積破壊確率 (ギア側：初期平均き裂深さが3mm)