

卒業論文

非定常伝熱 - 応力有限要素法解析による
鉄道用ブレーキディスク締結部の強度評価

1 p ~ 65 p 完

平成 16 年 2 月 4 日提出

指導教官 泉 聡志 講師

30173 小玉航平

目次

1 序論	6
1-1 研究背景	7
1-1-1 新幹線運転速度	7
1-1-2 ブレーキ装置の課題	7
1-1-3 JRによるブレーキ実試験	9
1-1-4 目的	9
1-2 本論文の構成	9
2 解析対象モデルのモデリングと境界条件説明	10
2-1 モデリング	11
2-2 境界条件	14
2-3 初期条件	15
3 JRブレーキ試験のシミュレーション	16
3-1 緒言	17
3-2 JRによる実試験手法	17
3-3 シミュレーションによる伝熱解析手法	19
3-3-1 ブレーキディスクへの熱の流入の設定	19
3-3-2 接触熱伝導の設定	20
3-3-3 熱伝達率の設定	22
3-3-4 解析時間の設定	24
3-3-5 温度分布調整法	25
3-3-6 温度測定点	26
3-4 シミュレーションによる応力解析手法	28
3-4-1 荷重の定義	28
3-4-2 拘束条件	28
4 解析結果	30
4-1 非定常伝熱解析結果	31

4 - 1 - 1 緊急ブレーキによる温度の時間変化結果	31
4 - 1 - 2 各部温度分布結果	37
4 - 2 応力解析結果	40
4 - 2 - 1 軸力の時間変化.....	40
4 - 2 - 2 ボルトの応力状態と曲げ結果	45
4 - 2 - 3 ボルト座面の相対すべり	50

5 結果考察..... 53

5 - 1 伝熱解析結果考察	54
5 - 2 応力解析結果考察	63
5 - 3 結言.....	64

図目次

図 1-1	現行型ブレーキ 1/4 分割図	8
図 1-2	次期導入型ブレーキ 1/4 分割図	8
図 1-3	初期速度別のブレーキによるボルトの最高温度	8
図 2-1	現行型 1/12 分割モデルメッシュ図 節点数 77176	11
図 2-2	次期導入型 1/12 分割モデルメッシュ図 節点数 41331	11
図 2-3	現行型 1/12 分割モデル接触定義エリア図	12
図 2-4	次期導入型 1/12 分割モデル接触エリア定義図	12
図 2-5	現行型ブレーキ各部名称	13
図 2-6	次期導入型ブレーキ各部名称	13
図 2-7	現行型ブレーキの境界対称条件エリア図	14
図 2-8	次期導入型ブレーキの境界対称条件エリア図	15
図 3-1	押し付け力変化グラフ	18
図 3-2	減速度変化グラフ	18
図 3-3	熱流束変化グラフ	20
図 3-4	接触面付近の温度分布	20
図 3-5	単一セルモデル図	21
図 3-6	現行型ディスク温度測定点	26
図 3-7	次期導入型ディスク温度測定点	27
図 3-8	現行型ブレーキ拘束条件図	28
図 3-9	次期導入型ブレーキ拘束条件図	29
図 4-1	現行型 400km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	31
図 4-2	次期導入型 400km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	32
図 4-3	現行型 360km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	33
図 4-4	次期導入型 360km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	33
図 4-5	現行型 300km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	34
図 4-6	次期導入型 300km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	34
図 4-7	現行型 275km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	35
図 4-8	次期導入型 275km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	35
図 4-9	現行型 240km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	36
図 4-10	次期導入型 240km/hからの緊急ブレーキによる温度の時間変化	36
図 4-11	現行型ブレーキ時間別の温度分布コンター図	38
図 4-12	次期導入型ブレーキ時間別の温度分布コンター図	39
図 4-13	400km/hからの緊急ブレーキによる軸力の変化	40
図 4-14	最大軸力時の温度分布図	42

図 4 -15	最小軸力時の温度分布図	43
図 4 -16	300km/hからの緊急ブレーキによる軸力の変化.....	44
図 4 -17	ボルト観察方向図	45
図 4 -18	0 . 0 1 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図	45
図 4 -19	60 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図.....	46
図 4 -20	1000 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図.....	46
図 4 -21	0.01 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図.....	47
図 4 -22	60 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図.....	48
図 4 -23	600 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図.....	48
図 4 -24	400km/hからの緊急ブレーキによる軸部の応力変化	49
図 4 -25	300km/hからの緊急ブレーキによる軸部の応力変化	50
図 4 -26	400km/hからの緊急ブレーキによる相対座面すべりグラフ	51
図 4 -27	300km/hからの緊急ブレーキによる相対座面すべりグラフ	52
図 5 -1	現行型ディスク最高温度比較グラフ.....	54
図 5 -2	現行型ボルト最高温度比較グラフ	55
図 5 -3	現行型車輪ボス部最高温度比較グラフ	55
図 5 -4	現行型車輪中央板部最高温度比較グラフ	56
図 5 -5	現行型車輪リム部最高温度比較グラフ	56
図 5 -6	現行型ブレーキ時刻暦温度比較グラフ 1	57
図 5 -7	現行型ブレーキ時刻暦温度比較グラフ 2	57
図 5 -8	現行型ブレーキ時刻暦温度比較グラフ 3.....	58
図 5 -9	次期導入型ディスク部最高温度比較グラフ.....	58
図 5 -10	次期導入型ボルト部最高温度比較グラフ	59
図 5 -11	次期導入型車輪ボス部最高温度比較グラフ	59
図 5 -12	次期導入型車輪中央板部最高温度比較グラフ	60
図 5 -13	次期導入型車輪リム部最高温度比較グラフ.....	60
図 5 -14	次期導入型ブレーキ時刻暦温度比較グラフ 1.....	61
図 5 -15	次期導入型ブレーキ時刻暦温度比較グラフ 2.....	61

第 1 章 序論

1-1 研究背景

1-1-1 新幹線運転速度

1964 年、東海道新幹線が開業した当時の新幹線の営業最高時速は 200km/h である。日々、新幹線の性能は向上しており現在の日本での営業最高時速は 285km/h であり、2007 年には新型車両による 300km/h の営業運転を予定している。ヨーロッパなどの日本よりも国土が広く、レールの直線距離の長い国では最高速度を出しやすい環境がそろっているために 350km/h での営業運転を計画している。

1-1-2 ブレーキ装置の課題

ブレーキ装置とは高速でレールの上を走る新幹線の速度の二乗に比例して大きくなるエネルギーを熱に変換することで止める非常に重要な装置である。

現在使われている現行型ブレーキディスクは図 1-1 に示したようなブレーキディスクを車輪ボス付近で締結したものである。この現行型ブレーキディスクは材質面での性能改善は図られてきたが新幹線開業時から大きな構造的な変更を受けておらず、近年ブレーキディスク締結物であるボルトの緩みや折損事故が多数報告されている。

また、摩擦面が締結部から離れているためにディスクが外側へそるような熱変形を起こすという特徴があり、ディスクはボルトのみによって支えられているためにブレーキライニングとの摩擦力によってディスクのずれが生じる可能性がある。

図 1-2 はボルトの緩み、折損事故を受けて JR 東日本が開発中のブレーキディスクである。このディスクの構造的な特徴はディスク締結部が摩擦面の中央に存在することである。ブレーキディスクを摩擦面の中央で締結するためブレーキディスクの外側へそるような熱変形は軽減された。またブレーキディスクと車輪の間に新たにブレーキディスクのずれ防止用のキーを設ける事でブレーキ時に締結用ボルトにかかる負荷を軽減するように設計されている。しかし締結用のボルトが摩擦面の中央にあることでブレーキ時のボルトの温度上昇は現行型よりも大きく、実試験でのブレーキテストでは図 1-3 の初期速度別のブレーキによる現行型、次期導入型ブレーキのボルトの最高温度を示すグラフ[1]のように 400km/h からのブレーキでは 300℃ 近くにまで達する。

ブレーキ装置はディスクの熱変形などが少なく、ブレーキよりブレーキディスク締結体に損傷をあたえるものではあってはならない。また営業運転速度域で十分な制動性能を発揮するため営業運転以上の速度でのブレーキにも耐えうる必要がある。そのため現行型ブレーキから次期導入型ブレーキへの試行がされている。

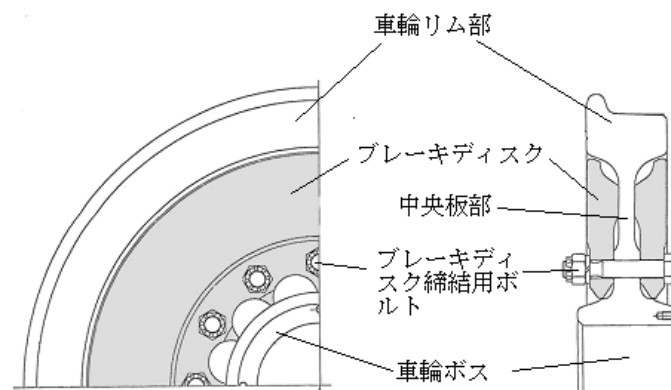


図 1-1 現行型ブレーキ 1/4 分割図

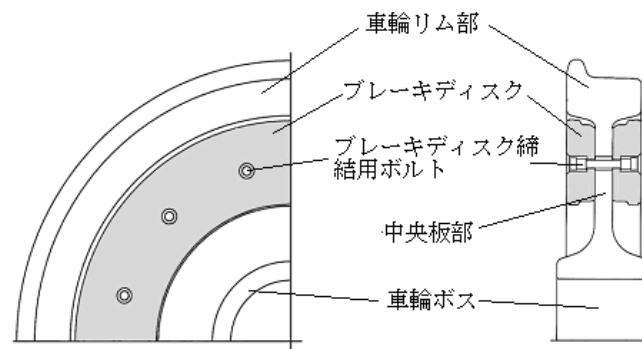


図 1-2 次期導入型ブレーキ 1/4 分割図

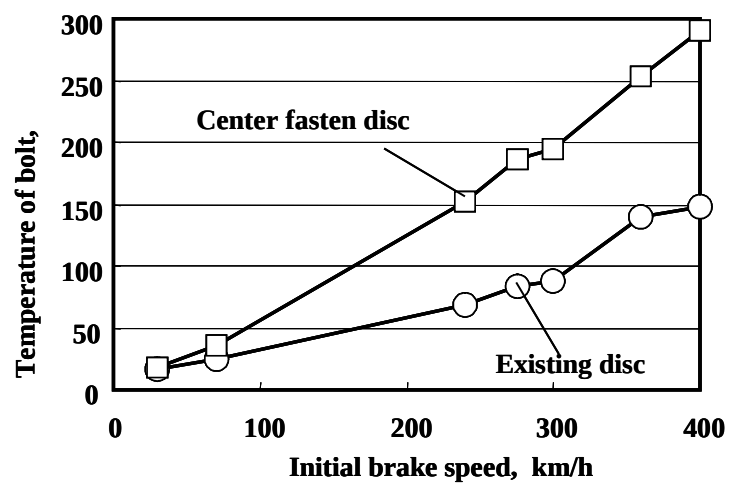


図 1-3 初期速度別のブレーキによるボルトの最高温度

1-1-3 JR によるブレーキ実試験

現行型ブレーキ及び次期導入型ブレーキの性能を調査するために JR はブレーキディスク、ボルト、車輪にもっとも負担がかかる緊急ブレーキを模擬したベンチテストを行い、ブレーキディスク、車輪、ボルト、ブレーキライニングの温度測定ボルトにかかる応力測定、ディスク-ライニング間の速度別摩擦係数の測定を行った。

このブレーキ実試験での温度の測定は熱電対をブレーキディスク、車輪、締結用のボルトの数箇所に埋め込ませて測定するため大まかな温度分布の傾向はわかっても真に温度の高い場所や全体の温度分布を知ることはできない。さらに、JR のブレーキ試験では 4 アクティブ 1 ゲージ法にてボルトにゆがみゲージ 4 つを貼る事でボルトの応力測定の試みが行われたが、ゆがみゲージは高温用で 350℃、接着剤で 300℃ を超えた時の精度は低いためひずみを参考値として扱う程度で十分な測定ではなかった。

1-1-4 目的

本論文では次期導入型ブレーキと現行型ブレーキの車輪、ブレーキディスク、締結用のボルトに対し非定常伝熱-応力有限要素法解析を行うことで次期導入型と現行型のブレーキディスク締結用ボルト強度の比較評価、設計の指針を示していくことを目的とする。

有限要素法を用いたブレーキ装置の解析に関する研究は主に車輪、ディスクの伝熱解析、熱応力解析であった。ブレーキディスク締結用ボルトの緩み、折損の報告から車輪、ブレーキディスクだけではなく車輪、ブレーキディスク、締結用のボルトへと対象を拡大した解析を行う必要がある。

1-2 本論文の構成

本論文では第一章に現在の鉄道の状況とブレーキ装置の問題点、本論文の目的を示した。第二章では解析対象となる 2 種類のブレーキとそのモデリングについての説明を行う。第三章では解析参考となる JR のブレーキ実試験の説明を行い、有限要素法をもちいた非定常伝熱 - 応力解析手法について述べる。第四章では解析結果を示す。第五章で結果の考察と結言を述べる。

第 2 章 解析対象モデルのモデリングと境界条件説明

2-1 モデリング

現行型ブレーキ、次期導入型ブレーキの伝熱解析には ANSYS の定める高次伝熱要素 SOLID90、構造解析には高次構造要素 SOLID95 を用いた。有限要素法においてメッシュの切り方は解析の精度を左右する。メッシュを綺麗に切るため、また計算コストを減らすためにブレーキディスク、車輪、ボルトのモデリングの簡易化を含めたモデリングが必要である。本論文では以下のようなモデリングを行った。

図 2-1、図 2-2 に示すようなブレーキの周期対称性を考慮して扇形に分割した 1 / 12 モデルのブレーキディスク、車輪、ボルト（ピン）のモデリングを行った。ボルトは同寸法のピンとしてモデリングし、各部の丸みづけ、脱輪止め、座金、次期導入ディスクのキー、脱輪止めを省略した。

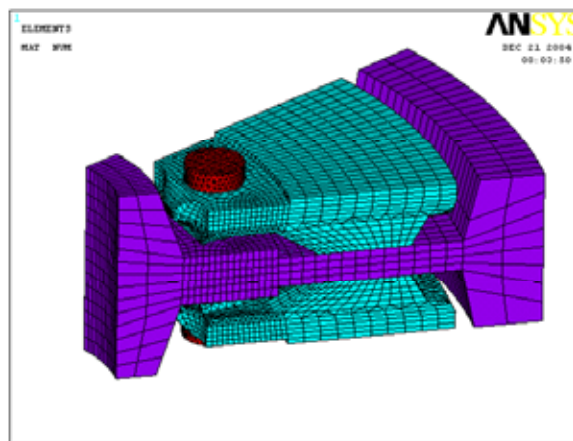


図 2-1 現行型 1/12 分割モデルメッシュ図 節点数 77176

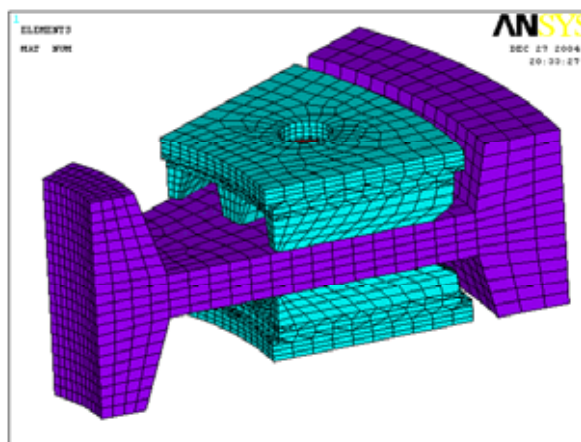


図 2-2 次期導入型 1/12 分割モデルメッシュ図 節点数 41331

以下の図 2-3、図 2-4 のように接触面の定義をおこなった。

接触の判定は異なるボリウムに属する要素同士が図で示したエリアにおいて接するときにおこなわれる。

伝熱解析においてモデル間の熱の授受は接触面を介してのみ行われ、モデル間の輻射熱は考慮していない。また、構造解析においては接触面の摩擦係数を 0.15 と固定する。

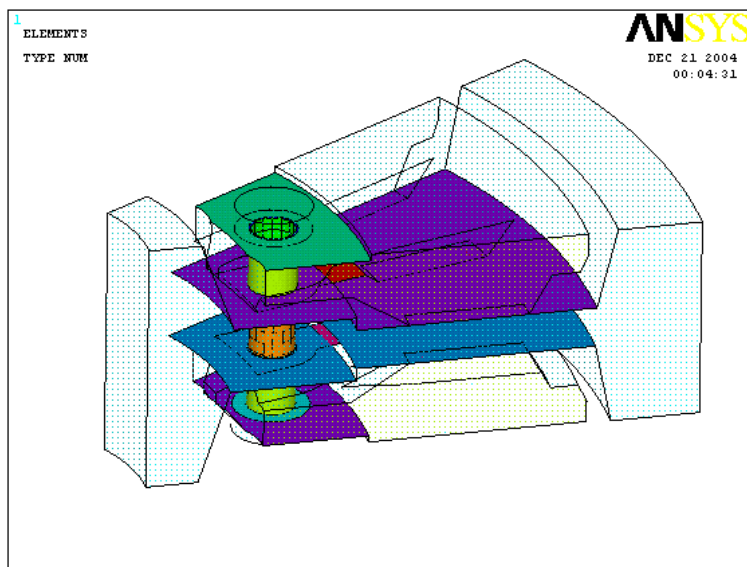


図 2-3 現行型 1/12 分割モデル接触定義エリア図

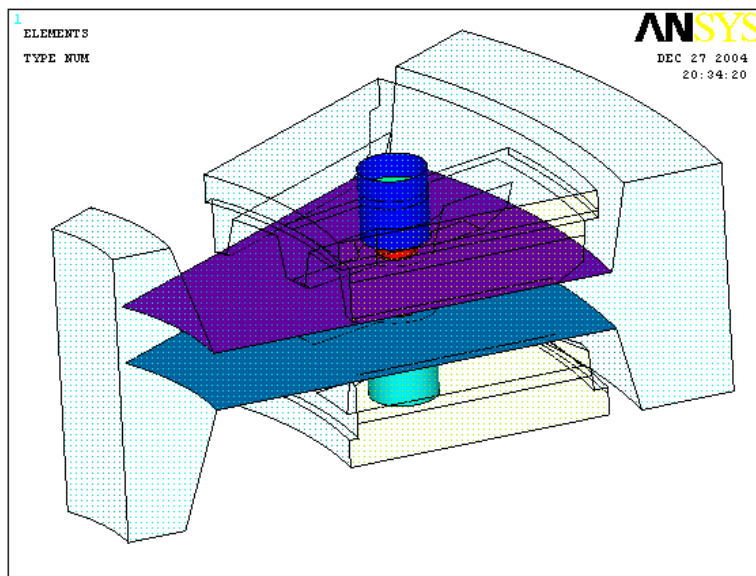


図 2-4 次期導入型 1/12 分割モデル接触エリア定義図

現行型、次期導入型の各部の名称を図 2-5、図 2-6 のように設定した。

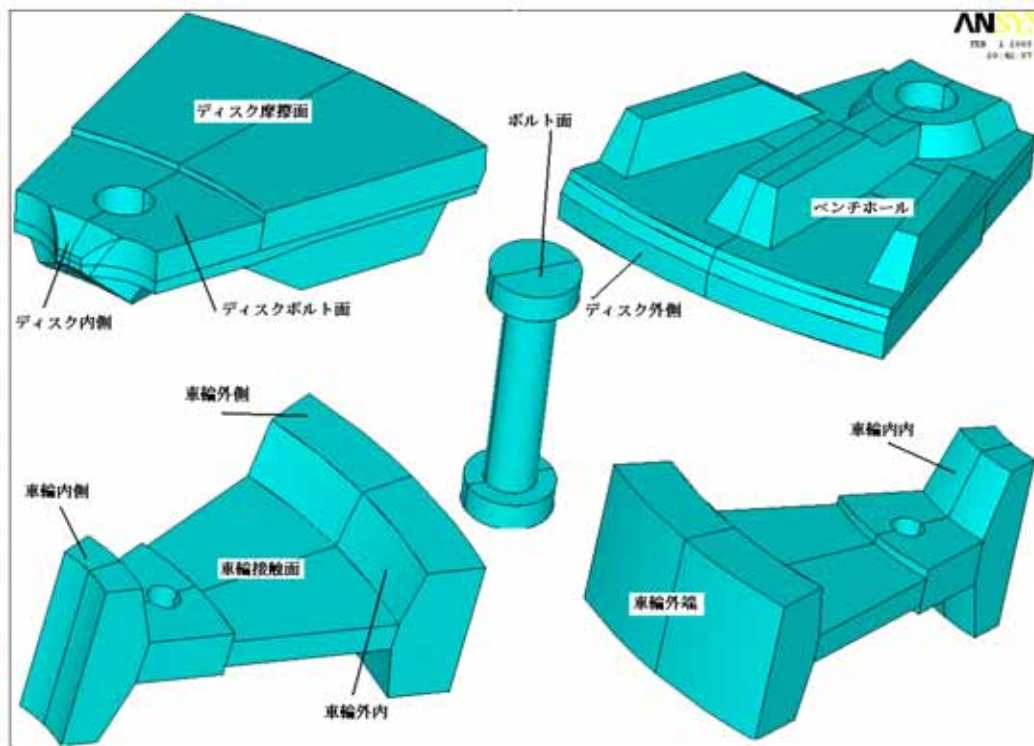


図 2-5 現行型ブレーキ各部名称

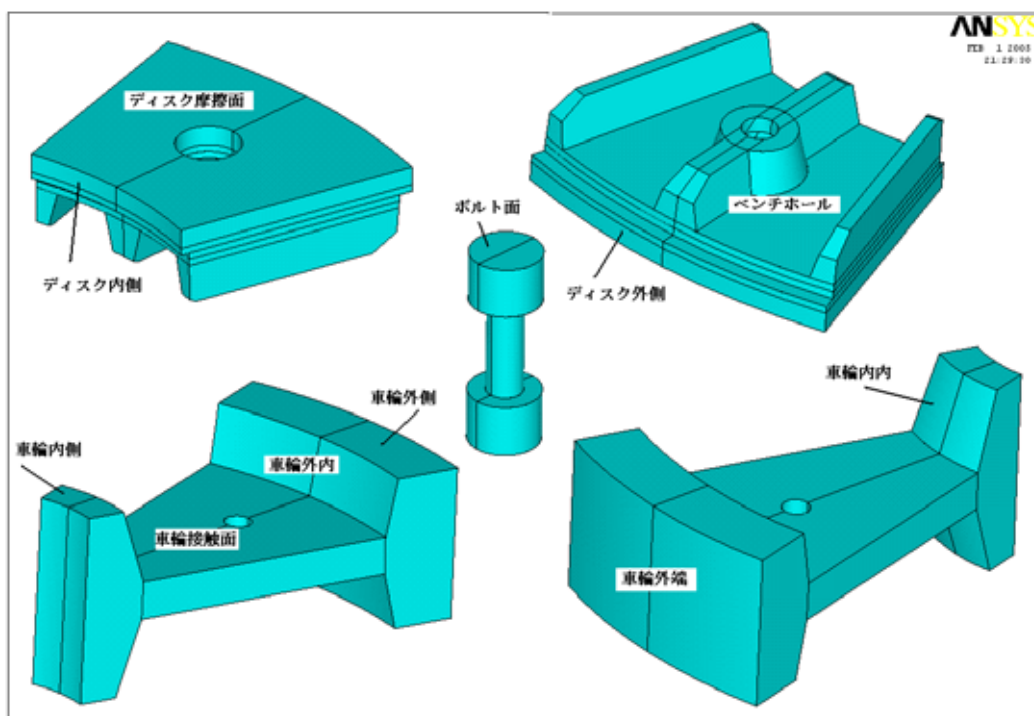


図 2-6 次期導入形ブレーキ各部名称

JR 東日本から提供をうけた各部の物性値を表 1 に示す。

ディスク材						
温度(℃)	ヤング率(GPa)	ポアソン比	熱伝導率(W/(m・K))	比熱(J/(kg・K))	密度(kg/m ³)	線膨張係数(1/℃)
25	200.4	0.3	36.1	453	7.80E+03	-
100	201	0.3	36.5	474	-	-
200	188.3	0.3	-	-	-	1.31E-05
300	181.5	0.3	35	530	-	-
400	171.9	0.3	-	-	-	1.36E-05
500	-	-	32.4	625	-	-
600	115.5	0.3	-	-	-	1.41E-05
700	-	-	28.8	882	-	-
800	67.4	0.3	-	-	-	1.06E-05

ボルト材						
温度(℃)	ヤング率(GPa)	ポアソン比	熱伝導率(W/(m・K))	比熱(J/(kg・K))	密度(kg/m ³)	線膨張係数(1/℃)
25	205.9	0.3	49.8	469	7.80E+03	-
100	187.7	0.3	48.2	507	-	1.17E-05
200	-	-	-	-	-	-
300	192.7	0.3	41.4	620	-	1.40E-05

車輪材						
温度(℃)	ヤング率(GPa)	ポアソン比	熱伝導率(W/(m・K))	比熱(J/(kg・K))	密度(kg/m ³)	線膨張係数(1/℃)
25	205.9	0.3	49.8	469	7.80E+03	-
100	187.7	0.3	48.2	507	-	1.17E-05
200	-	-	-	-	-	-
300	192.7	0.3	41.4	620	-	1.40E-05

表 1 現行型、次期導入型ブレーキの各部物性値表

物性値の線膨張係数参照温度は 290K とする。

2-2 境界条件

境界対称条件を図 2-7、図 2-8 に示す 1/1 2 分割モデルのブレーキディスク、車輪の分割面の白色のエリアに設定した。

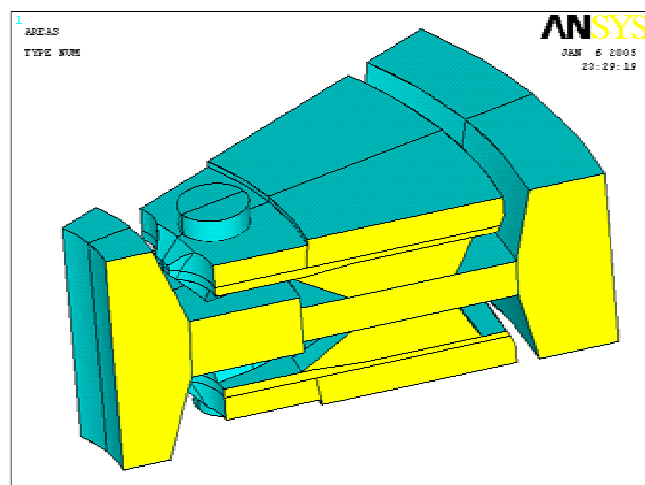


図 2-7 現行型ブレーキの境界対称条件エリア図

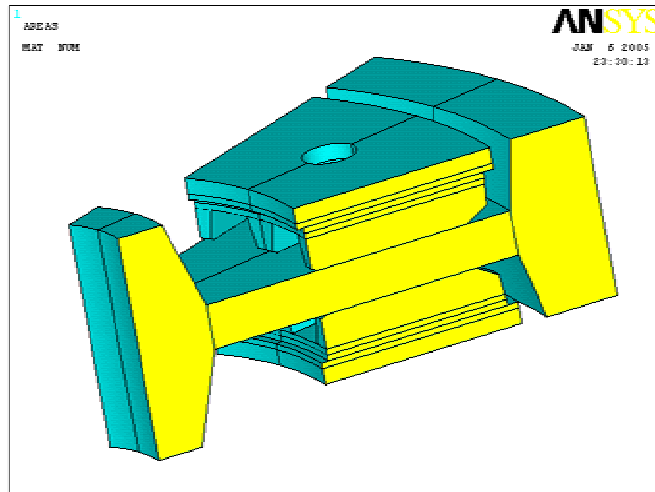


図 2-8 次期導入型ブレーキの境界対称条件エリア図

2-3 初期条件

初期軸力については、ボルト部はネジ山をきっていないボルトナット一体型のピンとして設計したため初期軸力はあらかじめピンを短く設計することでディスクと初期干渉させて軸力を発生させた。なお初期軸力は実際のブレーキのボルトの初期軸力とは異なる値である。

初期軸力	現行型ブレーキ	25 k N
	次期導入型ブレーキ	27 k N

空気温度、解析対象モデルの初期温度は 290K とした。

第3章 JR ブレーキ試験のシミュレーション

3-1 緒言

本章では共同研究先である JR 東日本がおこなったブレーキ実試験を参考モデルとして計算機を用いた有限要素法による非定常伝熱-応力解析を行う。ブレーキ開始時からの現行型、次期導入型ブレーキ全体の温度の時刻歴変化をシミュレーションし、ブレーキディスク、車輪、締結用ボルトの温度分布の時間変化を把握する。その伝熱解析結果をもとにボルトの応力解析を行う。応力解析を行うことで現行型と次期導入型ディスク締結用ボルトの軸力の変化、最大応力、ボルトにかかる曲げから現行型、次期導入型ブレーキディスク締結用ボルトの強度を評価する。

3-2 JR による実試験手法

JR 東日本研究所から提供を受けた緊急ブレーキの試験条件（抜粋）を以下に示す。

試験条件（抜粋）

[2] ブレーキ条件は現行の車両を対象とし、車両軸重 13 t 相当負荷の押し付け力、慣性質量とする。また、ブレーキ初速度は 30 km/h ~ 400 km/h の設定でブレーキ試験機によるベンチ試験を行った。

ブレーキディスク	現行型ブレーキディスク 次期導入型ブレーキディスク
車輪直径	φ 860mm 想定
ディスク摩擦半径	0.281m
慣性モーメント	1222.7 kgm^2 （試験換算値）
ブレーキライニング押し付け力	図 3-1 に示す。
減速度	図 3-2 に示す。
温度測定	
ディスク温度	フランジ側、反フランジ側 各ボルト間中央部の摩擦面から 5mm 位置、各 1 点、計 2 箇所
ライニング温度	半フランジ側中央摩擦面から 5mm 位置 1 点、計 1 箇所
車輪温度	ボス部、ウェブ（板）部、リム部の各中央に 1 点、計 3 箇所
ボルト温度	ボルト応力測定ひずみゲージ用温度、ボルト 2 本に各 1 点、計 2 箇所

応力測定

ボルト 2 本に各 4 枚のひずみゲージ貼附により、歪み量を計測。

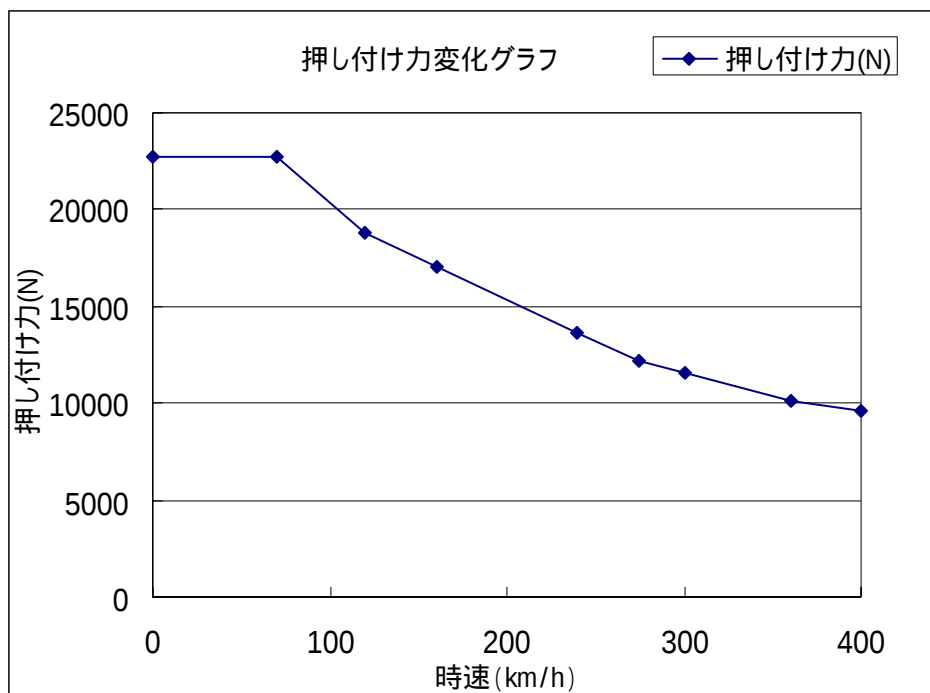


図 3-1 押し付け力変化グラフ

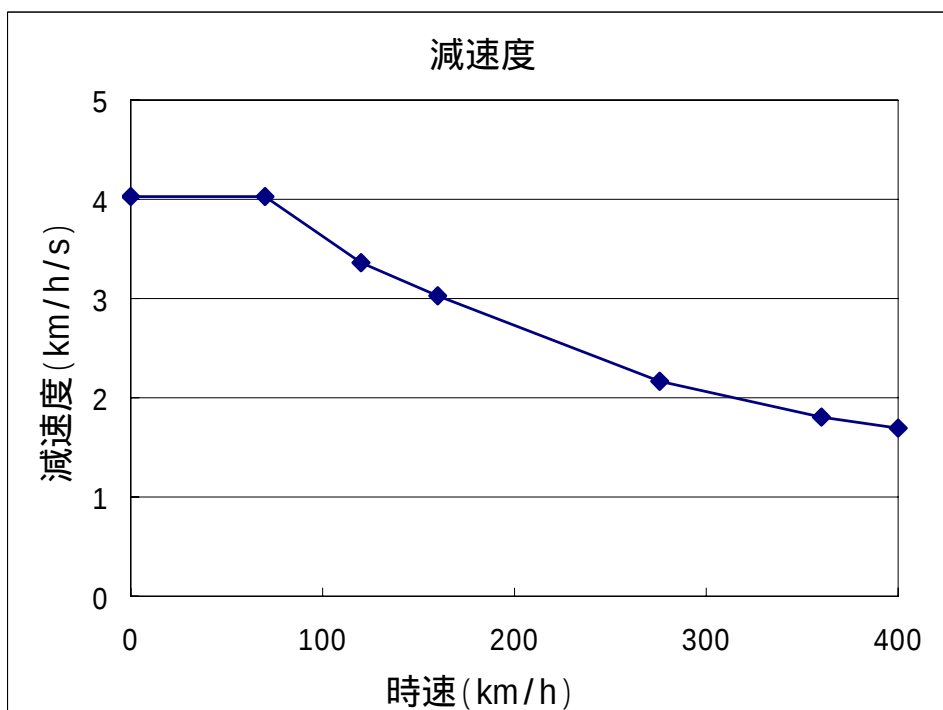


図 3-2 減速度変化グラフ

3-3 シミュレーションによる伝熱解析手法

J Rが行ったブレーキ試験条件を参考にブレーキ初速度 400km/h、360 km/h、300 km/h、275 km/h、240km/h からの緊急ブレーキをシミュレーションする。シミュレーションでの対象のモデルに対する熱の流入、伝導、放出、解析時間を以下のように設定した。

3-3-1 ブレーキディスクへの熱の流入の設定

実試験でのブレーキディスク温度はブレーキライニングの材質や形状、ライニングの磨耗などの使用状況によって大きく変化する。本解析においてはブレーキライニングをモデリングして摩擦によって熱を発生させるのではなく、摩擦によって発生するエネルギーを熱流束としてブレーキディスク摩擦面へ与えることで定義する。このため実試験に存在する測定温度のばらつきは出ないため実試験のように数回の実験による平均を取ったりする必要が無い。

ライニング押し付け力 N 、摩擦係数 μ 、車輪回転角速度 ω 、摩擦作用半径 r 、摩擦面面積 A とすると単位時間あたりに摩擦により発生するエネルギー q は

$$q = N \mu r \omega$$

この摩擦エネルギーが全てブレーキディスクに伝わるのではない。そこでブレーキライニングへの分配やエネルギー損失を考慮し、後に温度分布を実験値にあわせて調整するための第一の温度調整項 a を用いて熱流束 Q をあらわすと

$$Q = a q / A = a N \mu r \omega / A$$

となる。

共同研究先である J R 東日本研究所から提供されたデータによるとブレーキライニング、ブレーキディスク間の摩擦係数は高速域では 0.25 付近、低速域では 0.4 付近と小刻みに上下しながら変動するため本解析では摩擦係数を 0.3 と固定し、摩擦作用半径はブレーキディスク摩擦面中央の 0.281m とし、図 3-1 に示した速度別ブレーキ押し付け力をもとに図 3-3 に示す速度別の熱流束を求めた。

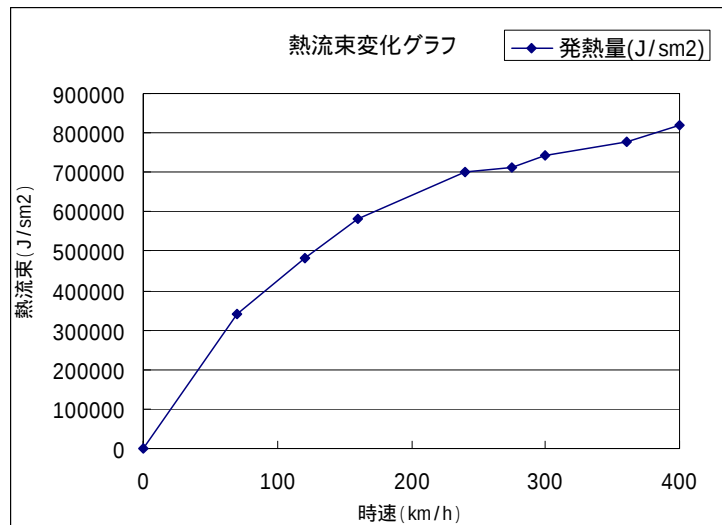


図 3-3 熱流束変化グラフ

3-3-2 接触熱伝導の設定

金属内部の熱の伝導は物性値によって定義されているがブレーキディスクと車輪、ボルトとブレーキディスクのような接触面における熱の伝導には接触熱抵抗が存在する。[3]

二つの固体同士が図 3-4 のように接触し、境界面を通じて熱の伝導が行われている場合、その境界で温度差が生ずる。境界面を通る熱流束を q 、温度差 ΔT とすると接触熱抵抗 R は、

$$R = \Delta T / q$$

となる。この接触熱抵抗は個体間の隙間に介在する気体、固体の熱伝導に主に依存し、固体接触面の表面粗さ、固体同士を押し付けている場合はその押し付け力にも影響する。

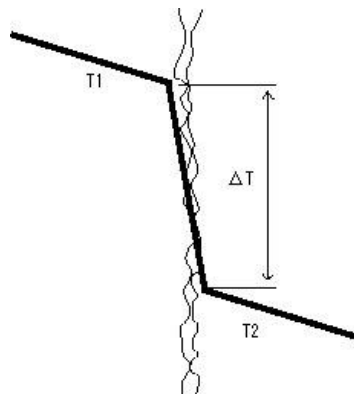


図 3-4 接触面付近の温度分布

A N S Y S 上ではこの固体同士の接触を

$$T C C = 1 / R$$

となる接触熱伝導率 T C C を用いて物体間での熱の伝導を定義する。

伝熱ハンドブックを元に接触熱抵抗推算を行った。

簡単のために接触点が一様に分布しているとして図 3-5 のような単一セルにモデル化する。

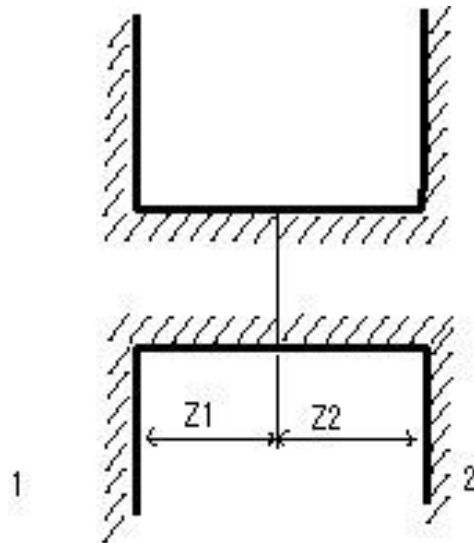


図 3-5 単一セルモデル図

このとき、

A : 真の接触面積 (m^2) A_a : 見かけの接触面積 (m^2)
 $Z1, Z2$: 平均荒さ高さ (m) λ_1, λ_2 : 固体の熱伝導率 { $W/(m \cdot K)$ }
 λ_f : 気体の熱伝導率 { $W/(m \cdot K)$ } p : 押し付け圧力 (N)
 $\bar{H}$: 固体材料硬さ (N/m^2)

とすると、接触熱抵抗 R は

$$\frac{1}{R} = \frac{1}{\left(\frac{Z1}{\lambda_1} + \frac{Z2}{\lambda_2} + \frac{1}{h} \right)} \frac{p}{\bar{H}} + \frac{\lambda_f}{Z1 + Z2} \left(1 - \frac{p}{\bar{H}} \right)$$

とかける。ただし、

$$\frac{1}{h} = 1.98 \times 10^{-5} \left(\frac{1}{\lambda_1} + \frac{1}{\lambda_2} \right) \quad , \quad \frac{p}{H} = \frac{A}{A_q}$$

である。

接触熱抵抗のオーダーは荒さ、接触面積比により $10^{-2} \sim 10^{-6}$ 程度である。接触熱抵抗が大きいと接触面でのスムーズな熱の受け渡しがおこなわれず、接触面を隔てたところの温度が上がりにくいため実試験値との温度のあわせ込みには、この値を参考に接触面を通る熱の調整を行った。

3-3-3 熱伝達率の設定

解析対象モデルの熱伝達率の設定は単純なモデルをベースに 400km/h 走行時の各部熱伝達率の計算を行った [4][5][6]

また、Nu をヌセルト数、Pr をプラントル数、Re をレイノルズ数、 λ を空気の熱伝導率とすると。主流速度 U の流れにある長さ l の平板で、先端からの距離を x とすると、プラントル数の広い範囲で成立する

$$Nu = 0.332 Pr^{1/3} Re^{1/2}$$
$$Re = Ux / l$$

を用いると熱伝達率 h の式は定義より

$$h = Nu \lambda / l$$

よって

$$h = 0.332 Pr^{1/3} \lambda \sqrt{\frac{Ux}{l^3}}$$

とかける。

この式をもとに速度の二分の一乗に熱伝達率が比例すると仮定して 400km/h 以下の熱伝達率を設定した [5] [6] ブレーキ各部の分類と熱伝達率を以下に示す。

400km/h走行時から停止時までの現行型ディスクの熱伝達率設定部位とその値を表 2 のように設定した。なお、熱伝達率の単位は $W/(m^2 \cdot K)$ である。

時速(km/h)	車輪内側	車輪内内	車輪接触面	ベンチホール	車輪内外
70	55.2	33.5	11.7	11.7	41.8
120	72.3	43.8	15.3	15.3	54.8
160	83.5	50.6	17.7	17.7	63.2
240	102.2	62.0	21.7	21.7	77.5
275	109.4	66.3	23.2	23.2	82.9
300	114.3	69.3	24.2	24.2	86.6
360	125.2	75.9	26.6	26.6	94.9
400	132.0	80.0	28.0	28.0	100.0
時速(km/h)	車輪外側	車輪外端	ボルト面	ディスクボルト面	
70	69.9	77.0	130.9	67.4	
120	91.5	100.8	171.4	88.2	
160	105.6	116.4	198.0	101.8	
240	129.4	142.5	242.4	124.7	
275	138.5	152.6	259.5	133.5	
300	144.6	159.3	271.1	139.4	
360	158.4	174.6	296.9	152.7	
400	167.0	184.0	313.0	161.0	

表 2 現行型ディスクの熱伝達率設定表 (単位 $W/(m^2 \cdot K)$)

この速度別の各部の熱伝達率を b で割って第二の温度調整項とした。

また停止後からは各部の熱伝達率を第三の温度調整項 c を用いて表 3 のように設定した。

時間(sec)	ボルト面	ディスクボルト面	ディスク摩擦面	ベンチホール	その他
停止時間	25/c	25/c	0	10/c	10/c
200	28/c	25/c	23/c	5	10
700	33/c	31/c	23/c	5	10
2000	38/c	36/c	25/c	5	10

表 3 現行型ディスクの熱伝達率設定表 (単位 $W/(m^2 \cdot K)$)

400km/h 走行時から停止時までの次期導入型を以下の熱伝達率設定部位とその値を表 4 のように設定した。

時速(km/h)	車輪内側	車輪内内	車輪接触面	ベンチホール	車輪外内	車輪外側	車輪外端
70	55.2	37.6	21.4	13.8	41.8	69.9	77.0
120	72.3	49.3	28.0	18.1	54.8	91.5	100.8
160	83.5	56.9	32.4	20.9	63.2	105.6	116.4
240	102.2	69.7	39.6	25.6	77.5	129.4	142.5
275	109.4	74.6	42.4	27.4	82.9	138.5	152.6
300	114.3	77.9	44.3	28.7	86.6	144.6	159.3
360	125.2	85.4	48.5	31.4	94.9	158.4	174.6
400	132.0	90.0	51.2	33.1	100.0	167.0	184.0

表 4 次期導入型ディスクの熱伝達率設定表（単位 $W/(m^2 \cdot K)$ ）

同様に、この速度別の各部の熱伝達率を b で割って第二の温度調整項とした。

また停止後からは各部の熱伝達率を第三の温度調整項 c を用いて表 5 ように設定した。

時間(sec)	ボルト面	ディスク摩擦面	ベンチホール	その他
停止時間	0	0	10/c	10/c
200	28/c	5	5	10
500	45/c	33/c	5	10
2000	85/c	35/c	5	10

表 5 次期導入型ディスクの熱伝達率設定表（単位 $W/(m^2 \cdot K)$ ）

3-3-4 解析時間の設定

図 3-2 の減速度表から 400km/h、360km/h、300km/h、275km/h、240km/h からの緊急ブレーキで停止までに必要な時間を求めた。解析時間は各速度からの緊急ブレーキによる停止までの時間にかかわらず開始から 2000 秒とした。

ブレーキ開始速度(km/h)	240	275	300	360	400
停止までの時間(sec)	72.5	87.7	99.5	130.3	153.2

表 6 初期速度別の停止までの時間

3-3-5 温度分布調整法

実試験の温度測定結果のディスク温度には大きなばらつきがあるため比較的ばらつきの少ないボルト温度、車輪温度を元にあわせこみを行った。

温度調整法は熱流束の温度調整項 a、熱伝達率での温度調整項 b、c、接触熱伝導率を変えることで実験値にあわせた。

本解析では最終的に以下のような設定となった

現行型ブレーキ温度調整項

温度調整値	熱流束	a	=	1	
	熱伝達率	b	=	1.5	
		c	=	0.2	
	接触熱伝導率	ボルト - ディスク間		900000	
		ディスク - 車輪間		280	

次期導入型ブレーキ温度調整項

温度調整値	熱流束	a	=	1	
	熱伝達率	b	=	1.7	
		c	=	0.25	
	接触熱伝導率	ボルト - ディスク間		900000	
		ディスク - 車輪間		800	

3-3-6 温度測定点

現行型ブレーキの温度測定点を図 3-6 に示す。

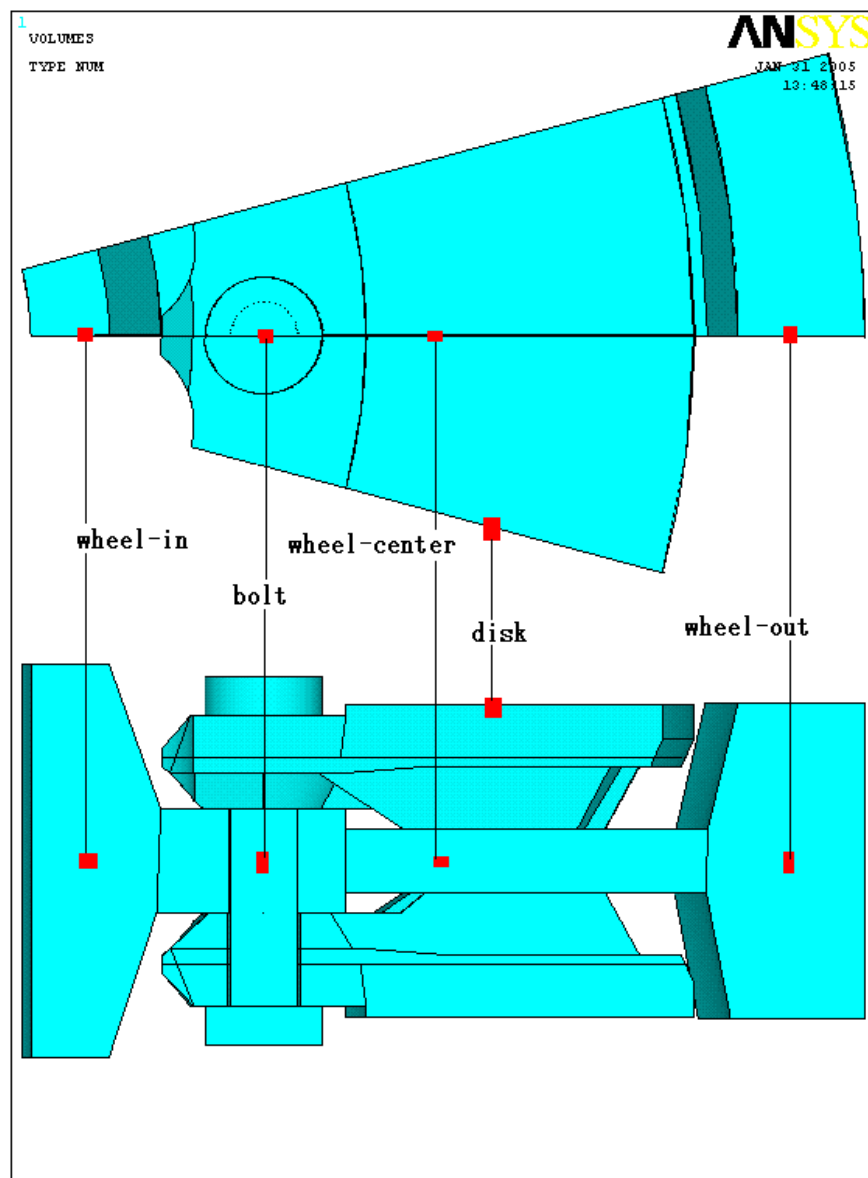


図 3-6 現行型ディスク温度測定点

disk	...	摩擦表面から約 5mm 下
bolt	...	ボルト軸中央部

wheel-in . . . 車輪ボス部

wheel-center . . . 中央板部

wheel-out . . . 車輪リム部

次期導入型ブレーキの温度測定点を図 3-7 に示す。

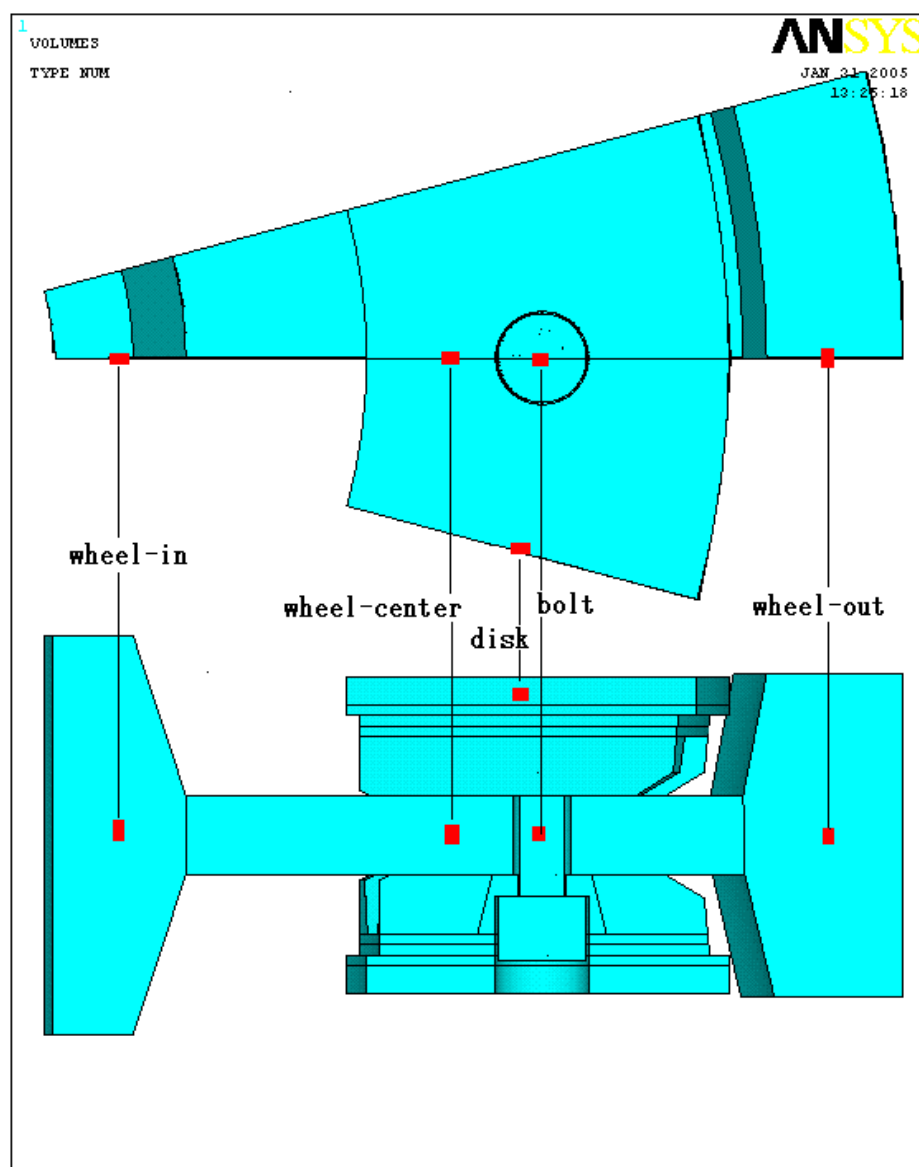


図 3-7 次期導入型ディスク温度測定点

disk . . . 摩擦表面から約 5mm 下

bolt . . . ボルト軸中央部

wheel-in . . . 車輪ボス部

wheel-center . . . 中央板部

wheel-out . . . 車輪リム部

wheel-in、wheel-center、wheel-out の部位については提供された資料に正確な場所の記載がなかったためボス部中央付近、車輪板部中央付近、リム部中央付近を温度測定点とした。

3-4 シミュレーションによる応力解析手法

3-4-1 荷重の定義

応力解析の対象モデルは現行型と次期導入型のブレーキディスク、車輪、ボルトとする。第三章で行った緊急ブレーキをシュミレーションした伝熱解析によって得た熱分布を温度荷重として応力解析にあてる。

3-4-2 拘束条件

ライニング押し付け力、ブレーキディスク摩擦力は考慮しない。

図 3-8、図 3-9 に示したように車輪の中央平面を車軸方向に拘束。

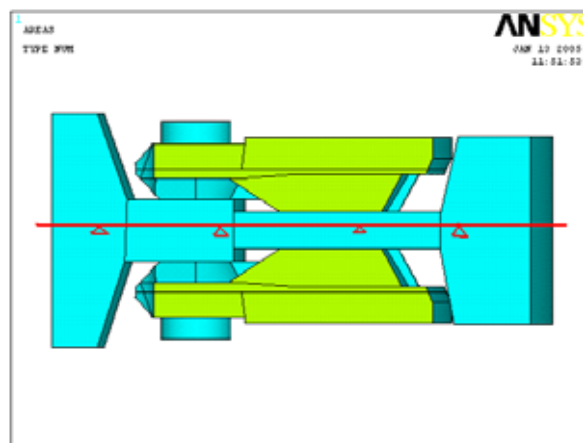


図 3-8 現行型ブレーキ拘束条件図

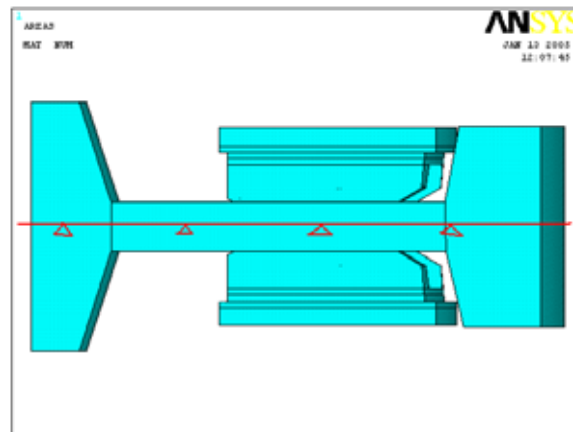


図 3-9 次期導入型ブレーキ拘束条件図

第 4 章

解析結果

4-1 非定常伝熱解析結果

4-1-1 緊急ブレーキによる温度の時間変化結果

400km/h からの緊急ブレーキによる現行型ブレーキの各部の温度の時間変化を図 4-1 に示す。

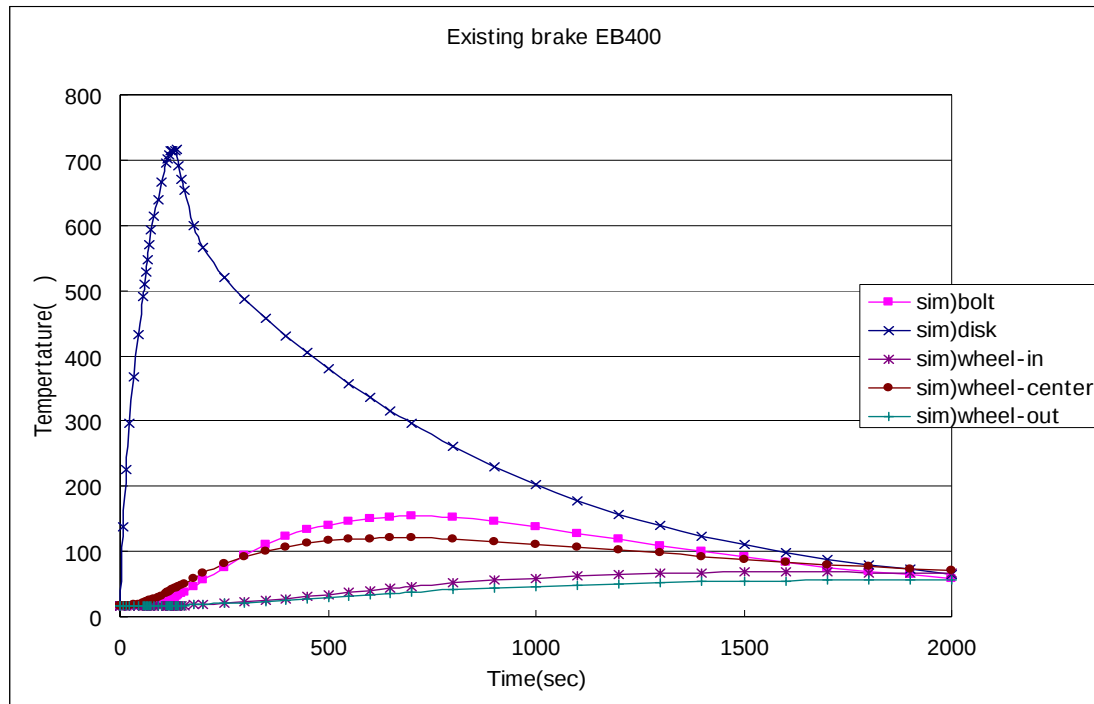


図 4-1 現行型 400km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

ディスク温度はブレーキ開始から停止までの短い時間の間に大きく上昇し、停止とともに減少している。ボルト温度はディスク温度に比べ緩やかに上昇している。ピーク温度はディスクが 136 秒時に 716 、ボルトが 700 秒時に 155 、中央板部が 650 秒時に 120 、車輪ボス部が 68 、車輪リム部が 56 である。

400km/h からの緊急ブレーキによる次期導入型ブレーキの各部の温度の時間変化を図 4-2 に示す。。

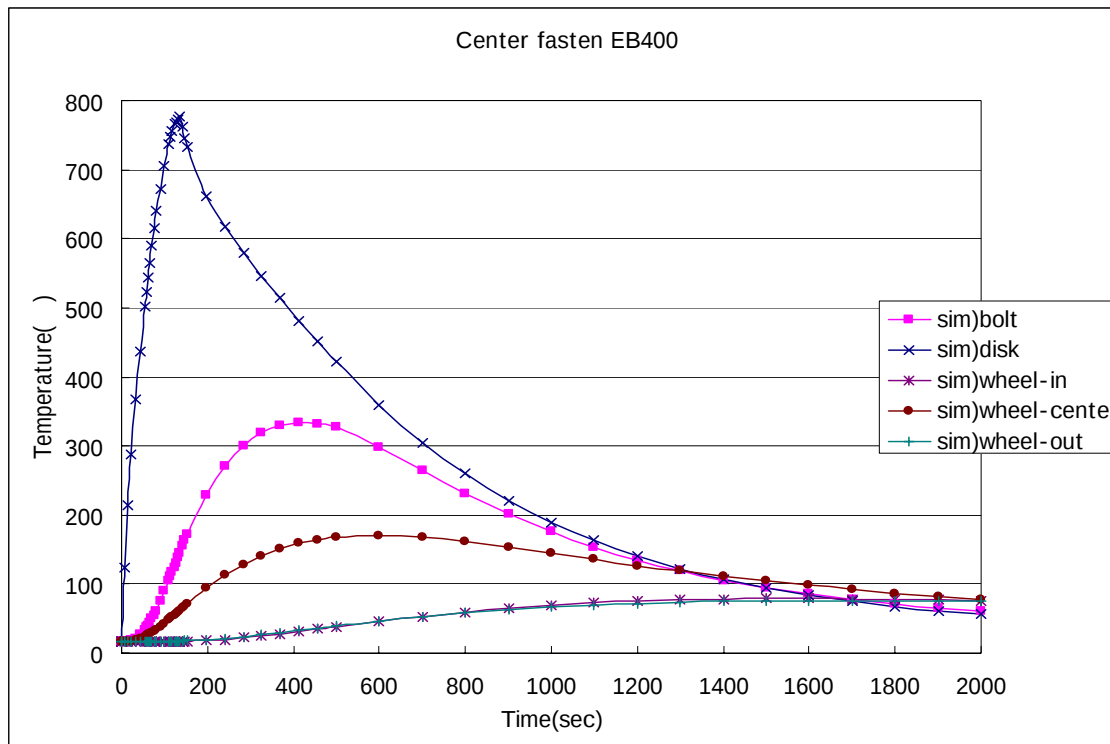


図 4-2 次期導入型 400km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

ディスク温度は現行型と同様にブレーキ開始から停止までの短い時間の間に大きく上昇し、停止とともに減少している。ボルト温度は温度の立ち上がりが早くかなりの高温となっている。ピーク温度はディスクが 156 秒時に 776 、ボルトが 413 秒時に 334 、中央板部が 600 秒時に 170 、車輪ボス部が 76 、車輪リム部が 79 である。

現行型、次期導入型ブレーキともに、同じディスクを各速度で比較するとグラフの形には相似関係がある。そのためブレーキ初期速度 360km/h 以下ではグラフ説明を省略する。

360km/h からの緊急ブレーキ

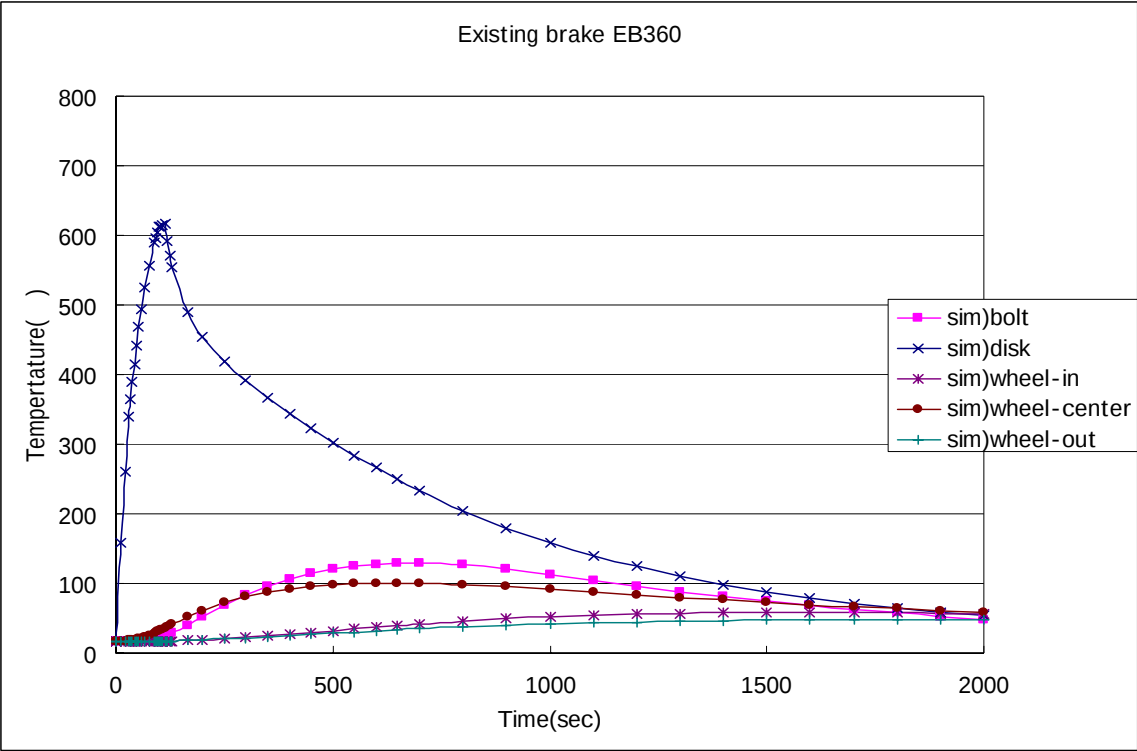


図 4-3 現行型 360km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

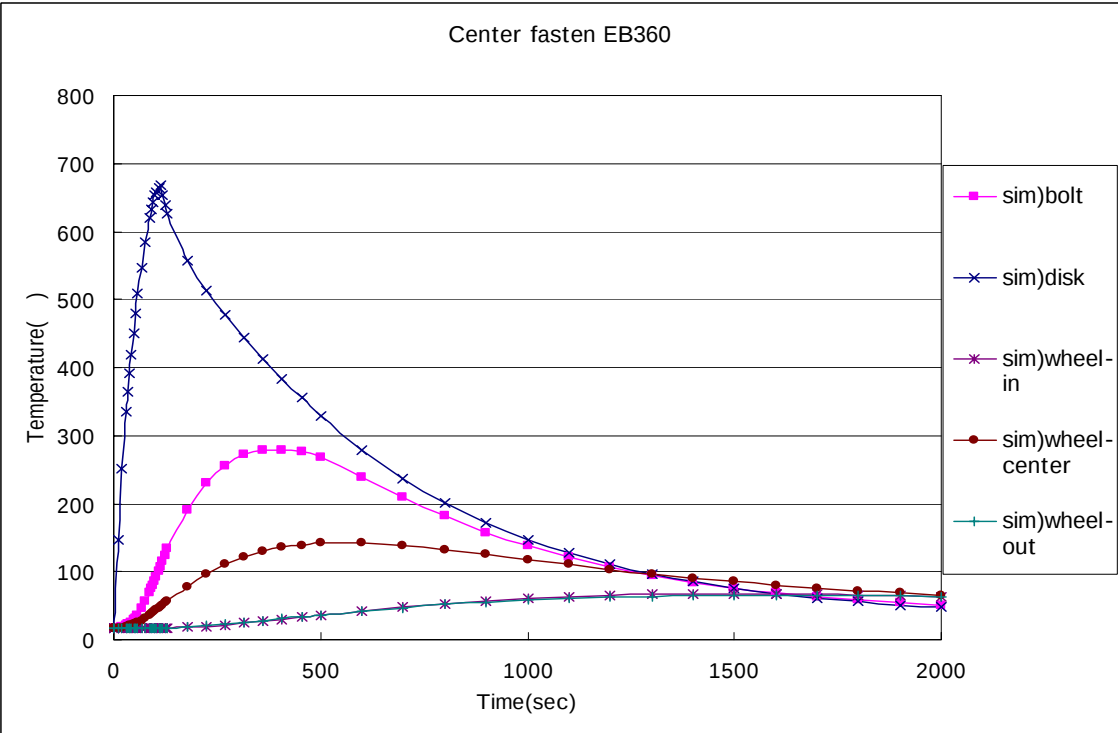


図 4-4 次期導入型 360km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

300km/h からの緊急ブレーキ

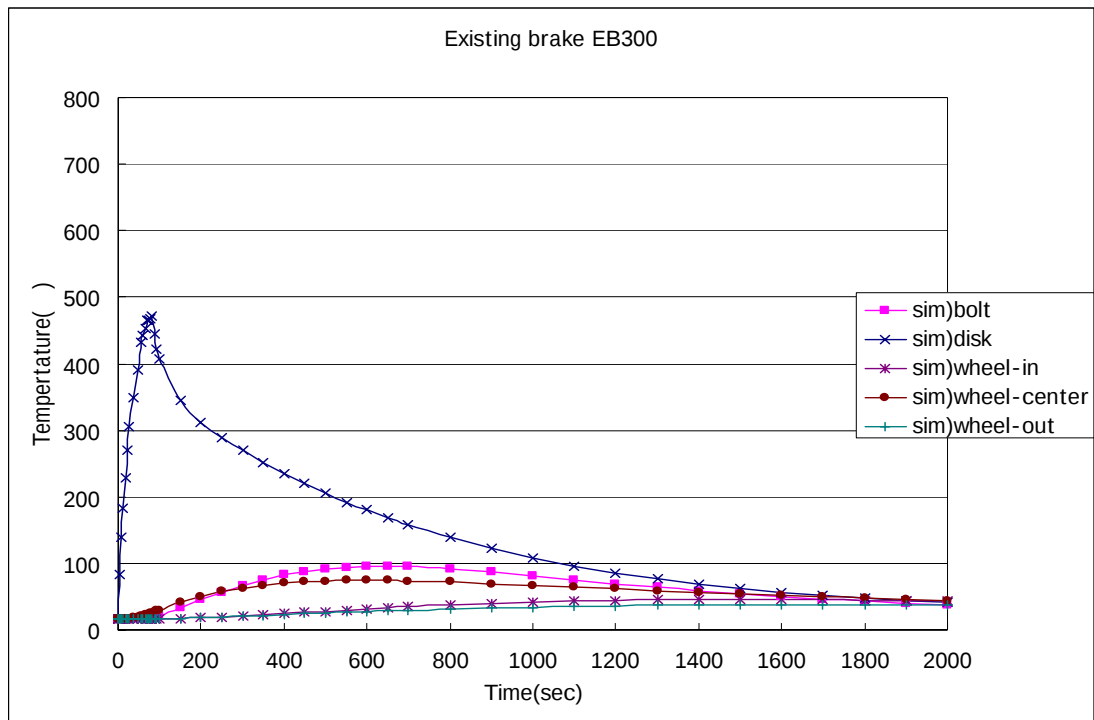


図 4-5 現行型 300km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

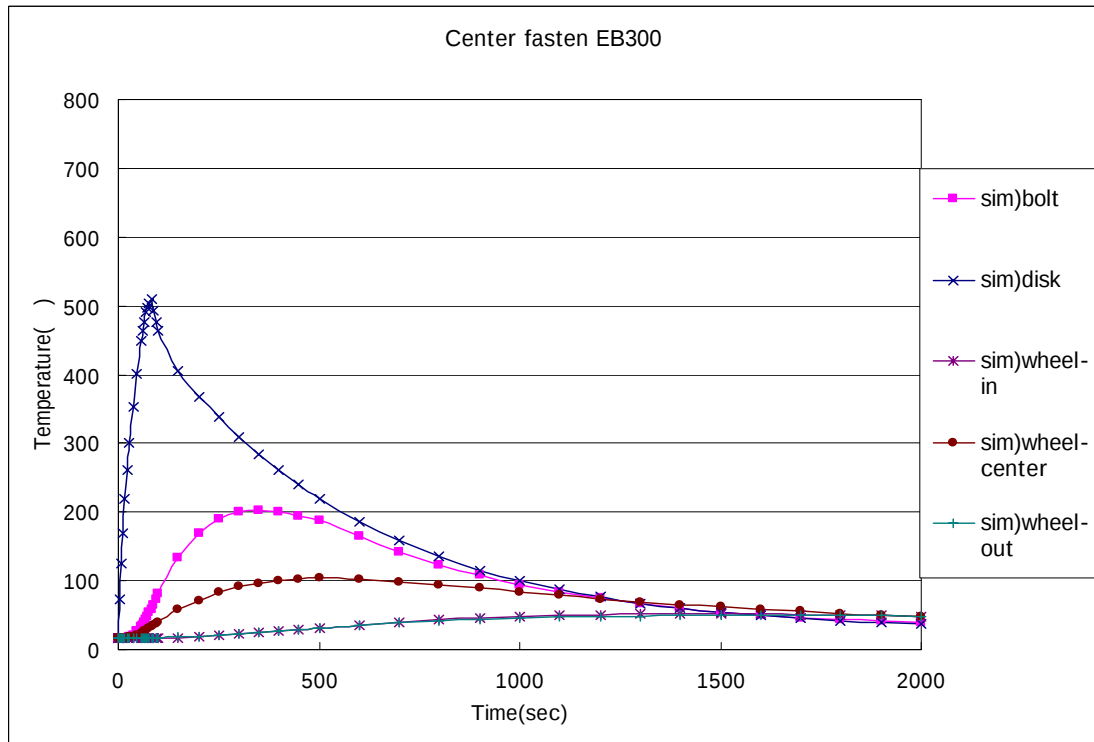


図 4-6 次期導入型 300km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

275km/h からの緊急ブレーキ

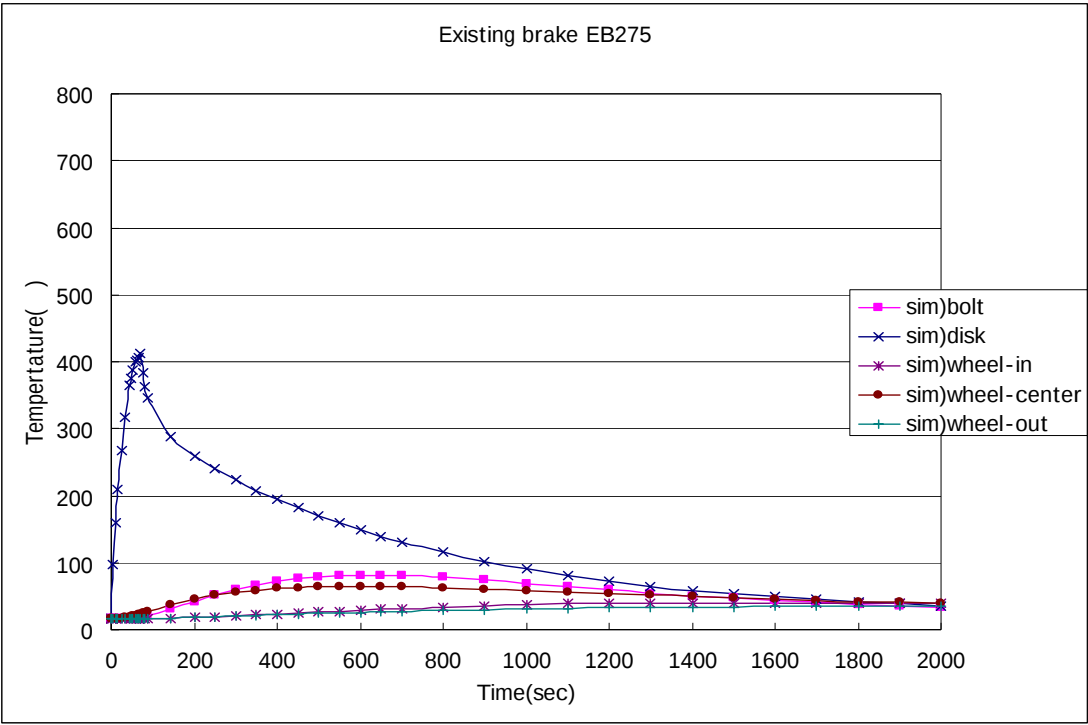


図 4-7 現行型 275km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

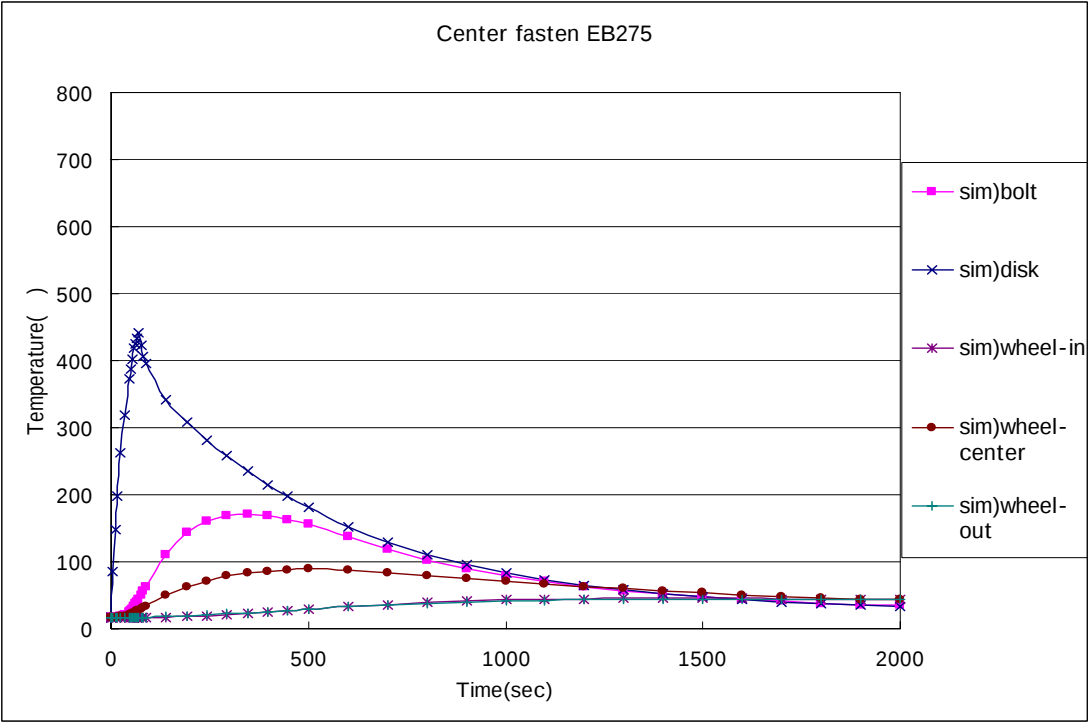


図 4-8 次期導入型 275km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

240km/h からの緊急ブレーキ

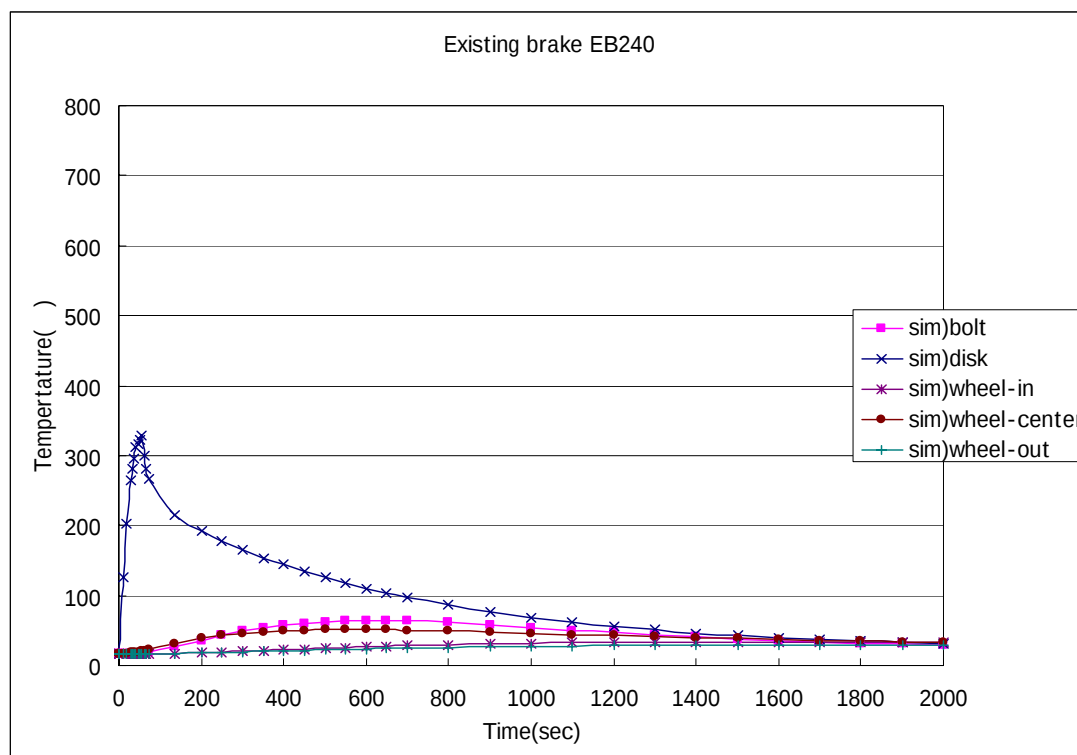


図 4-9 現行型 240km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

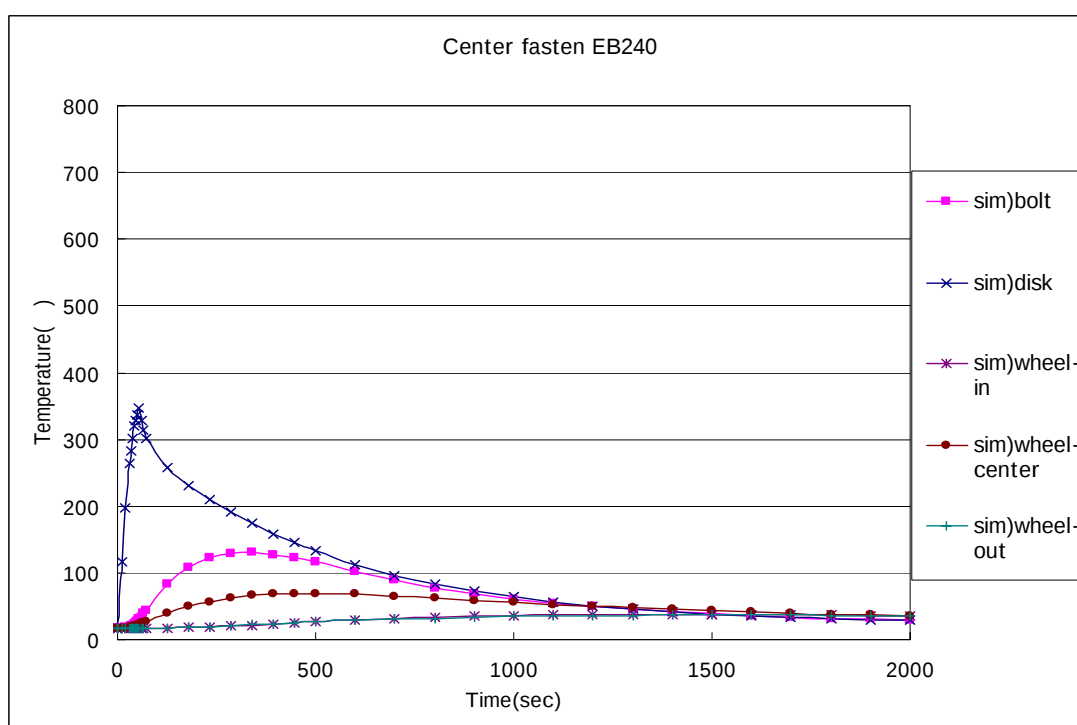


図 4-10 次期導入型 240km/h からの緊急ブレーキによる温度の時間変化

各速度からの緊急ブレーキによる共通の結果としては現行型ブレーキと次期導入型ブレーキで温度の変化を比較するとディスク温度はほぼ同様の温度変化をする。これはディスク温度測定場所に対する入熱、冷却、熱伝導の条件にそれほど差異が無いためである。次期導入ディスクの最高温度のほうが若干高いのは時期導入ディスクの体積が現行型と比べて小さいためディスク自体の熱容量が小さいためである。しかし、ボルトの温度変化に関しては現行型と次期導入型で構造上の特徴が大きく出る。次期導入型ブレーキの締結用ボルトは摩擦面中央にあるためボルト温度の上昇が現行型ブレーキに比べ大きく最高温度に到達するまでの時間が短い。車輪に関しては次期導入型のディスク、車輪間の接触面は現行型に比べ小さく、且つ車輪中央付近にあり、現行型のようにディスクから車輪への熱が分散していないため、次期導入型ディスクの中央板部の温度上昇は現行に比べ大きい。

4 - 1 - 2 各部温度分布結果

4 - 1 - 1 項の緊急ブレーキによる温度の時間変化結果より同形状ブレーキの各速度からの緊急ブレーキによる温度の時間変化が相似であったので、各部温度分布結果も各速度で相似だと推測できる。よって現行型、次期導入型ブレーキともに一番温度スケールの大い 400km/h からの緊急ブレーキ時の各部温度分布を図 4-11、図 4-12 に示す。

現行型ブレーキ、初期速度 400km/h からのブレーキによる温度分布

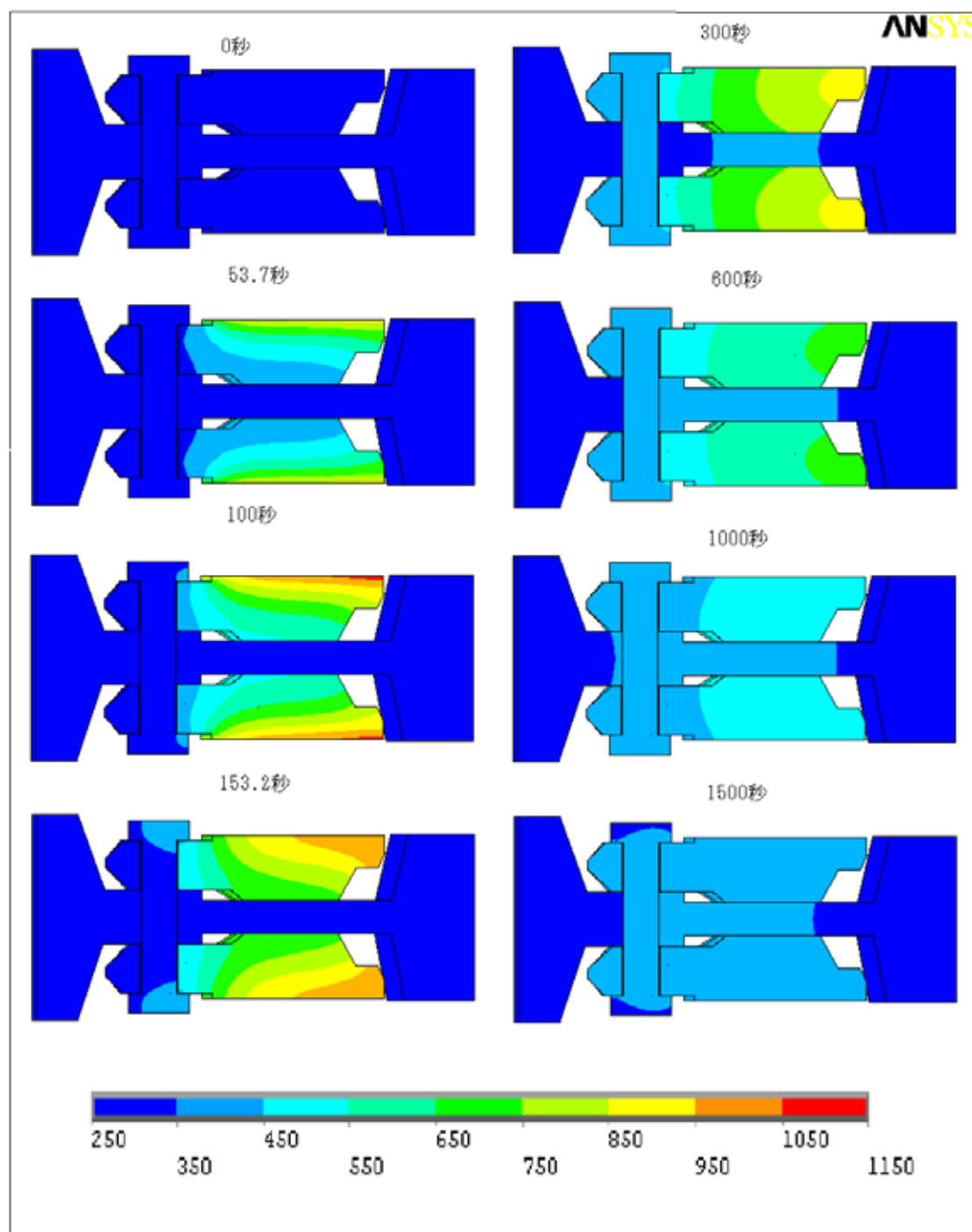


図 4-11 現行型ブレーキ時間別の温度分布コンター図

次期導入型ブレーキ、初期速度 400km/h からのブレーキによる温度分布

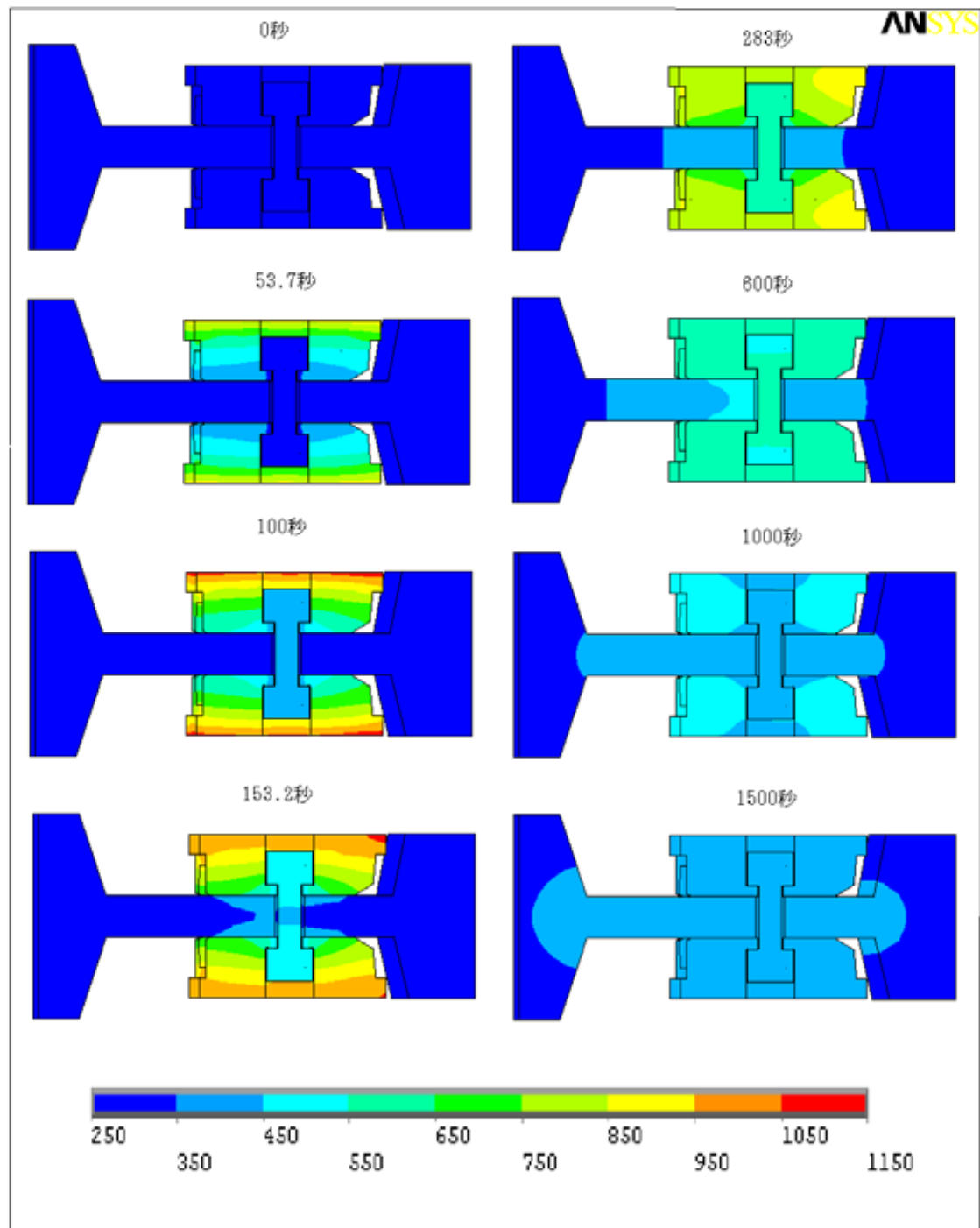


図 4-12 次期導入型ブレーキ時間別の温度分布コンター図

図 4-11、図 4-12 からディスク温度に関しては、次期導入型ディスクの温度は摩擦面から車輪方向へほぼ均等分布するのに対して現行型ディスクはディスク外周部の温度が高く内側に行くにつれて低くなる傾向があることがわかる。ボルトに関しては、現行型ブレーキ締結ボルトは摩擦面から離れている事によりボルト座面温度が摩擦面中央下にある時期導入型ディスクのボルト座面温度ほど上がらないことがボルト温度の上昇の仕方に大きく影響を与えることが分かる。

4-2 応力解析結果

4-2-1 軸力の時間変化

400 km/h からの緊急ブレーキ時に発生した熱応力によるブレーキディスク締結用ボルトの軸力の変化を図 4-13 に示す。

400km/h からの緊急ブレーキによる軸力の変化

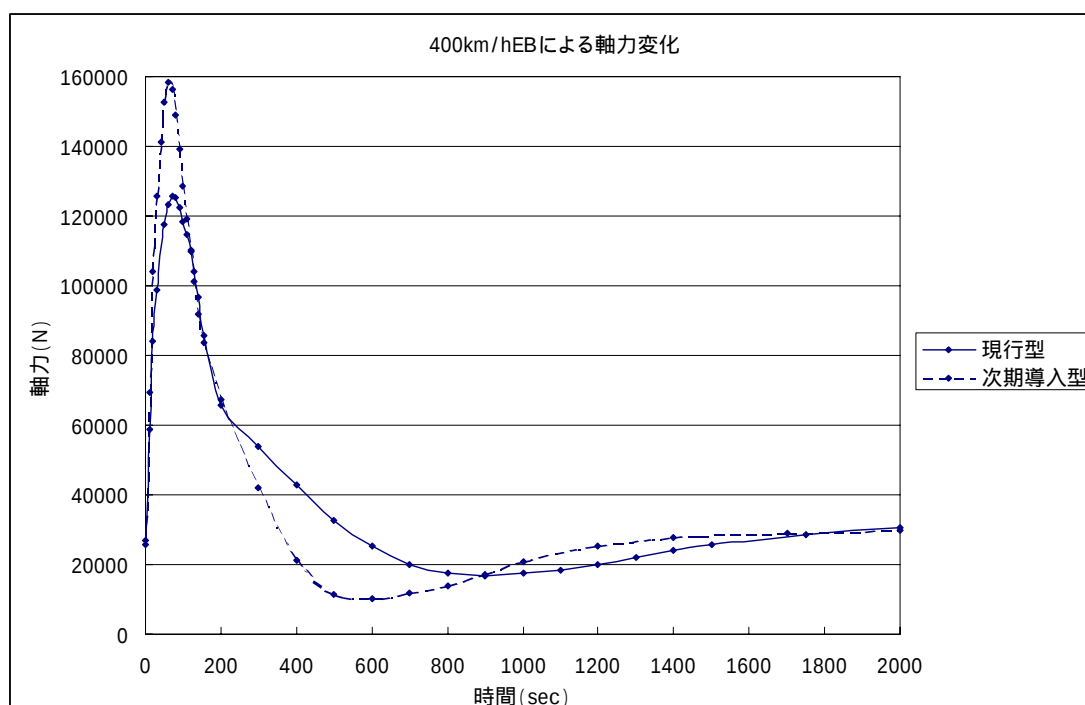


図 4-13 400km/h からの緊急ブレーキによる軸力の変化

現行型ブレーキの軸力変化

初期軸力 25 kN の現行型ブレーキのボルトは 70-80 秒にかけて約 126 kN と初期軸力の 5 倍近くになった。停止する時間は 153.2 秒なので停止以前に軸力は最大になる。最小軸力は 900 秒時に 16.7 kN となった。

次期導入型ブレーキの軸力変化

初期軸力 27 kN の次期導入型ブレーキのボルトは 60 秒に約 158 kN と初期軸力の 6 倍近くになった。停止する時間は 153.2 秒なので次期導入型ブレーキも停止以前に軸力は最大になる。最小軸力は 600 秒時に 10 kN となった。

現行型、次期導入型ブレーキのボルトの最大軸力時温度分布を図 4-14 に、最小軸力時の温度分布を図 4-15 に示す。これらの図から両ブレーキに共通なのは最大軸力時はボルト温度が低く、ディスク温度ができるだけ大きい時に軸力が最大になる。そして軸力が最小な時はボルトの温度が高く、ディスク温度と同程度になったときにボルトの方の線膨張係数が大きいために軸力が小さくなることがわかる。

現行型と次期導入型で軸力の増加量は次期導入型のほうが大きい。これは伝熱解析でもわかるように次期導入型のディスクは熱容量が小さく、冷却される面積が小さいために温度が上がりやすい。このためボルトの温度が上がる前にボルト、ディスク間で大きな温度差が生まれるからである。

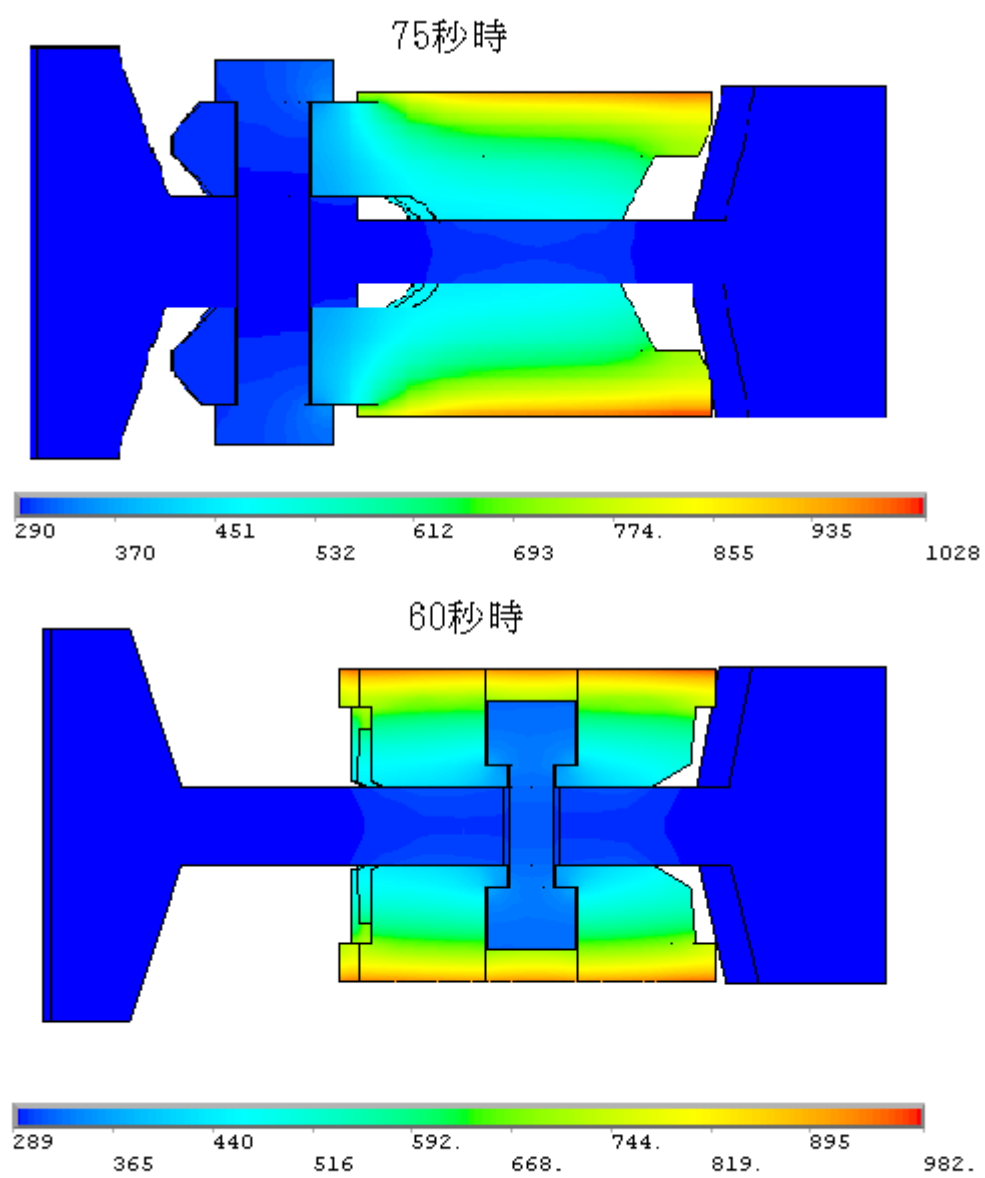


図 4-14 最大軸力時の温度分布図

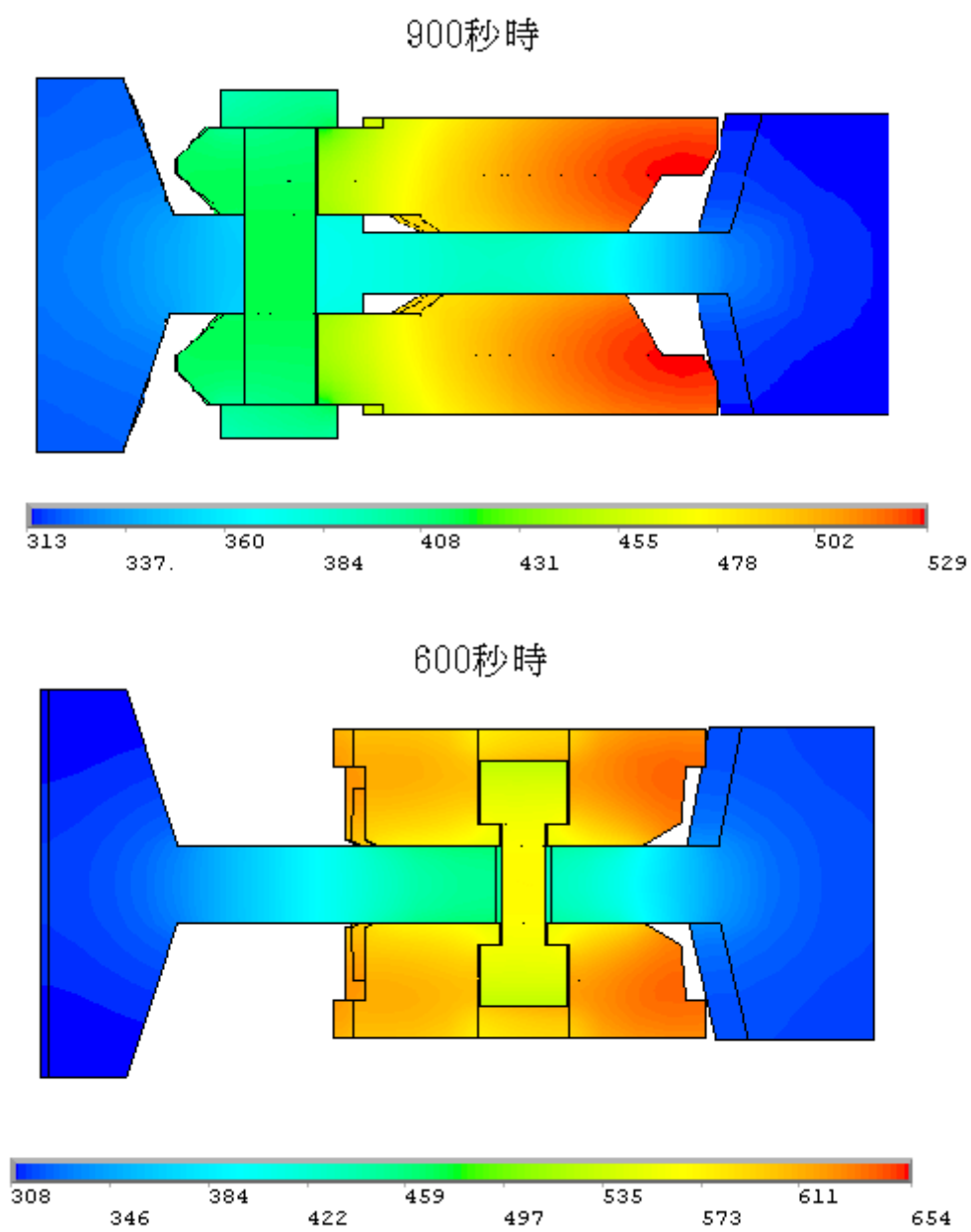


図 4-15 最小軸力時の温度分布図

300km/h からの緊急ブレーキ時に発生した熱応力によるブレーキディスク締結用ボルトの軸力の変化を図 4-16 に示す。

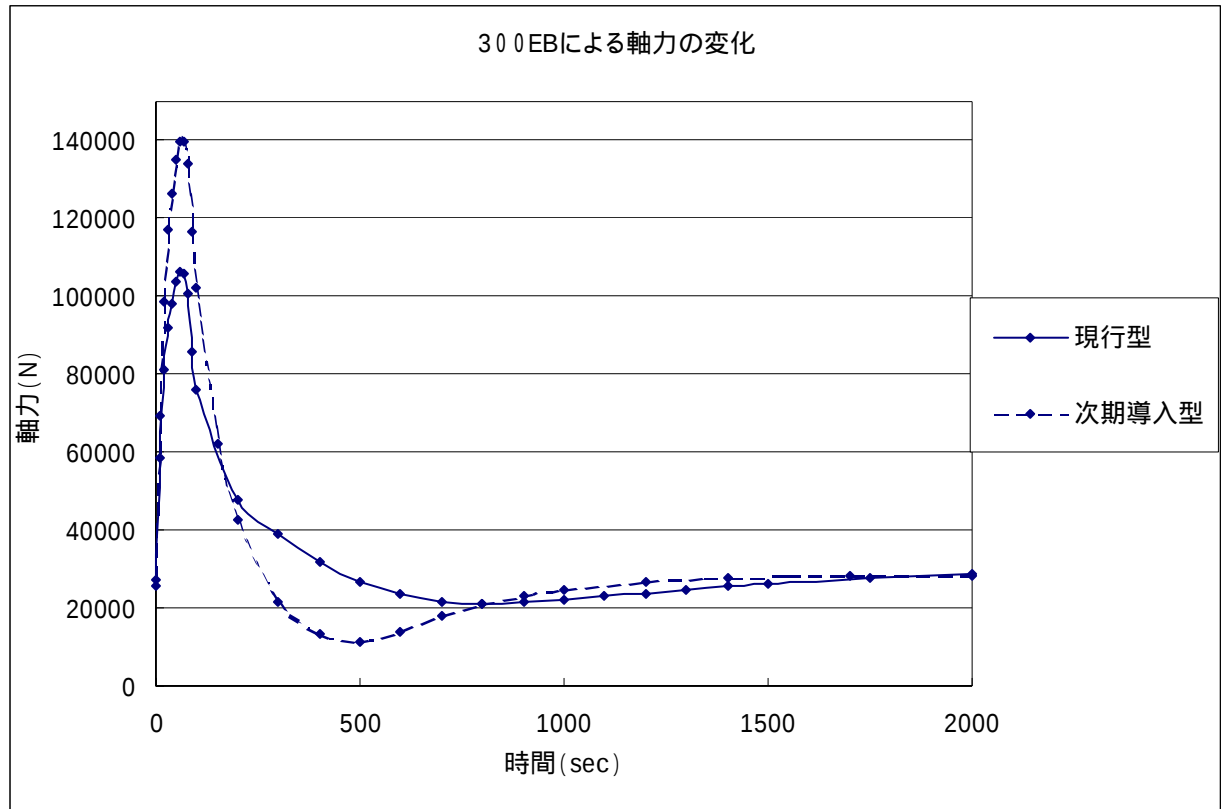


図 4-16 300km/h からの緊急ブレーキによる軸力の変化

現行型ボルトの軸力変化

初期軸力 25 kN の現行型ブレーキのボルトは 70 ～ 80 秒にかけて約 106 kN と初期軸力の 5 倍近くになった。停止する時間は 99.5 秒なので停止以前に軸力は最大になる。最小軸力は 800 秒時に 21 kN となった。

次期導入型ボルトの軸力変化

初期軸力 27 kN の次期導入型ブレーキのボルトは 60-70 秒に約 140 kN と初期軸力の 5 倍近くになった。停止する時間は 99.5 秒なので次期導入型ブレーキも停止以前に軸力は最大になる。最小軸力は 500 秒時に 11 kN となった。

4-2-2 ボルトの応力状態と曲げ結果

4-2-1 項の結果を踏まえ初期速度 400km/h からの緊急ブレーキによる初期状態と最大軸力時と最小軸力時のボルトの応力状態を表すコンター図と変形結果を以下の図 4-18、図 4-19、図 4-20 に示す。変形量は 20 倍に拡大してある。なおボルトを観察した方向は図 図 4-17 と同じ方向とした。

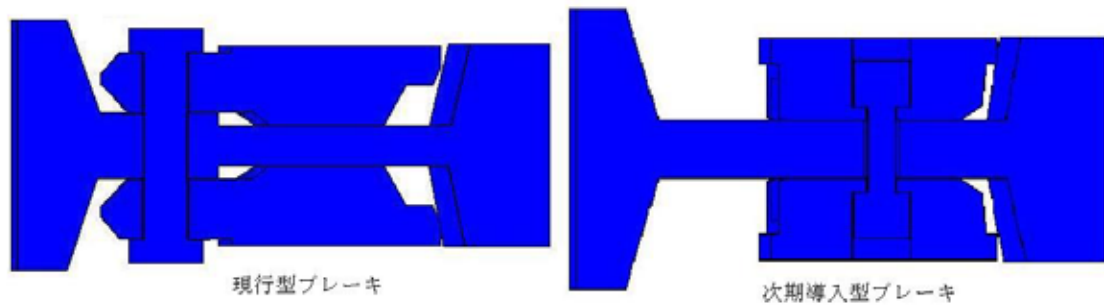


図 4-17 ボルト観察方向図

現行型ボルト

初期状態 0.01 秒時

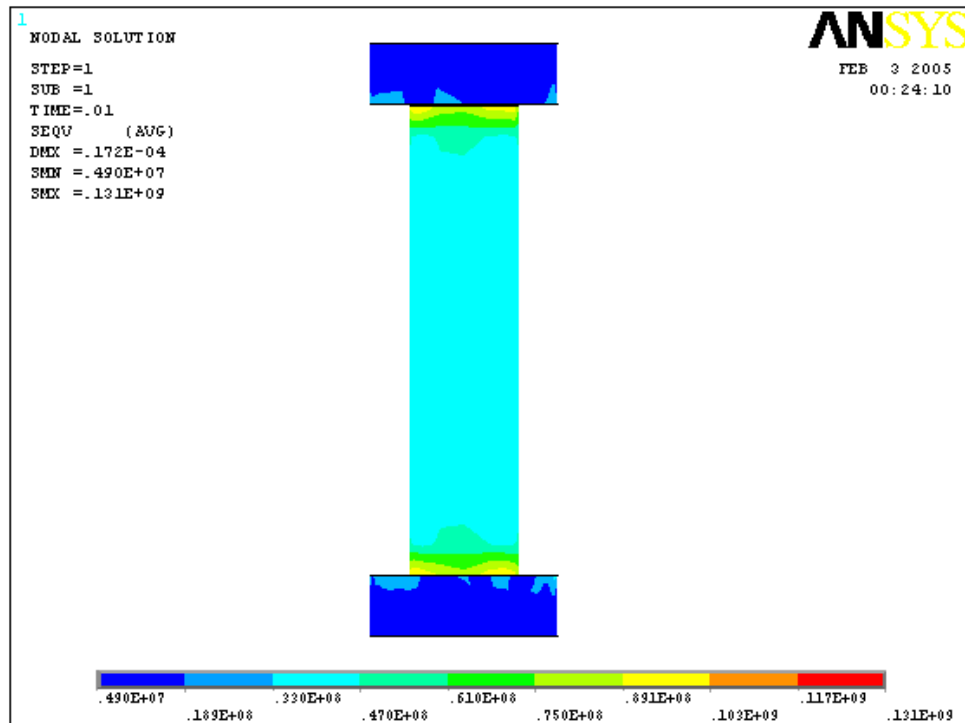


図 4-18 0.01 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図

最大軸力時 60 秒時

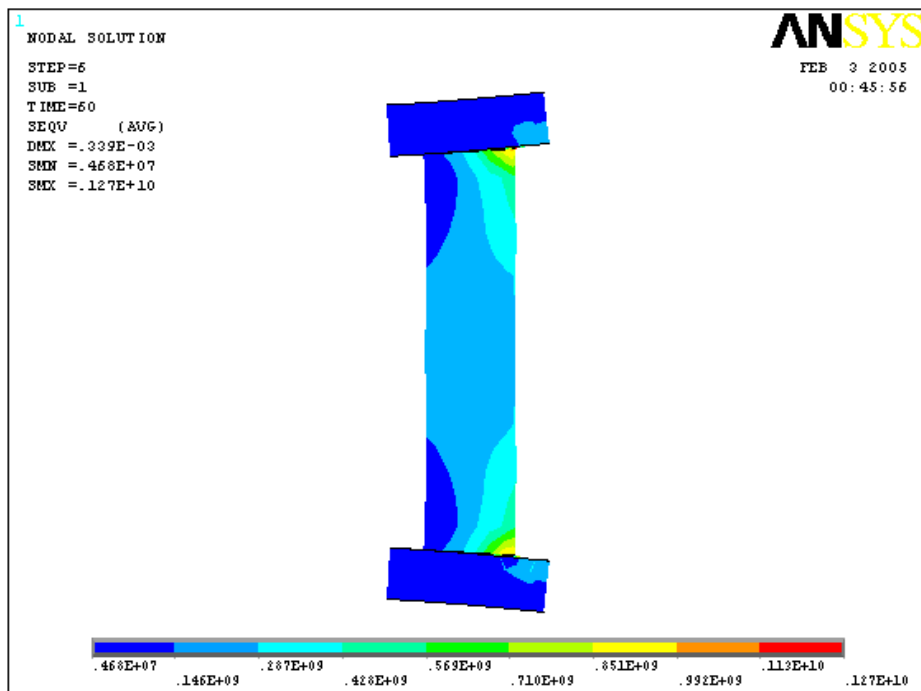


図 4-19 60 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図

最小軸力時 1000 秒時

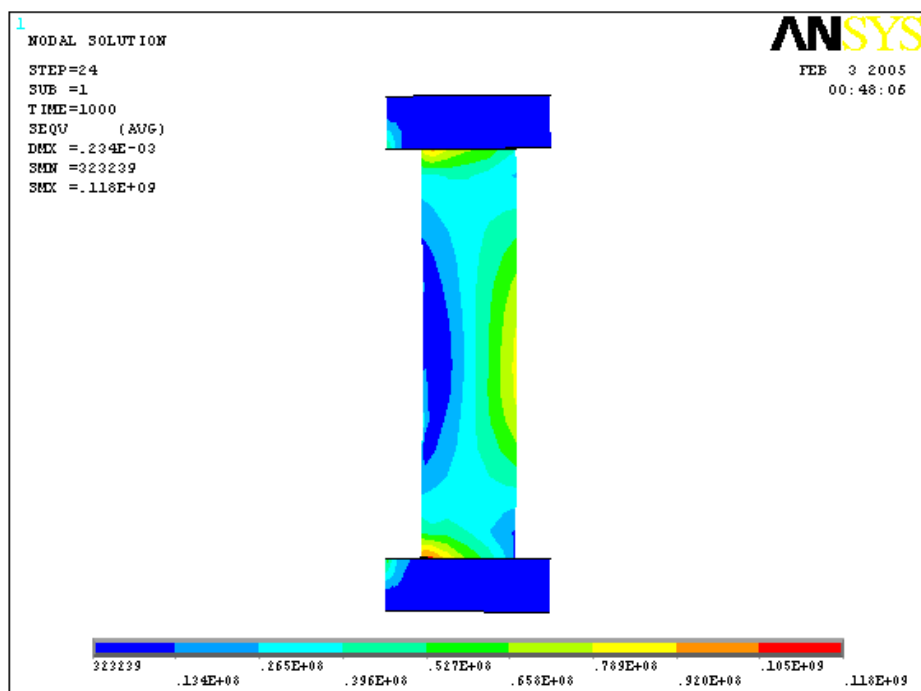


図 4-20 1000 秒時の現行型ボルトのミーゼス応力コンター図

最大軸力が発生するブレーキ開始から 60 秒後のボルトには最大曲げが生じ、その後徐々に元に戻る事が確認された。

初期速度 300km/h からの緊急ブレーキによる初期状態と最大軸力時と最小軸力時のボルトの応力状態を表すコンター図と変形結果を以下の図 4-21、図 4-22、図 4-23 に示す。

次期導入型ボルト

初期状態時 0.01 秒時

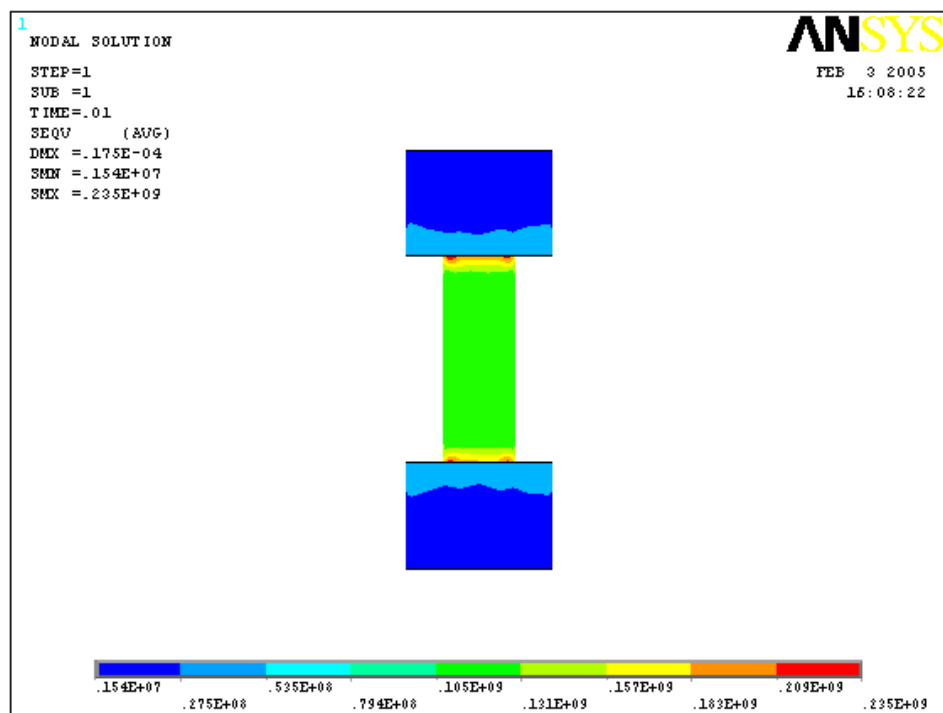


図 4-21 0.01 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図

最大軸力時 60 秒時

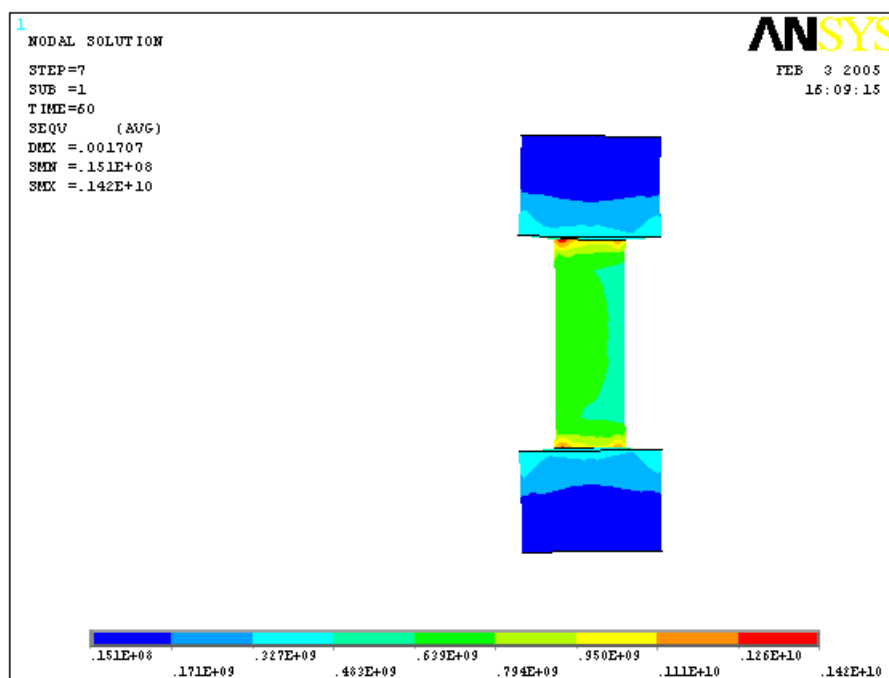


図 4-22 60 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図

最小軸力時 600 秒時

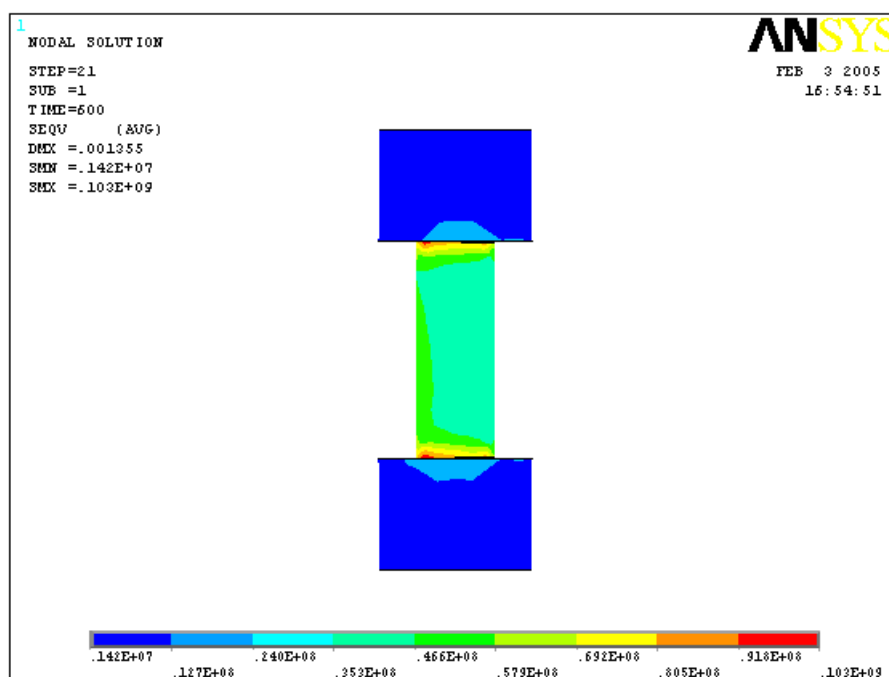


図 4-23 600 秒時の次期導入型ボルトのミーゼス応力コンター図

ボルト軸部の曲げはほとんど確認されなかった。

ボルトの強度評価する参考値として 4 - 2 - 1 項で示した軸力の変化を軸部中央の応力に書き換えて 400km/h からの緊急ブレーキによる応力の時間変化を図 4-24 に、300km/h からの緊急ブレーキによる応力の時間変化を図 4-25 に示す。

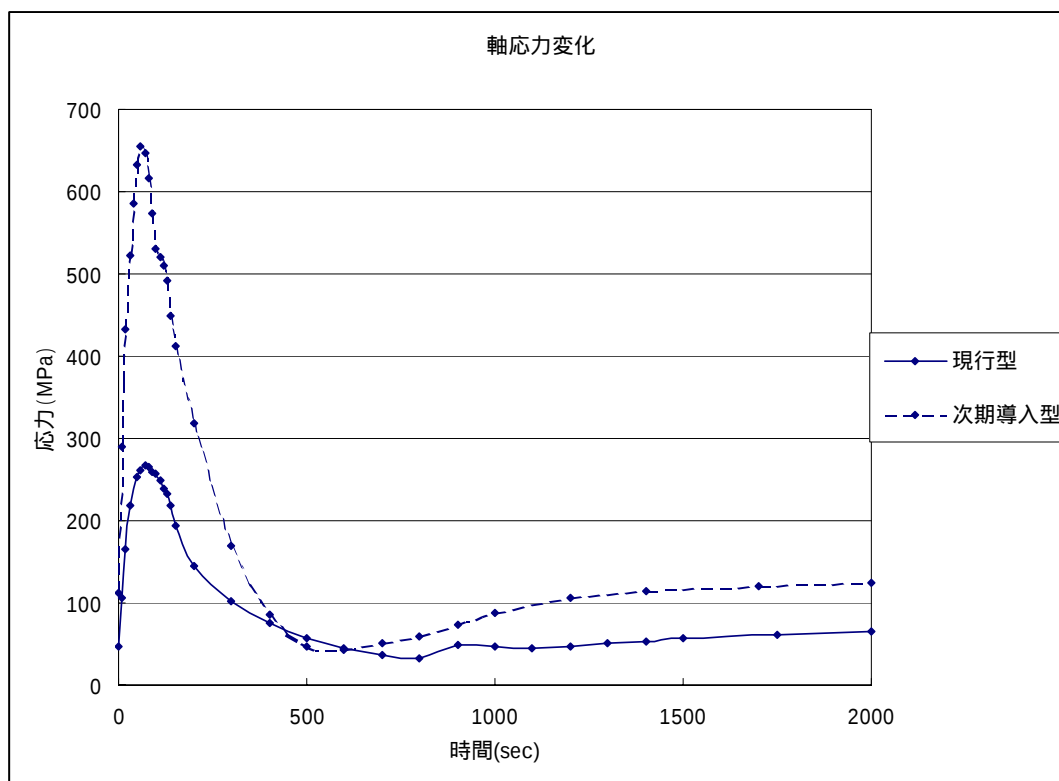


図 4-24 400km/h からの緊急ブレーキによる軸部の応力変化

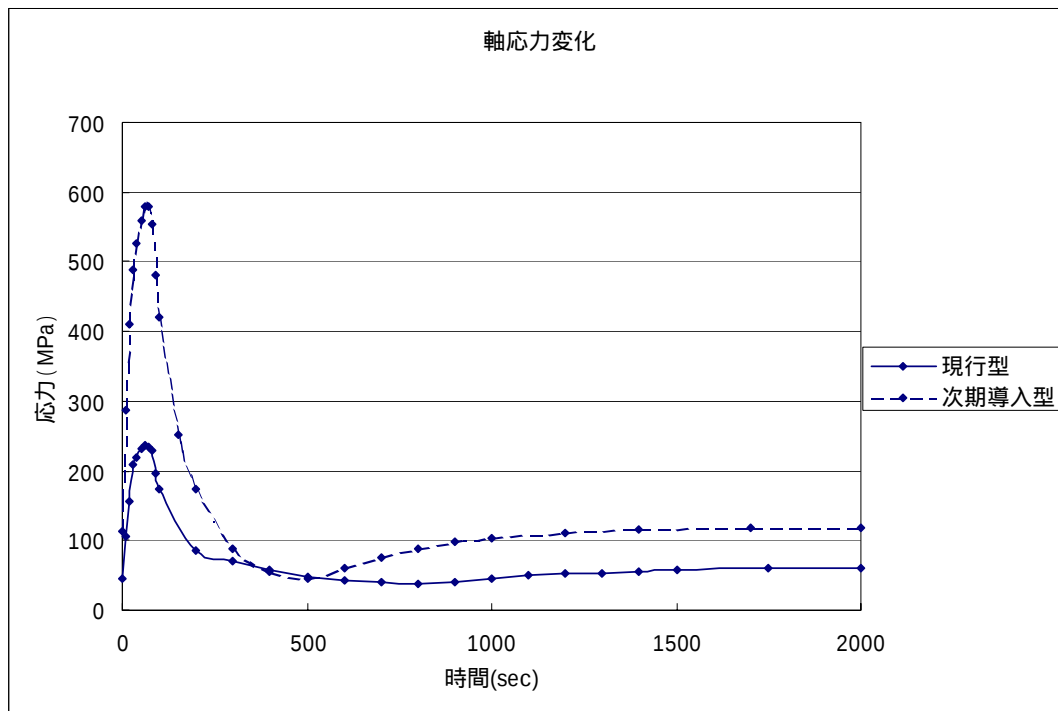


図 4-25 300km/h からの緊急ブレーキによる軸部の応力変化

軸部にかかる応力を見るとブレーキによる現行型のボルトにかかる熱応力が小さい。これは現行型のボルトに対する初期軸力の設定が適切でないことを意味する。また次期導入型のボルトは熱による応力変動が大きい為、実際の初期軸力しだいでは400km/hからの緊急ブレーキをおこなうことで破損の可能性がある。

図 4-24、図 4-25 の比較と、4 - 1 - 1 の各速度からの緊急ブレーキによる各部温度の時刻変化結果から速度に応じて応力の最大値は異なるが軸応力の時刻変化は同じような挙動を示すことが予想される。

4-2-3 ボルト座面の相対すべり

図 4-26 に初期速度 400km/h からの緊急ブレーキによる、ボルト座面平面上的ボルトの軸中心の移動量とディスクのボルト穴中心の移動量より現行型、次期導入型ディスクとボルトの相対すべり求めた。すべり量は、

$$(\text{すべり量}) = (\text{ディスクボルト穴中心移動距離}) - (\text{ボルト軸中心移動距離})$$

とする。

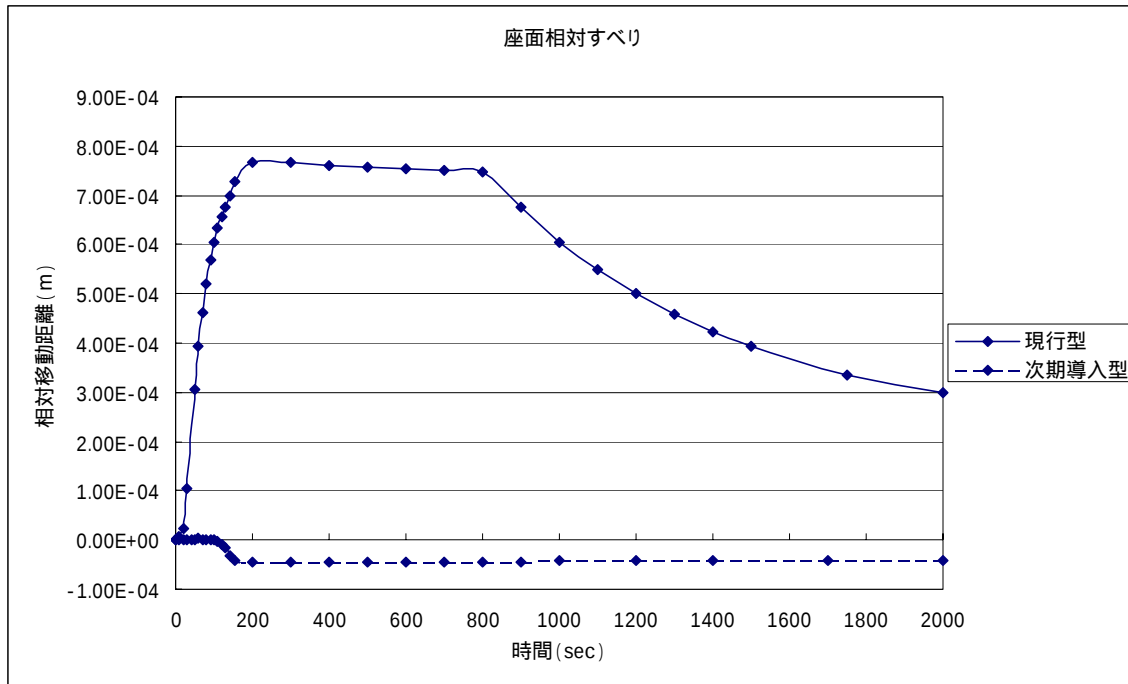


図 4-26 400km/h からの緊急ブレーキによる相対座面すべりグラフ

現行型ブレーキのボルト座面相対すべりは最大で 0.76mmですべりは主にブレーキ中に起こり、停止後の冷却によりすべり距離は小さくなる。

次期導入型ブレーキのボルト座面相対すべりは最大で 0.044mmでブレーキ中にすべりは起こらずに冷却過程でわずかにずれ、それ以後は変化しない結果となった。

図 4-27 に初期速度 300km/h からの緊急ブレーキによるボルト座面相對すべりの時刻変化を示す。

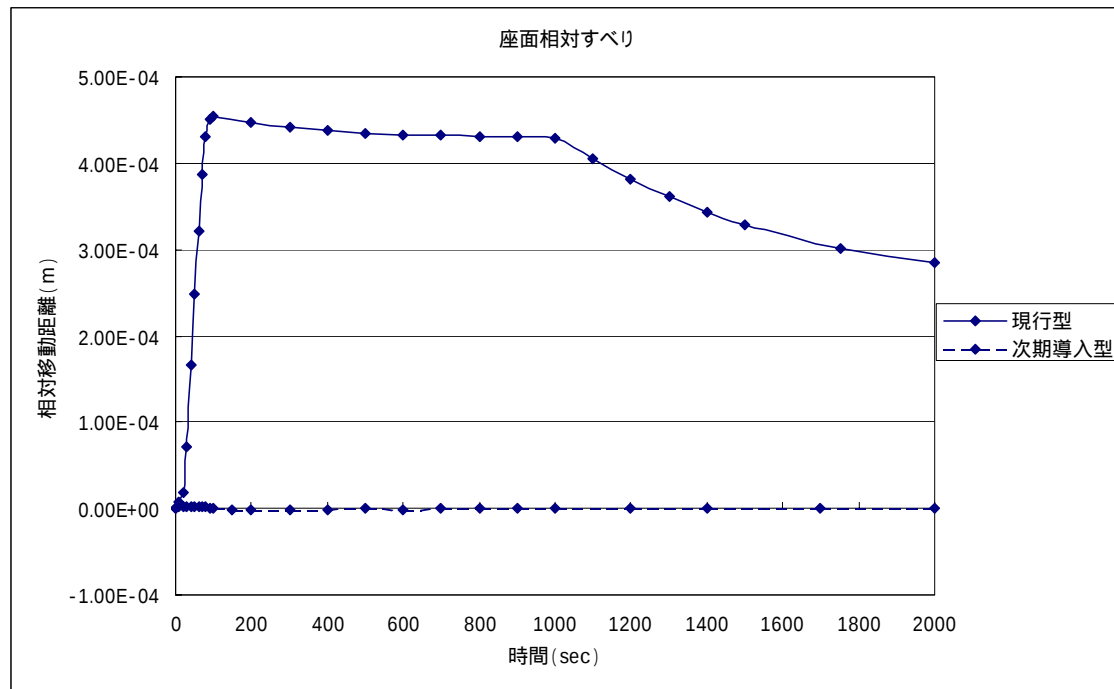


図 4-27 300km/h からの緊急ブレーキによる相對座面すべりグラフ

現行型ブレーキのボルト座面相對すべりは最大で 0.45mmですべりは主にブレーキ中に起こり、停止後の冷却によりすべり距離は小さくなる。

次期導入型ブレーキのボルト座面相對すべりは現行型と比べるとほぼ起こらないといえる。

第 5 章 結果考察

5 - 1 伝熱解析結果考察

シミュレーションと実試験との温度結果を比較することでシミュレーション結果の妥当性を検討した。

現行型ブレーキの実試験とシミュレーションの違いについて

以下の図 5-1、図 5-2、図 5-3、図 5-4、図 5-5 は現行型ブレーキのブレーキディスク、ボルト、内側ボス、中央板部、外側リム部の各速度別の緊急ブレーキによる最高温度のグラフである。実試験は破線で試験値の平均をとってある。シミュレーションは実線で示してある。Y 軸の誤差は実試験のものである。

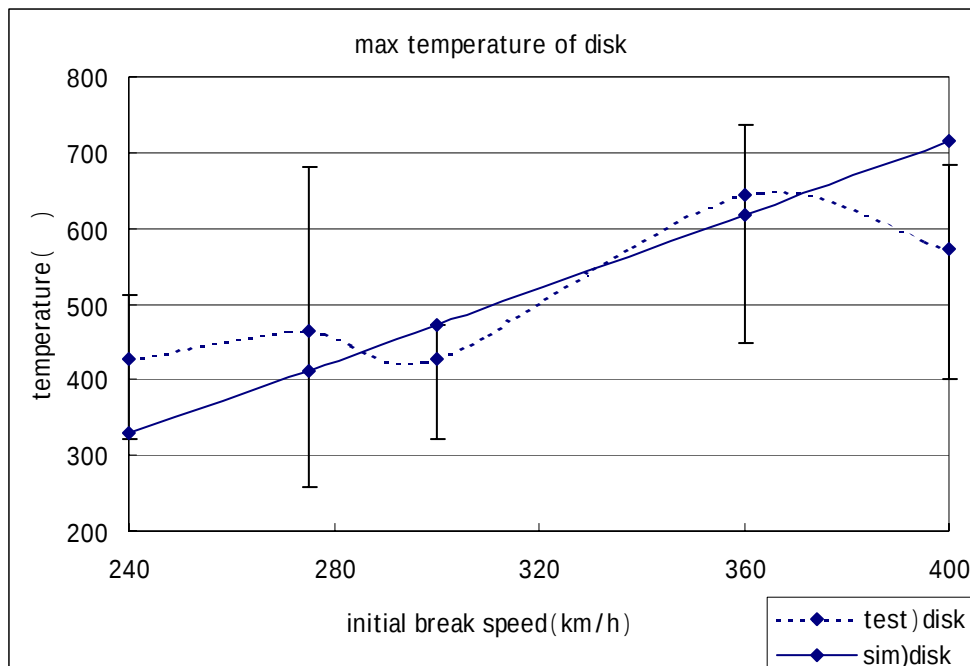


図 5-1 現行型ディスク最高温度比較グラフ

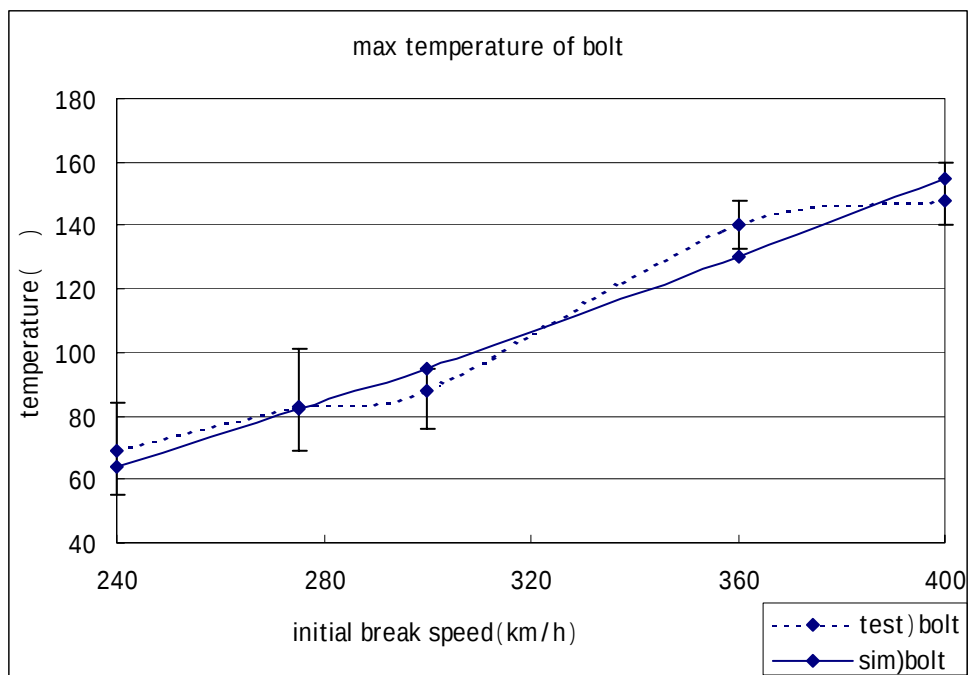


図 5-2 現行型ボルト最高温度比較グラフ

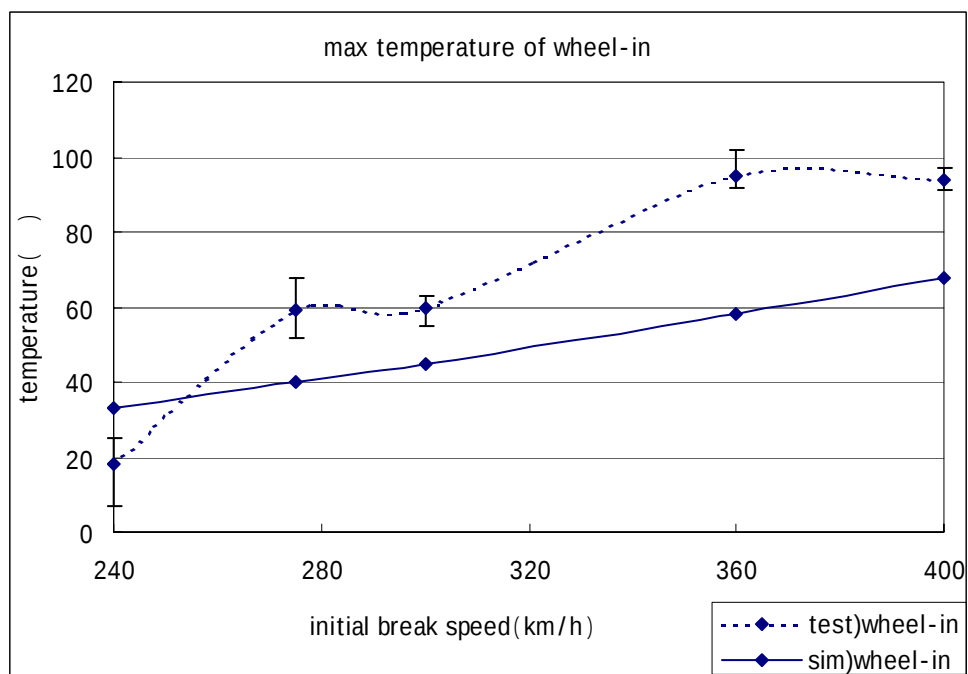


図 5-3 現行型車輪ボス部最高温度比較グラフ

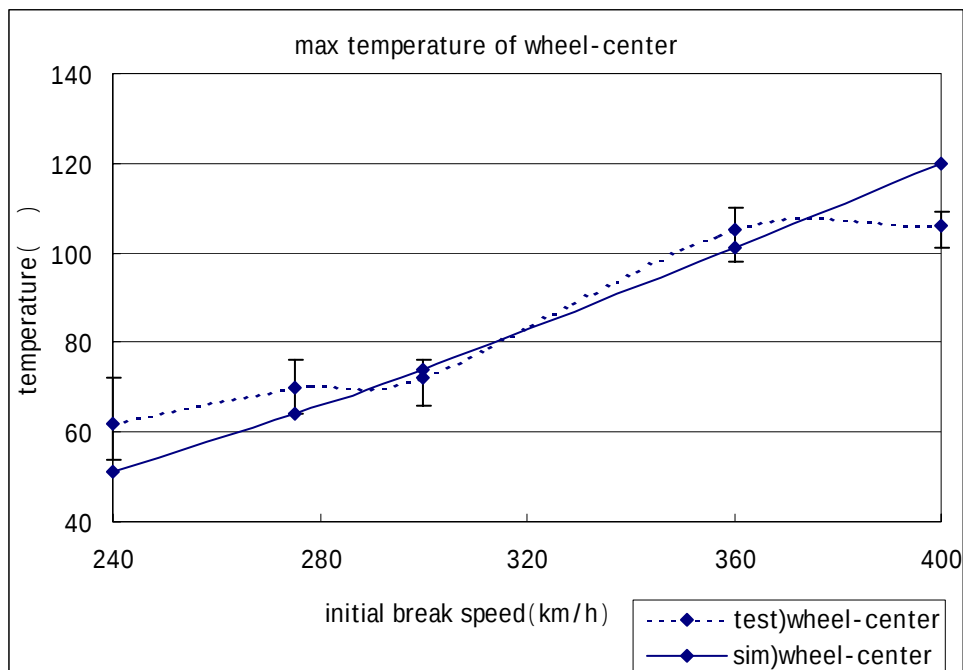


図 5-4 現行型車輪中央板部最高温度比較グラフ

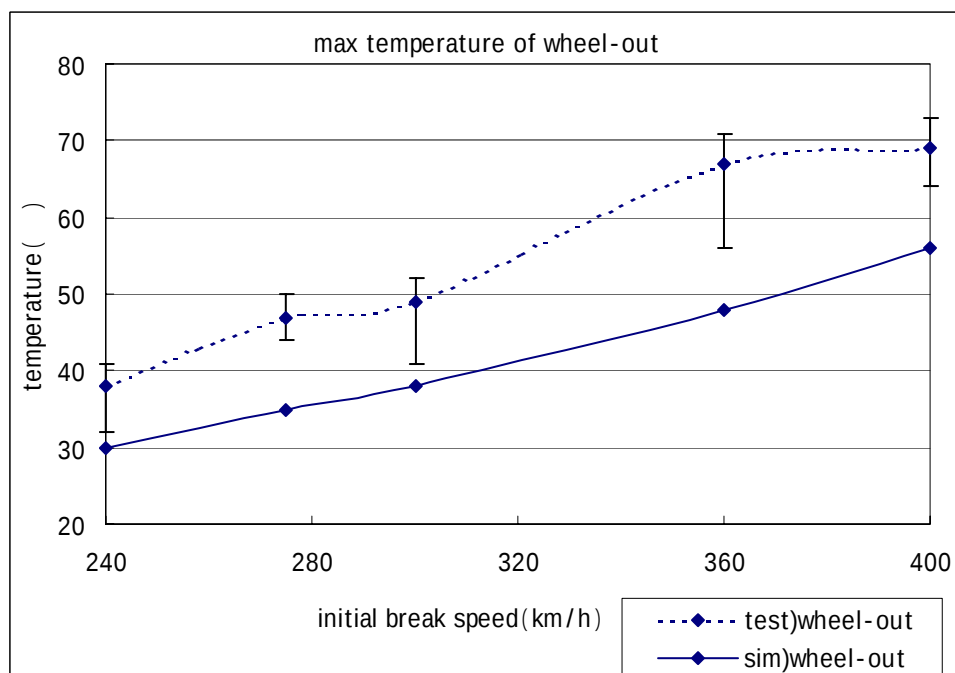


図 5-5 現行型車輪リム部最高温度比較グラフ

以下の図図 5-6、図 5-7、図 5-8 は現行型ブレーキの初期速度 400 k m/h からの緊急ブレーキによる各部温度の時刻変化の実験値比較である。

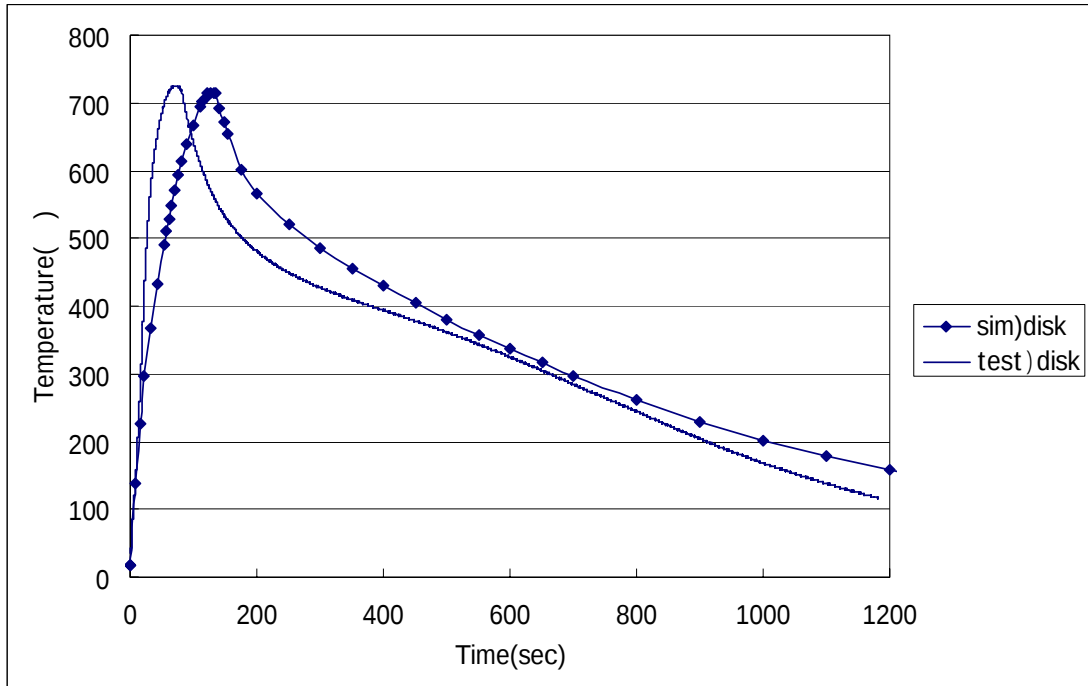


図 5-6 現行型ブレーキ時刻層温度比較グラフ 1

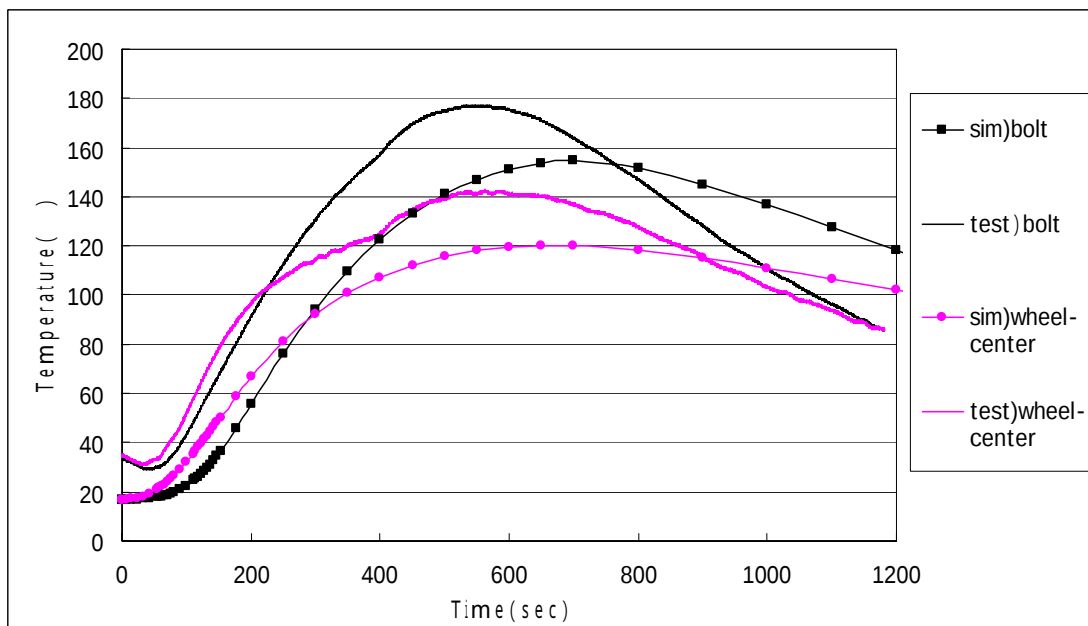


図 5-7 現行型ブレーキ時刻層温度比較グラフ 2

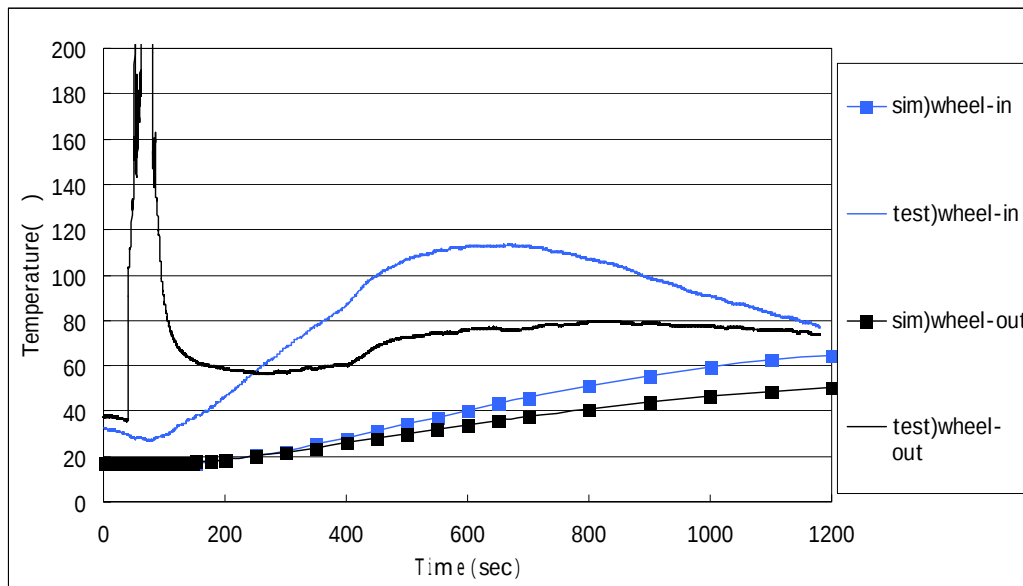


図 5-8 現行型ブレーキ時刻層温度比較グラフ 3

次期導入型ブレーキの実試験とシミュレーション比較

以下の図 5-9、図 5-10、図 5-11、図 5-12、図 5-13 は次期導入型型ブレーキのブレーキディスク、ボルト、内側ボス、中央板部、外側リム部の各緊急ブレーキによる最高温度グラフである。実試験は破線、シミュレーションは実線で示してある。

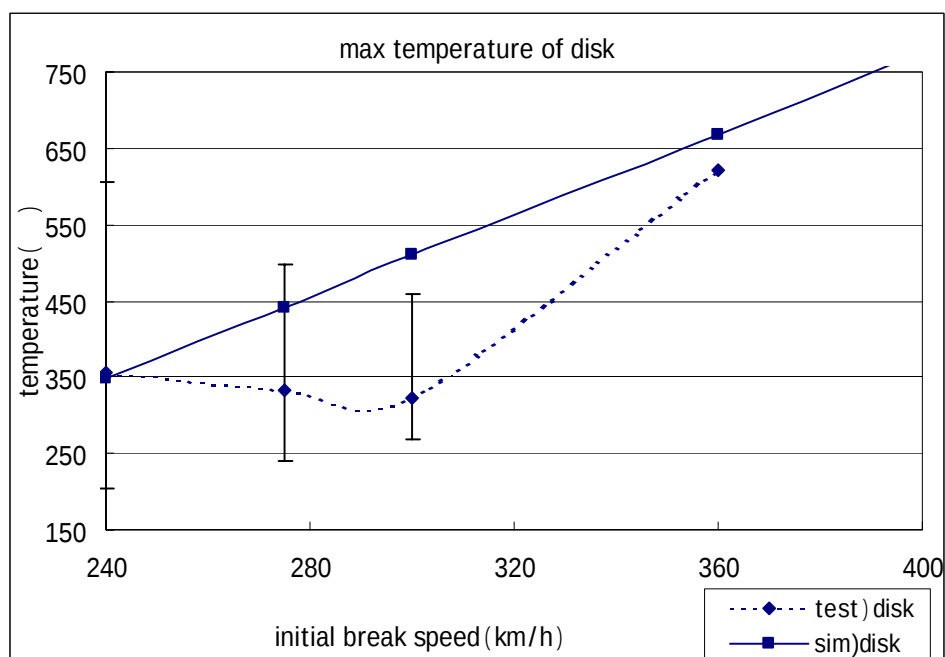


図 5-9 次期導入型ディスク部最高温度比較グラフ

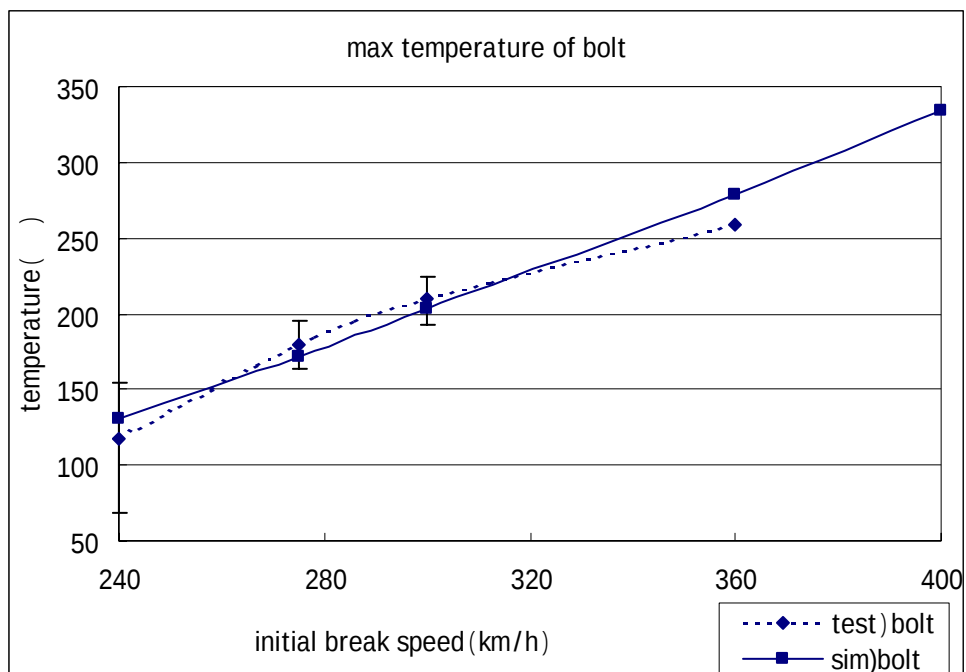


図 5-10 次期導入型ボルト部最高温度比較グラフ

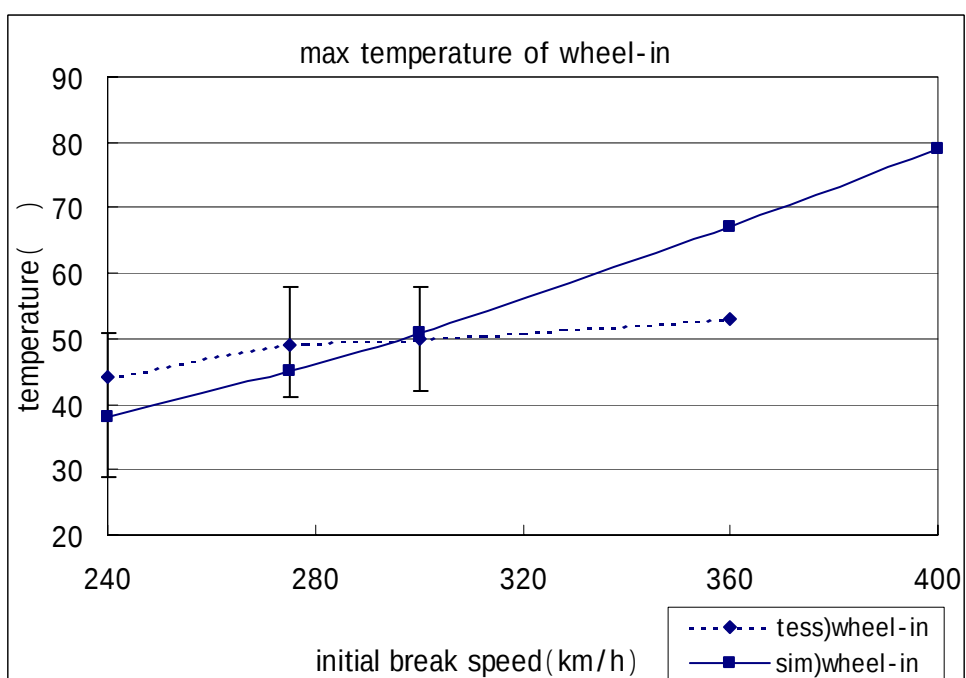


図 5-11 次期導入型車輪ボス部最高温度比較グラフ

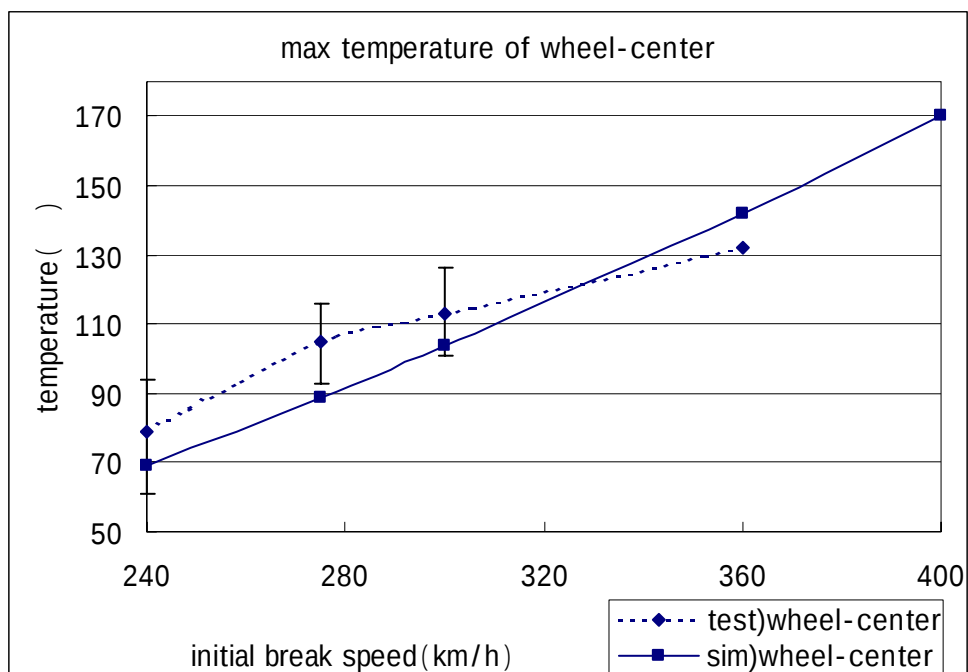


図 5-12 次期導入型車輪中央板部最高温度比較グラフ

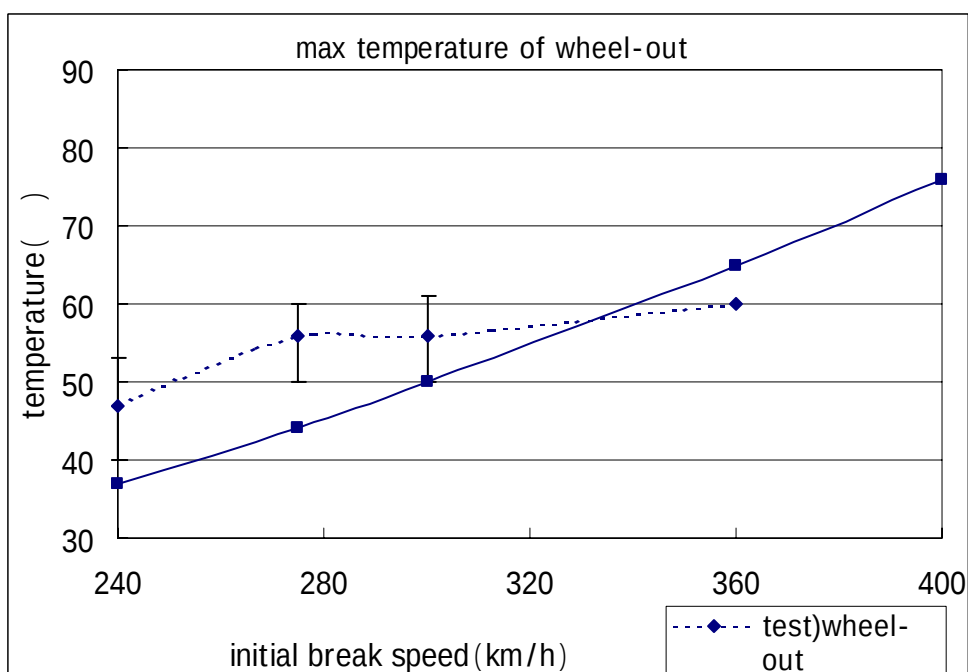


図 5-13 次期導入型車輪リム部最高温度比較グラフ

以下の図 5-14、図 5-15 は次期導入型ブレーキの初期速度 400 k m/h からの緊急ブレーキによる各部温度の時刻変化の実験値比較である。

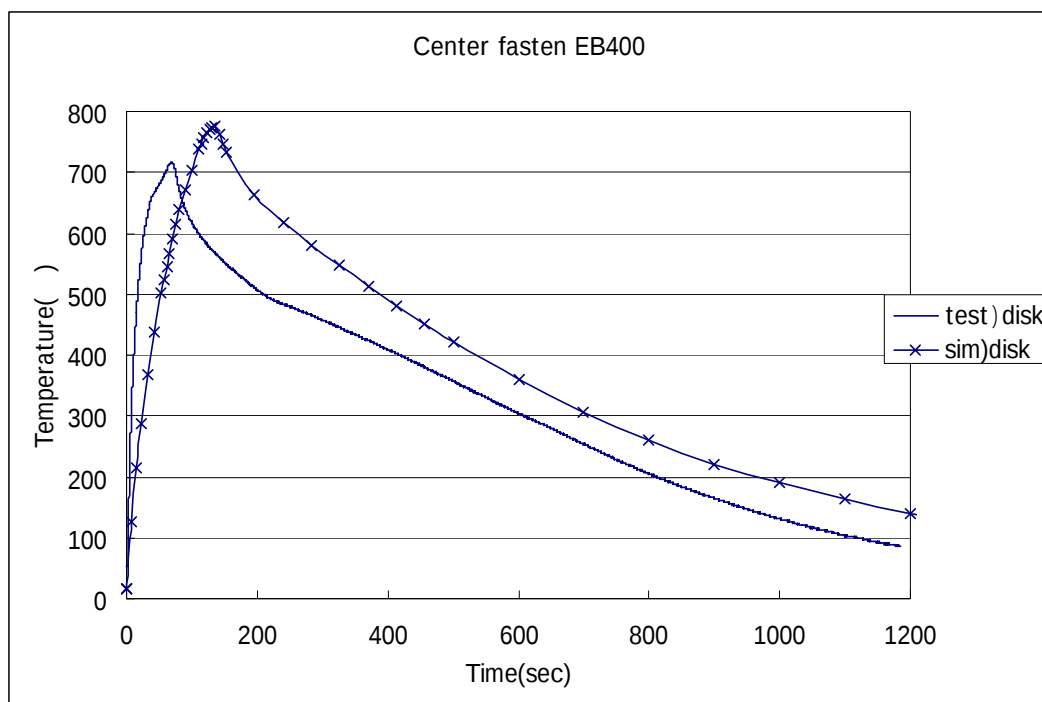


図 5-14 次期導入型ブレーキ時刻層温度比較グラフ 1

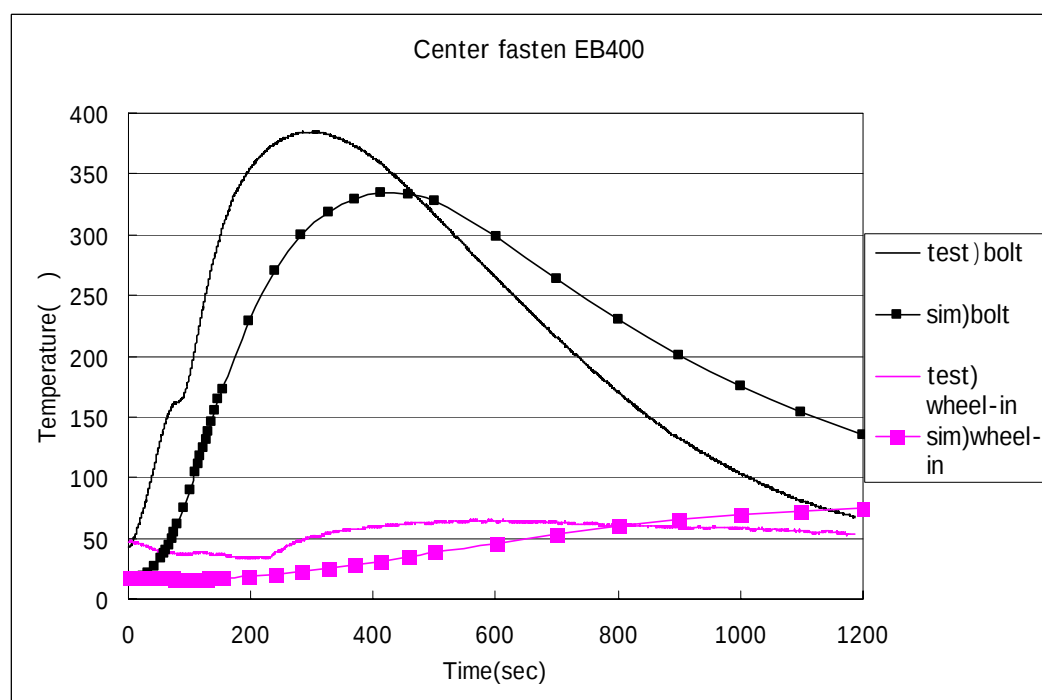


図 5-15 次期導入型ブレーキ時刻層温度比較グラフ 2

最高温度においては、実試験の空気温度やブレーキの初期温度などの初期条件が提供されなかったこと、温度測定値にばらつきが大きいこと、各初速度からの実試験の測定回数が3回（360km/h は両ディスクともに5回、次期導入型 360km/h は1回、400km/h からは無し）と少ないこと、実試験の環境、実試験での車輪部の温度測定点の位置がわからないため、本解析における最高温度結果の比較は参考程度にしかない。

摩擦面から遠いところにある温度測定点ほど停止後の熱伝達率の設定の影響を大きく受けるのだが、停止後の熱伝達率の正確な値は定まらないため摩擦面から遠い車輪ボス部とリム部のシミュレーションによる温度の値は実試験と大きくずれた。

各部温度の時刻変化については、摩擦面から遠いところにある部分の温度を見てみるとシミュレーションと実試験ではシミュレーションの熱の伝わり方が明らかに遅い。熱の伝わり速度に関する項目には主に物性値の密度、比熱、熱伝導率なので物性値の妥当性の検討と熱の伝わる経路、すなわち熱の輻射による熱の移動の検討する必要がある。

熱伝達率の設定の妥当性

ブレーキによる入熱量は熱伝達率に依存する熱の放出量よりはるかに大きく、また停止までに要する時間は停止後の解析時間に比べ短い。そのためブレーキ中の熱伝達率は結果の温度に大きくは影響を与えない。しかし停止中の熱伝達率の設定は全体の時刻暦温度分布に比較的大きな影響を与える。実試験のデータによると、停止後冷却中のディスク、ボルトの温度の低下が大きいため、停止後の摩擦面、ボルト頭部の熱伝達率を摩擦面、ボルト頭部以外に比べかなり大きくしなければ実試験データに合わせることができなかった。

熱伝達率を停止後一定にするとシミュレーションと実試験の最高温度が合わなかったり、最高温度が実試験値とあっても冷却速度が間に合わなかったりしたため停止後でも熱伝達率を変化させることによって解決した。本解析においては熱伝達率が結果として停止後に大きくなってしまったのだが一般に静止流体中においてならばこのようなことはありえないため検討の必要がある。

5 - 2 応力解析結果考察

現行型、次期導入型ブレーキの比較

JR 東日本がおこなったブレーキ実試験を参考モデルとした非定常伝熱-応力有限要素法解析結果から現行型ブレーキ、次期導入型ブレーキの比較をおこなう。

	長所	短所
現行型ブレーキ	・高負荷のブレーキに対してボルトの温度が上昇しにくく、ボルトの軸方向応力は低い。	・ボルト - ディスク間での相対すべりが起こりやすいため長期の使用でボルトが緩む可能性がある。 ・ブレーキによる摩擦面への入熱でディスクに温度分布の偏りが生じ、ボルトに曲げが加わる。 ・摩擦熱による熱膨張でディスク移動量が大きいとボルト軸部が車輪のボルト穴に接触するため軸部に曲げが生じる。
次期導入型ブレーキ	・ボルトに曲げが生じにくく、ディスク - ボルト間での相対すべりはほとんど起こらないためボルト緩みの可能性は現行型に比べ小さい。	・高負荷ブレーキに対してボルトの温度が上がりやすく、軸方向応力が大きい。また、ミーゼス応力も現行型ボルトに比べ大きくなる。 ・高い速度からのブレーキでは初期軸力によってはボルトの塑性変形、クリープ変形、または軸力の減少による軸力の不足の可能性はある。

5-3 結言

次期導入型ブレーキと現行型ブレーキの車輪、ブレーキディスク、締結用のボルトに対し非定常伝熱-応力有限要素法解析を行うことで緊急ブレーキ時のブレーキディスク、車輪、ボルトの温度分布の時刻変化を示し、現行型、次期導入型ブレーキディスク締結用ボルトの比較をおこなった。

現行型次期導入型ブレーキのボルトにはブレーキ開始から冷却の過程でボルトに曲げ変形と微小な座面の相対すべりが存在することがわかった。ブレーキ回数を重ねることでボルトが緩む可能性が次期導入型ボルトに比べ大きいと言える。次期導入型ブレーキのボルトには熱による大きな応力変動が生じるが、ブレーキ開始から冷却の過程でボルトに曲げ変形はなく、座面すべりもほとんどないため緩みの心配はほとんどないことがわかった。しかし、初期軸力によってはボルトの応力集中部への塑性変形が生じる可能性があり、ボルト温度自体も高温となるため塑性変形、クリープ変形を考慮しての解析の必要性がある。

参考文献

- [1] JR 東日本、新井ら、新幹線用高速化対応ブレーキディスクの開発、2003
- [2] 鉄道総合技術研究所、ブレーキ試験によるディスク締結体ボルト応力等の測定試験、2003
- [3] 日本機械学会、伝熱ハンドブック、1993
- [4] 庄司正弘、伝熱工学、東京大学出版会、1995
- [5] 日本機械学会、伝熱工学資料、1986
- [6] 原田ら、いすゞ技法第 8 2 号、ブレーキディスクローターの熱解析

以上

1 p ~ 65 p 完

卒業論文

平成 16 年 2 月 4 日提出

30173 小玉航平