

# <研究課題> トレーラのホイール損傷事故の対策に関する研究

代表研究者 広島工業大学共同研究機構 技師補 新原 美子  
 共同研究者 広島商船高等専門学校商船学科 准教授 徳田 太郎  
 共同研究者 広島工業大学情報学部情報工学科 准教授 大谷 幸三

## 【まとめ】

トレーラ用ホイールの破損原因を調べるため、ホイールに使用される SAPH400 鋼の疲労試験を行い、S-N 曲線を求めた。また、走行時を想定したホイールの応力解析を行った。それらの結果より、ホイールはボルト穴付近で応力が集中し、そこを起点にき裂が発生し、疲労破壊を起こしたため破損に至ったことが明らかになった。そのため、S-N 曲線の結果を元に設計段階で安全率に余裕を持たせることが重要であると考えられる。

## 1. 研究の目的

近年、大型トレーラー等の横転や脱輪事故が多発している。その中でも脱落した車輪による死亡事故も起こっていることから、こうした事故を未然に防ぐための早急な原因究明と対策が求められている。これらの事故原因として、荷物の過積載や片寄り、ホイールの強度不足による破損等が挙げられる。とくに、ホイールの破損を原因としたトレーラの横転や脱輪事後は人命に関わる大きな問題であり、その原因究明と対策を立てることは喫緊の課題である。

ところで、トレーラーに使用されているホイールは、一般に自動車用構造用熱間圧延鋼材(SAPH400)が用いられているが、本材料の疲労に関するデータは少なく、S-N 曲線も見当たらない。

そこで本研究では、トレーラー用ホイールの破損原因を調べるために、SAPH 400 の引張試験および疲労試験を行い、S-N 曲線を求めた。また、実際に破損したホイールおよび疲労試験後の試験片破断面を SEM により観察し、さらに有限要素解析によるホイールの応力解析を行い、ホイール破損の原因について検討を行った。

## 2. 研究方法

### 2-1 供試材および試験片

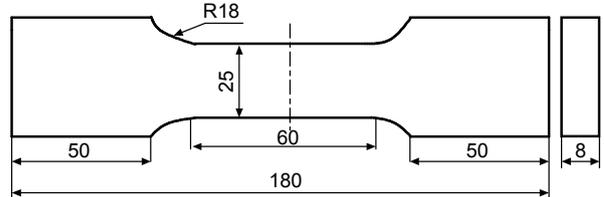
供試材は、自動車構造用熱間圧延鋼板 (SAPH400) であり、それを Fig.1 に示す形状・寸法の試験片に機械加工した後、試験片中央部に同図(a)または(b)に示す切欠き(深さ 8mm, 切欠き底曲率半径 0.6mm)をボール盤およびダイヤモンドやすりにより付与させた。なお、走行時のホイールに加わる荷重を想定し、荷重を主応力方向およびせん断方向から負荷させるため、当面切欠きは荷重軸に対して垂直および 45° 方向の 2 種類とした。以下、前者を垂直切欠き材、後者を 45° 切欠き材と呼称する。今回、実験に用いた SAPH400 の化学成分を Table 1 に示す。なお、熱処理は行っていない。

Table 1 SAPH400 の化学成分。

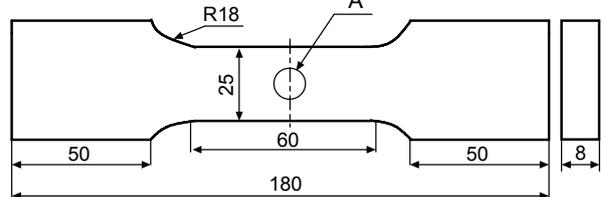
Chemical composition (wt%)

C	Si	Mn	P	S
0.160	0.000	0.510	0.018	0.003

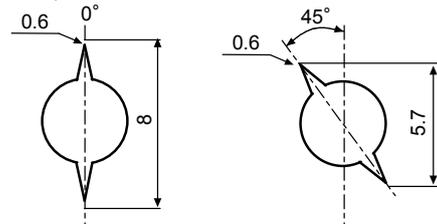
(a) Smooth specimen



(b) Notched specimen



Detail of part A



Vertical notch

45° notch

[Unit:mm]

Fig.1 試験片形状および寸法

## 2-2 引張試験

引張試験には、Fig.1(a)に示す平滑材を用い、オートグラフ(容量 250kN, 島津製作所(株))を使用して行った。引張試験の条件は、大気中(298±2K)下で、引張速度を  $1.7 \times 10^{-5} \text{m/s}$  とした。

## 2-3 疲労試験

疲労試験には、油圧サーボ型疲労試験機(島津製作所(株)製 EHF-EV050 K1-010-0A 型)を用いて行った。試験条件は、大気中(298±2K), 繰返し速度  $f=20\text{Hz}$ , 完全片振引張(応力比  $R=0.1$ )の正弦波荷重制御下とし、 $10^7$ 回サイクルをもって疲労限度とした。

2種類の切欠き付き試験片(以下、切欠き材)が、荷重方向に対して、最大主応力方向または最大せん断応力方向のどちらかに破断しているのかを確認するため、工具顕微鏡を用いて破断した試験片の破断き裂進展方向の角度を測定した。

## 2-4 応力分布等の解析

シミュレーション解析によりホイールの破壊位置を特定するため、ホイールの変形ならびに応力の解析を、汎用有限要素法解析ソフト ANSYS で行った。解析モデルを Fig.2 に示す。なお、解析条件は要素形状を 10 節点 4 面要素(要素 127 個)とし、要素総数 23432 個、節点総数 11523 個、境界条件はタイヤの空気圧を 8.4MPa, 路面反力を 3300N, ボルト穴は変形拘束(固定)で行った。

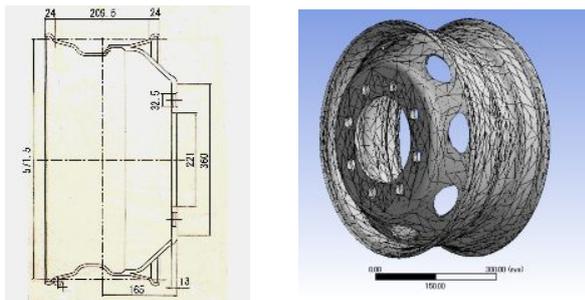


Fig.2 解析モデル

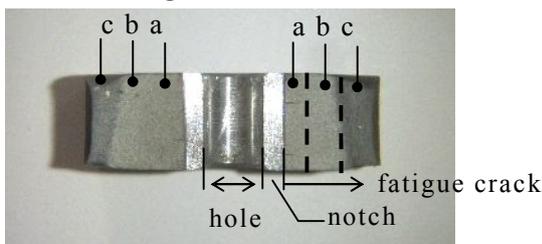


Fig.3 デジタルマイクロスコープによる破面写真と観察位置

## 2-5 破面の観察

走査型電子顕微鏡(JSM-5900LV, 日本電子製)を用いて、各試験後の試験片破面観察を行った。但し、観察位置は、Fig.3 に示すように切欠き部を中心として、左右 I, II, III の 3ヶ所とした。なお、I をき裂発生面、II を中間面、III を最終破断面とした。

## 3. 研究の成果

### 3-1 SAPH400 鋼の引張試験

3本の試験片で引張試験を行った。その結果の平均値は、降伏点が  $283 \pm 5 \text{MPa}$ , 引張強さが  $419 \pm 3 \text{MPa}$  となった。比較のため、SS400 鋼の JIS4 号試験片を用いて、同条件下で引張試験を行ったところ、降伏点は  $303 \pm 2 \text{MPa}$ , 引張強さは  $444 \pm 1 \text{MPa}$  となり、SAPH400 鋼の引張特性は SS400 鋼のそれと類似していた。

### 3-2 SAPH400 鋼の S-N 曲線

SAPH400 の S-N 曲線を作成するために、上述 2-3 節の方法で疲労試験を実施した。疲労試験から得られた結果を元に作成した S-N 曲線を Fig.4 に示す。これより、疲労限度付近の低応力域では、垂直切欠きおよび  $45^\circ$  切欠き材の疲労限度は、それぞれ  $\sigma_{\text{max}}=90 \text{MPa}$  および  $110 \text{MPa}$  となっており、主応力方向に荷重が加わる垂直切欠き材の方が疲労寿命は短いことがわかる。

また、切欠き方向によるき裂進展方向の違いを確認するため、疲労破壊した試験片を観察してみた。Fig.5 にその代表例を示す。疲労試験後の試験片の破断方向の角度測定において、初期破断部(切欠き先端)から最終破断部までの破断面の形状が一定ではないため、Fig.6 のように、初期破断部から最終破断部までを直線(破線)で近似し、

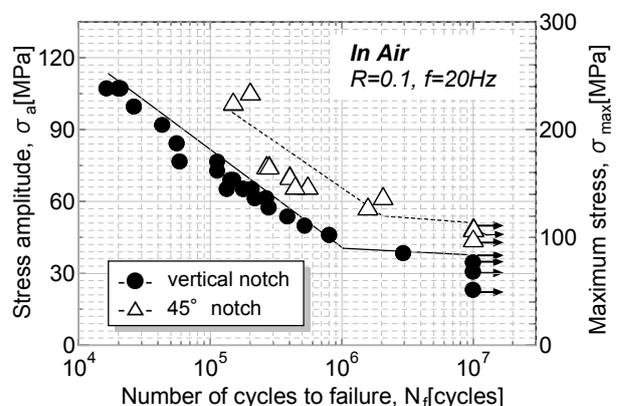
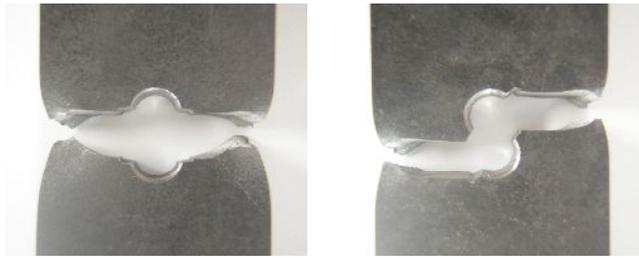
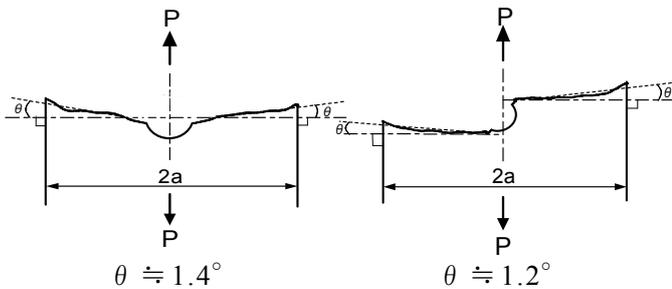


Fig.4 S-N 曲線 (大気中)



(a) 垂直切欠き材 (b) 45°切欠き材  
Fig.5 疲労破断後の代表的な様相



(a) 垂直切欠き材 (b) 45°切欠き材  
Fig.6 疲労破断の方向を示す模式図

試験片側面および切欠き先端を十字線に合わせ0度を取った上で、工具顕微鏡によりき裂の進展方向の角度を測定した。その結果、垂直切欠き材の場合、荷重軸方向に対し切欠き先端から約1.4°の角度を持って破断しており(同図(a))、45°切欠き材の場合、荷重軸方向に対して切欠き先端から約1.2°の角度を持って破断していることが判明した(同図(b))。以上のことから、本研究で行った疲労試験で破断した試験片は共に、荷重軸方向に対して垂直な最大主応力方向に向かって破断していると言える。

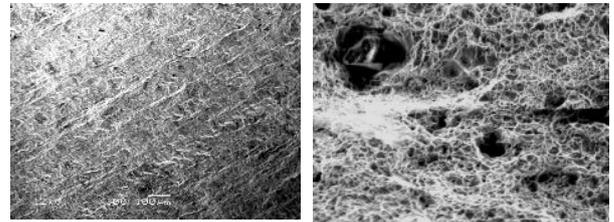
ここで、材料に応力集中を起こす切欠き形状は、その疲労特性に負荷応力分布が大きく影響し、破壊様式、疲労限度などが決定される。そのため、応力集中係数のみならず、試験片内の応力分布を理解することが重要である。そこで、汎用の有限要素解析ソフトを用いて、平面応力状態の二次元弾性解析を行った。その結果、いずれも応力は、切欠き先端に集中しており、その大きさは垂直切欠き材の方が45°切欠き材に比べて大きくなった。従って、ホイールにせん断方向から加わる荷重を想定した45°切欠き材の疲労寿命が大きくなったものと考えられる。

### 3-3 ホイールの破断面観察

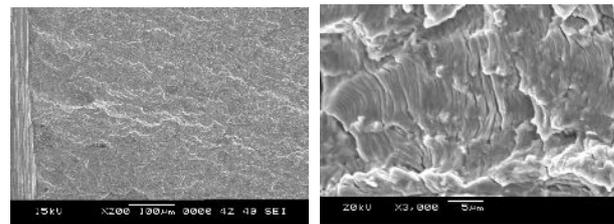
実際に事故を起こしたホイールから採取した破断面をSEMにより観察した。また、参考として、ホイール断片を引張破壊した

破断面を同様に観察し、両者を比較した。前者を Fig.7(a)に、後者を同図(b)に示す。一般に、金属材料の疲労破面には、不連続成長帯やストライエーションと呼ばれるものが観察されることが知られているが同図(a)に示すように実際に事故を起こしたホイールの破断面にも不連続成長帯と思われる部分が観察された。一方、一般に金属の引張破面には、通常ディンプルと呼ばれる細かいくぼみが全体に観察されるが、同図(b)の引張破断面にも同様なディンプル模様が観察された。

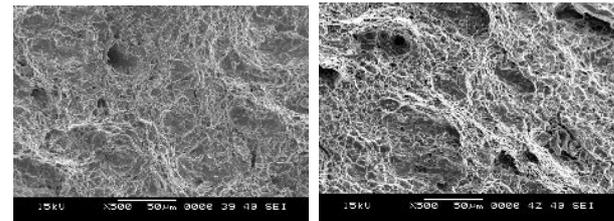
次に、上述3-1、3-2節の引張および疲労試験で破断した試験片の破断面を観察した。その結果を Fig.8 に示す。これより、引張試験による破面(同図(d))は、Fig.7 (b)に見られたものと同様なディンプル模様が観察された。これに対し疲労試験を行って破断した試験片には、中間面にストライエーションと思われる部分が観察され、最終破断面にはディンプルが観察され、延性破面となっていた。き裂発生面ではストライエーションと思われる模様がほとんど見られな



(a)ホイール断面 (b)引張試験後の断面  
Fig.7 破損した実際のホイール断面の様相



(a) 疲労試験片断面 (観察位置 I) (b) 疲労試験片断面 (観察位置 II)



(c) 疲労試験片断面 (観察位置 III) (d) 引張試験片断面

Fig.8 試験片のSEMによる破面様相

ったが、疲労特有である不連続成長帯と思われる部分や、繰返し荷重によるものと考えられる、つぶれ面などが観察された。最終破断面においてディンプルが確認される要因としては、切欠き先端からのき裂増加により、き裂進展速度が上昇することによって最終サイクル時の引張りにより一気に破断したためと考えられる。以上のことから、実際に事故を起こしたホイールは金属疲労によって破壊している可能性が高いと考えられる。従って、こうした事故を未然に防ぐためには、SAPH400の疲労強度特性調査の上、それをもとにホイールの強度設計を行う段階で安全率に十分な余裕を取る必要がある。そこで、次節では、ホイールの強度解析を行った結果について詳述する。

### 3-4 応力分布等の解析

上述 2-4 節の条件により、ホイールの変形および応力の解析を汎用有限要素法解析ソフト ANSYS で行った。Table2 に解析に用いた材料特性を示すが、その値は 3-1 で得られたものとした。Fig.9 に解析結果を示す。同図(a)は最大相当応力  $\sigma_e$  の発生位置と大きさを示している。これより、相当応力  $\sigma_e$  は路面反力近接側のボルト穴の最外部で最大となっている。また、その大きさは  $\sigma_e = 179\text{MPa}$  であり、引張試験の結果から得られた降伏応力 (289MPa) の 61%にまで達していることがわかった。この時の安全率は 1.61 であり、走行中のホイールは塑性変形を誘発し易いきわめて危険な状態であったことは十分に考えられる。

次に、同図(b)および(c)に示すボルト穴付近の最大主応力  $\sigma_1$  および最小主応力  $\sigma_2$  の発生位置と大きさより、最大主応力  $\sigma_1$  および最小主応力  $\sigma_2$  は、それぞれ  $\sigma_1 = 206\text{MPa}$ 、 $\sigma_2 = -151\text{MPa}$  となっている。これは、ボルト穴の最外部では平均応力が  $27.5\text{MPa}$ 、応力振幅が  $178\text{MPa}$  の両振り繰返し応力が加わっていることを示唆している。また、寿命評価にあたっては、疲労試験結果より、垂直切欠き材および  $45^\circ$  切欠き材材の疲労限度はそれぞれ約  $90\text{MPa}$ 、約  $110\text{MPa}$  であり、切欠き材の疲労限度を約  $100\text{MPa}$  とすると、ホイールのボルト穴最外部は疲労限度の約 178%の応力が加わっており、疲労安全率は 0.56 であることが判明した。これより、走行しているトレーラーのボルト穴部分には疲労破壊に至るに十分な繰返し荷重が加わっていることが考えられる。実際に

走行中に破壊したホイールは、その大部分がホイールのボルト穴付近からき裂が発生または破壊していたことから、この解析結果と併せて考察すると、ホイールはボルト穴付近で応力が集中し、そこを起点にき裂が発生・進展し、疲労破壊を起こしたため事故に至ったものと考えられる。従って、こうした事故を未然に防ぐためには、SAPH400の疲労強度特性調査の上、それを元にホイールの強度設計を行う段階で安全率に十分な余裕を取る必要がある。

### 4. 今後の課題

ホイールの破損原因を解明するためには、本研究のような垂直またはせん断方向の応力のみならず、多軸応力を考慮した負荷応力下での解析が必要である。そのため、今後はさらに詳細な走行時のホイールの応力解析を行っていく。

### 5. 研究結果の公表方法

日本機械学会へ論文を投稿する予定である。

Table2 解析に用いた材料特性

yield point $\sigma_y(\text{MPa})$	tensile strength $\sigma_B(\text{MPa})$	young's modulus E(MPa)	poisson's ratio $\nu$
289	417	21000	0.3

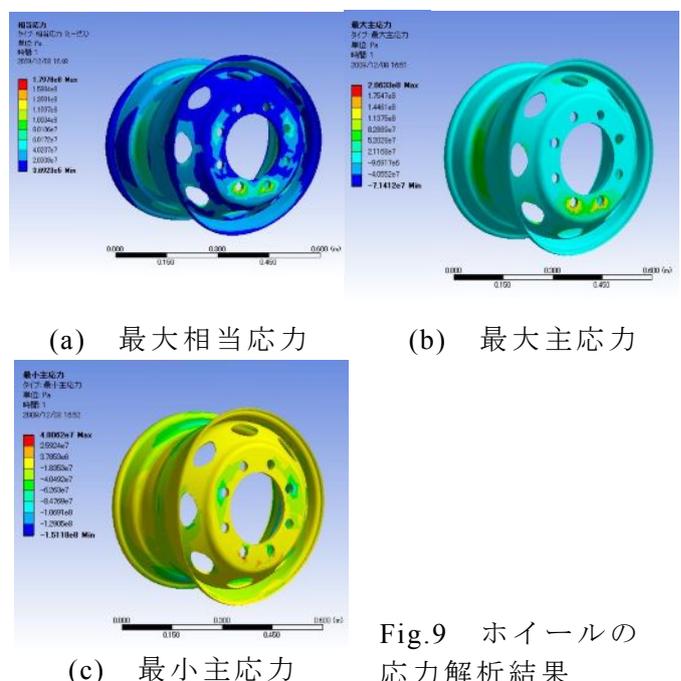


Fig.9 ホイールの応力解析結果

### 参考文献

- 1) 社団法人 日本材料学会, 材料強度学 (2005). 以下, 省略.