

インドネシア国鉄道高速化計画 調査報告書

昭和49年2月

海外技術協力事業団

社団法人 海外鉄道技術協力協会

インドネシア国鉄道高速化計画 調査報告書

JICA LIBRARY

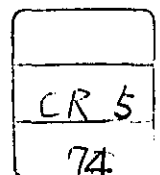


1055623[1]

昭和49年2月

海外技術協力事業団

社団法人 海外鉄道技術協力協会



序

日本政府は、ECAFEおよびインドネシア国政府の要請にもとづいて、インドネシア国ジャワ島における鉄道高速化計画調査について協力することとし、その実務を海外技術協力事業団に委託した。

事業団は、上記高速化計画の重要性にかんがみ、その業務を(社)海外鉄道技術協力協会に依頼し、調査作業を実施した。

(社)海外鉄道技術協力協会は、新井清之助氏を団長とする6名からなる調査団を編成し、昭和48年6月4日から7月4日までの31日間にわたり、Jakarta—Cikampek、Jogjakarta—SurabayaおよびJogjakarta—Madiunの3区間について、走行試験を実施し、旅客列車の運転速度を最高100km/hに向上するための諸データを収録するとともに、軌道および車両の現状を調査し、あわせて軌道および車両を評価する近代的測定方法等を教示した。

本報告書は、この調査結果をとりまとめたものであって、これがインドネシア国鉄道高速化計画の推進に寄与するとともに、日本・インドネシア両国間の友好親善に役立つならば、これにまさる喜びはない。

終りに、本調査の実施にあたり、支援と協力を惜しまなかったECAFE当局、インドネシア政府機関およびインドネシア国鉄に対し、また現地において調査業務に協力いただいた在インドネシア、在タイ両大使館の方々および、調査団の派遣に協力いただいた外務省、運輸省、日本国有鉄道、(社)海外鉄道技術協力協会の各位に対し、厚く御礼申し上げる次第である。

昭和49年2月

海外技術協力事業団

理事長 田付景一

国際協力事業団	
受入 月日 '84. 5. 16	108
登録No. 04946	74
	KE

伝 達 状

昭和 49 年 2 月 28 日

海外技術協力事業団

理事長 田 付 景 一 殿

社団法人 海外鉄道技術協力協会

会 長 島 秀 雄

ここに、インドネシア国鉄道高速化計画調査報告書を提出いたします。

当協会は、昭和 48 年 5 月 14 日付締結されたインドネシア国鉄道高速化計画調査作業契約に基づき、同年 6 月 4 日から 31 日間、日本国有鉄道技術研究所車両運動研究室室長新井清之助氏を団長とする軌道評価、車両動力学、軌道検測、車両構造等 6 名の専門家からなる調査団をインドネシア国に派遣して、ジャワ島における鉄道本線旅客列車の最高速度を 100km/h まで向上するために、Jakarta—Cikampek 間において短距離試験、Jogjakarta—Surabaya 間において長距離試験、また Jogjakarta—Madiun 間において高速試験を実施し、あわせて軌道及び車両の現状調査を実施いたしました。

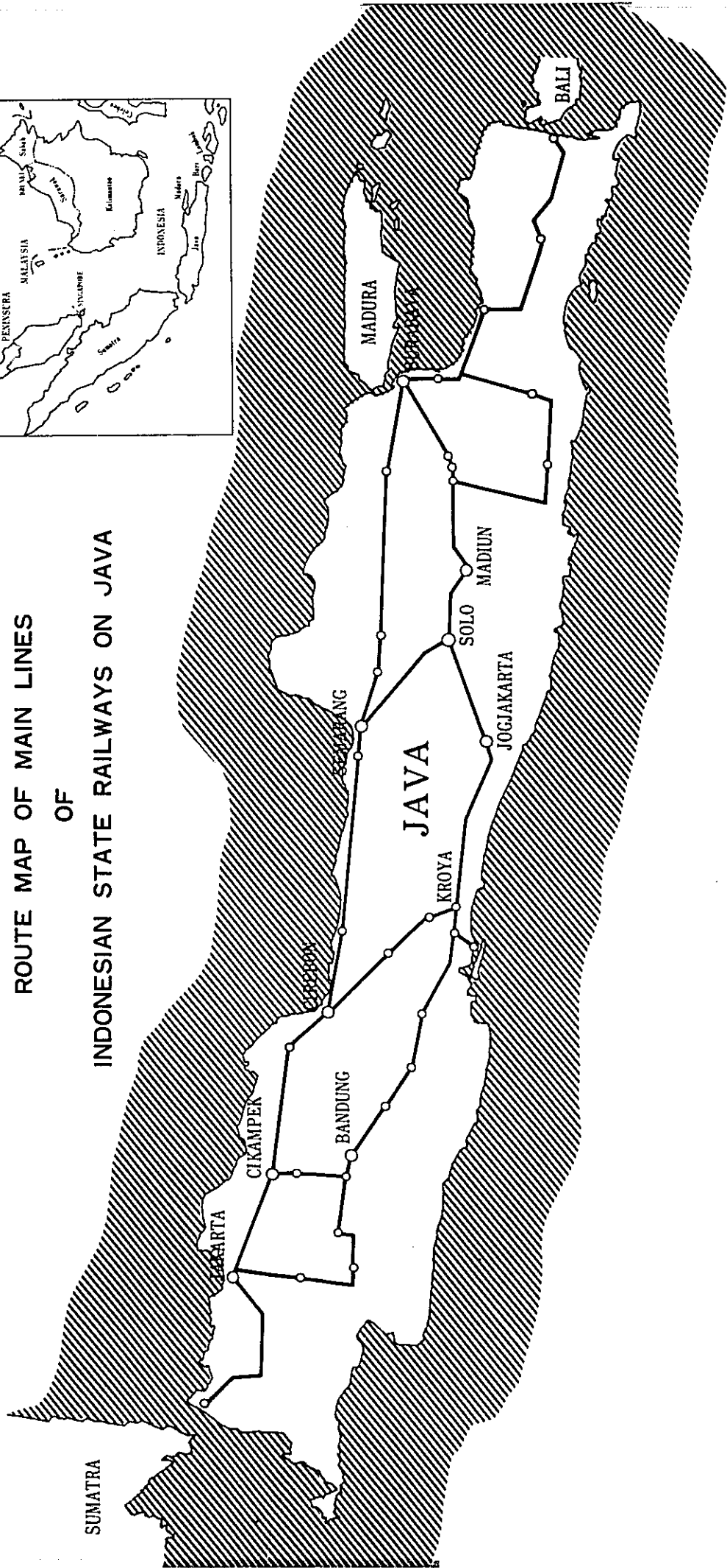
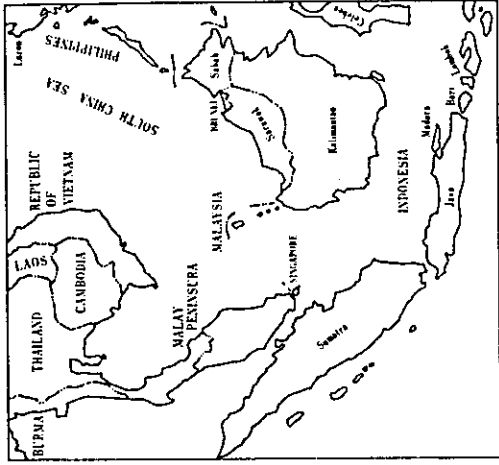
調査団は、調査終了後、調査結果の一部をとりまとめ、インドネシア国政府及びエカフエ事務局に中間報告書を提出いたしました。

また帰国後、昭和 48 年 10 月 27 日付締結されたインドネシア国鉄道高速化計画調査概略設計業務契約に基づき、現地調査の結果および収集した資料により国内作業を行ない、その成果品のうち、概略設計計算書および図面は昭和 48 年 11 月 30 日、また報告書（英文）案は同年 12 月 5 日貴殿に提出いたしました。

さらに同年 12 月 16 日から 10 日間、上記調査団団長ほか 2 名をインドネシア国及びタイ国に派遣し、インドネシア国政府およびエカフエ事務局に対して、報告書案により現地調査成果の詳細説明、意見交換等を行ない、その結果報告書原案を一部修正し、今回本報告書完成の運びに至ったものであります。

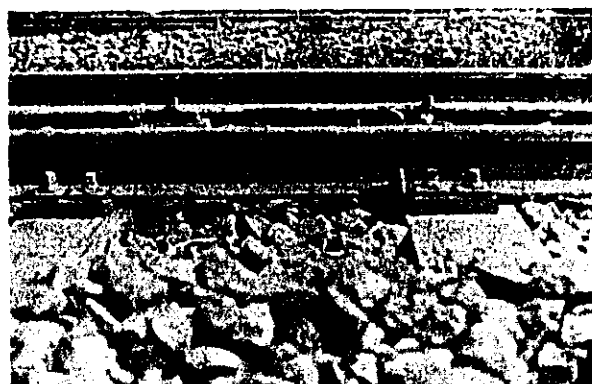
本調査の実施に当たり、御協力を頂きました外務省、運輸省、海外技術協力事業団および日本国有鉄道ならびに在インドネシア、在タイ両大使館、インドネシア陸運総局アドバイザー、海外技術協力事業団ジャカルタ、バンコク両海外事務所、エカフエ事務局、インドネシア国政府およびインドネシア国鉄の関係各位、その他現地で御手数を煩わした協会会員各位に対し、深甚の謝意を表します。

ROUTE MAP OF MAIN LINES
OF
INDONESIAN STATE RAILWAYS ON JAVA





試験列車（短距離）



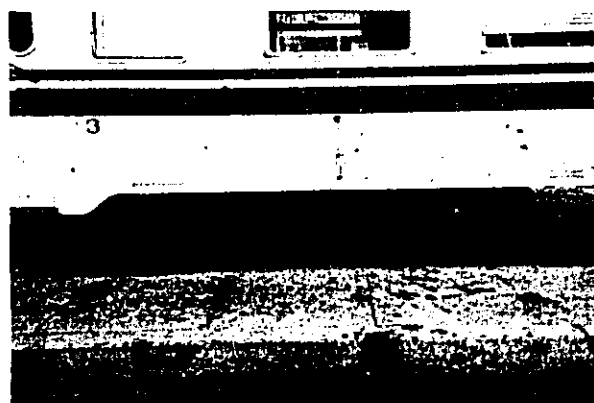
短距離試験区間の軌道



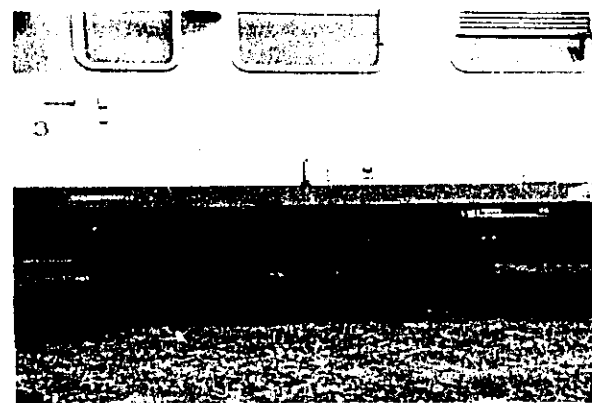
長距離試験区間の軌道



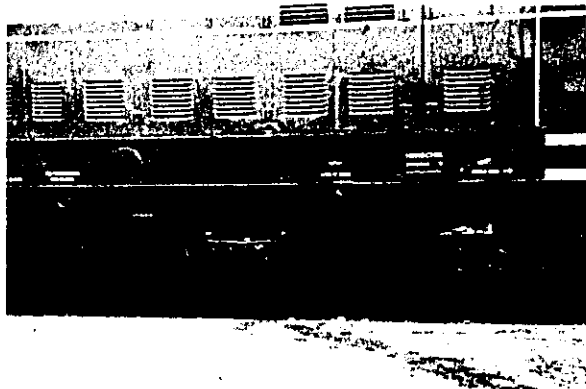
試験車両の台車（客車№1）



試験車両の台車（客車№2）



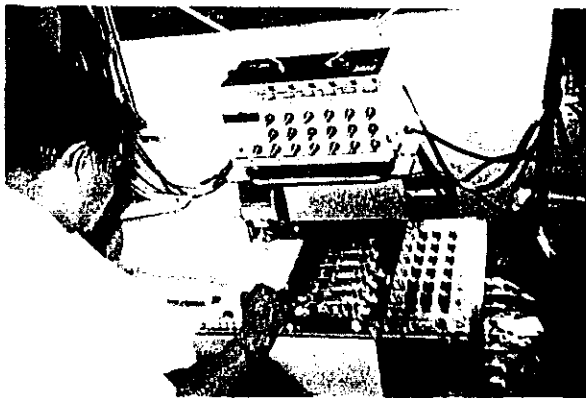
試験車両の台車（客車№3）



試験車両の台車（ディーゼル機関車）



車輪踏面形状の測定



車体振動加速度の測定



杆ポストマークの記録



機関車への速度の司令

概要および勧告

1. 調査の背景と範囲

インドネシア国鉄道高速化計画調査は、ECAFEおよびインドネシア国政府より日本政府に要請のあったJAVA島の幹線の列車最高速度向上の計画調査である。それに応じて日本政府はその実施をOTCAに委託し、JARTSがその実務の依頼を受け、調査団を結成し現地調査を行なった。

速度の向上は、一般的にいえば、線路、車両および信号設備などの近代化、改良に多額の投資を必要とするが、客貨の誘発による運輸収入の増加、 $\text{トレンアワー}[(\text{運転時分} + \text{停車時分}) \times \text{列車回数}]$ の短縮による車両および乗務員の運用効率の向上、線路容量の増大など鉄道経営上大きな効果をもたらすものである。

現在線の速度向上に関しては、1968年6月17日から22日までの6日間にわたりオーストリーの首都ウィーンにおいて、国際鉄道会議協会(IRCA)および国際鉄道連合会(UIC)共催で行なわれた“高速”シンポジウムの第4部会において詳細に議論された。その中では、高速化を含めた鉄道のサービスの質的向上は公衆の強い要望である、速度向上に伴ない誘発輸送量および収入が増大する、また社会全般が高速化によって得る利益も著しい、高速化に対しては技術上よりもむしろ経済上の問題の方が大きいなどが主に述べられている。

列車の速度向上とは、列車の到達時分を短縮する、いわゆるスケジュールスピードを上げることを意味する。これには曲線区間などにおける制限速度の向上も効果があるが、ジャワの幹線については一部を除いて、直線路であるので、最高速度の向上は列車の速度向上のために極めて効果的である。

列車の速度向上には技術的にいって次のような項目に対する調査検討が必要である。すなわち①車両の安全性、乗心地、②軌道の構造強度、③路盤、橋りょうなどの強度、④曲線および勾配改良ならびに複線化、⑤信号の方式、⑥動力の種類および⑦運転方式などである。

今回の調査では主として軌道および車両関係について、現状の把握、改良の方法および改良工事などを検討した。

2. 調査の目的と概要

調査の目的はジャワ島の鉄道幹線の列車の最高速度を100 km/hまで向上するための技術的の勧告をすること、そのために軌道ならびに車両の調査を行なう方法を実地に示すことおよび高速化に必要な軌道ならびに車両の改良工事の一例について示すことである。

調査は昭和48年6月4日より約1ヶ月にわたり軌道関係ならびに車両関係について在姿の調査と走行試験を行なった。走行試験では、試験区間を選定し、試験列車を走行させて、その際の軌道状況、車両の振動状況を日本より携行した計測機器を用いて測定調査をした。

走行試験は短距離試験，長距離試験および高速試験の3種で，試験区間として，それぞれ，Jakarta—Cikampek，Jogjakarta—SurabayaおよびJogjakarta—Madiunを選定した。

短距離試験では，試験列車は繰返して試験区間を走行し，その速度は60 km/hより100 km/hまで段階的に変化させた。長距離試験では現在運転されている急行ダイヤによる速度で延長約320 kmの試験区間を走行した。高速試験では長距離試験の測定結果をもとに試験区間を選定し，その区間を長距離試験の場合にくらべ10～20 km/h高い速度で走行した。

3. 調査結果

直線区間の軌道では，水準が悪くインドネシア国鉄（PJKA）の許容値を大きくこえている箇所が多い。曲線区間の軌道では，軌間，水準に許容値をこえている箇所が多い。高低，通りはおおむね許容値内に入っている。橋りょう前後の軌道が沈下し大だるみが発生して，大きな高低狂いが見られる。踏切付近でも通りと高低の大きな狂いが認められる場合がある。

レールにはかなりの延長にわたって波長40 mm程度の顕著な波状摩耗が認められる。一部に鉄まくらぎ軌道があるが，大部分は木まくらぎが使用され，その材質はチーク材であり，リジットファスニングが適用され，車輪の横圧に対する強度は十分と思われる。道床については，全線にわたってバラスト補充が不足しており，土砂混入も多く，まくらぎ下バラスト厚さが不足し，軌道が全般的に沈下している。レール継目部では，継目落ちの大きな箇所や，噴泥が発生して道床の固結している箇所がかなりある。車両の油が軌道上かなりの延長にわたって落下し汚染されている。

車輪踏面の摩耗は供試客車3両について測定した結果，車両によりその状況が異なり，フランジ部の摩耗の多いものと，踏面部の摩耗しているものがある。車両走行試験の結果，速度100 km/hまでは台車だ行動発生への傾向は認められない。

車体左右振動加速度は直線，曲線の別なく，走行速度の増加とともに単調に増加する傾向が認められ，その値は100 km/hにおいて両振幅で約0.2 gである。車体上下振動加速度についても，直線，曲線の別なく，速度の増加とともに単調に増加し，速度が60 km/hから100 km/hになると振動加速度は約30%増加し，100 km/hにおいて両振幅で0.3～0.4 gである。しかし橋りょう通過の際はこの傾向が列車速度に対して2乗的に大きくなることが認められた。Jogjakarta—Surabaya間で行なった長距離試験では，地域別の比較では，車両の振動加速度の大きさから見て，Jogjakarta—Solo間が，最高列車速度70 km/hと低く制限されているためもあり，最も良く，次いでSolo—Madiun間，Madiun—Surabaya間の順となる。高速試験では，試験区間における各車両の上下振動加速度は最大0.4 g以下であり，この区間の速度向上は現状においても可能であることが推定される。

4. 考察と勧告

調査の結果を総合すると、最高速度100km/hまでの速度向上を実施することについては、走行安全および乗心地の見地から、軌道および車両の面でなおいくつかの問題点が見受けられる。

100km/hの列車速度に対して、軌道はその負担力からみて、15Pレールは重レール(R14A)に更换し、道床厚は20cmを確保することが最小限必要である。速度向上後は、軌道狂いの進行速度が大きくなるので、さらに軌道の強化、および軌道保守勢力の増加が必要となる。これに対しては保守作業量の増加を速度向上後もある程度抑えるため、まくらぎ間隔を62~65cm程度に縮小して軌道を強化することが望ましい。また軌道強化の一環として、継目部構造の改良を行なうことも望ましい。

軌道の保守については、高低を良くすることが必要であり、高低狂いの許容限度を小さくすることが望ましい。特に継目部、踏切および橋りょうの前後に留意する必要がある。また軌道狂いの実態をできるだけ適確には握るため、頻繁に軌道の検測を行ない、軌道狂いまたは車両の動揺度が許容限界あるいは目標値内に収まるよう整備することが必要である。

保線作業については、特に道床作業、すなわち総づき固め、むら直しなどの効率を向上するため、作業器具、作業方法の改善が望ましい。また道床については、総づき固めによる軌道こう上、あるいは道床ふるい分けにより、常にまくらぎ下に所定のバラスト厚さを維持することが必要である。

軌道材料の不良率、特にレール、継目部、締結装置、まくらぎなどの不良率の実態を適確には握り、弱点をなくすことが、高速化した場合の保守計画をたてる上に重要である。

軌道上、特にレール面上に車両から油を落さないようにすることは、軌道保守上望ましい。

なお、速度向上に際して、老朽橋りょう(橋げた、橋台、橋脚について強度上問題のあるもの)については応力、たわみおよび振動を、また軟弱路盤箇所については、支持力、沈下量および振動を測定し、改良または許容速度の検討を行なうことが必要である。

100km/h運転に使用する車両については、特に車体上下振動軽減に対する配慮が必要である。このためには、まくらばねに上下動ダンバを使用することおよびそのダンバの保守をよくして、その特性を常に良好に保つことが必要である。

ブレーキ性能はブレーキ距離の増大を抑える意味で重要な要素である。また車両間の連結装置の構造も乗心地に大きな影響を与える。現状ではこれらの点より見て試験に用いたNo. 1, No. 2, No. 3の形式の客車は高速運転可能である。

車体の左右振動加速度は比較的その値が小さい。これは車両の左右振動に対する安定性のよいことおよび軌道の通り狂いが少ないことを示すものである。速度100km/hにおいてもだ行動の発生は見られなかった。車輪踏面が摩耗すると、だ行動が発生しやすくなるので、高速運転ではこの摩耗について注意を払うことが必要である。長距離試験および高速試験の結果より、現状においても区間により

速度向上が可能であるが、これには軌道の整備状態が常に現在の状態に保持されていることが条件である。

5. 改良工事の概要

軌道関係改良工事については Jogjakarta—Surabaya間 322 km を対象とした場合に区間によって程度の差はあるが、レール、分岐器の重量化、レール継目部改良、まくらぎの増設および軌道高上などが必要である。また軌道工事用の各種機器の配備も必要である。所要経費の一例を算定すれば、Jogjakarta—Surabaya間 322 km について、レール、分岐器および機器購入などに要する外貨520万ドル（ルピア換算 22 億ルピア）、レールの溶接、まくらぎ増設、軌道高上その他必要な作業を含み内貨 20 億ルピアとなる。

車両関係改良工事については、ジャワ島内の現行の急行列車 15 本を総て速度向上するものとして、所要経費の一例をあげれば必要車両数の者を新製あるいは改造する場合、外貨750万ドル（ルピア換算 31 億ルピア）、内貨 3.4 億ルピアとなる。

インドネシア国鉄道高速化計画調査報告書

目 次

1. ま え が き	1
2. 調査団の派遣	2
2-1 調査団の編成	2
2-2 調査団の日程	2
2-3 関係者	3
3. 現地における調査・試験	6
3-1 目 的	6
3-2 調査・試験の種類	6
3-2-1 調査項目	6
3-2-2 試験項目	6
3-3 試験線区	6
3-3-1 短距離試験線区	6
3-3-2 長距離試験線区	7
3-3-3 高速試験線区	7
3-4 供試車両	7
3-5 試験列車の編成	10
3-6 試験速度及び運転方法	10
3-7 測定項目及び測定方法	10
3-7-1 軌道測定項目と測定方法	10
3-7-2 車両測定項目と測定方法	11
3-8 測定に使用した計器	12
3-8-1 軌道の測定	12
3-8-2 車両の測定	12
4. 調査・試験の期日	13
5. 調査・試験の結果	14
5-1 軌道関係調査	14
5-1-1 短距離試験区間	14
5-1-2 長距離試験区間	19

5 - 2	供試車両調査	19
5 - 2 - 1	車輪踏面形状	19
5 - 2 - 2	台車構造その他	19
5 - 3	車 上 測 定	24
5 - 3 - 1	短 距 離 試 験	24
5 - 3 - 2	長 距 離 試 験	39
5 - 3 - 3	高 速 試 験	39
5 - 3 - 4	振 動 解 析	39
6.	所 見	77
6 - 1	軌 道 関 係	77
6 - 2	車 両 関 係	78
7.	高速化に必要な改良工事	80
7 - 1	軌道関係改良工事	80
7 - 2	車両関係改良工事	81
付録Ⅰ	列車速度向上に関する検討事項	83
付録Ⅱ	列車速度向上に関する軌道の問題点	87
付録Ⅲ	車両上下振動特性の算式及び数値	103
付録Ⅳ	車両の走行安全と振動問題	109

目 次

表 1	Track structure of test sections	8
表 2	Specification of test cars	9
表 3	Allowable static track irregularities	14
表 4	Riding-comfort index of PJKA (for passenger car)	71
表 5	Riding-comfort index by PJKA method	72
表 6	An example of cost estimate for track improvement, Jogjakarta — Surabaya 322km	80
表 7	An example of rolling stock cost estimate	82

目 次

図 1	Track irregularities in the straight line part of short-distance test section (22k770-23k270)	15
図 2	Track irregularities in the curved line part of short-distance test section(23k280-23k735)	16
図 3	Cross-section of rail(straight section)	17
図 4	Cross-section of rail(curved section)	18
図 5	Standard profile of wheel tyre	20
図 6-1	Wheel tyre profile of No.1 coach(CW 9055)	21
図 6-2	Wheel tyre profile of No.2 coach(CW 9108)	22
図 6-3	Wheel tyre profile of No.3 coach(CW 9257)	23
図 7-1	Vertical vibration characteristics of No.1 coach(CW 9055)	25
図 7-2	Vertical vibration characteristics of No.2 coach(CW 9108)	26
図 7-3	Vertical vibration characteristics of No.3 coach(CW 9257)	27
図 7-4	Vertical vibration characteristics of locomotive(BB 30310)	28
図 8-1~2	Typical wave form of vibration(Cikampek→ Jakarta)	29
図 9-1	Maximum acceleration amplitude(straight and curved sections)of No.1 coach(CW 9055)	33
図 9-2	Maximum acceleration amplitude(straight and curved sections)of No.2 coach(CW 9108)	34
図 9-3	Maximum acceleration amplitude(straight and curved sections)of No.3 coach(CW 9257)	35
図 9-4	Maximum acceleration amplitude(bridge section) of No.1 coach(CW 9055)	36
図 9-5	Maximum acceleration amplitude(bridge section) of No.2 coach(CW 9108)	37

☒ 9-6	Maximum acceleration amplitude(bridge section) of No.3 coach(CW 9257)	38
☒ 10-1~11	Values of vibration acceleration(long- distance test)	40
☒ 11-1~2	Values of vibration acceleration(high- speed test)	51
☒ 12-1~2	Frequency analysis of No.1 coach(CW 9055)	53
☒ 12-3~4	Frequency analysis of No.2 coach(CW 9108)	55
☒ 12-5~6	Frequency analysis of No.3 coach(CW 9257)	57
☒ 13-1~2	Number of occurrence of diesel locomotive (BB 30310)	60
☒ 13-3~4	Number of occurrence of No.2 coach(CW 9108)	62
☒ 13-5~6	Number of occurrence of No.3 coach(CW 9257)	64
☒ 14-1	Riding comfort of diesel locomotive(BB 30310)	67
☒ 14-2	Riding comfort of No.1 coach(CW 9055)	68
☒ 14-3	Riding comfort of No.2 coach(CW 9108)	69
☒ 14-4	Riding comfort of No.3 coach(CW 9257)	70
☒ 15-1	Car body vibration of No. 1 coach(CW 9055)	74
☒ 15-2	Car body vibration of No. 2 coach(CW 9108)	75
☒ 15-3	Car body vibration of No. 3 coach(CW 9257)	76

1. ま え が き

この調査は、インドネシア国運輸事業開発計画の一環としてジャワ島における鉄道本線の最高列車速度を100km/hに向上するに当り、軌道の評価方法等の具体的教示方について、ECAFEおよびインドネシア国政府より、わが国に要請してきたものである。

日本政府は、この要請を受け入れることとし、この調査を海外技術協力事業団に委託し、同事業団は、その実施を(社)海外鉄道技術協力協会に依頼したものである。

調査団は、1973年6月4日インドネシア国に派遣され、同国鉄道当局の協力のもとに現地調査を実施し、帰途ECAFE事務局に中間報告を行ない、7月4日帰国した。

調査は、旅客列車の最高速度を80km/hから100km/hに向上するため、主として南本線において軌道および車両について行ない、これら現地における調査結果および測定記録をもとにして、この報告書を作成したものである。

2. 調査団の派遣

2-1 調査団の編成

団 長	新 井 清之助	日本国有鉄道技術研究所車両運動研究室長
団 員	加 藤 八洲夫	" 軌道材料研究室長
"	田 中 真 一	" 車両構造研究室主任研究員
"	平 田 五 十	" 軌道研究室主任研究員
"	吉 田 力	(社)海外鉄道技術協力協会事務局長
"	陸 路 栄 一	海外技術協力事業団開発調査部実施第一課

2-2 調査団の日程

月日	曜日	行 程	調 査 内 容	宿 泊 地
6.4	月	東 京→ジャカルタ(空路)	JL719	ジャカルタ
5	火		日本大使館, OTCA 打合せ, 陸運長官挨拶	"
6	水	ジャカルタ→バンドン(鉄道)	国鉄本社挨拶	バンドン
7	木		国鉄本社にて調査内容, 日程打合せ	"
8	金		国鉄本社にて調査内容, 日程打合せ, 資料収集	"
9	土	(バンドン→ジャカルタ)(鉄道)	" (陸路団員のみジャカルタ)	"
10	日		資料整理	"
11	月		国鉄本社にて細部スケジュール調整及び資料収集	"
12	火	バンドン→ジャカルタ(鉄道)	ジャカルタ駅にて西部鉄道局と日程打合せ	ジャカルタ
13	水		(車両班)短距離試験準備, (軌道班)試験区間軌道静的測定	"
14	木		"	"
15	金		短距離試験, (軌道班)現場にて動的測定	"
16	土		試験結果取りまとめ	"
17	日	ジャカルタ→ ジョクジャカルタ(空路)	中部鉄道局と日程打合せ	ジョクジャカルタ
18	月	ジョクジャカルタ→ マディユン(鉄道)	長距離試験	マディユン

月日	曜日	行 程	調 査 内 容	宿 泊 先
19	火	マディユン→スラバヤ(鉄道)	長距離試験	スラバヤ
20	水		試験結果取りまとめ及び分析	"
21	木	スラバヤ→ ジョクジャカルタ(鉄道)	試験列車をジョクジャカルタへ回送	ジョクジャカルタ
22	金	ジョクジャカルタ→ マディユン(鉄道)	高速試験	"
23	土		中部鉄道局と試験結果検討, 試験結果取り まとめ	"
24	日		試験結果分析, 資料整理	"
25	月	ジョクジャカルタ→ ジャカルタ(空路)	午前 中間報告作成, 午後ジャカルタへ移 動	ジャカルタ
26	火		中間報告作成, 日本大使館報告	"
27	水	ジャカルタ→バンドン(鉄道)	団長他2名 バンドン国鉄本社にて試験結 果検討, 他は機材返送準備	バンドン
28	木	バンドン→ジャカルタ (午後)(鉄道)	"	ジャカルタ
29	金		運輸省陸運長官へ中間報告説明	"
30	土		日本大使館, イ国関係機関帰国挨拶	"
7.1	日		帰国準備	"
2	月	ジャカルタ→バンコク(空路)	CX700 日本大使館報告	バンコク
3	火		ECAFE事務局へ中間報告説明	"
4	水	バンコク→東 京(空路)	JL716	

2-3 関 係 者

(1) エカフエ事務局

Mr. S. Masood Husain Chief, Transport and Communications
Division

Mr. Aldo Manos Chief, Technical Assistance Unit

Mr. M. E. Saleh Chief, Railway Section, Transport and
Communications Division

Mr. Shwe Shane Regional Railway Network Advisor,
Transport and Communications Division

Mr. F. Löhr Railway Expert, Transport and Commu-
nications Division

Mr. V. N. Timopheev Economic Affairs Officer, Transport and
Communications Division

(2) インドネシア国運輸省

Mr. Sumpono Bayuaji Director General of Land Transport and
Inland Waterways

M. Sc. Soerono Superintendent of Secretariat, Land
Transport and Inland Waterways

(3) インドネシア国鉄

General information

Ir. R. Soemali Chief Director, Bandung Head Office

Ir. Achmad Rochaeli

Ardiwikarta

Director, Supply and Workshops, Bandung
Head Office

Mr. Imam Rustadi S. H. Secretary, Bandung Head Office

Preparation and execution of tests

Research and Development Institute, Bandung Head Office:

Ir. Partosiswojo Chief

Mr. Soepar Chief, Mechanical Engineering Depart-
ment

Drs. M. Subyanto Chief, Industrial Engineering Depart-
ment

Planning and Control Institute, Bandung Head Office:

Ir. Sandjojo Chief

Ir. Boedijoewono Deputy Chief

Way and Works Department, Bandung Head Office:

Ir. Soeharso Chief

Ir. Sajid Deputy Chief

Ir. Tantular Chief, Project and Extension Division

Mr. R. Mohamad

Soegiarto Chief, Railway Track Section

Contacts during field tests

Ir. Pantiarso	Manager, West Java Region
Ir. Moerhadi	Manager, East Java Region

3. 現地における調査・試験

3-1 目的

この調査の目的は、インドネシア国ジャワ島鉄道幹線の列車最高速度を100 km/hにまで向上する方策を実地について示すことである。さらに具体的に述べれば、現状の軌道および車両に対して、走行試験を実施し、軌道の構造や保守状態、ならびに車両の特性が車体の振動性能におよぼす影響を調査し、インドネシア国鉄に対して、最高速度を技術的に決定する方法を示すことである。

3-2 調査・試験の種類

3-2-1 調査項目

(1) 軌道関係

現状の軌道構造について設計図面により検討した。短距離試験区間については携行せる計器を用いて軌道狂い、レールの沈下およびレールの摩耗の測定を、長距離試験および高速試験では最後部のインスペクション・カーより、目視により調査を行なった。

(2) 車両関係

台車の設計図面により検討した。供試車両の車輪踏面の形状について、携行した車輪踏面形状測定装置を用いて描写測定し、摩耗状態について検討した。

3-2-2 試験項目

走行試験は次の3種類を実施した。

(1) 短距離試験

(2) 長距離試験

(3) 高速試験

3-3 試験線区

3-3-1 短距離試験線区

短距離試験はJakarta—Cikampek間(複線)において、Jakarta行き列車の軌道の2kmを選定した。これは車両の振動と速度、特に高速度との関係を調べるため、高速で走行し得るという条件などを考慮した。そのうち、軌道の検測、試験を行なった区間は次に示すとおりである。

	杆程(Jakarta起点)
直線区間	22 km 770 ~ 23 km 270
曲線区間	23 km 280 ~ 23 km 735

曲線区間の曲線諸元は次のとおりである。

曲線半径	900 m
緩和曲線始点	23 km 281
円曲線始点	23 km 347
円曲線終点	23 km 669
緩和曲線終点	23 km 735
カント	65 mm

3-3-2 長距離試験線区

長距離試験は Jogjakarta — Surabaya 間(単線)約322 kmを選定した。これは、幹線における代表的な各種の軌道構造を含み、車両と軌道との相互作用を調査することを考慮した。

試験区間は Jogjakarta から Solo, Madiun を経て、Surabaya に至る南幹線で、平野部を走り、こう配が緩やかで曲線も少なく、主要駅付近の2, 3の急曲線を除けば曲線半径も大きい。路盤は普通または良好な状態で、トンネルはない。

試験区間の軌道構造は表1のとおりである。

3-3-3 高速試験線区

高速試験については、長距離試験の結果を検討して、Jogjakarta — Madiun 間より、4区間約29 kmを選定した。これは現状の軌道および車両において列車走行速度の向上を試みることを目的としたものである。

3-4 供試車両

選定した供試車両は、客車3両、機関車1両である。このうち短距離試験では客車3両について、長距離試験および高速試験では客車2両と機関車についてそれぞれ測定を行なった。表2に試験車の主要諸元を示す。

表 1 Track structure of test sections

Kind	Short-distance test section (2 km)	Long-distance test section (322 km)					
		High-speed test section (156 km)			Solo - Madiun (97 km)		
Section	Jakarta-Cikampek (2 km)	Jogjakarta - Solo (59 km)			Solo - Madiun (97 km)		Madiun-Surabaya (166 km)
Section No. & kilometerage		(I) 165~156	(II)-1 121~117	(II)-2 117~113	(III) 220~210	(IV) 191~188	
Rail weight (kg/m)	41.52 (R14)	38.0 (15P)	38.0 (15P)	41.52 (R14)	41.52 (R14)	42.59 (R14A)	41.52 (R14)
Rail length (m)	85	14	14	85	85	85	85
Rail joint	Suspended joint Even joint	"	"	"	"	"	"
Rail fastening	Rigid fastening 3 screw spikes per tie plate	Rigid fastening 3 screw spikes per tie plate	Rigid fastening 3 screw spikes per tie plate	Rigid fastening	Rigid fastening 3 screw spikes per tie plate	Pandrol	Rigid fastening 3 screw spikes per tie plate
Sleeper pitching (cm)	68	65~70	70	70	68	68	65
Kind of ballast	Crushed stone	Screened gravel	Crushed stone	Crushed stone	Crushed stone Screened gravel	Crushed stone	Crushed stone
Ballast thickness (cm)	10~20	5~15	5~10	5~10	5~15	5~15	10~30
Max. gradient (o/oo)	-		10			5	7
Min. radius of curvature (m) (Note)	900		-			900	500
Present max. speed (km/h)	90		70			75	75, 80

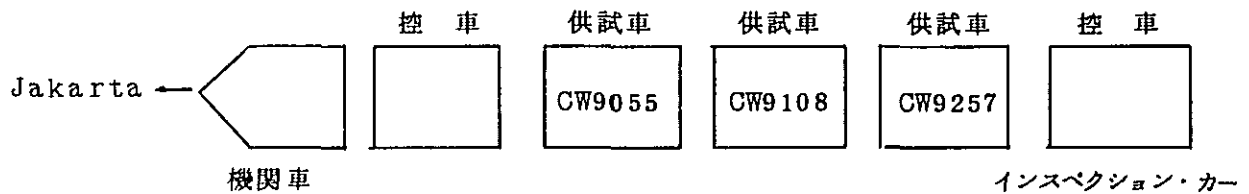
Note: Min. radius of curvature excludes several sharp curves located near major stations.

表 2 Specification of test cars

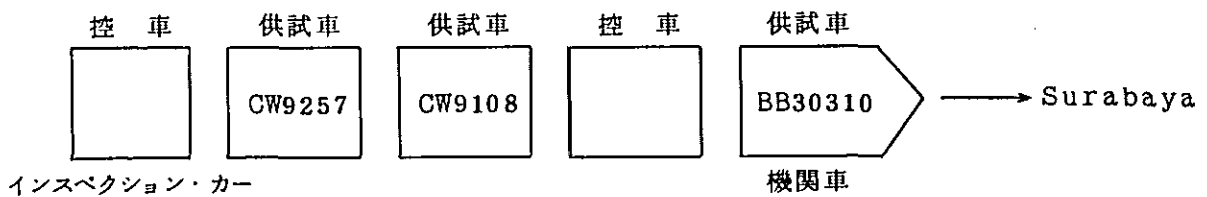
Classification	2nd class coach (No. 1)	2nd class coach (No. 2)	2nd class coach (No. 3)	Diesel locomotive	
Car number	CW 9055	CW 9108	CW 9257	BB 30310	
Manufactured by	Simmering-Graz-Pauker A.G.	Nippon Sharyo Seizo Kaisha Ltd.	VEB Waggon Bau Bautzen	Rheinstahl Henschel AG	
Year of delivery	1963	1963	1965	1973	
Type	2-bogie	2-bogie	2-bogie	2-bogie (B-B)	
Total weight (ton)	23.90	29.20	29.00	42.80	
Length (m)	20.920	20.920	20.920	12.160	
Max. height (m)	3.595	3.610	3.715	3.690	
Max. width (m)	2.990	2.990	2.990	2.800	
Length between bogie centers (m)	14.000	14.000	14.000	5.800	
Track gauge (m)	1.067	1.067	1.067	1.067	
Seat capacity (person)	80	80	80	—	
Truck	Bogie type	Ferrostaal-type bogie	NT-11-type bogie	Görlitz-type bogie	Henschel-type bogie
	Number of axles	2	2	2	2
	Wheel base (m)	2.360	2.200	2.200	2.200
	Wheel diameter (m)	0.774	0.774	0.774	0.904
	Axle spring	Coil spring	Coil spring	Coil spring	Coil spring
	Bolster spring	Laminated spring	Coil spring	Coil spring	Coil spring
	Oil damper	None	For bolster (Vertical)	For bolster (Vertical & Horizontal)	For primary and secondary springs (Vertical)
	Horizontal damping	Swing bolster hanger	Swing bolster hanger	Lateral damper	None
	Axle-box suspension		Pedestal type	Pedestal type	Pedestal type
Journal bearing	Roller	Roller	Roller	Roller	
Note				Hydraulic	

3-5 試験列車の編成

(1) 短距離試験



(2) 長距離試験および高速試験



3-6 試験速度および運転方法

(1) 短距離試験

短距離試験では繰返して試験をするのであるが、各走行については、あらかじめ定められた速度で試験区間を通過するとく運転する。

速度 60 km/h より速度 100 km/h まで速度を変えて 6 回試験を実施した。方向はいずれも Jakarta 向きである。

(2) 長距離試験

長距離試験では現行の急行ダイヤに添った運転速度により、Jogjakarta から Surabaya 向に 1 回走行した。最高速度は 84 km/h (実測) であった。

(3) 高速試験

長距離試験の測定結果をもとに選定した 4 試験区間を 10 ~ 20 km/h 高い速度で走行した。方向はいずれも長距離試験と同じである。最高速度は 92 km/h (実測) であった。

3-7 測定項目および測定方法

3-7-1 軌道測定項目と測定方法

短距離試験区間について、次の項目の軌道測定を行なった。

軌間、水準、高低、通り

レールの動的枕下

レールの摩耗

測定は、曲線区間においては全延長，直線区間においては500m区間にわたって，5m毎に測点を設けて行なった。各測点毎に，軌間，水準についてはトラックゲージを使用した。また，高低，通りについては高低通り測定器を使用して，長さ10mの基準線の中央点の狂いを読み取る方式により行なった。

レールの動的沈下は，直線区間において，継目部付近と中間部に4測定を設け，沈下計を取り付けて測定した。

レールの摩耗は，レール断面測定器により，直線，曲線とも3箇所ずつ測定した。

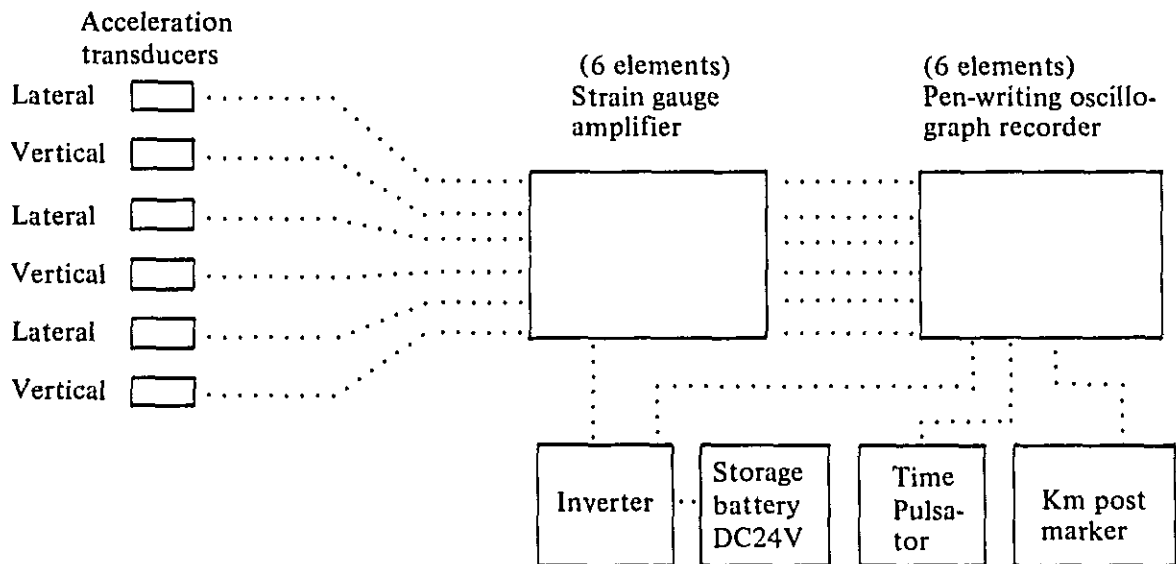
3-7-2 車両測定項目と測定方法

(1) 車輪踏面形状測定

測定は供試車両のうち客車の前位台車の各車輪について行なった。車輪踏面形状測定装置を測定しようとする車輪に固定し，踏面形状を記録した。

(2) 車体加速度の測定

供試車両に対して，前台車位置において車体の上下加速度と左右加速度を測定した。測定計器，記録装置などのつなぎは次のブロック図に示す通りである。



3-8 測定に使用した計器

3-8-1 軌道の測定

軌道測定用計器は、次のとおりである。

軌間，水準	トラックゲージ
高低，通り	高低通り測定器
レールの動的沈下	沈下計
レールの摩耗	レール断面測定器

3-8-2 車両の測定

車両測定用計器は次の通りである。

車輪踏面形状	車輪踏面形状測定装置
車体加速度	加速度計変換器（6台）， ひずみ計増幅器（6成分）， ペン書きオシロ（6成分）
時刻	電接時計
キロポスト位置	電気接点
その他	電源装置としてロータリーインバーター（300W用）

4. 調査・試験の期日

軌道及び車両の現状調査並びに各種走行試験を実施した日は、次の通りである。

測定日	調査・試験の種類	区間
6月13日(水)	軌道の静的測定 車両の在姿測定	
" 14日(木)	"	
" 15日(金)	短距離試験 軌道の動的測定	Cikampek — Jakarta
" 18日(月)	長距離試験	Jogjakarta — Madiun
" 19日(火)	"	Madiun — Surabaya
" 22日(金)	高速試験	Jogjakarta — Madiun

5. 調査・試験の結果

5-1 軌道関係調査

5-1-1 短距離試験区間

短距離試験区間の静的軌道狂い，すなわち，軌間，水準，高低，および通りの測定結果は，図1，図2に示すとおりである。インドネシア国鉄の軌道狂いの静的整備基準値は表3に示すとおりであり，高低，通りの値は，日本国鉄その他の国に比べてかなり大きい。

表3 Allowable static track irregularities

	PJKA	RSR	JNR (3級線)
Track gauge	-2 ~ +5 mm	-3 ~ +6 mm	-4 ~ +6 mm
Gross level	7 mm	8 mm	9 mm
Longitudinal level	13 mm	10 mm	9 mm
Alignment	15 mm	—	9 mm

(1) 直線区間では，一般に水準が悪く，許容値を大きくこえている箇所が多い。橋りょう前後の軌道が沈下しており，大だるみが発生して，大きな高低狂いを生じている。

(2) 曲線区間では，軌間，水準に許容値をこえている箇所が多い。高低，通りは，おおむね許容値内に入っているが，限度付近の値も多い。

(3) レールの動的沈下量は，3.5 mm ~ 4.3 mm の範囲にあり，測定数が少ないため，継目部付近と中間部との差をはっきりと見出すことはできなかった。（測定箇所は，継目落のない所であった。）また，動的沈下量に対する速度効果もほとんど見られなかった。

(4) レール（1961年製造）摩耗状況は，図3，図4のとおりであり，直線部では全長にわたって波長40 mm程度の顕著な波状摩耗が認められる。

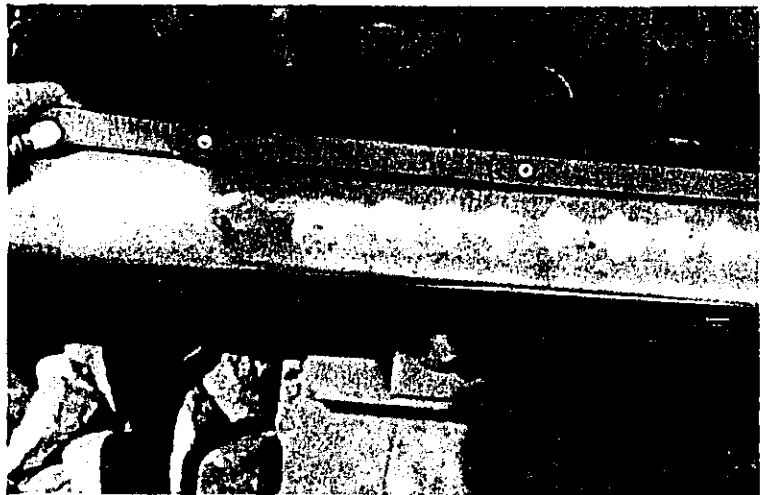


图1 轨道不规则性在直线部分
 的短距离测试段 (22K770-23K270)

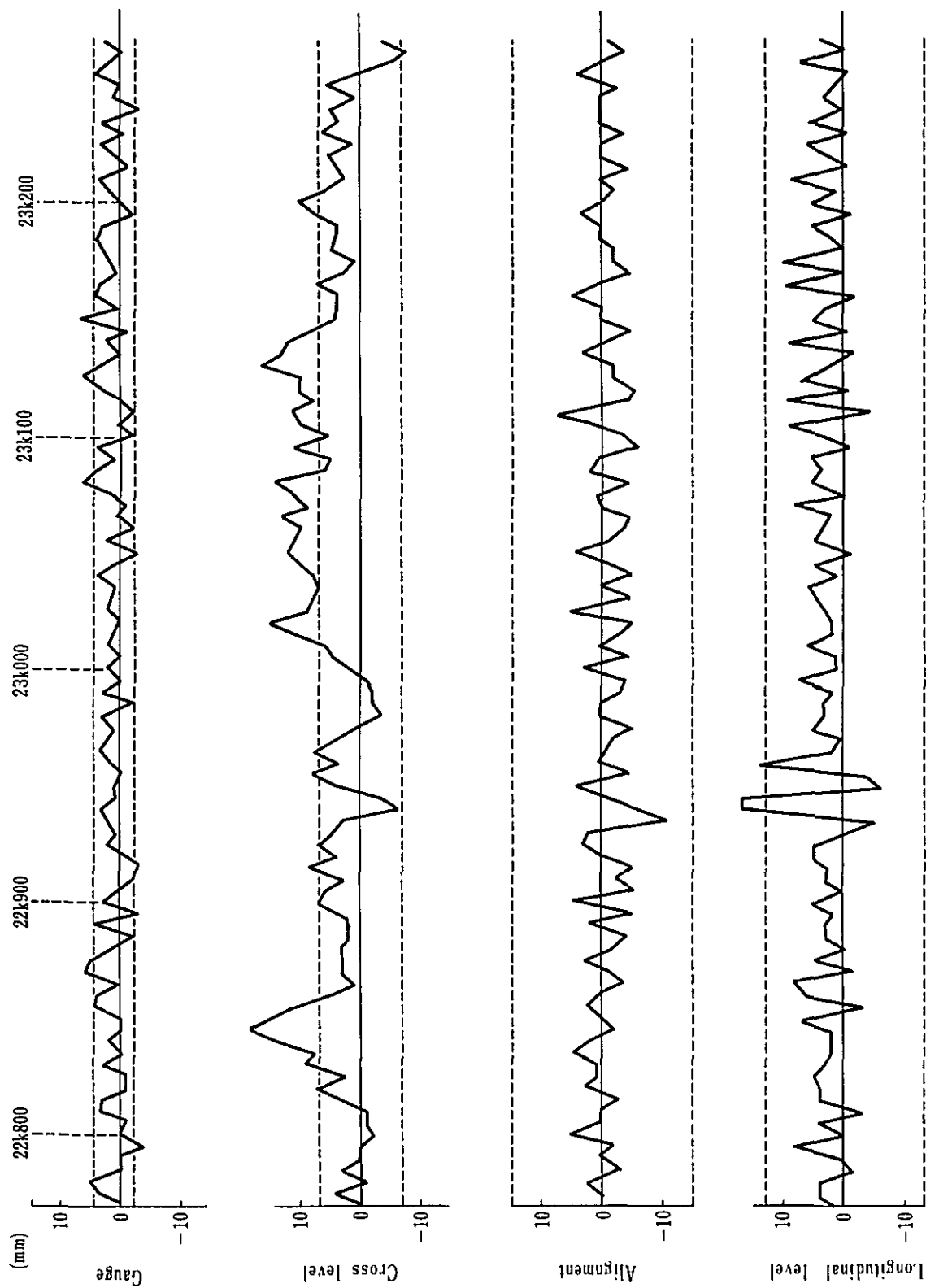


图2 轨道不规则性在曲线部分短距离测试段
(23K280-23K735)

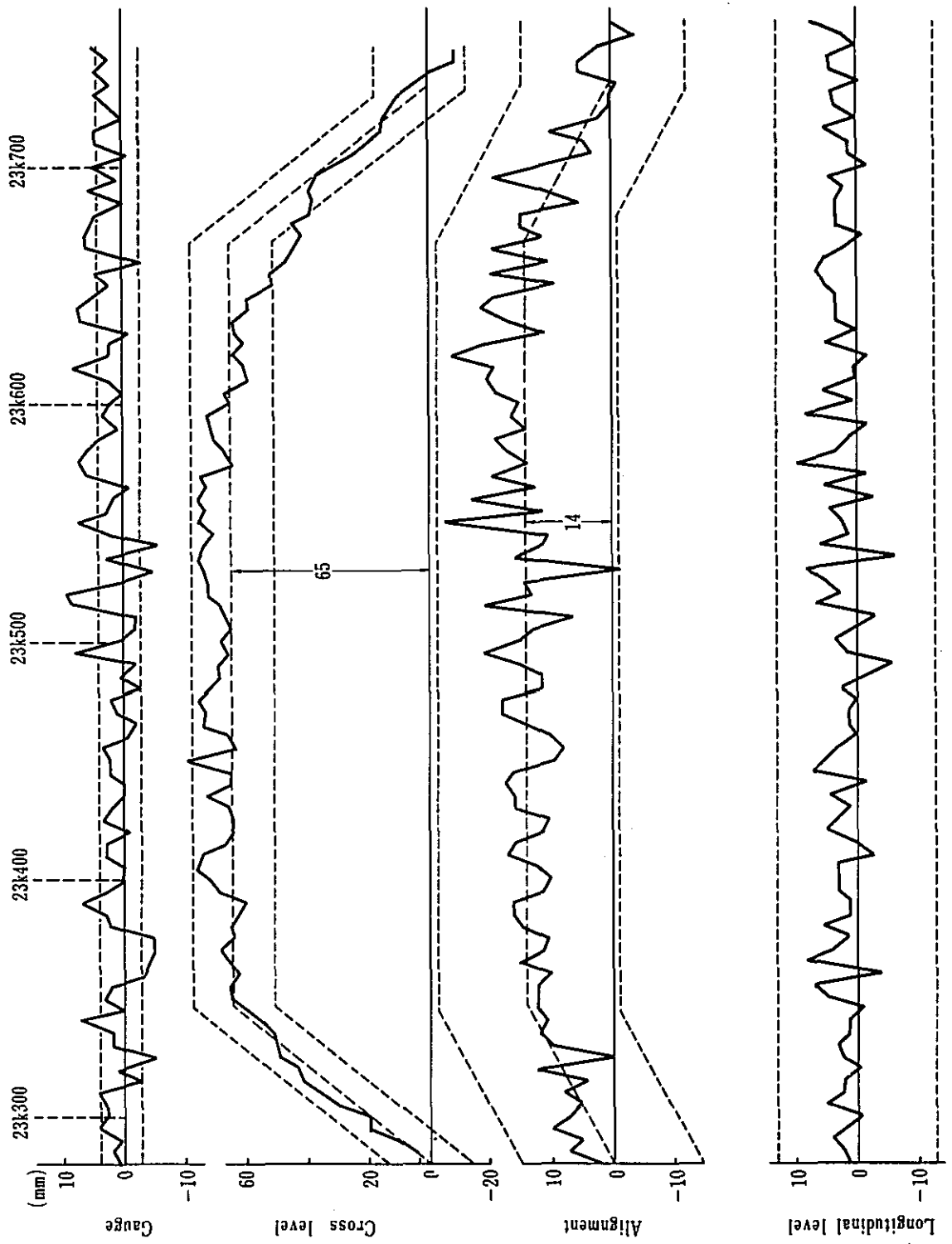
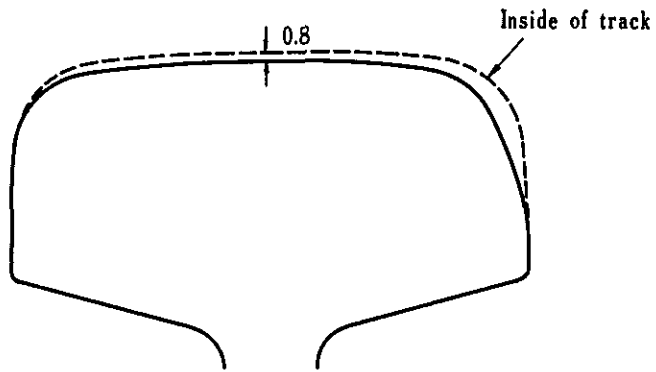
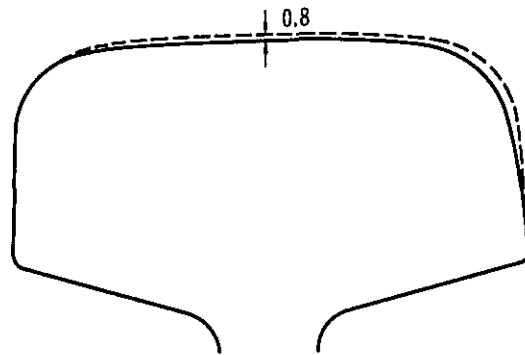


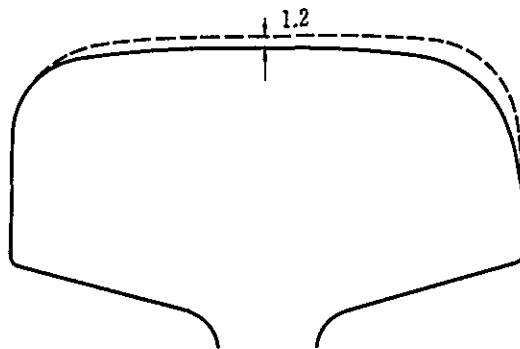
图3 Cross-section of rail (straight section)



Near the rail joint

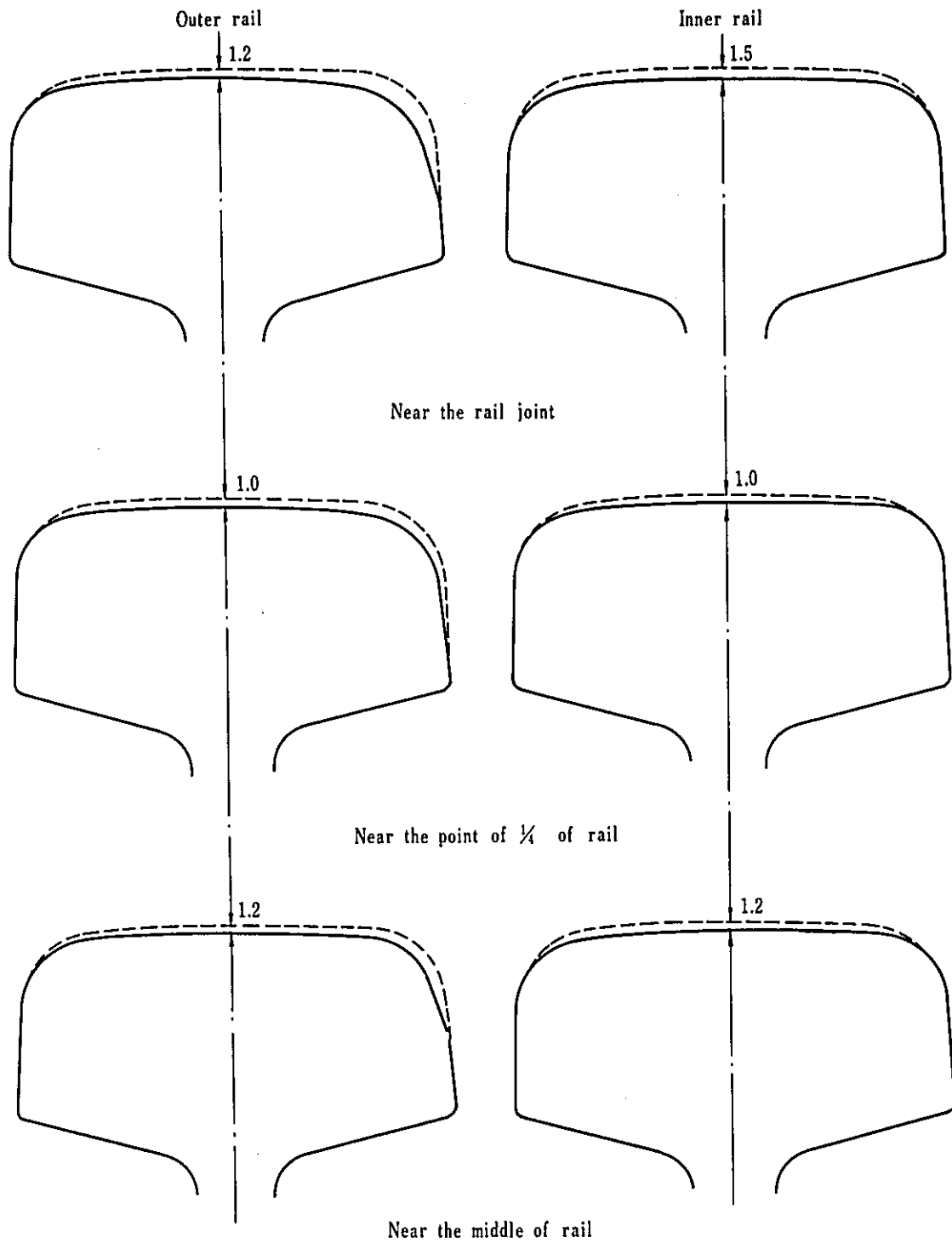


Near the point of $\frac{1}{4}$ of rail



Near the middle of rail

图4 Cross-section of rail (curved section).



5-1-2 長距離試験区間

長距離試験において、車上からの観察、車上測定などの検討から、全線をとおして次のことがいえる。

- (1) 一部に鉄まくらぎ軌道があるが、大部分の軌道は木まくらぎを使用し、その材質はチーク材で、リジッドファスニングが適用され、車輪の横圧に対する強度は十分と思われる。
- (2) 道床については、全線にわたってバラスト補充が不足しており、土砂混入も多く、まくらぎ下バラスト厚さが不足しており、軌道が全般的に沈下している。
- (3) 経年レールの継目部では、継目落の大きな箇所や、噴泥が発生して道床の固結している箇所がかなりある。
- (4) 線路構造物、特に橋りょうの前後の築堤では、軌道の沈下が著しく、大だるみが発生している箇所が多い。橋りょうの付近で高低の大きな狂いが認められる。
- (5) 踏切付近では、通りと高低の大きな狂いが認められる。
- (6) 車両の油が、軌道上かなりの延長にわたって落下し、汚染されている。
- (7) 波状摩耗がかなりの延長にわたって発生しており、高速になると、このために騒音と軌道の衝撃が著しく増大する。

5-2 供試車両調査

5-2-1 車輪踏面形状

供試客車の車輪踏面形状は図6に示すとおりである。なお車輪踏面の標準形状を図5に示す。

No. 2客車の踏面については、フランジ部の摩耗が著しい。フランジ部の摩耗は輪軸の横動遊間を増すことになり、左右振動に対し影響を与えるので、限度以内に保つことが大切である。

No. 1客車の踏面については、フランジ部および踏面部が摩耗している。踏面部の摩耗については結果として等価的に踏面こう配が大きくなるので、だ行動の特性が悪くなることが考えられる。(付録Ⅳ参照)

No. 3客車の踏面については、比較的摩耗量は少い。

フランジ部摩耗限度はPJKAでは8mm, JNRでは10mmである。

踏面部摩耗限度はPJKA, JNRとも8mmである。

5-2-2 台車構造その他

各供試車の上下振動に対する振動特性は図7に示すとおりである。計算方法ならびに計算に用いた数値については付録Ⅲに示す。

一般にまくらばね定数と軸ばね定数の比を κ とすればまくらばねと軸ばね定数を一定とする時、 κ の値が大きい場合には振動数の低い方の車体振動加速度が大きくなる。すなわち振動数の低い方を抑えたい場合には κ の値を小さくする。したがって、レール継目などで誘発されるような場合は振動数

图6-1 Wheel tyre profile of No.1 coach (CW 9055)

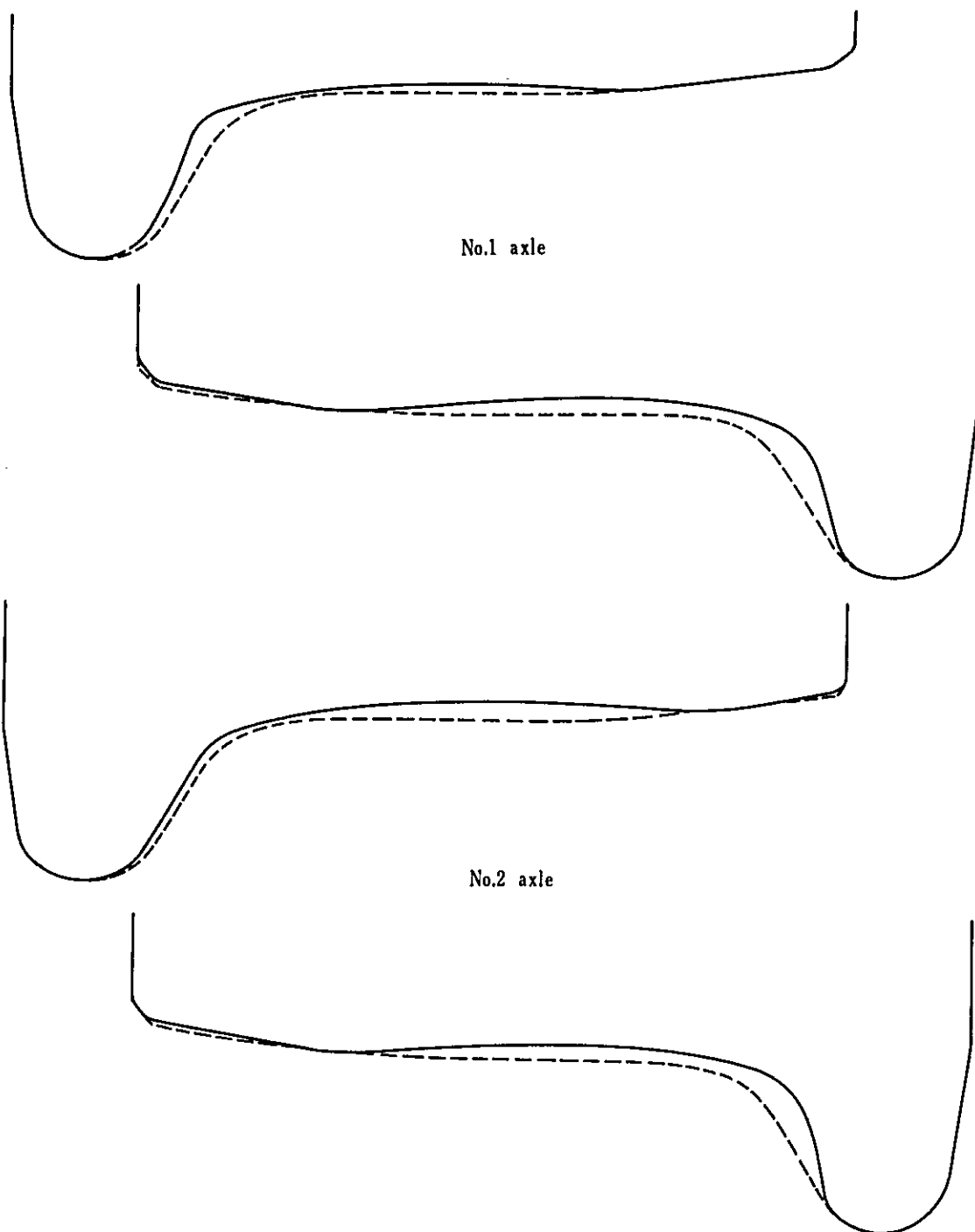


图6-2 轮型轮廓图 of No.2 coach (cw 9108)

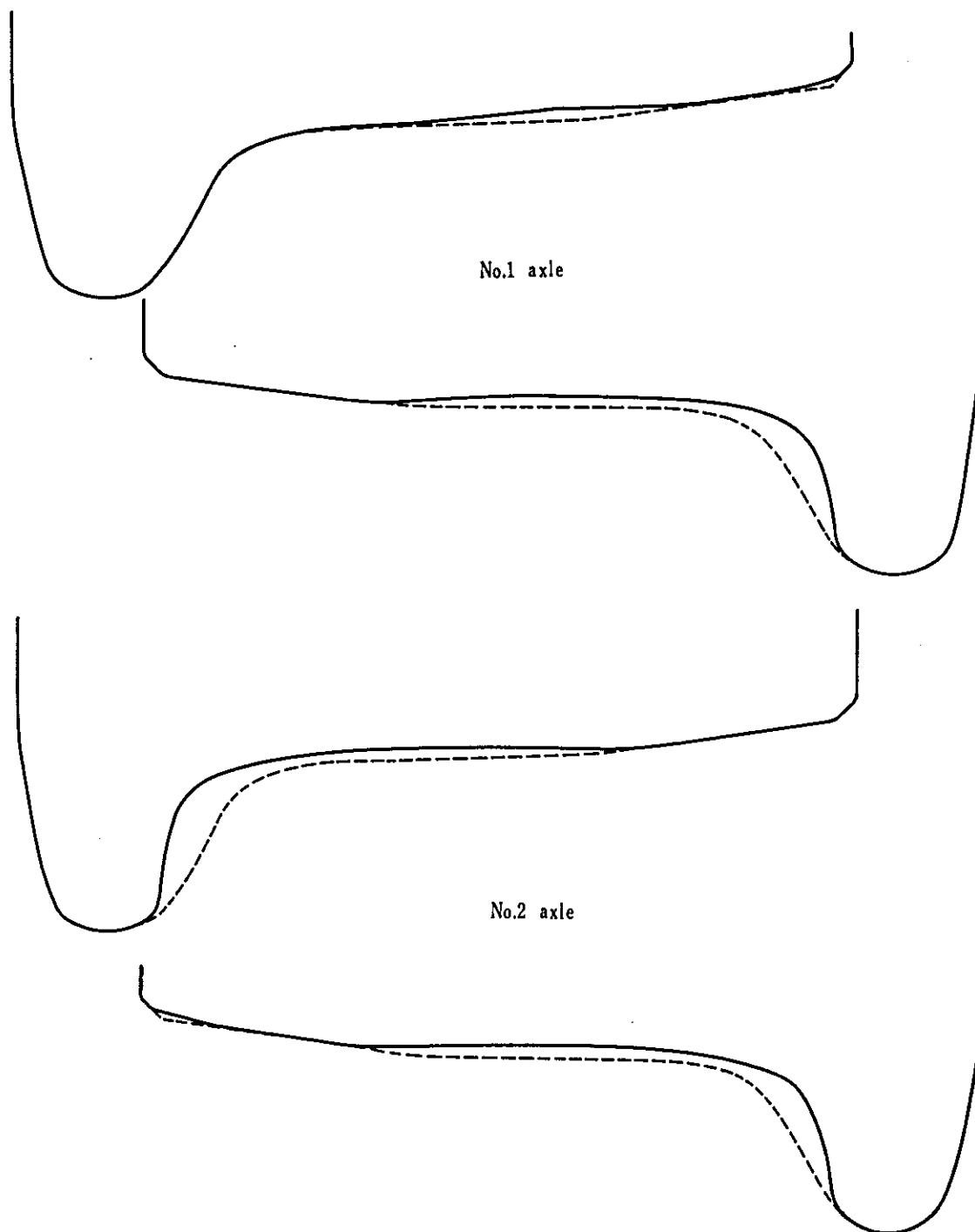
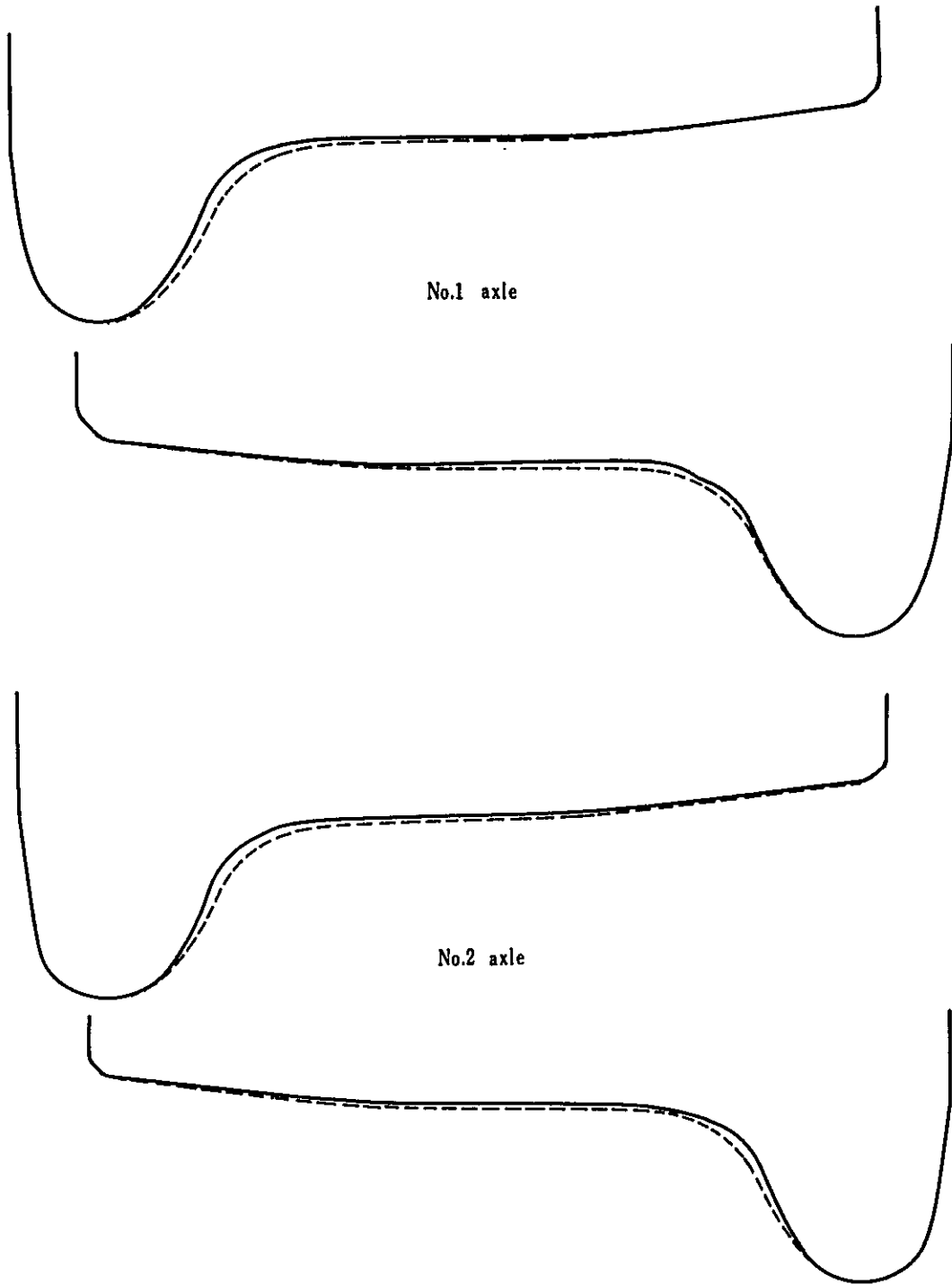


图6-3 轮型 No.3 客车 (CW 9257)



の低い方と考えられるので、 κ の値は小さ目がよい。

ダンパーは図7でもはっきりわかるように、大きな振動を抑制しようとする場合には、特に有効であるので、特性を常に保持することが望ましい。

5-3 車 上 測 定

5-3-1 短 距 離 試 験

(1) 振 動 波 形 比 較

短距離試験において測定した供試車3両の車体上下振動加速度および車体左右振動加速度の振動波形を図8に示す。いずれも、23K付近の直線および曲線(半径900m)を含む区間であり、図8-1は走行速度65km/hのとき、図8-2は101km/hのときのものである。

左 右 振 動

いずれの客車においても高周波の振動成分が入っているが、100km/hまでは台車だ行動発生の傾向は認められない。

上 下 振 動

No.1客車およびNo.3客車では高周波の振動成分が多い。No.2客車ではNo.1およびNo.3ほどではないが、高速になると次第に高周波成分が増加する傾向が認められる。いずれの客車においても1.5~2.2Hzの低周波振動が定常的に現われており、高速になるとNo.1およびNo.3客車に大きい振動加速度が多発する傾向が認められる。

22K950付近にある橋りょう部分では速度の上昇にともなって振動加速度増加の割合が著しい。

(2) 振 動 加 速 度 と 走 行 速 度 と の 関 係

短距離試験区間における6回の試験でえられた振動加速度と列車走行速度との関係を各客車ごとに求め図9に示す。いずれも縦軸は高周波振動成分を含めた加速度波形の全振幅最大値を重力加速度gを単位にして示した。

左 右 振 動

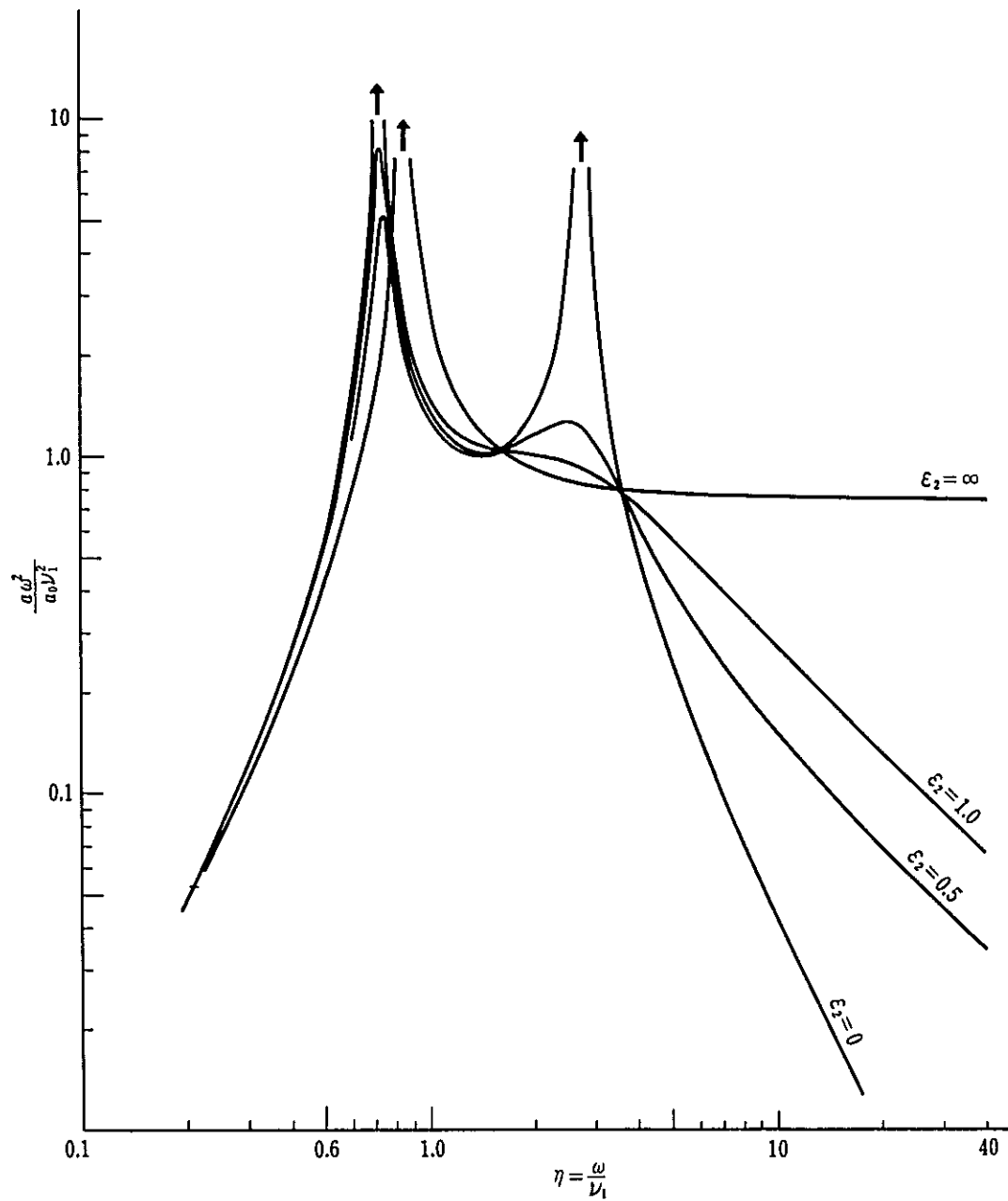
左右振動加速度は直線、曲線の別なく各車両とも走行速度の増加とともに単調に増加する傾向が認められる。走行速度が60km/hから100km/hになると振動加速度は約2倍に増加する。

上 下 振 動

上下振動加速度は直線、曲線区間の別なく各車両とも速度の増加にともない単調に増加し、速度が60km/hから100km/hになると振動加速度は約30%増加する。しかし、22K950付近の橋りょう通過の際(図9-4~図9-6)はこの地点の軌道の高低狂いが大きいためか、増加の傾向が一般の直線および曲線区間の場合と異なり、列車速度に対して2乗的に大きくなる傾向を示す。

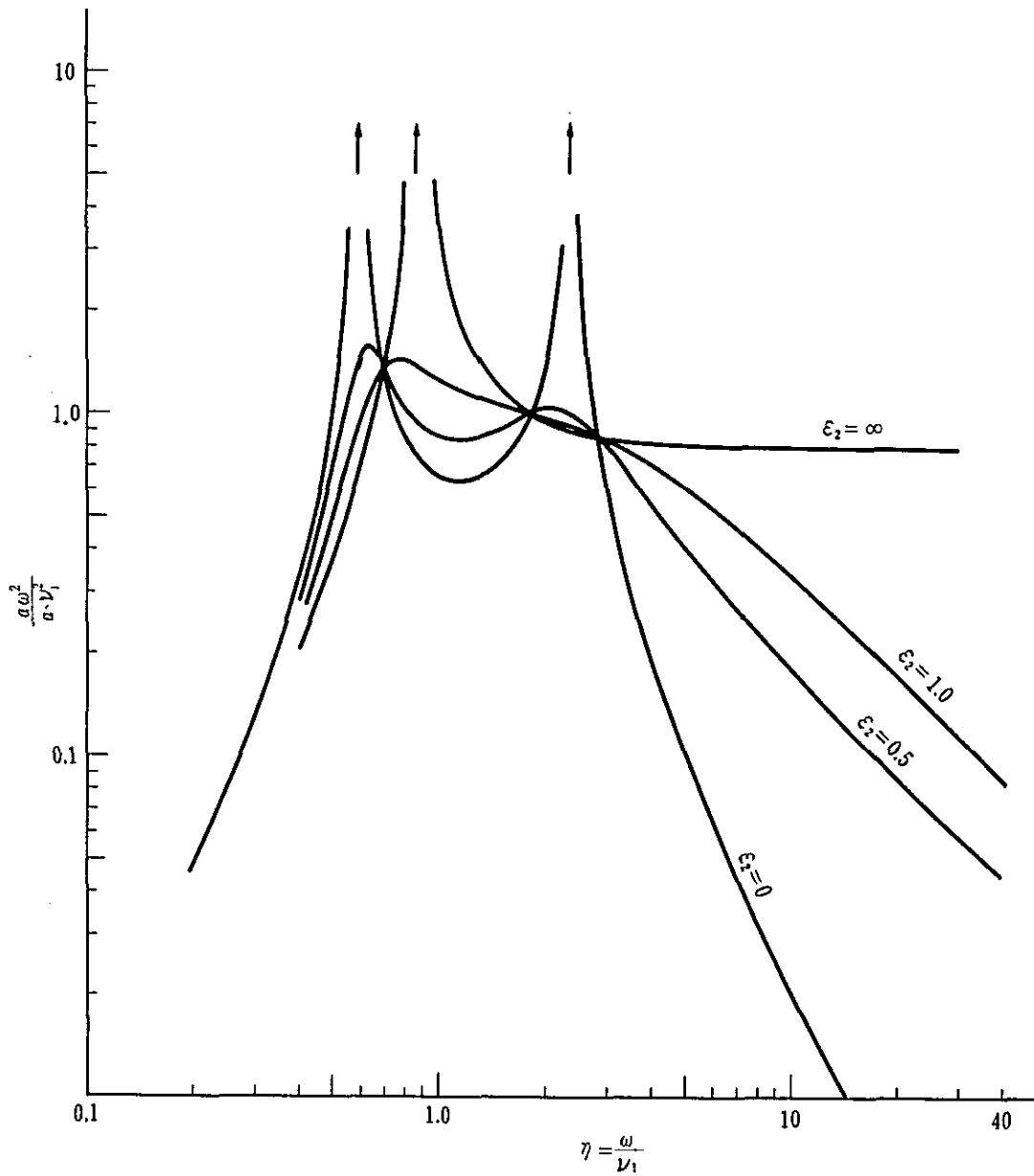
供試車両のうちではNo.1およびNo.3客車がNo.2客車に比べて振動加速度が大きく、100km/hになると0.4gに近い加速度が現われるようになる。

図7-1 Vertical vibration characteristics of No.1 coach (cw 9055)



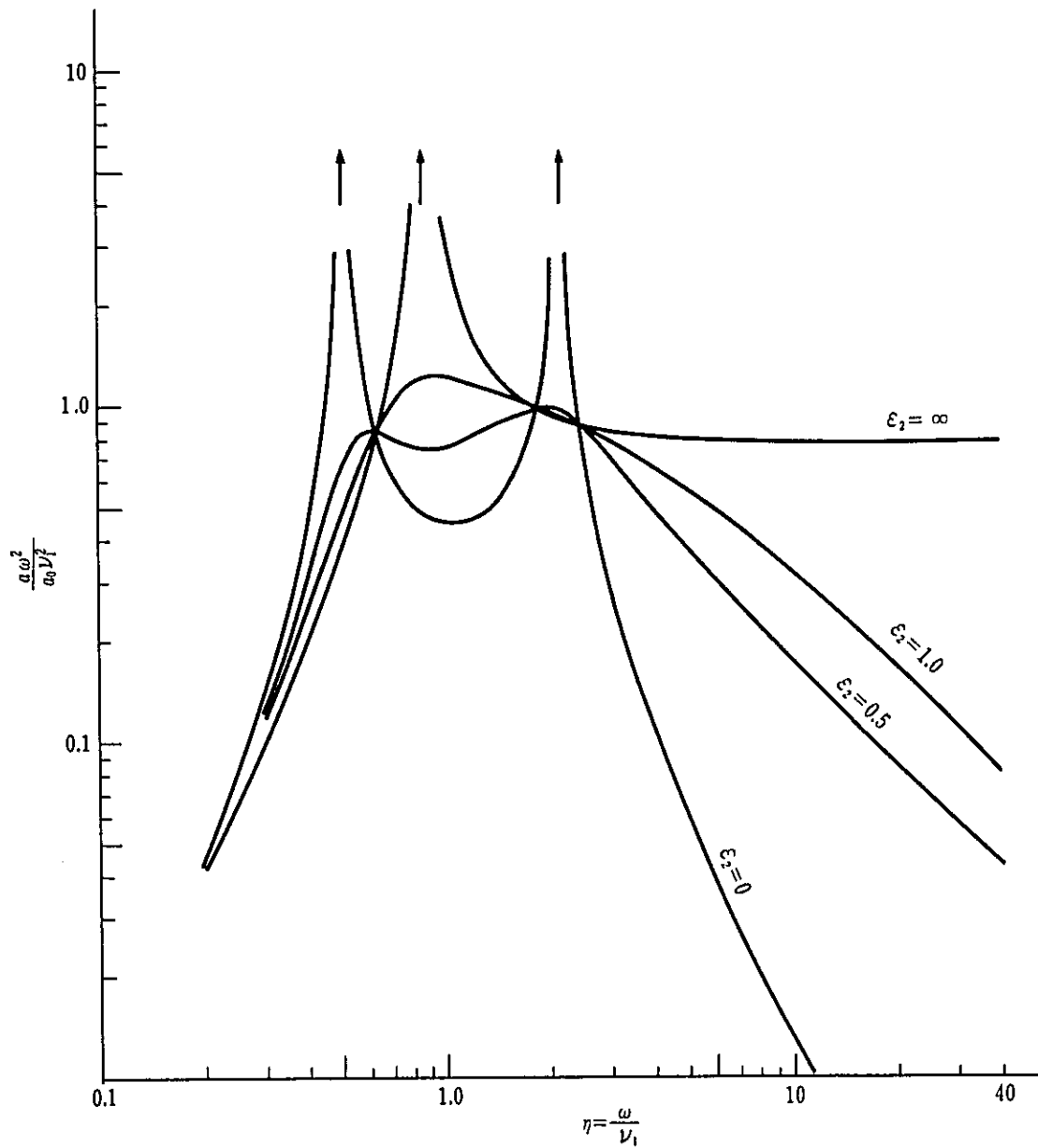
注：記号は付録Ⅲの2を参照

図7-2 Vertical vibration characteristics of No.2 coach (cw 9108)



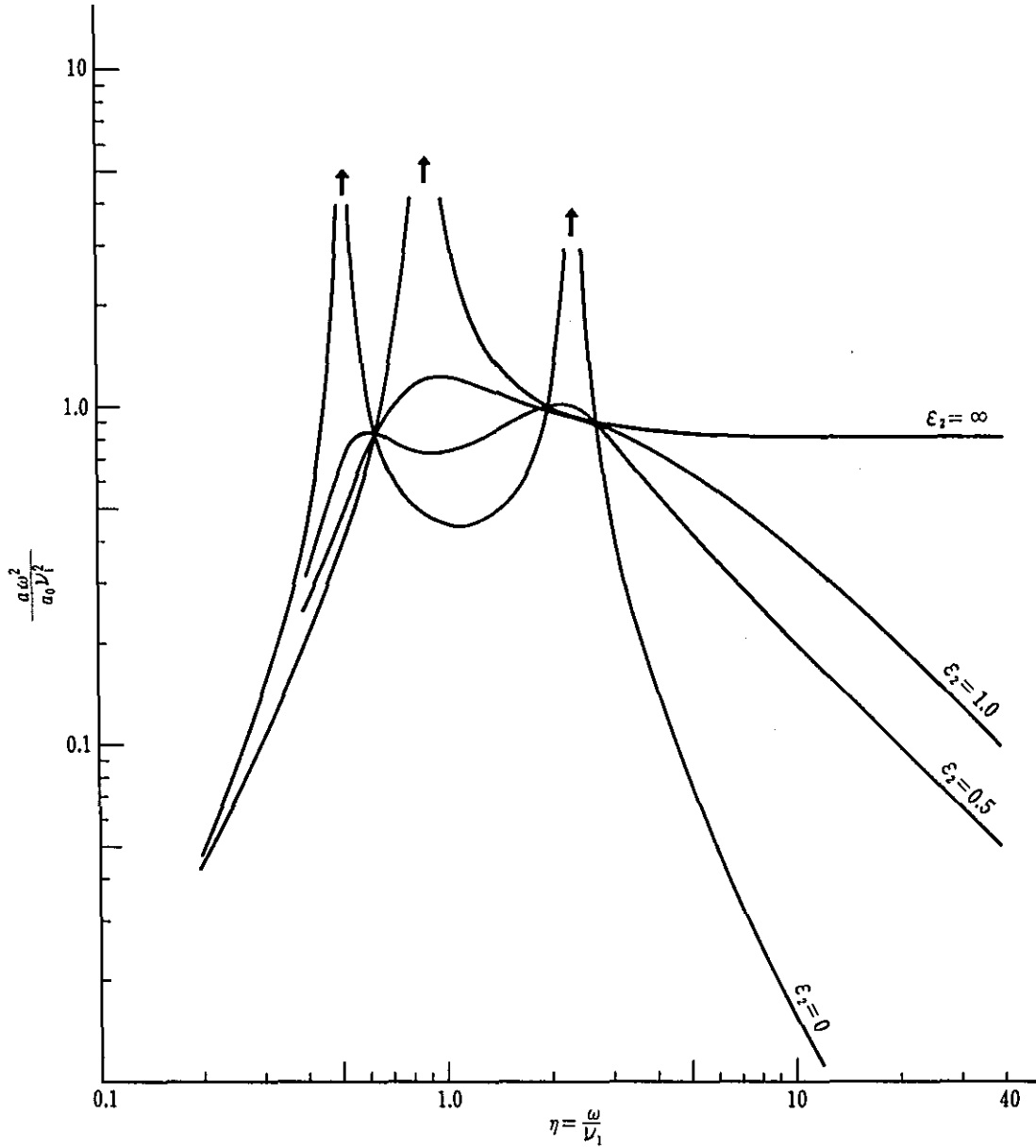
注：記号は付録Ⅲの2を参照

図7-3 Vertical vibration characteristics of No.3 coach (CW 9257)



注：記号は付録Ⅲの2を参照

図7-4 Vertical vibration characteristics of locomotive (BB 30310)



注：記号は付録Ⅲの2を参照

図8-1 Typical wave form of vibration (Cikampek→Jakarta)

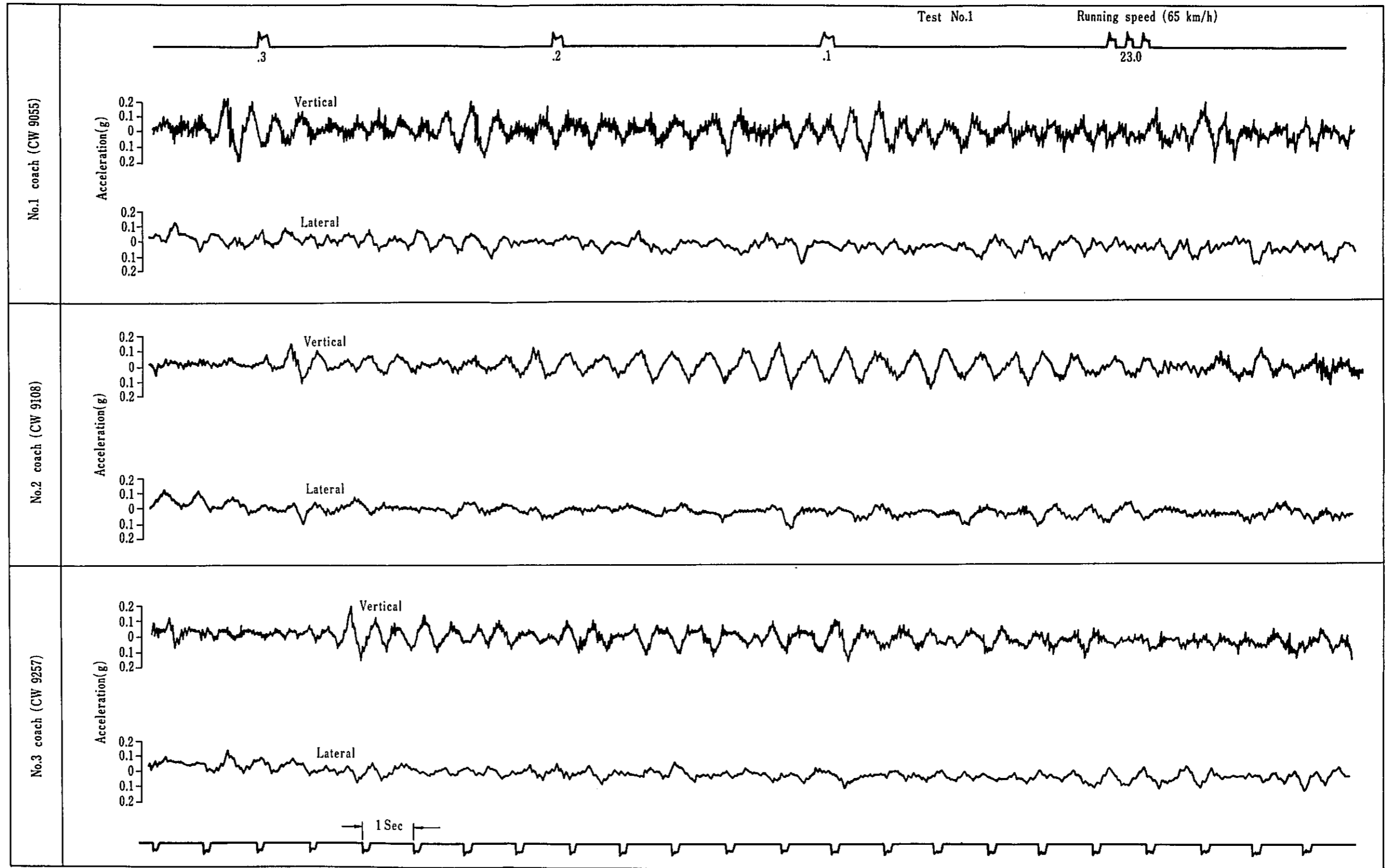
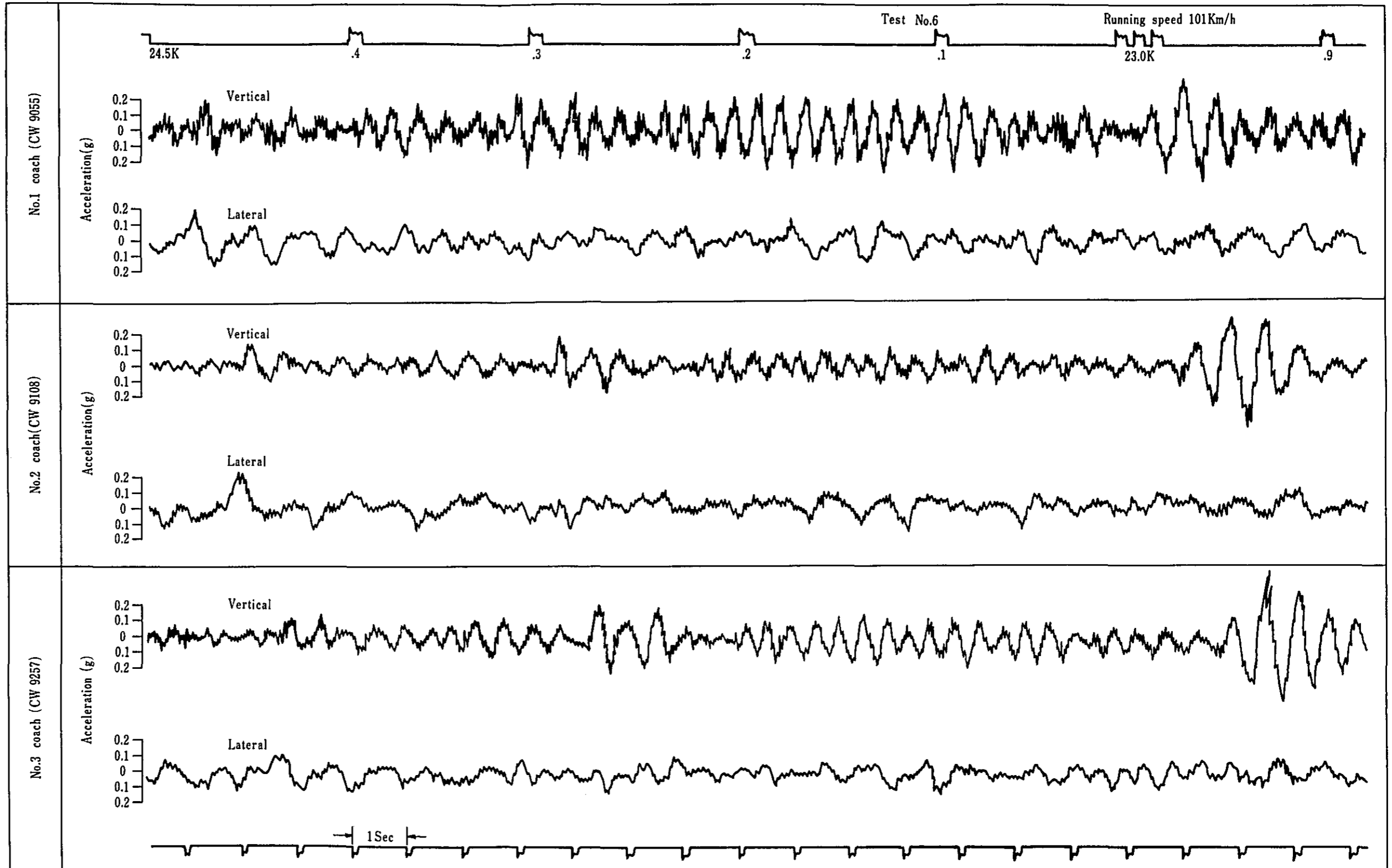


図8-2 Typical wave form of vibration (Cikampek→Jakarta)



9-1 Maximum acceleration amplitude
 (straight and curved sections) of
 No.1 coach (cw 9055, Ferrostaal bogie)

Tambun → Jatinegara

○ Straight

△ Curve (R=900m)

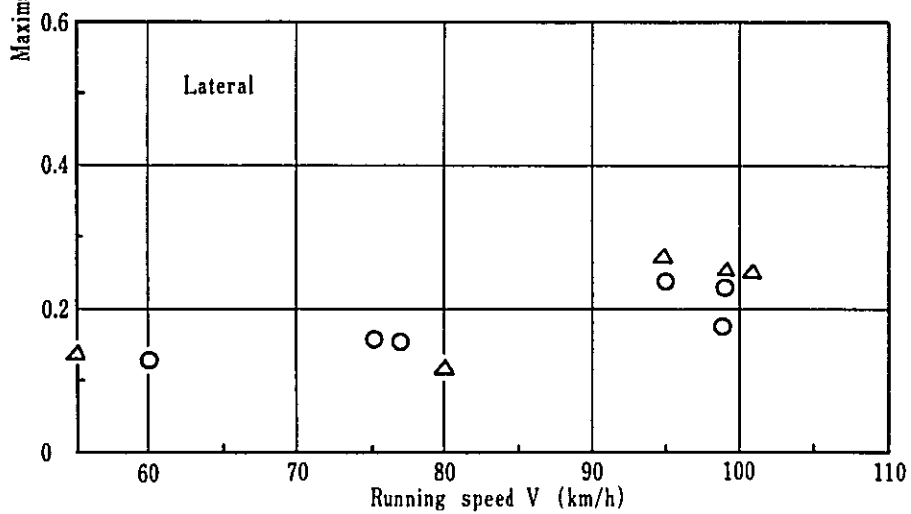
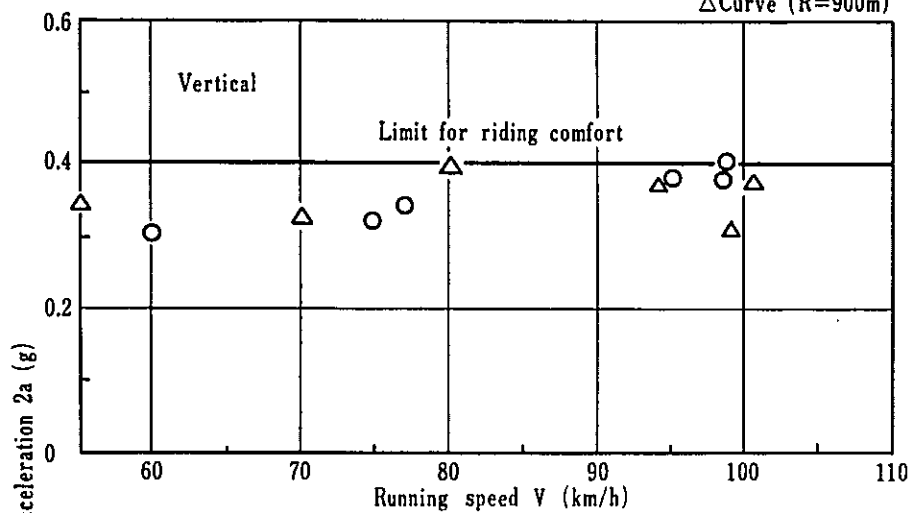


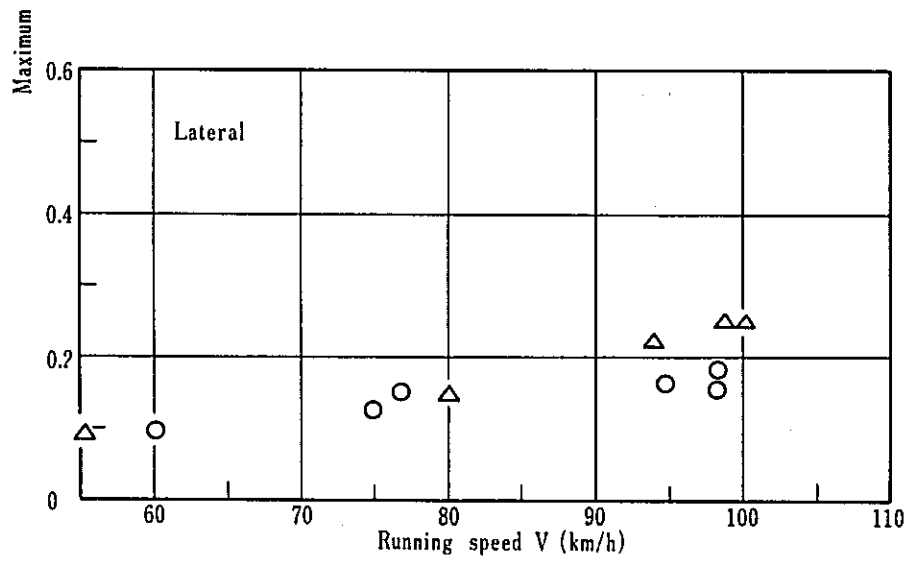
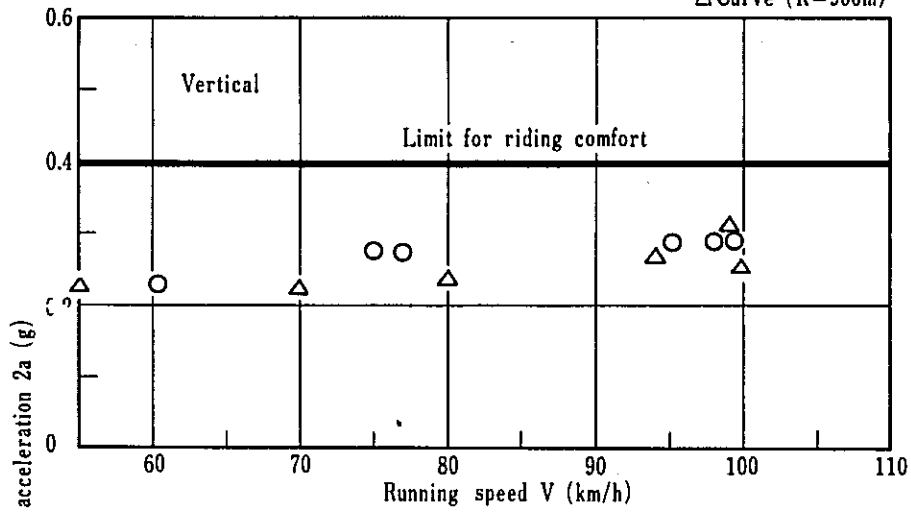
図9-2 Maximum acceleration amplitude
(straight and curved sections)
of No.2 coach

(CW 9108, NT-11 bogie)

Tambun → Jatinegara

○ Straight

△ Curve (R=900m)

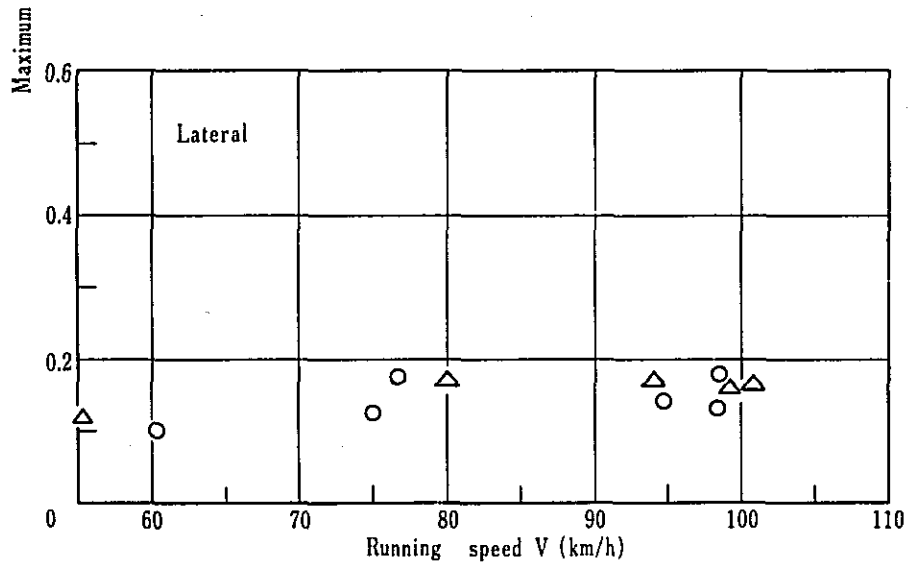
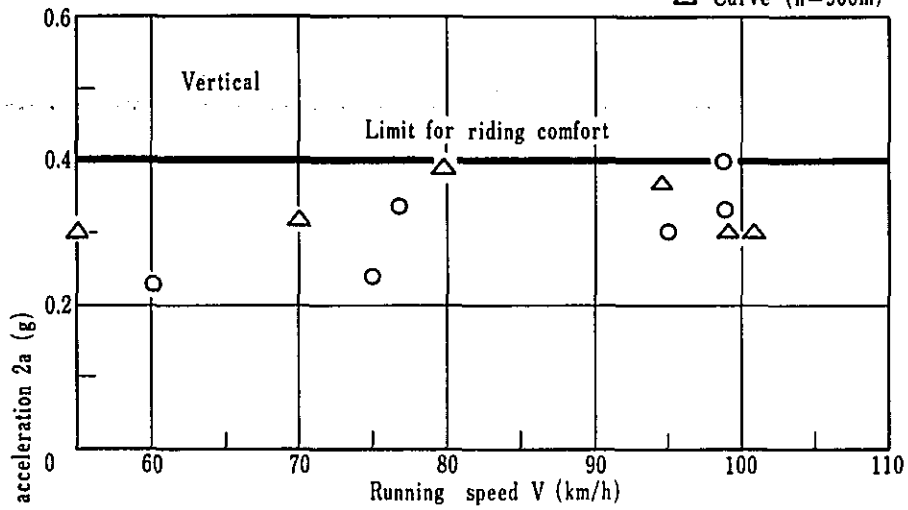


9-3. Maximum acceleration amplitude
 (straight and curved sections)
 of No.3 coach (cw 9257, Görlitz bogie)

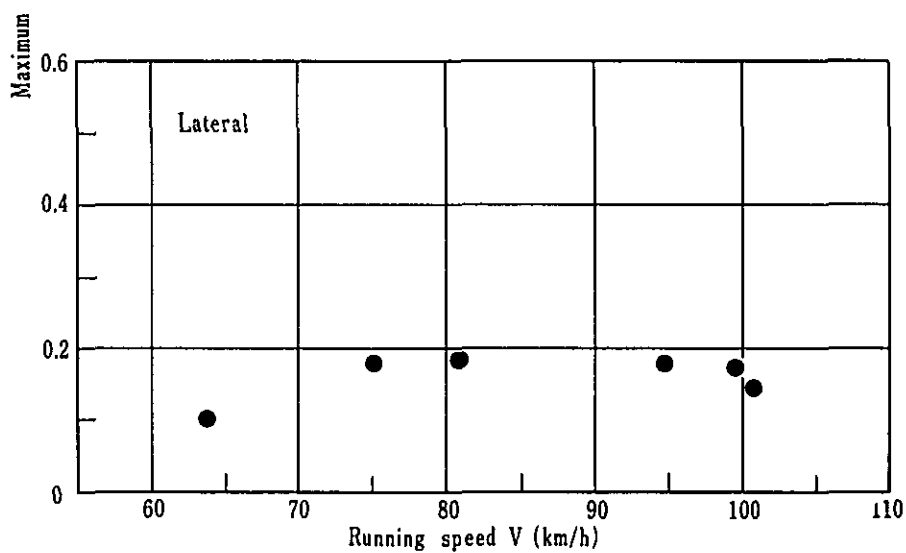
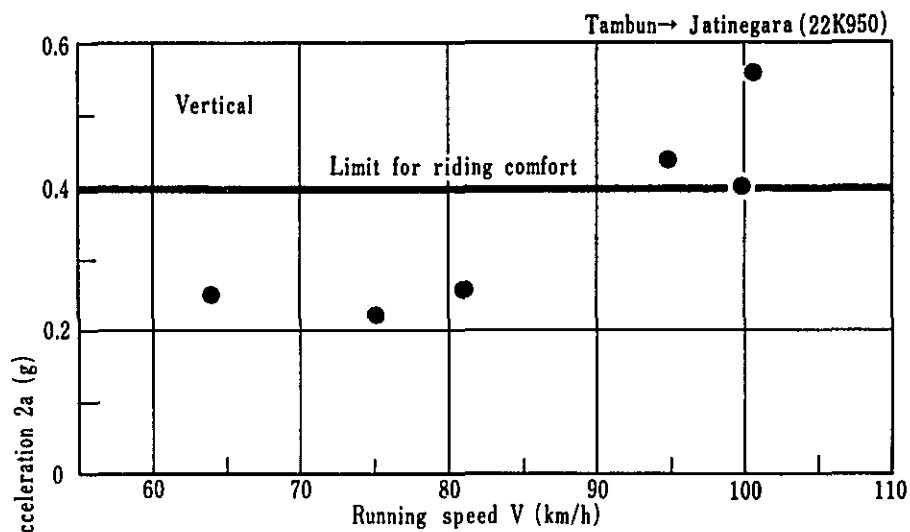
Tambun → Jatinegara

○ Straight

△ Curve (h=900m)

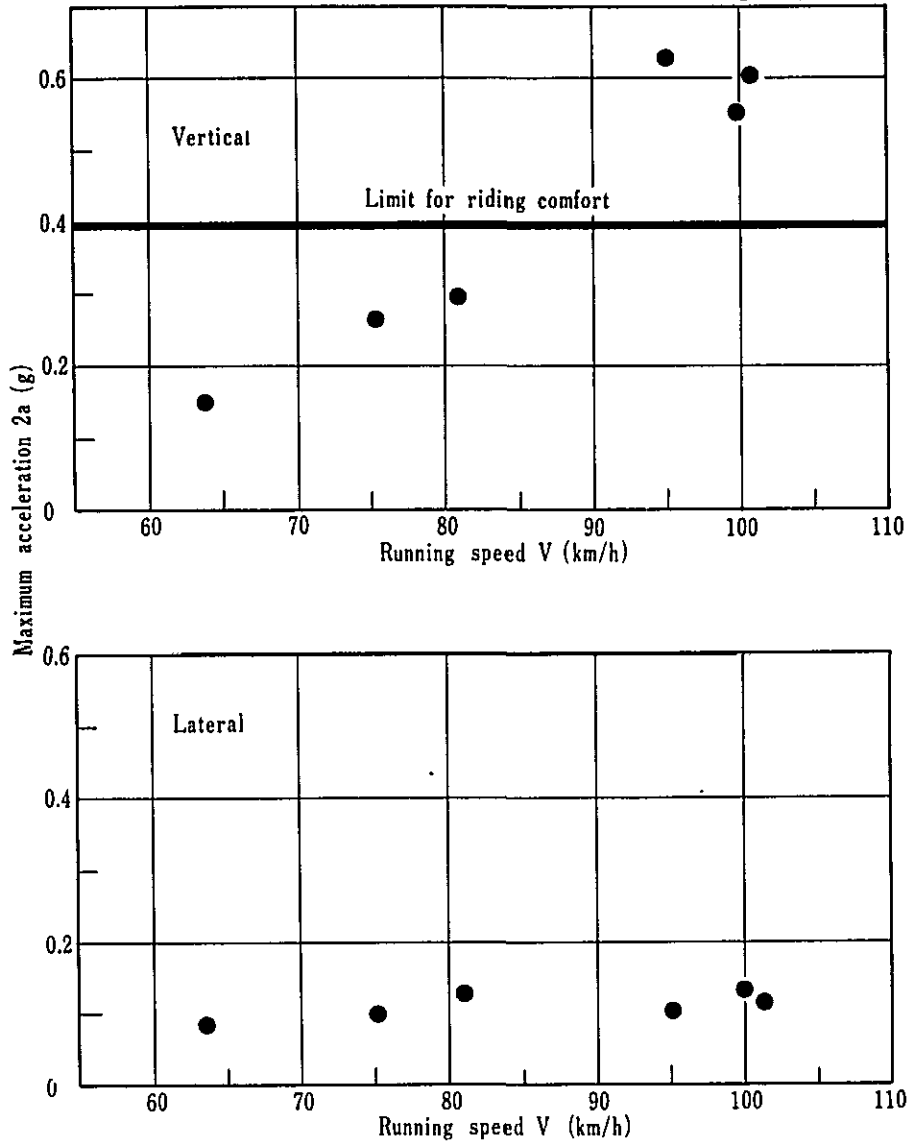


☒ 9-4 Maximum acceleration amplitude (bridge section) of No.1 coach (cw 9055, Ferrostaal bogie)

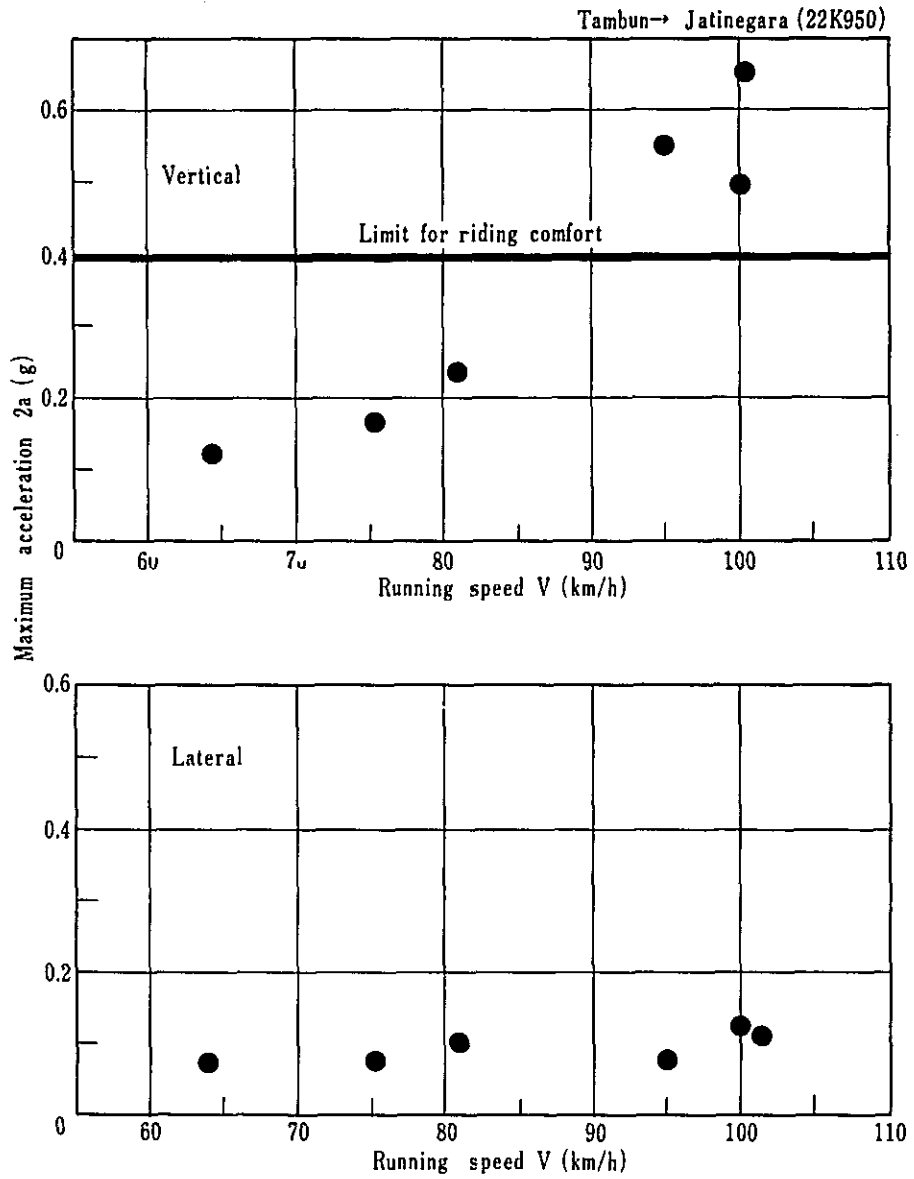


☒9-5 Maximum acceleration amplitude (bridge section) of No.2 coach (CW 9108, NT-11 bogie)

Tambun → Jatinegara (22K950)



☒9-6 Maximum acceleration amplitude (bridge section) of No.3 coach (cw 9257, Görlitz bogie)



5-3-2 長距離試験

Jogjakarta—Surabaya間で行なった長距離試験で測定した機関車，No. 2客車およびNo. 3客車の車体上下および左右振動加速度のうち，500m区間ごとの最大値を走行速度とともに図10に示す。

加速度における縦軸は図9と同様，高周波振動成分を含めた全振幅最大値を重力を単位としてgで表わしたものである。

車両別の振動加速度の比較では，機関車が最も小さく，No. 3客車が最も大きい。地域別の比較では，Jogjakarta～Solo間が，最高列車速度が70km/hと低い制限のためもあり，最も良く，次いでSolo—Madiun間，Madiun—Surabaya間となる。特に，Saradan—Bagor間，Djombang—Bouharan間は80km/hの速度のためもあるが，0.5gを越す上下振動加速度が多発している。振動加速度の大小が直接的には軌道状況の良否に対応しないが，短距離試験の結果からみて，少なくとも振動の大きい地点では軌道の整備状態が他に比べて悪いものと考えられる。

5-3-3 高速試験

長距離試験で測定した振動加速度と軌道調査の結果から4ヶ所の高速試験区間が選定され，この区間における列車走行速度を営業列車（急行列車）の速度より10～20km/h高速で走行させ，長距離試験のときと同様に振動加速度を測定した。500mごとの最大振動加速度を列車速度とともに図11に示す。

試験区間I，II，IIIおよびIVのいずれの区間においても，振動加速度の増加は比較的小さく，最大でも0.4g以下であるが，0.2gを越すものの発生割合は増加する傾向が認められる。

左右振動

70km/h走行区間を80km/hに向上した場合と80km/h走行区間を90km/hに向上した場合とでは後者の方が振動加速度の増加割合が大きい，いずれの区間においても各車両とも0.4g以下であり，この区間における列車速度の向上は左右振動の点からは特に問題はない。

上下振動

試験区間における各車両の振動加速度は最大0.4g以下であり，この区間の90km/hの速度向上は勿論，100km/h走行に対しても最大値が0.5gを越えないことが推定される。供試車両のうちでは機関車の振動が最も良く，No. 3車両が最も悪い。この傾向は長距離試験の場合と同様の傾向である。

5-3-4 振動解析

(1) 振動加速度波形の振動数解析

供試車両の振動測定波形のうち，局部的に定常波形が持続するとみなされる（少なくとも連続3波以上）波形から，そのときの振動数と振幅を讀取り，横軸に車両の走行速度v，縦軸に振動数fをとってプロットし，この点を中心として加速度全振幅2aに比例した半径で円を画いたものを図12に示した。No. 1客車は短距離試験のみであるため，この試験結果のみから解析したが，他の供試車両は

☒ IO-1 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

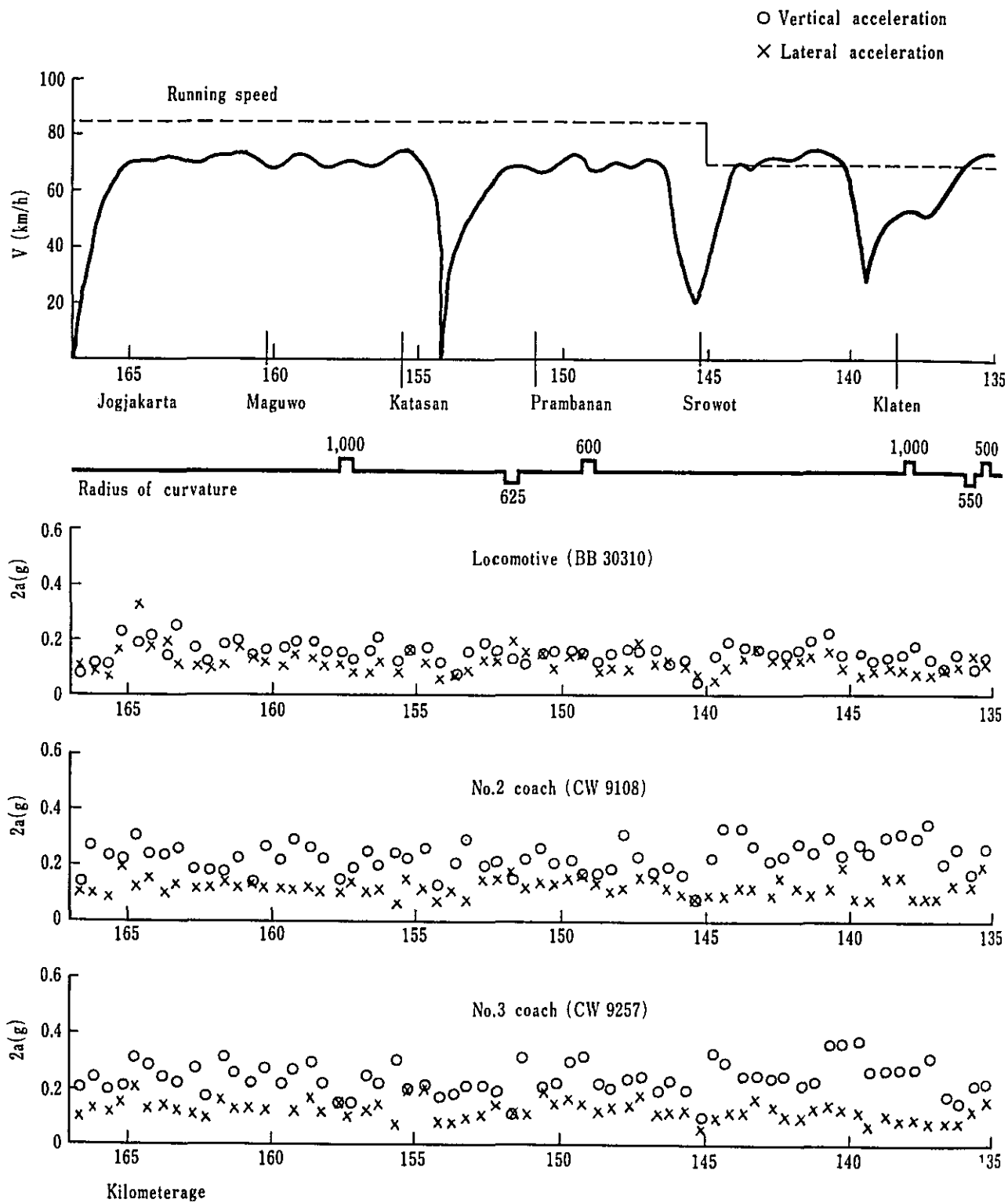


图 10-2 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

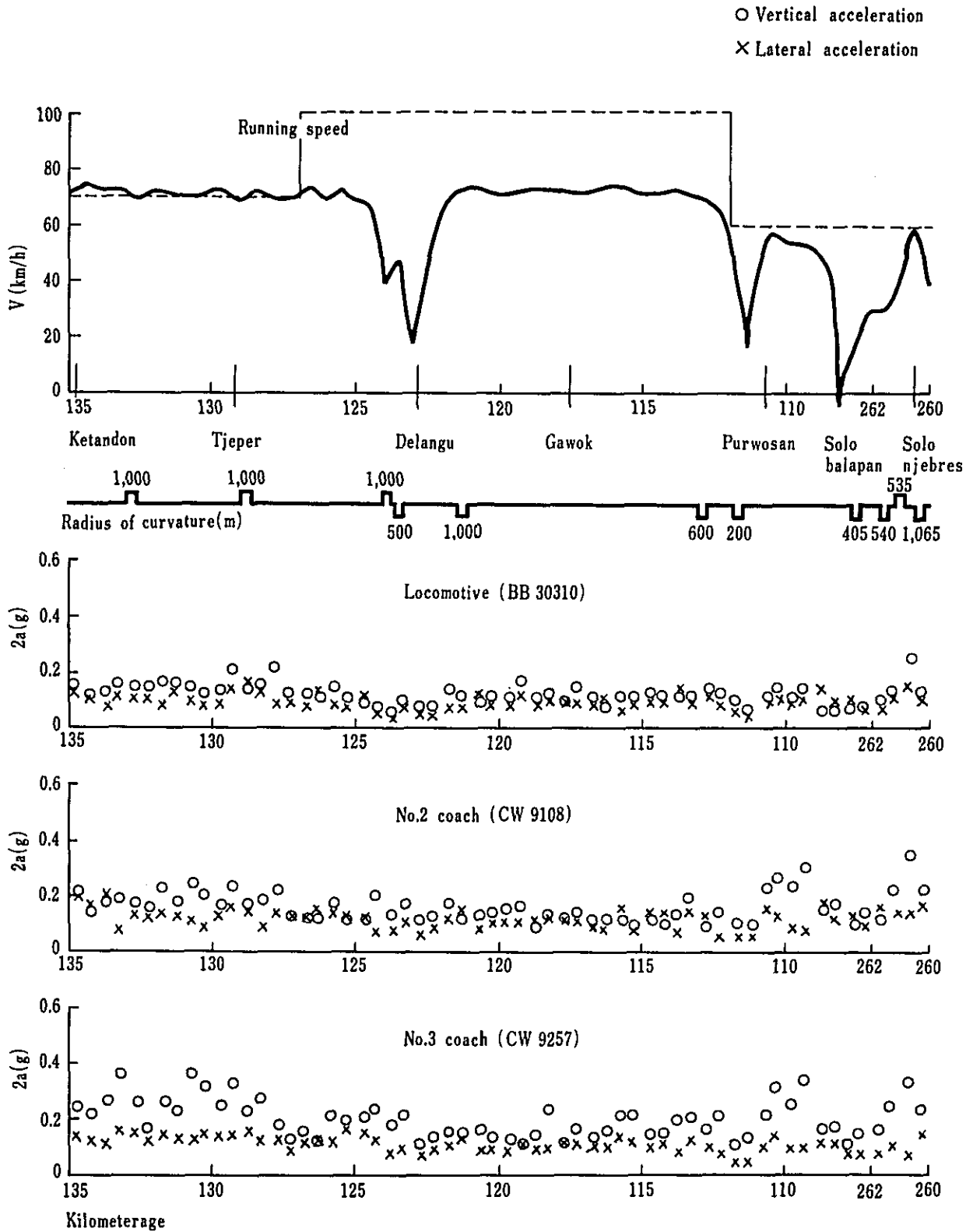
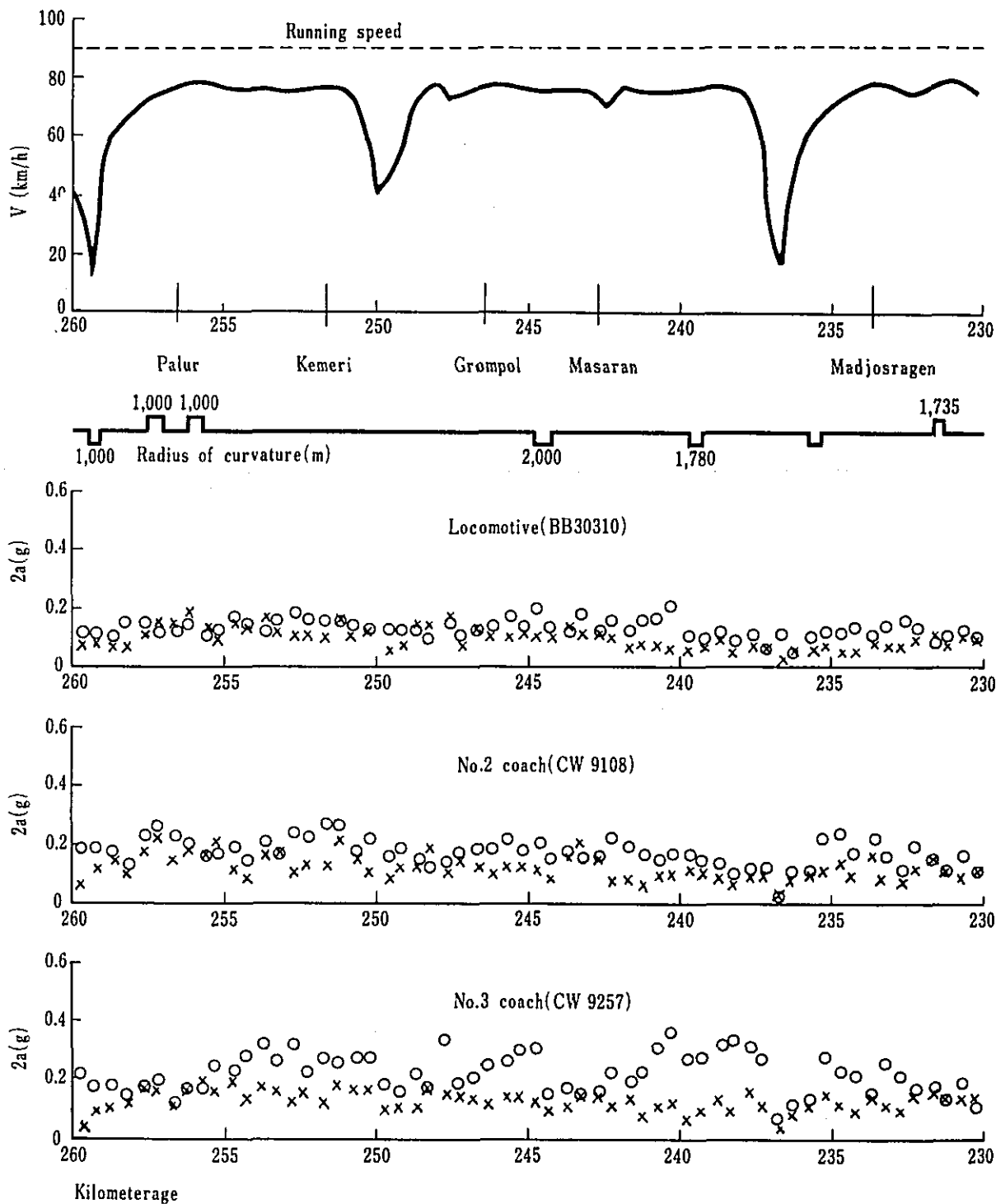


图 10-3 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

○ Vertical acceleration
× Lateral acceleration



☒ IO-4 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

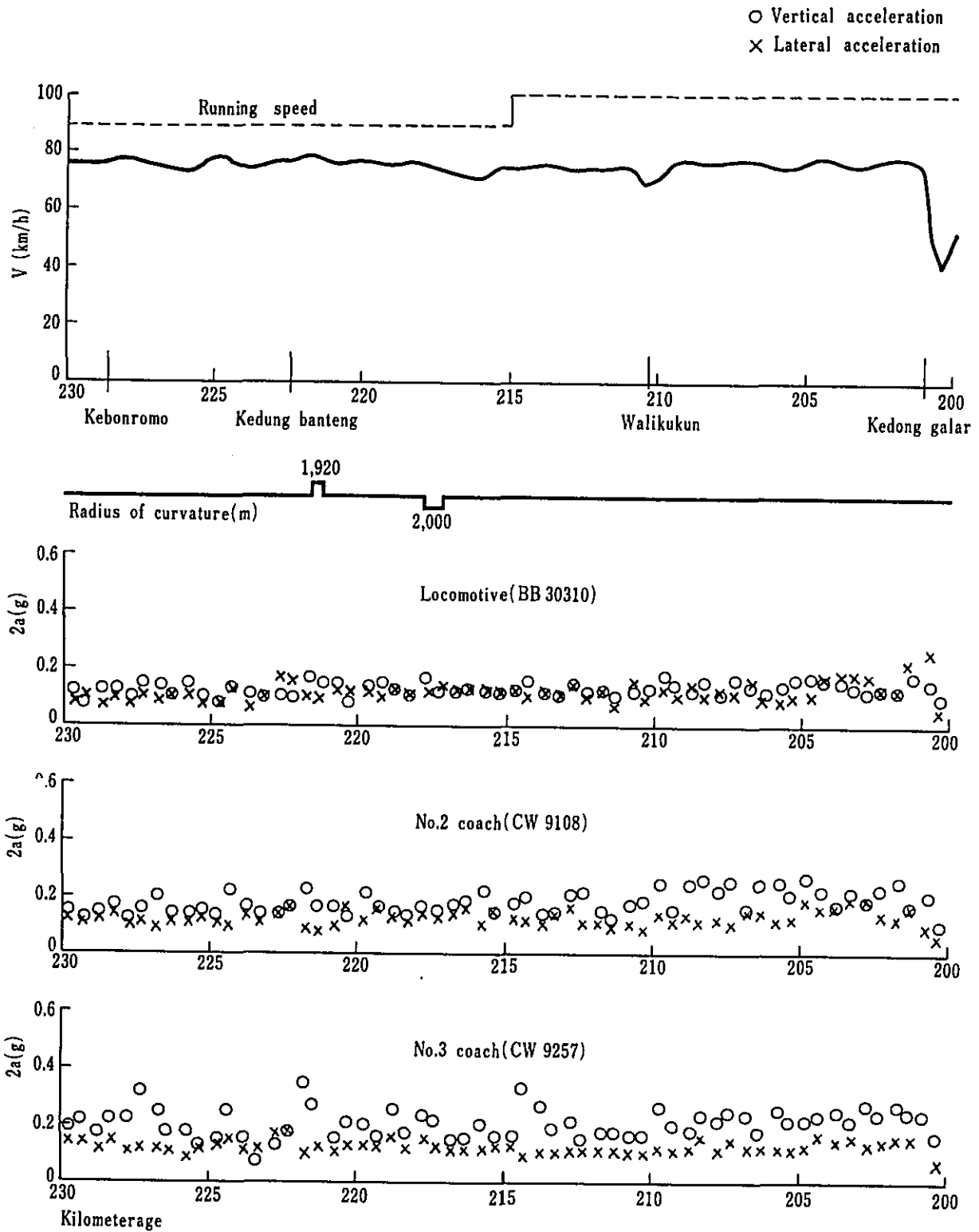


図 10-5 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

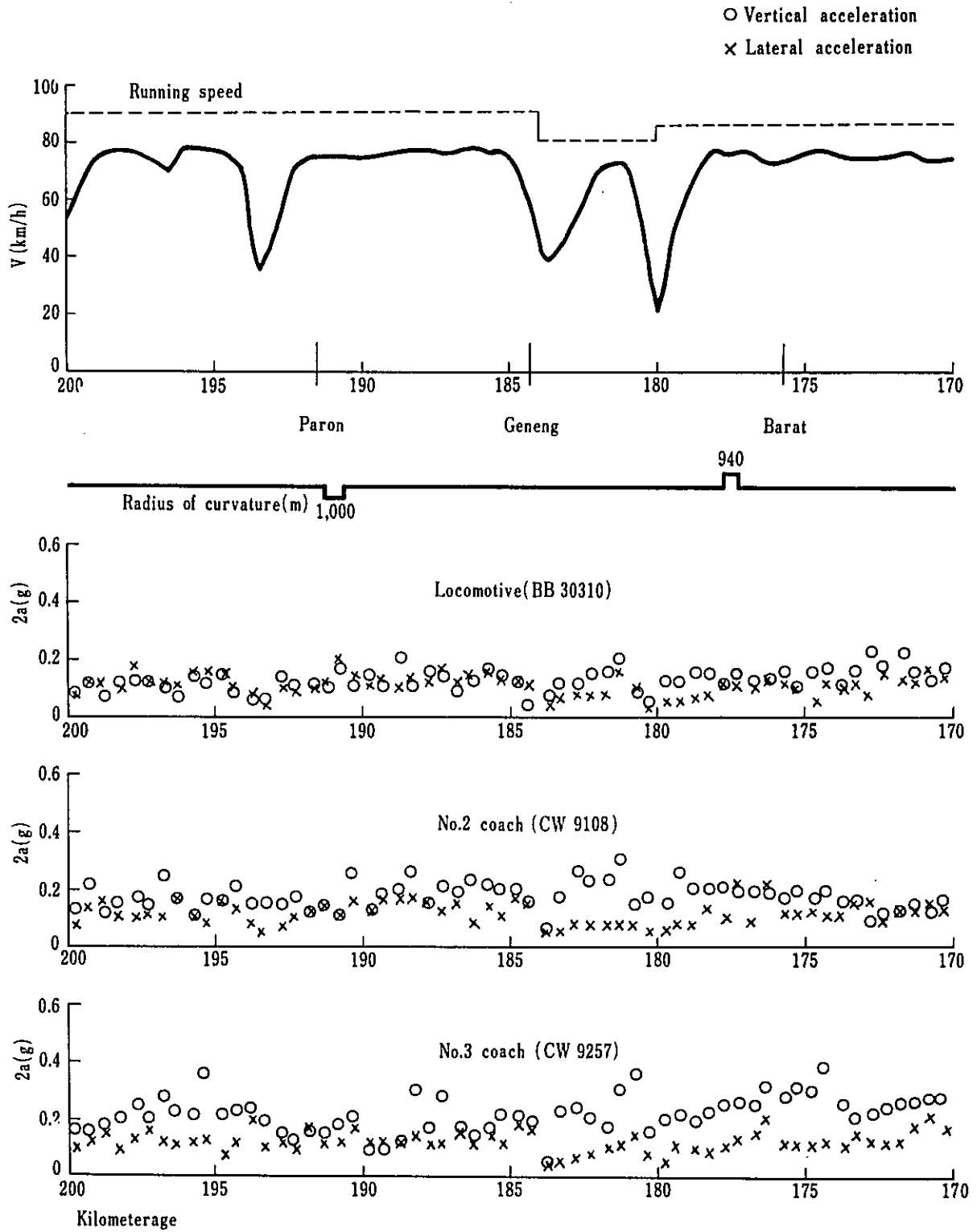
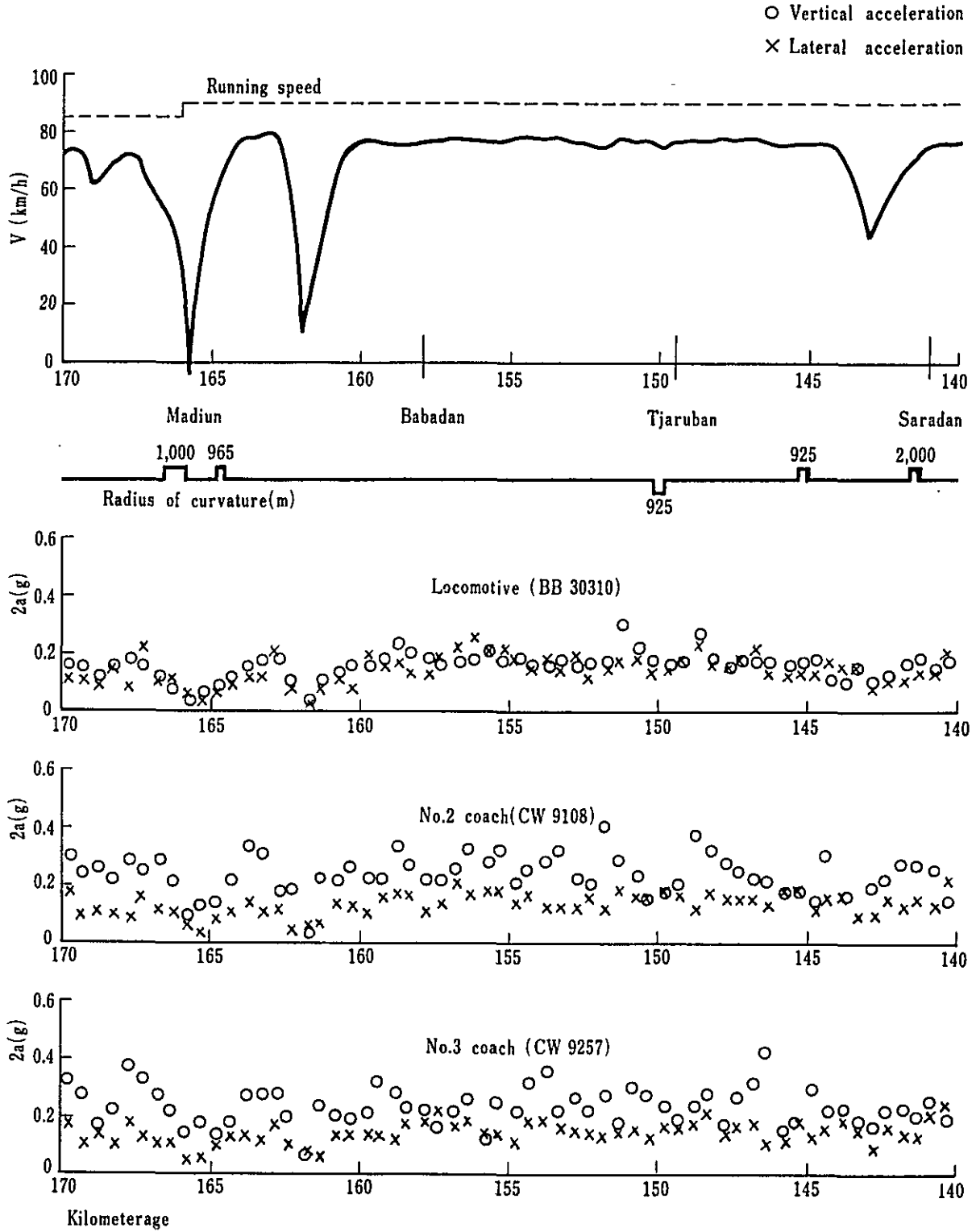


图 10-6 Values of vibration acceleration
(long-distance test)



☒ 10-7 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

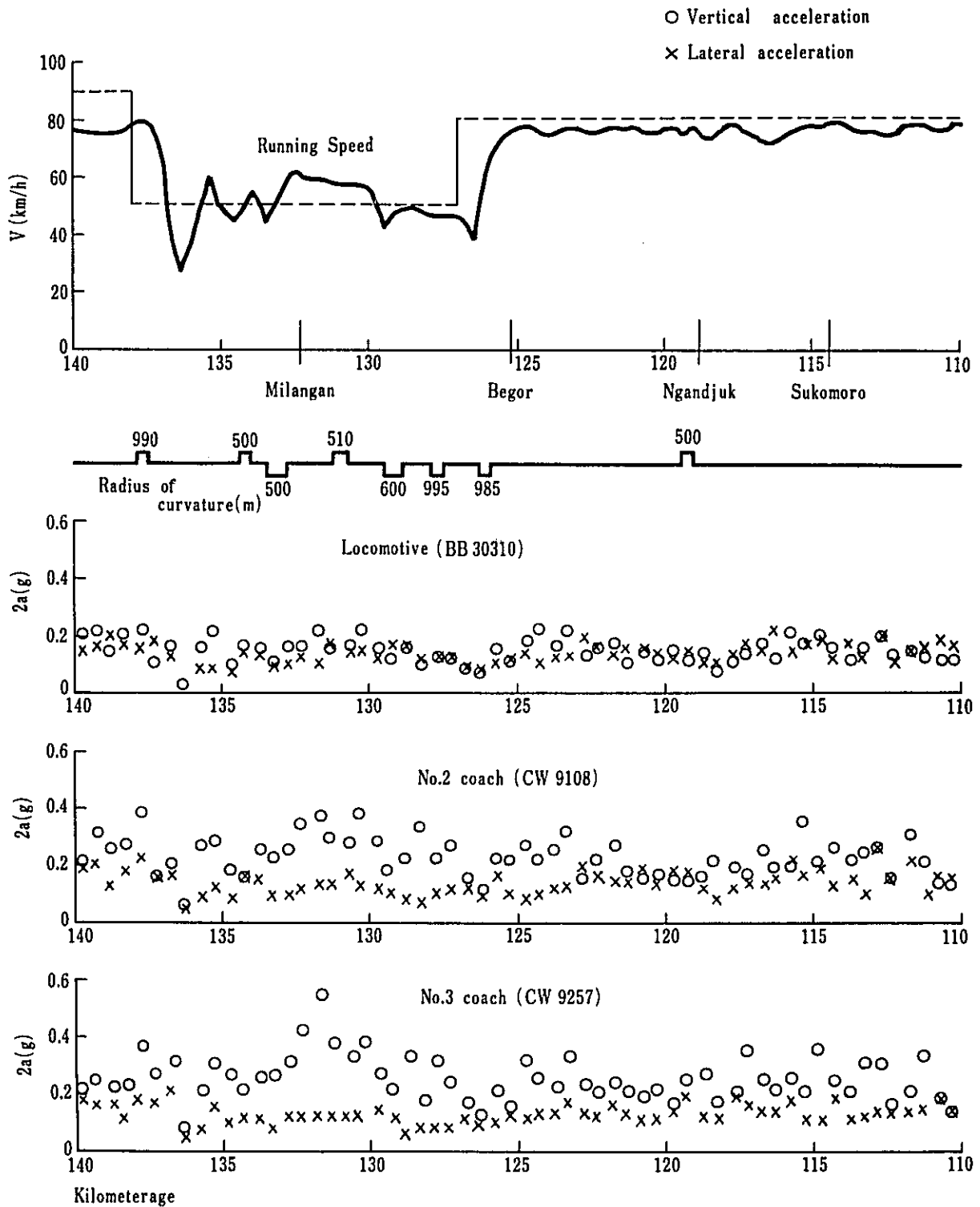


图 10-8 Values of vibration acceleration
(long-distance test)

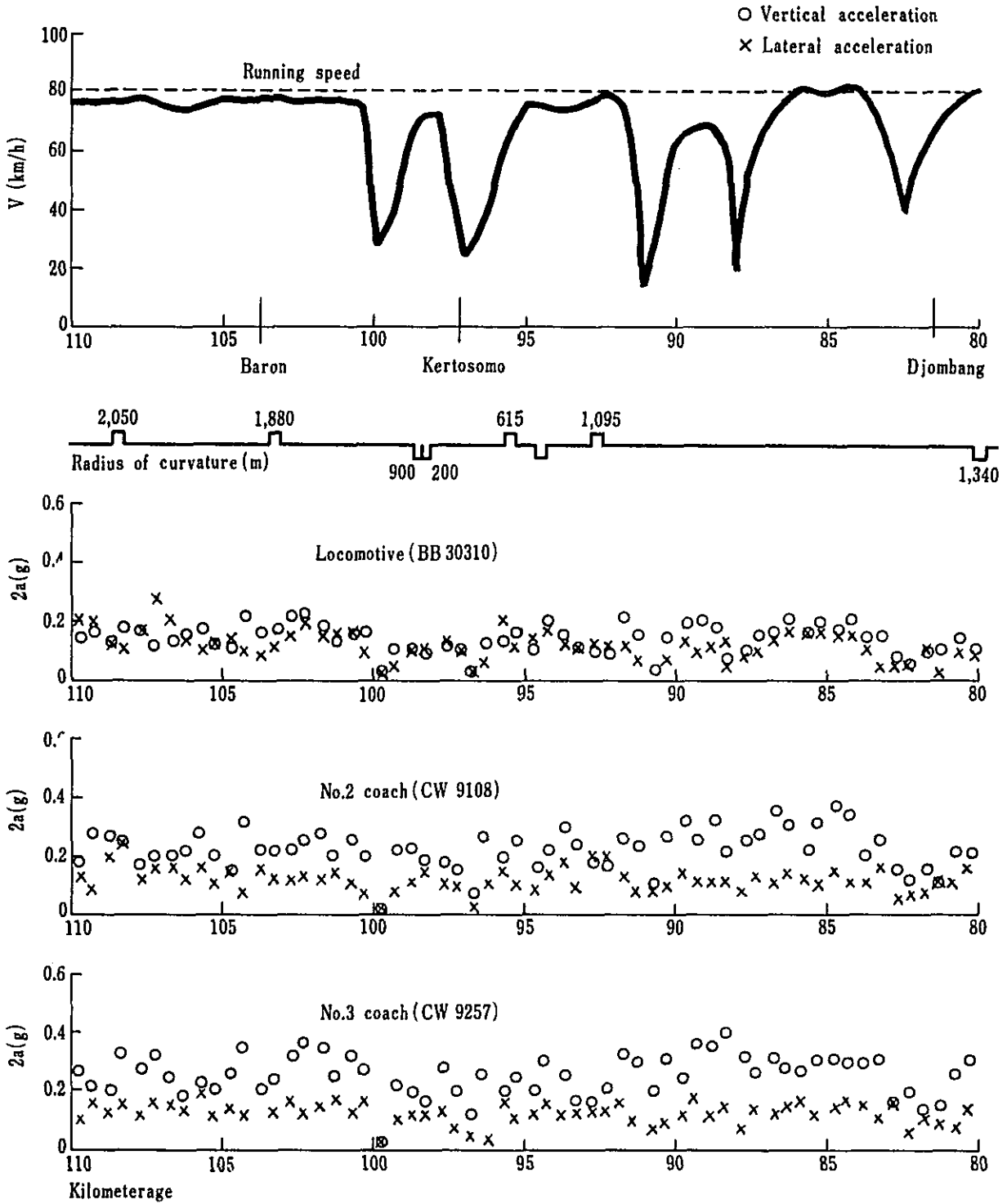
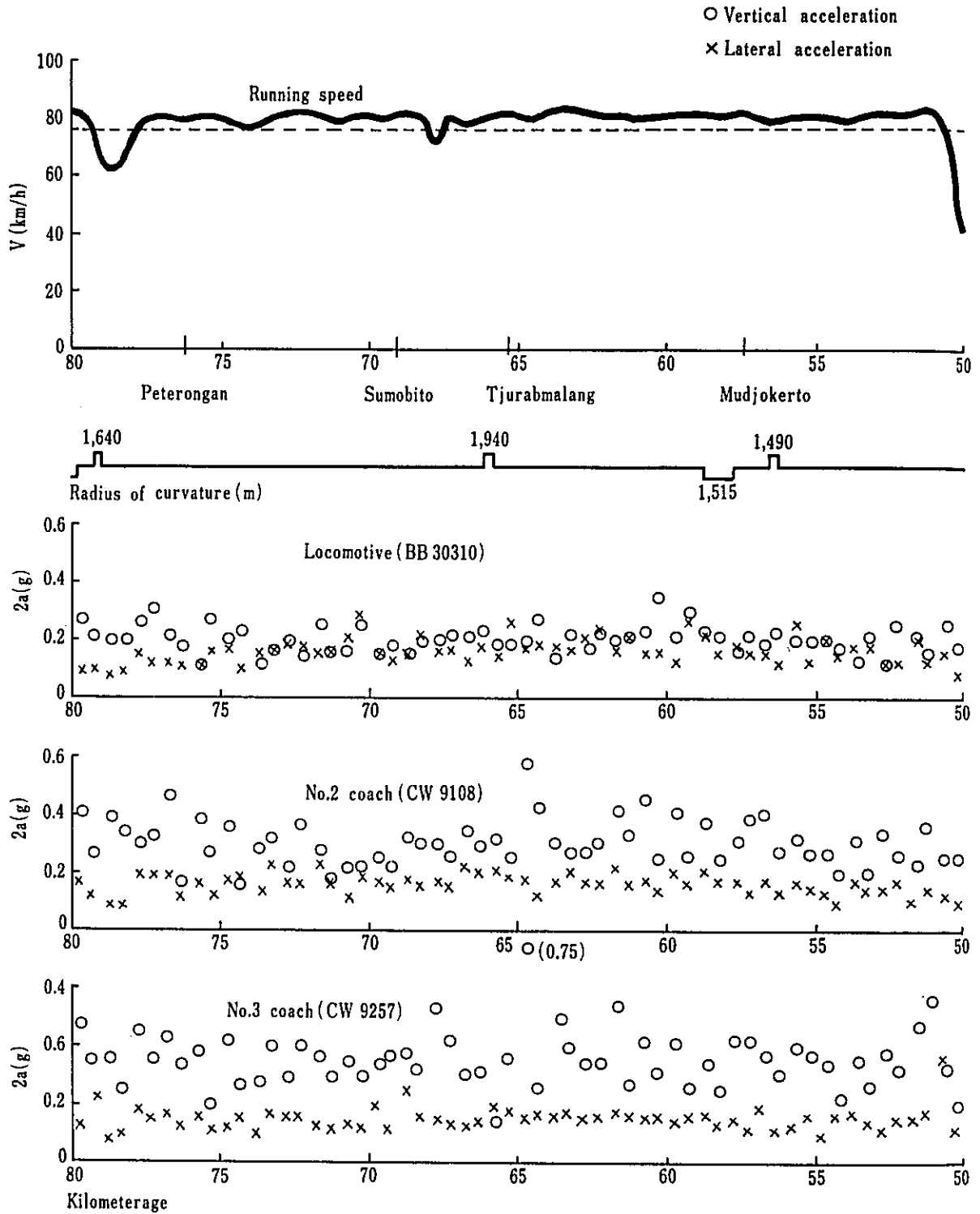
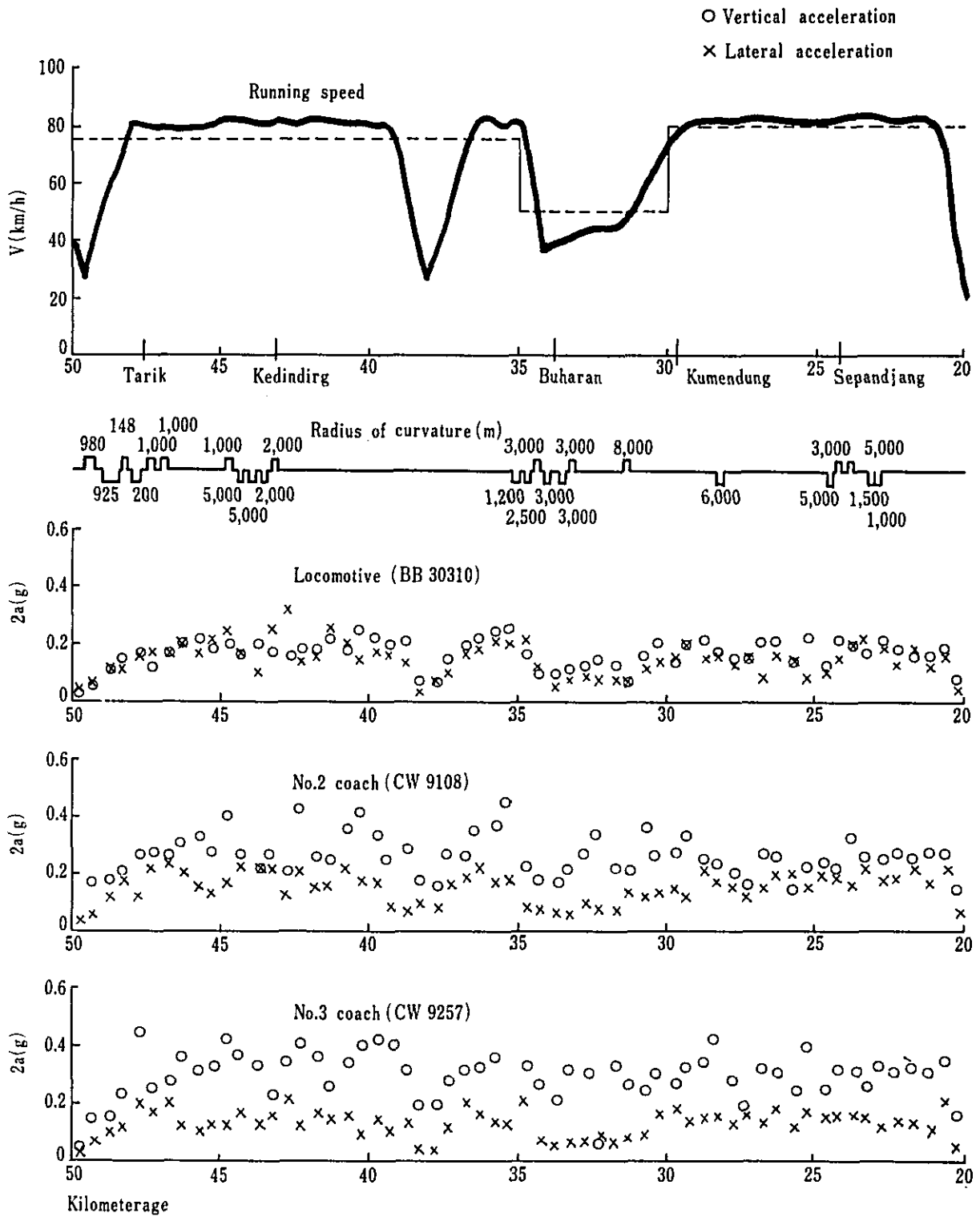


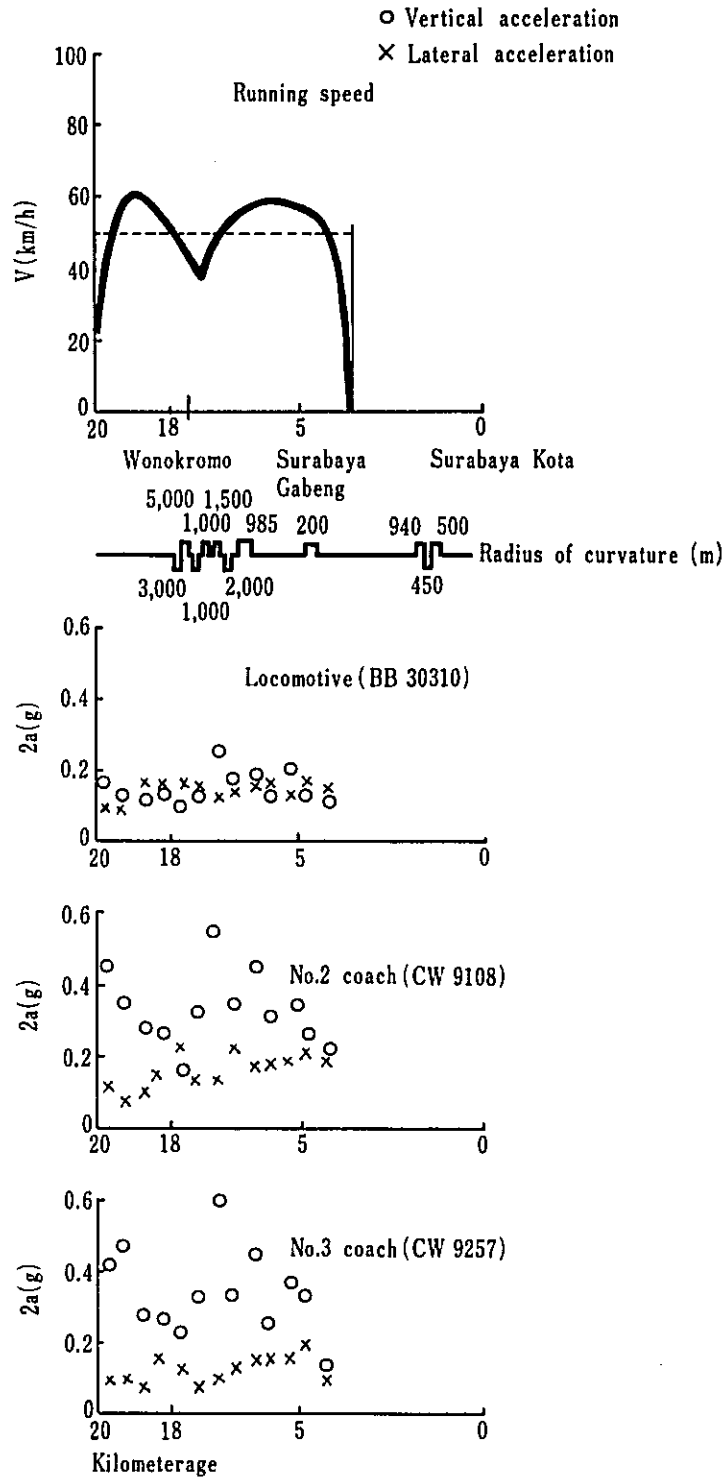
图 10-9 Values of vibration acceleration
(long-distance test)



☒ 10-10 Values of vibration acceleration
(long-distance test)



10-11 Values of vibration acceleration
(long-distance test)



☒ 11-1 Values of vibration acceleration
(high-speed test)

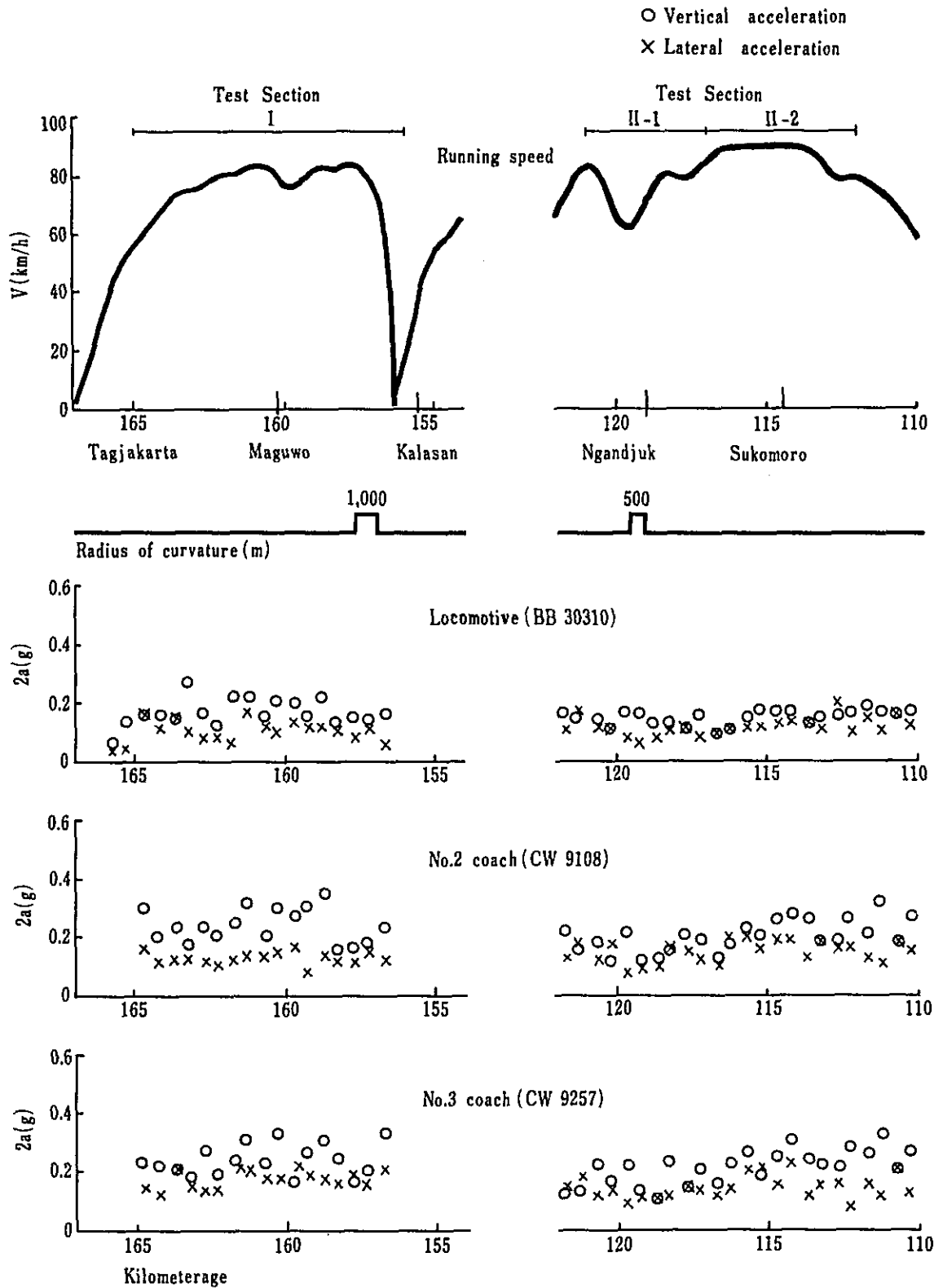


図 11-2 Values of vibration acceleration
(high speed test)

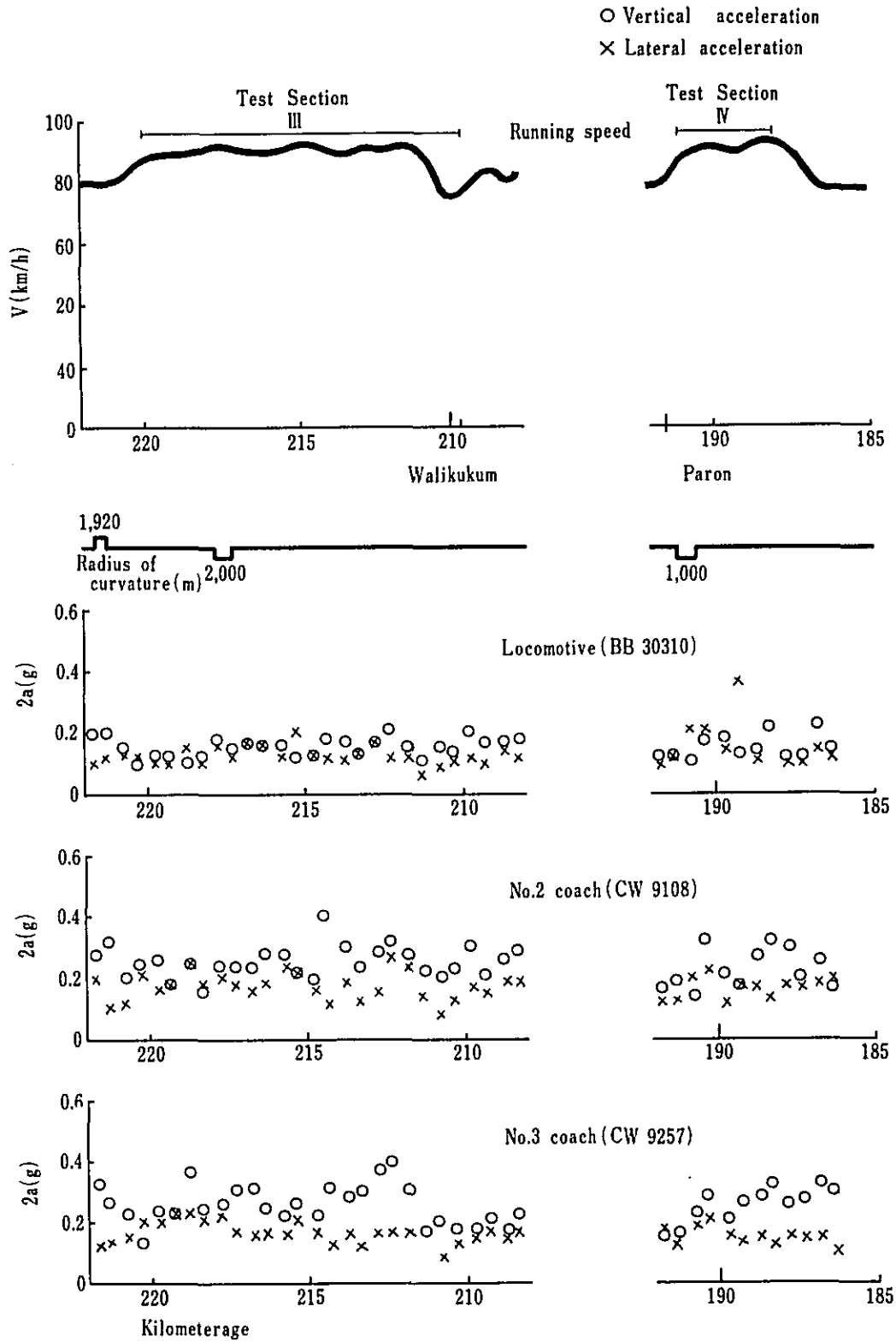
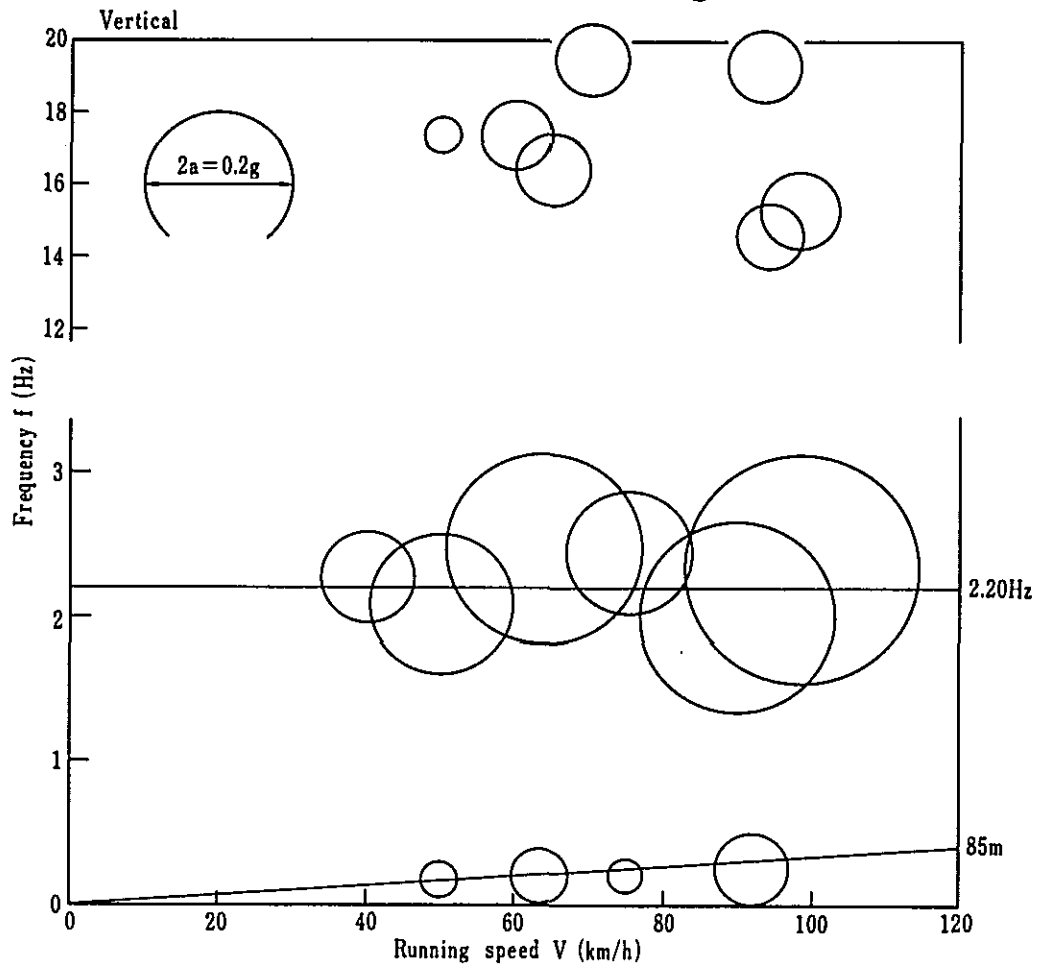


图 12-1 Frequency analysis of No.1 coach
(CW 9055, Ferrostaal bogie)



☒ 12-2 Frequency analysis of No.1 coach
(CW 9055, Ferrostaal bogie)

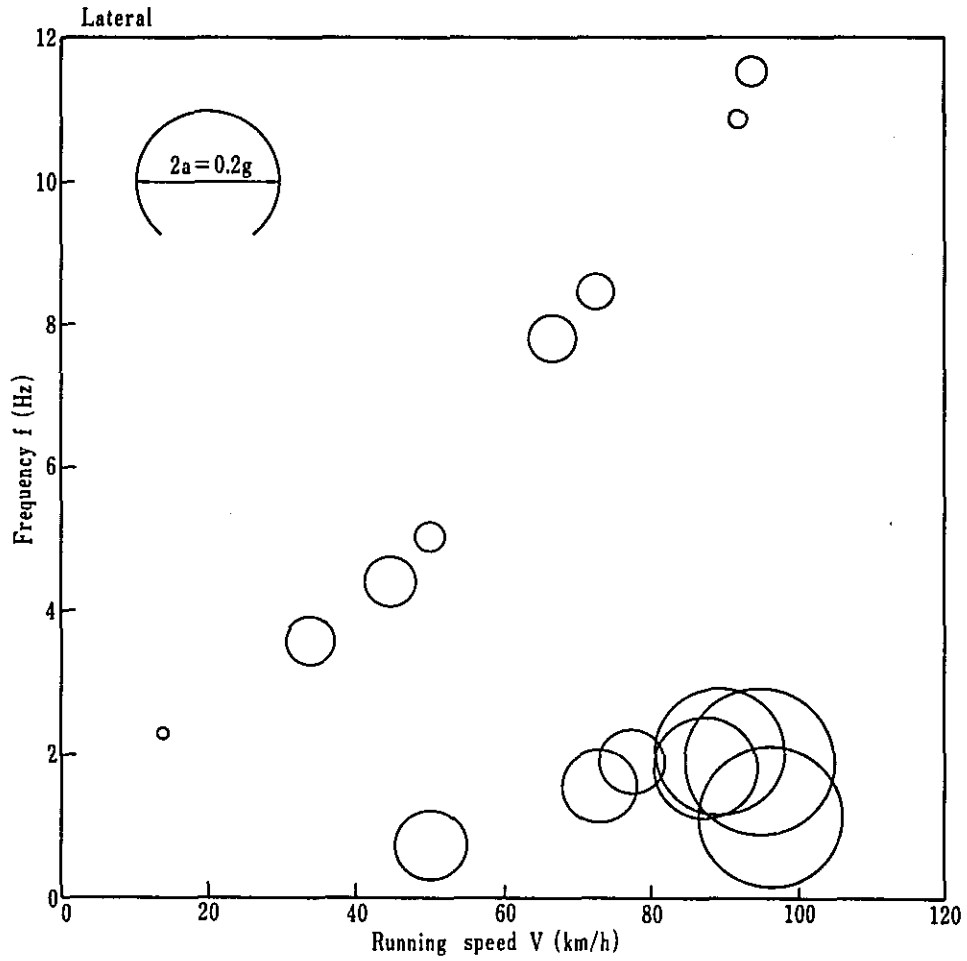
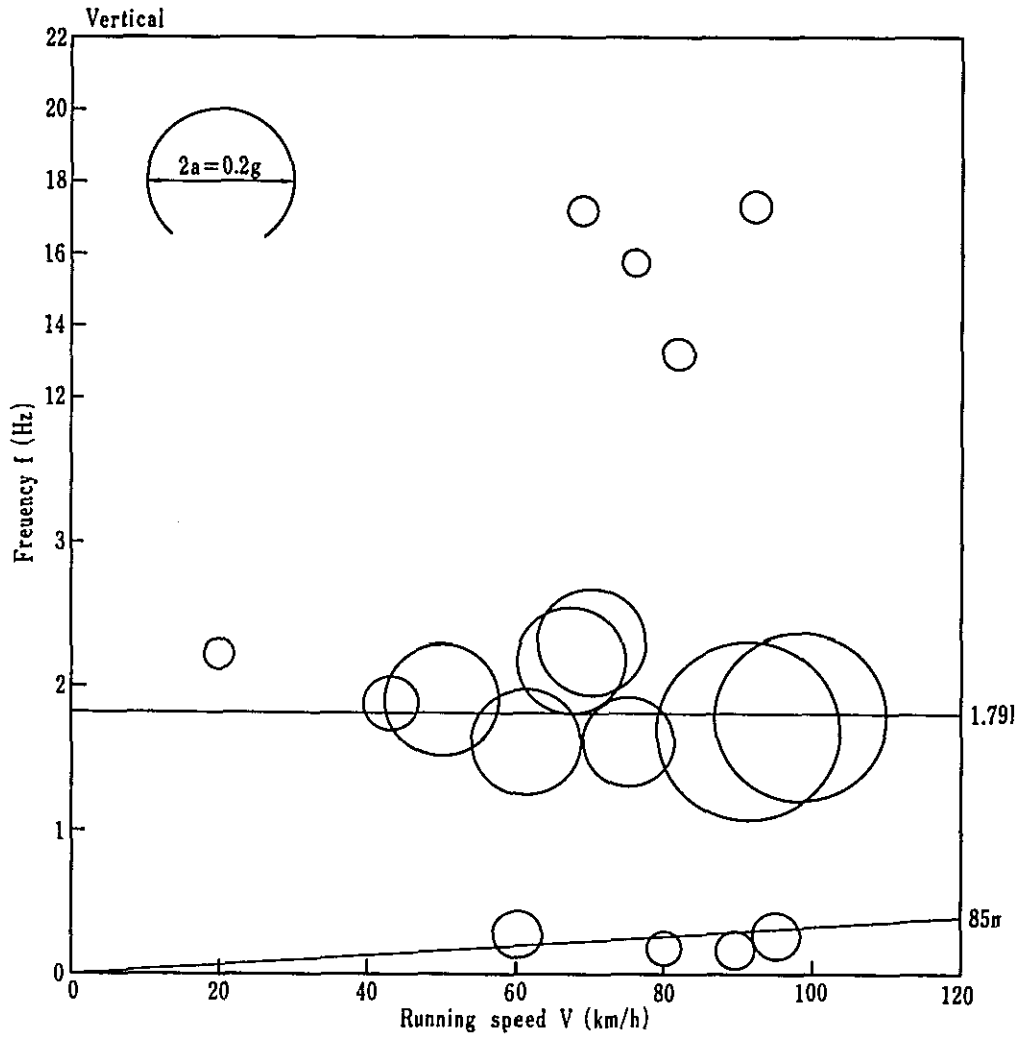


图 12-3 频率分析 of No.2 coach
(CW 9108, NT-11 bogie)



☒ 12-4 Frequency analysis of No.2 coach
(CW 910B, NT-11 bogie)

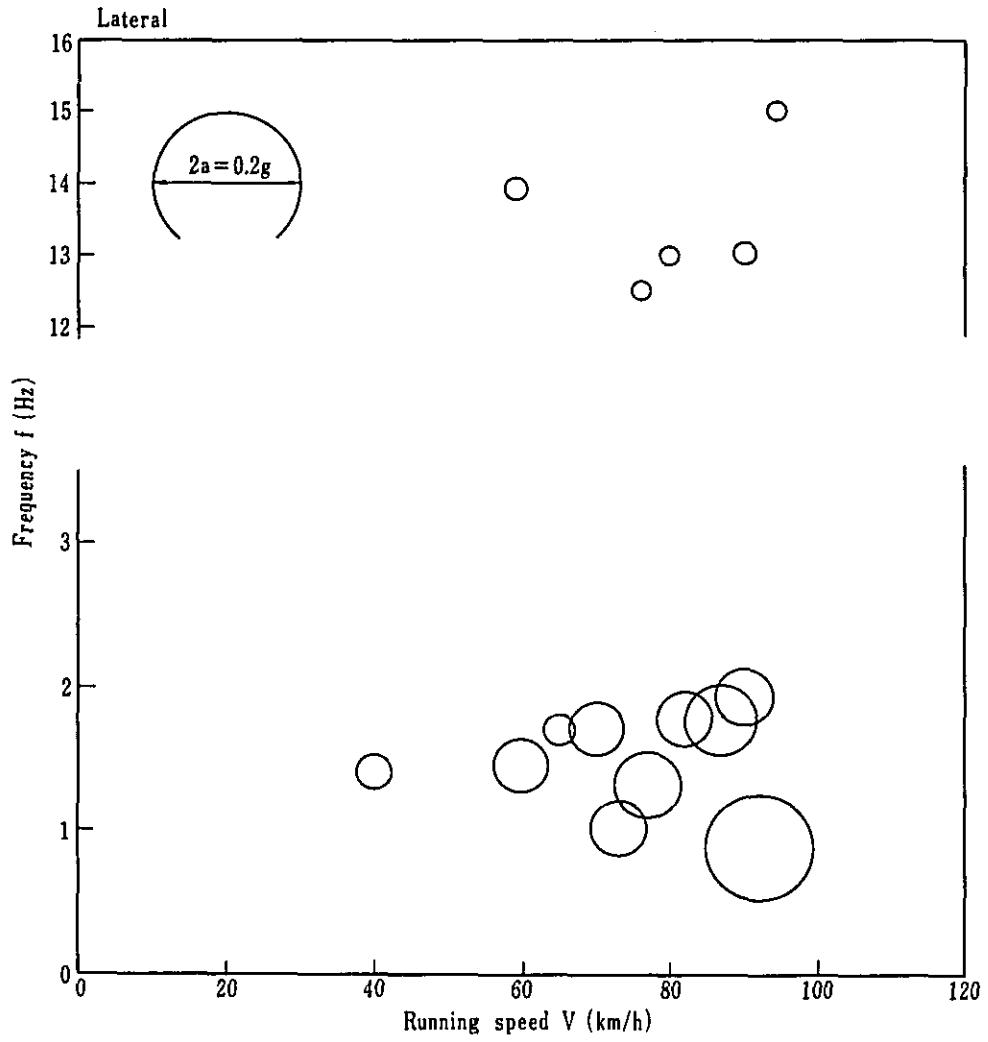
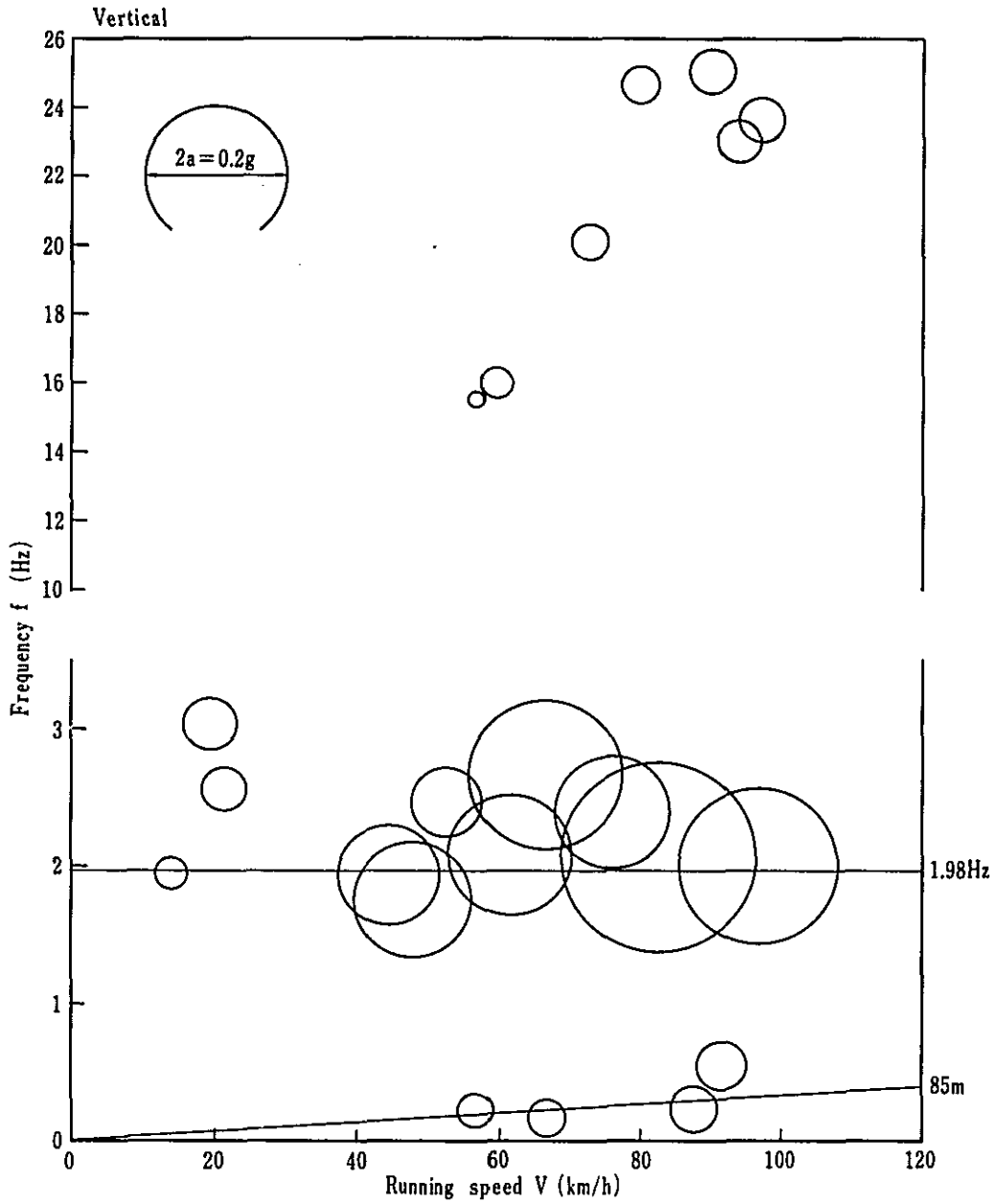
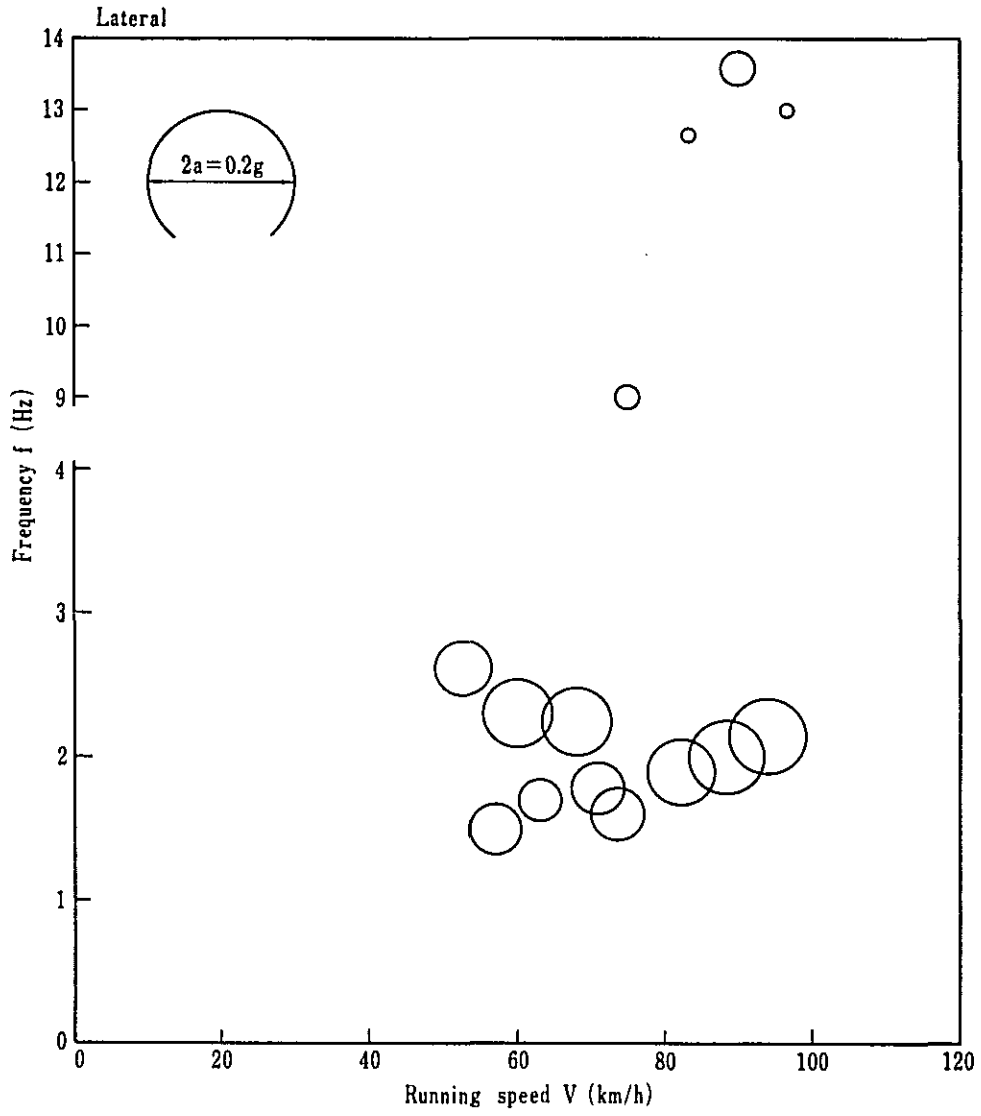


图12-5 Frequency analysis of
No.3 coach (cw 9257, Görlitz bogie)



☒ 12-6 Frequency analysis of No.3 coach
(cw 9257, Görlitz bogie)



長距離試験の結果をも含めて解析した。

これらの図において、丸が原点を通る斜線上に並んでいることはその振動が一定波長の外力に強制されて起ることを表わし、横軸に対する傾斜から強制外力の波長が求められる。丸が横軸に平行な場合は車両固有の振動が生じていることをあらわしているため、図から固有振動数が求められる。(詳細は付録Ⅳ参照)

左右振動

高周波振動はNo. 1客車の車輪回転に比例したものが生じているが、それ以外はあまり定常的なものが少なく、また加速度振幅も小さく、問題となるものはない。各客車とも13~14mの強制外力による振動の発生がみられるが、これは強制外力による台車のだ行動と考えられる。車体の支持装置(台車のばね及び揺れまくら装置)による左右方向の固有振動数は1.2~2.0Hzであり、No. 1客車の場合90~100km/h附近の速度で共振状態に近くなっていることがわかる。No. 2およびNo. 3客車の場合はこのような共振は現われていない。

上下振動

いずれの客車にも波長約85m(レールの長さ相当)の強制振動が生じており、またNo. 3客車には波長1~2mの強制振動が現われている。前者の振動はレール継目の沈下が、後者は車輪の偏心が原因と考えられる。

台車のばね装置による車体の上下固有振動数はNo. 1客車が約2.2Hz、No. 2客車が約1.7Hz、No. 3客車が約2Hzであり、80~100km/hの速度で共振状態になっている。いずれの客車においても高周波振動はあまり定常的なものではなく、振幅も小さい。

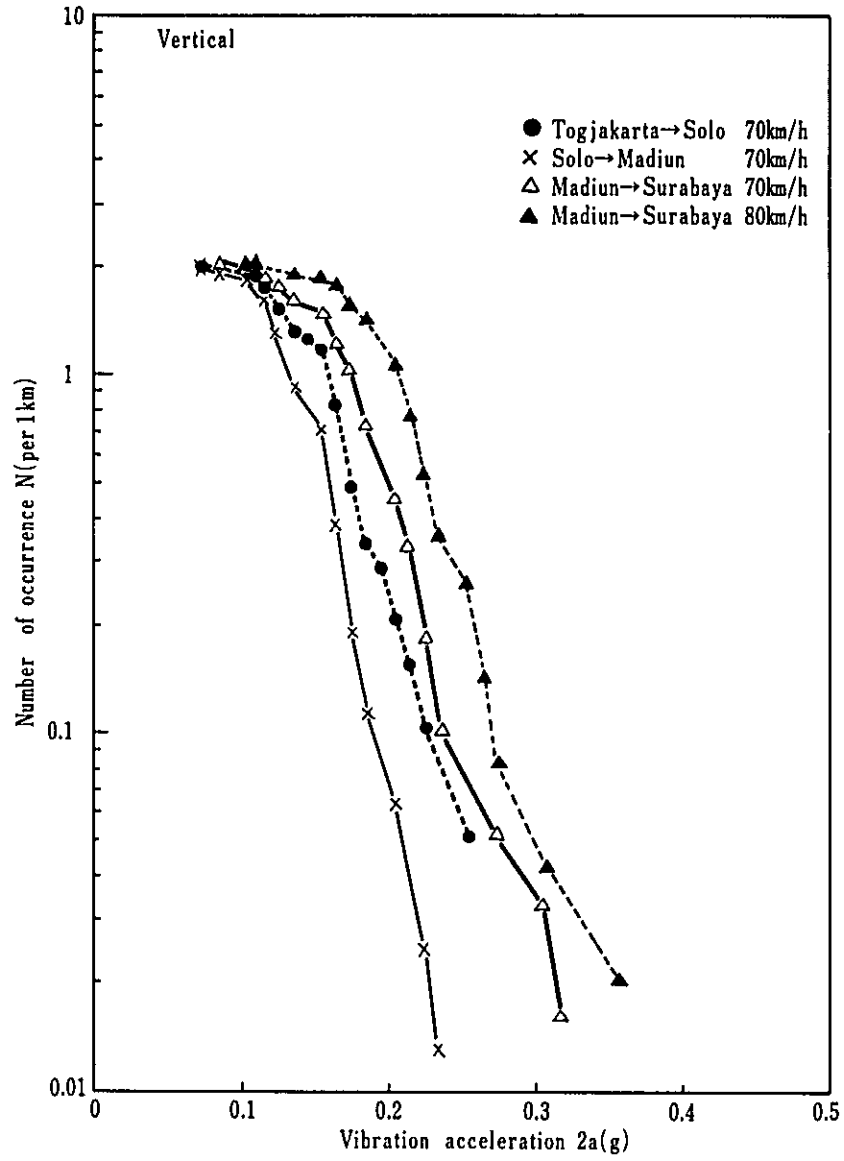
(2) 振動加速度の累積頻度

長距離試験において測定した振動加速度のうち、速度70km/h~84km/hでの走行区間につき各500m区間ごとの振動加速度の最大値を読取り、各加速度の値を大きさ別(0.01g毎の)に分類し、それぞれの発生個数を求め、その発生個数の積算値(1km当りの)と振動加速度の大きさとの関係を図13に示す。各供試車両ともJogjakarta—Solo間、Solo—Madiun間、Madiun—Surabaya間に区分し、特にMadiun—Surabaya間については70km/h台の速度で走行した場合と80km/h台の速度で走行した場合とに区分して示し、他区間の振動発生状況との比較を容易にした。

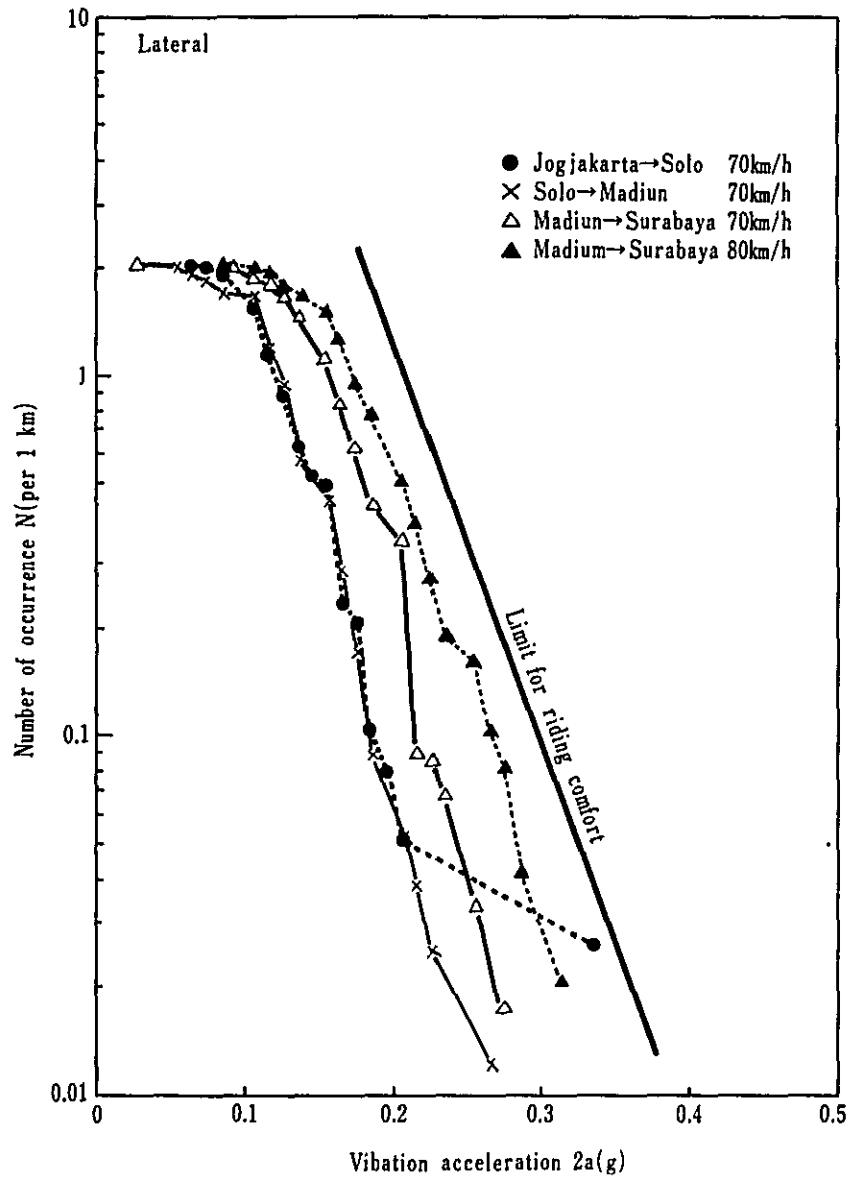
左右振動

各車両とも日本国鉄の乗心地限界線を越えたものはない。区間別の比較では、Solo—Madiun間が最も良く、Madiun—Surabaya間が最も悪い。70km/hと80km/hとの差はNo. 3客車が最も小さい。これらの結果から、速度向上に対する左右振動の面からの問題はほとんどないといえる。

☒ 13-1 Number of occurrence of diesel locomotive (BB 30310)



☒ 13-2 Number of occurrence of diesel locomotive (BB 30310)



☒ 13-3 Number of occurrence of No.2 coach
(CW 9108, NT-11 bogie)

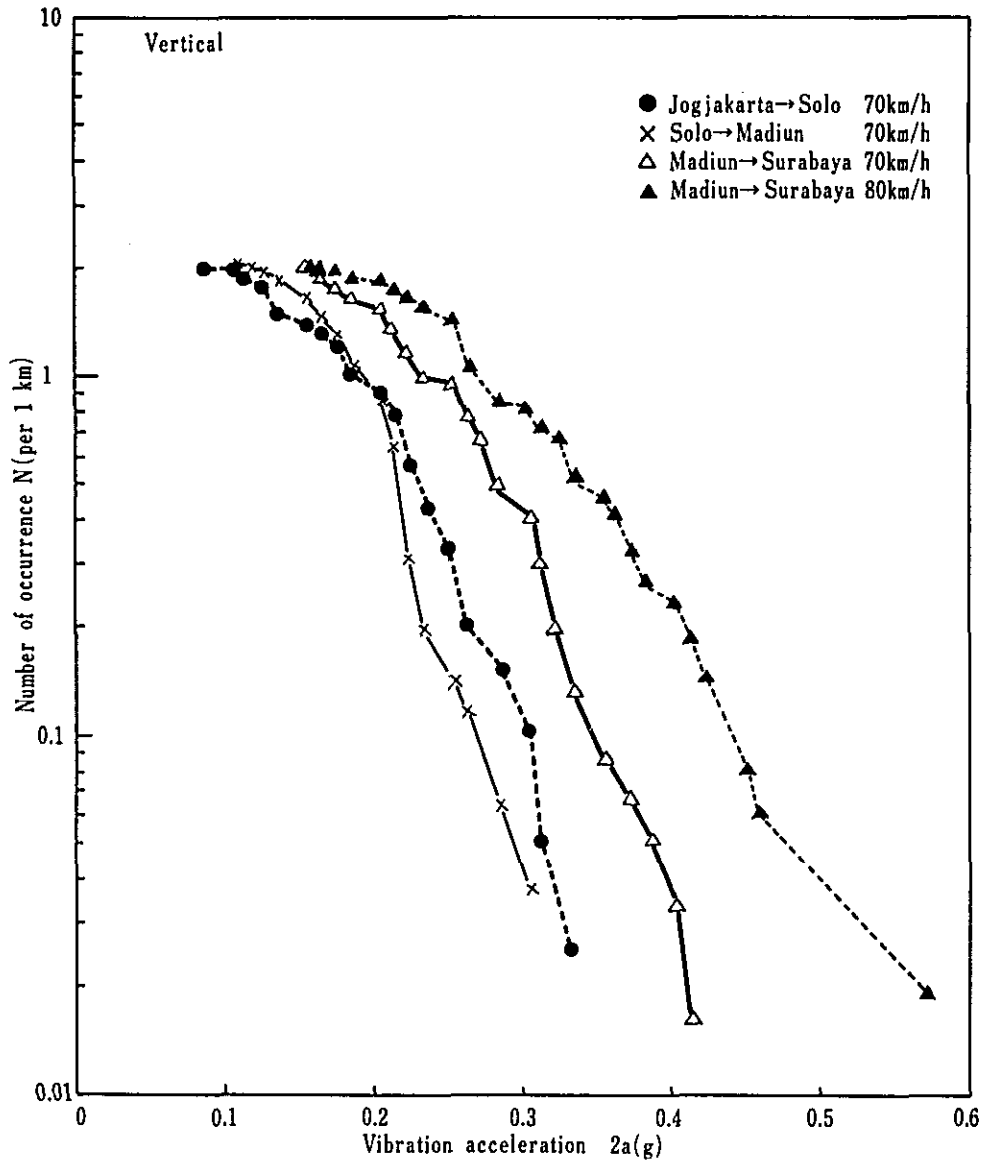
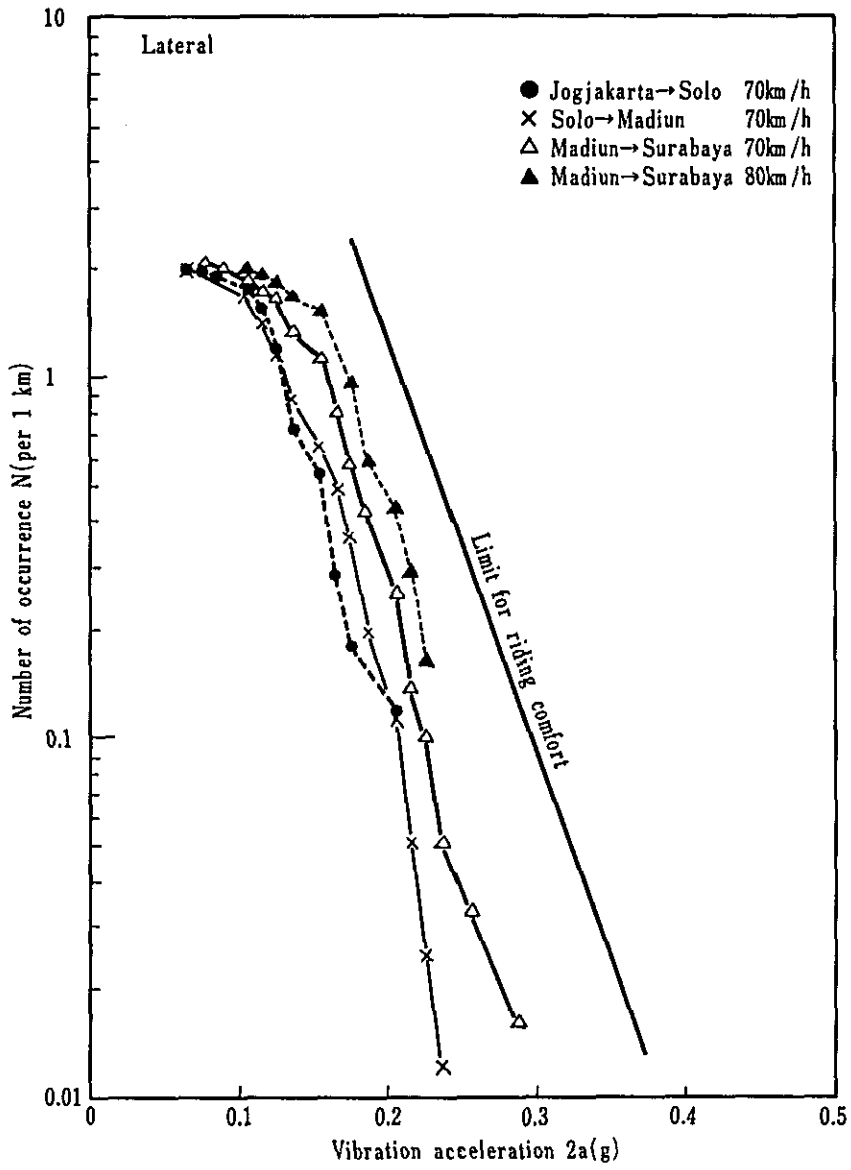
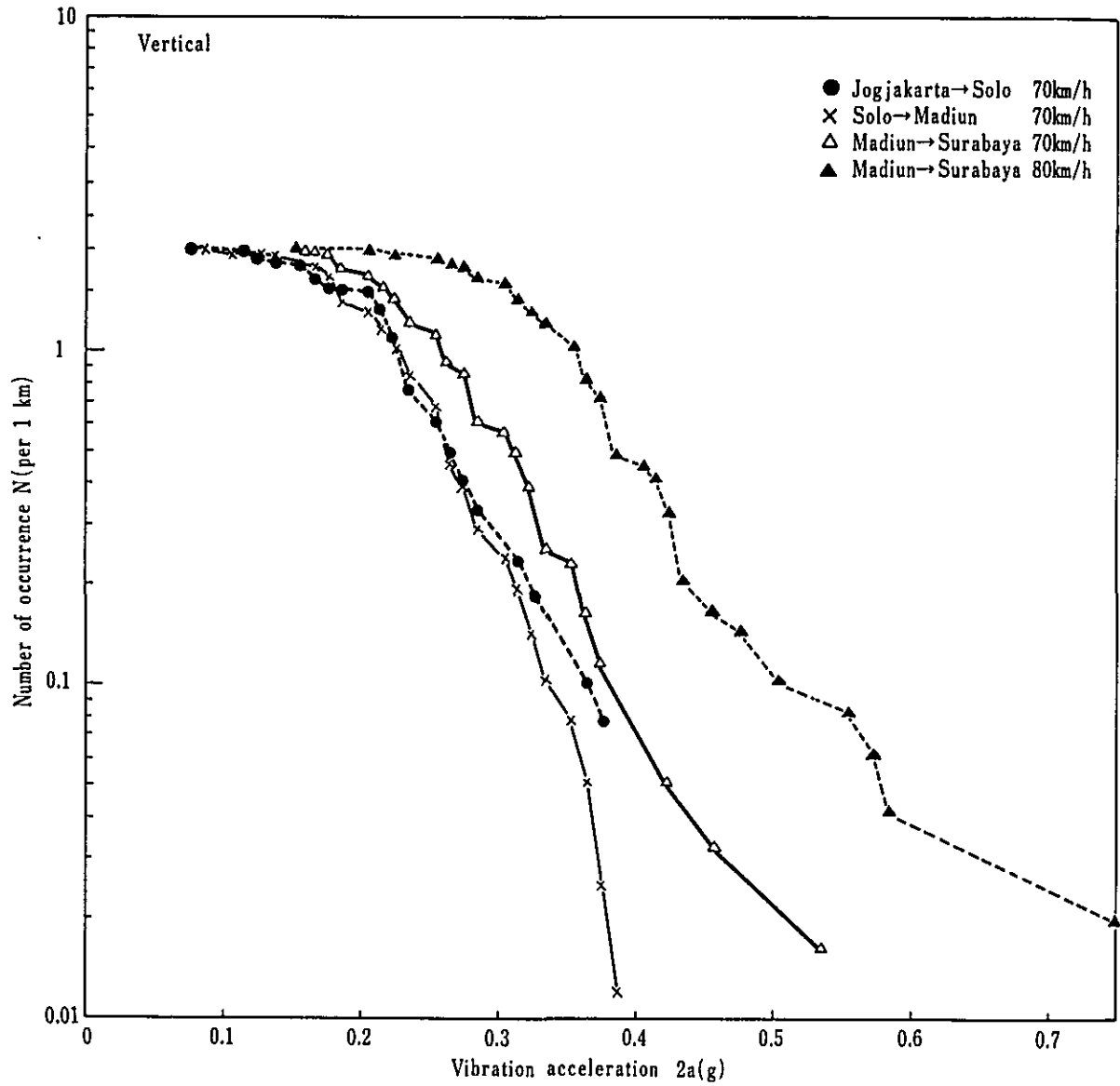


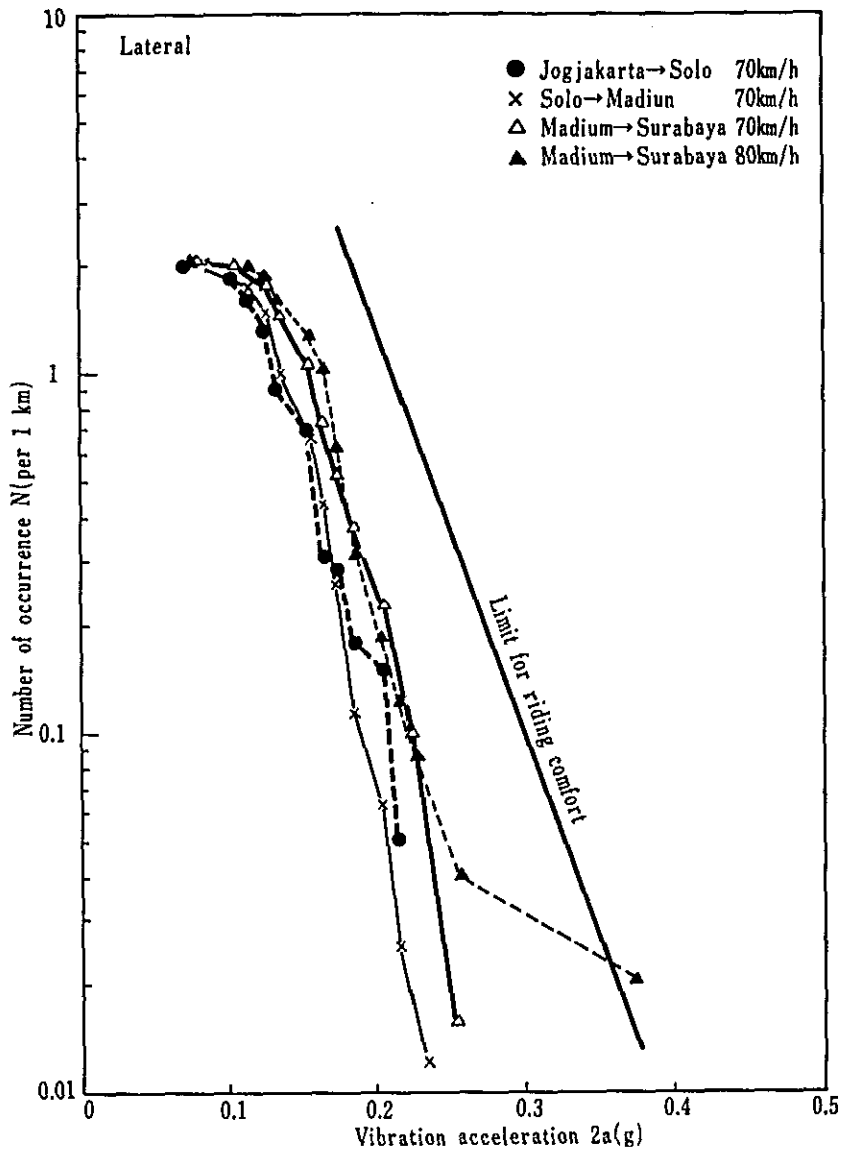
图 13-4 Number of occurrence of No.2 coach (CW 9108, NT-11 bogie)



☒ 13-5 Number of occurrence of No.3 coach
(cw 9257, Görlitz bogie)



☒ 13-6 . Number of occurrence of
No.3 coach (cw 9257, Görlitz bogie)



上下振動

機関車においては特に問題はないが、No. 2 および No. 3 客車とも Madiun—Surabaya 間 80 km/h 運転の際に 0.5 g を越える振動加速度の発生がみられ、この区間の現行運転速度 80 km/h に対してすら問題があるといえる。図 13 からわかるように、この区間の運転速度は 80 km/h 以下とすることが望ましく、100 km/h 運転を行なうには、短距離試験および高速試験の結果から考えて軌道の保守状態を現在以上に向上することが第一条件と考えられる。

(3) 乗心地

測定した振動加速度の波形のうち、振動が顕著に発生している箇所に着目し、加速度の振幅と振動数を読み取り、振動数を横軸に、加速度振幅（この場合は片振幅）をとってプロットするとその車両に主として起っている振動の種類が判り、またその図から車両の乗心地を数量的に表現することが出来る。（詳細は付録Ⅳ参照）

図 14 は短距離試験および長距離試験において速度 70 km/h 以上の場合の結果を示したものである。図中に示された乗心地係数 1, 2, 3, … の折れ線は、それぞれ同じ乗心地のレベルを表わすもので、日本国鉄では東海道新幹線用車両の乗心地の良否を判定するのに次のように区分している。

乗心地係数	1 以下	非常に良い。
"	1 ~ 1.5	良い。
"	1.5 ~ 2	普通。
"	2 ~ 3	悪い。
"	3 以上	非常に悪い。

左右振動

各車両共、まれに 2 を上まわるものもあるが、ほぼ乗心地係数は 2 以下であり、乗心地は普通である。供試車両のうちでは機関車が最もよく、No. 1 客車が最も悪い。高周波の振動は特に乗心地上問題とならない。

上下振動

70 km/h の速度では各車両とも乗心地係数 2 以下であるが、80 km/h の速度になると No. 2 客車および No. 3 客車では 2 を越え、3 に達するものもあり、高速度での乗心地は悪くなる傾向がみられる。高周波の振動は特に問題はない。

(4) インドネシア国鉄による乗心地

インドネシア国鉄（PJKA）において現在用いられている振動乗心地の表示は、振動波形のうち 1 ~ 2 Hz の定常波形が 200 m 程度連続している場合の全振幅の平均値を読み取り、次式（Koffman の式）により乗心地係数を算出し、表 4 に示す基準で判定している。すなわち

$$RH \text{ 又は } RV = 0.896 \sqrt[16]{\frac{a^3}{f}} F(f)$$

图 14-1 Riding comfort of diesel locomotive (BB 30310)

- Jogjakarta→Solo 70km/h
- × Solo→Madiun 70km/h
- △ Madiun→Surabaya 70km/h
- ▲ Madiun→Surabaya 80km/h

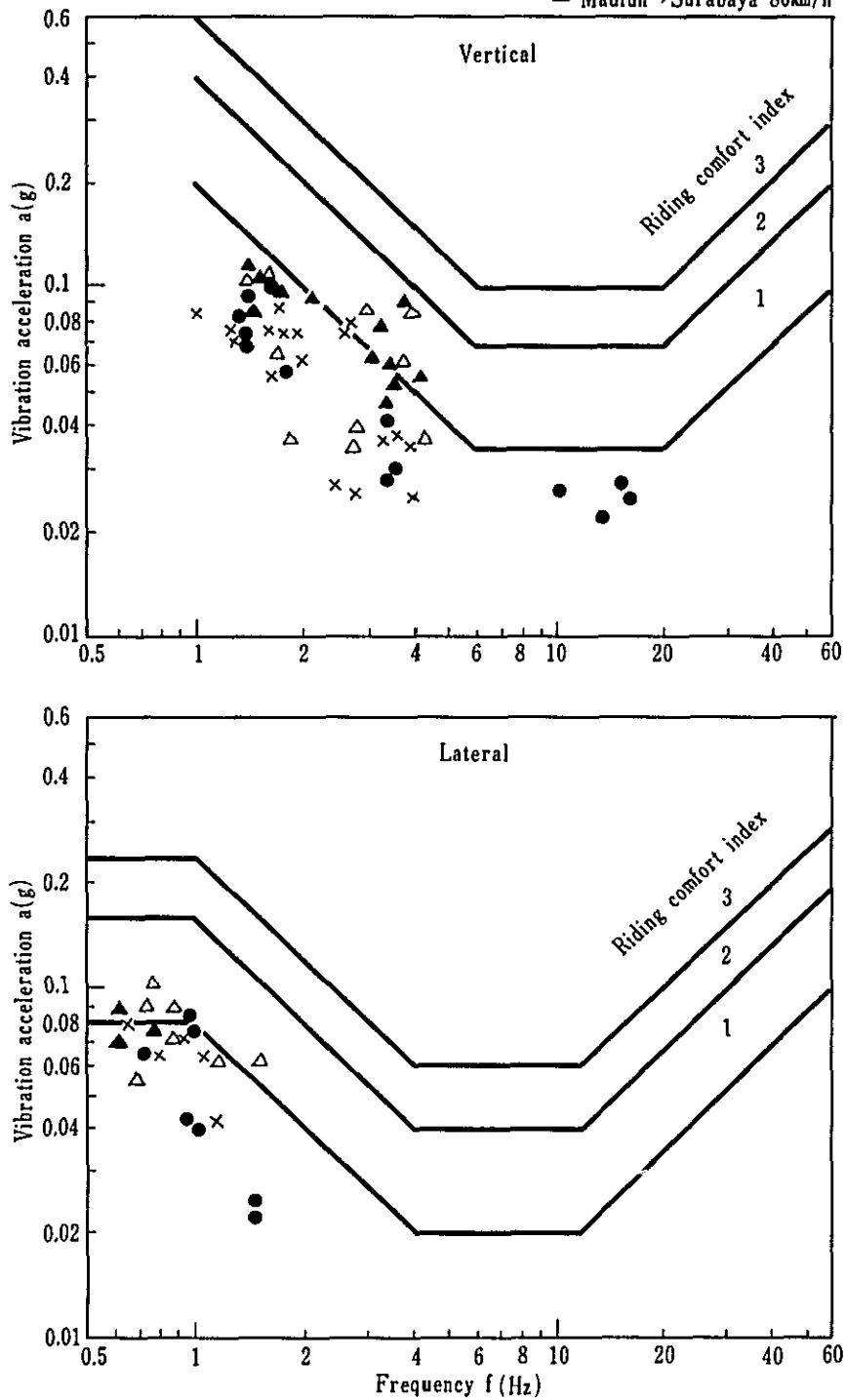
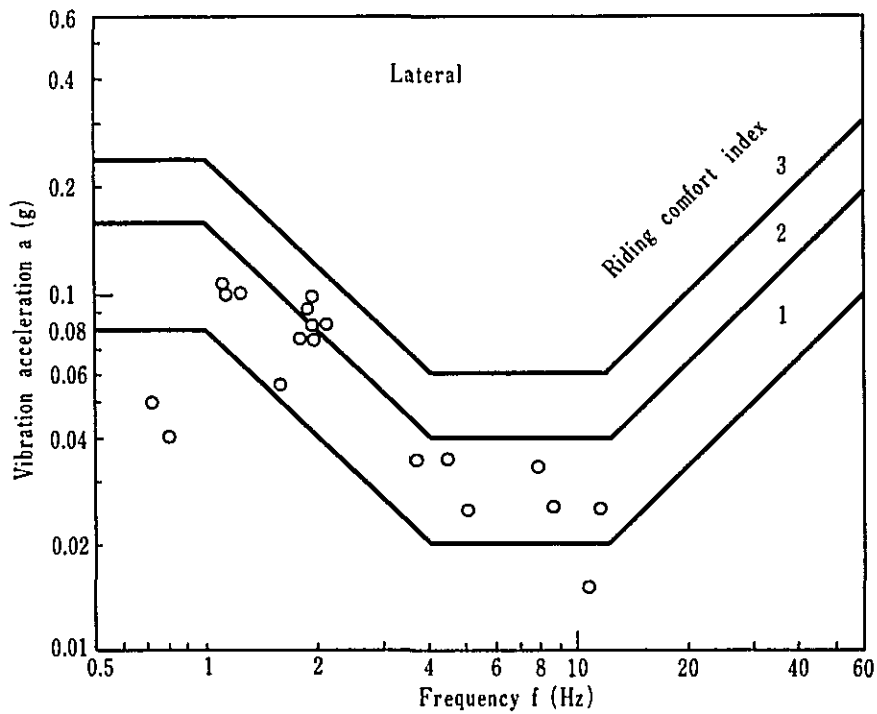
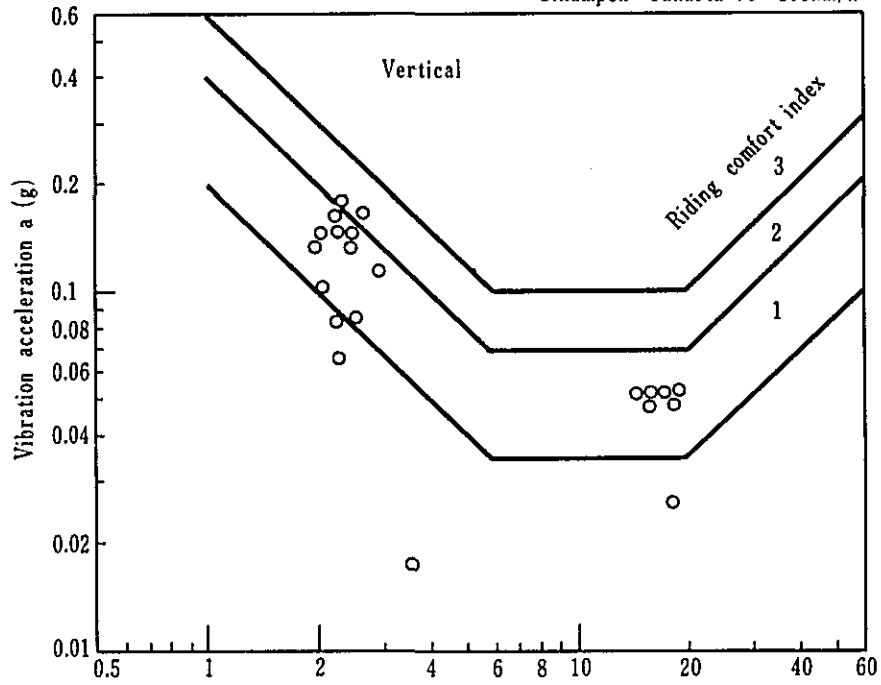


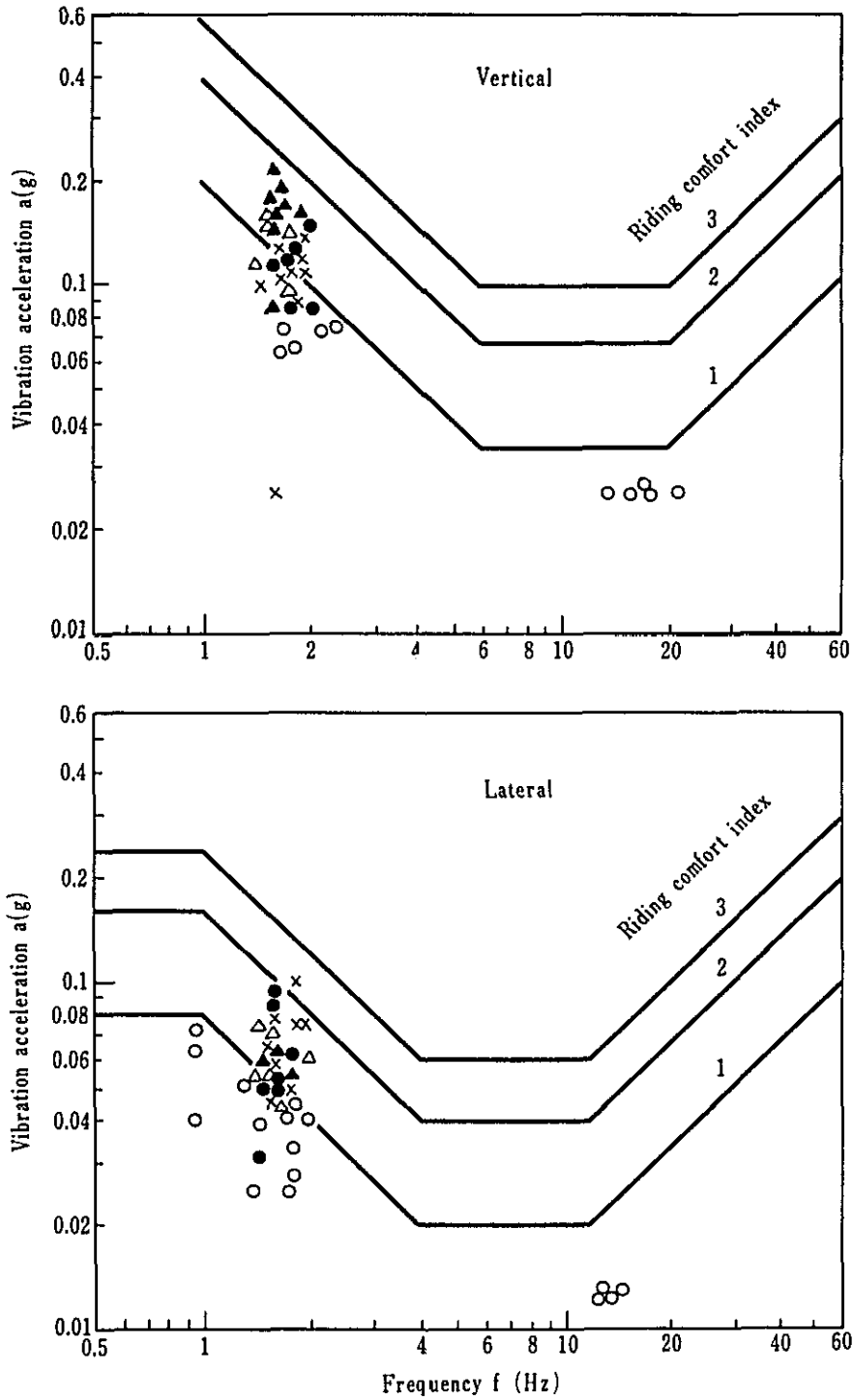
图 14-2 Riding comfort of No.1 coach
(cw 9055, Ferrostaal bogie)

Cikampek→Jakarta 70~100km/h



☒ 14-3 Riding comfort of No.2 coach
(CW 9108, NT-11 bogie)

- Cikampek→Jakarta 80~90km/h
- Jogjakarta→Solo 70km/h
- × Solo→Madiun 70km/h
- △ Madiun→Surabaya 70km/h
- ▲ Madiun→Surabaya 80km/h



☒ 14-4 Riding comfort of No.3 coach

(cw 9257, Görlitz bogie)

- Cikampek→Jakarta 80~90km/h
- Jogjakarta→Solo 70km/h
- × Solo→Madiun 70km/h
- △ Madiun→Surabaya 70km/h
- ▲ Madiun→Surabaya 80km/h

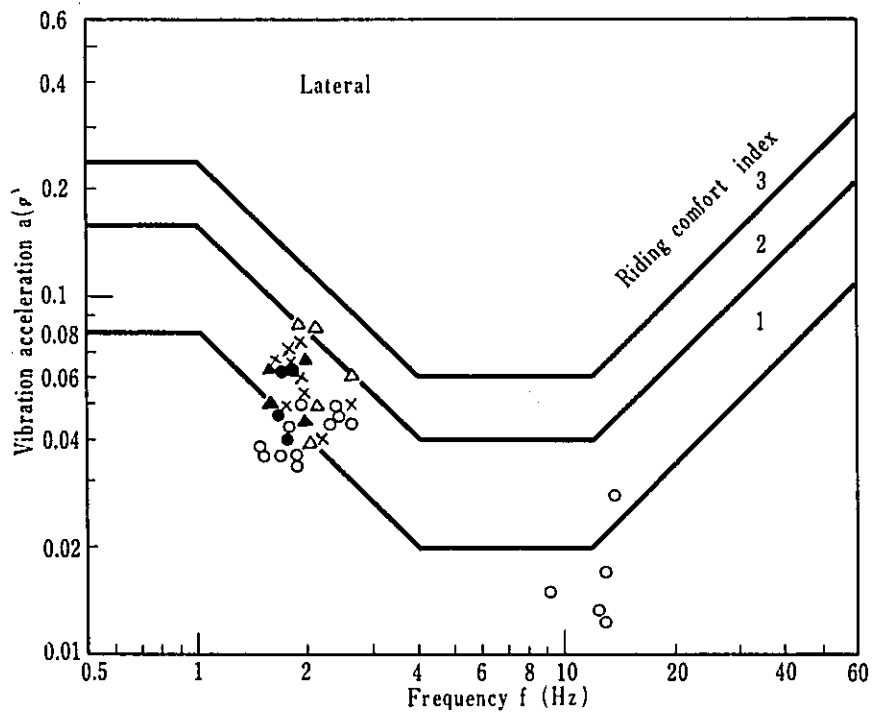
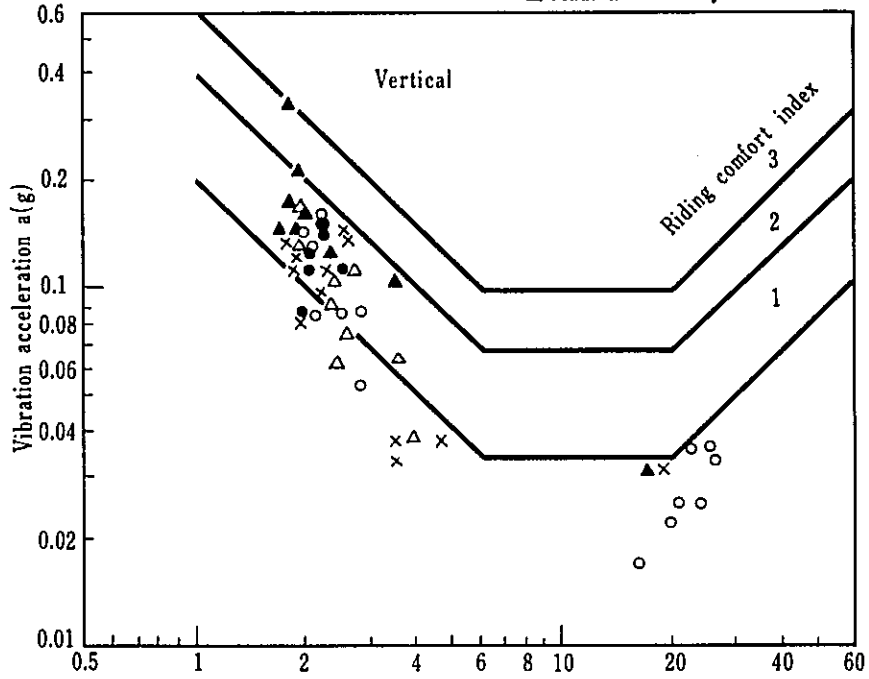


表4 Riding-comfort index of PJKA(for passenger car)

Index	Signification
1	very good
1.5	almost very good
2	good
2.5	almost good
3	satisfactory
3.5	just satisfactory
4	tolerable
4.5	not tolerable
5	dangerous in service

ここに、 RH ：左右方向乗心地係数

RV ：上下方向乗心地係数

a ：左右または上下振動加速度 (cm/sec^2)

f ：振動数 (Hz)

$$F(f) = 0.80 f^2 \quad (\text{左右方向})$$

$$F(f) = 0.325 f^2 \quad (\text{上下方向})$$

客車は RH および RV が 3.0~3.25 以下，貨車では 4.0~4.25 以下が望ましい範囲であるとしている。

短距離試験および長距離試験で測定した振動加速度の値から求めた PJKA 方式の乗心地係数の計算結果を表 5 に示す。

Madiun—Surabaya 間において 80km/h 以上で走行する場合に No.2 および No.3 客車の上下方向乗心地係数の最大値は 4 を越える事があるが，平均値には各車両とも 3~4 の間にあり，客車としてはやや悪い乗心地であるといえる。

表 5 Riding-comfort index by PJKA method

	Section	Running speed (km/h)	Vertical			Lateral		
			max.	min.	mean	max.	min.	mean
No. 1 coach (CW 9055)	Cikampek	80–89	4.10	3.68	3.88	3.54	3.35	3.42
	→ Jakarta	90–98	4.08	3.70	3.94	3.68	3.48	3.56
Locomotive (BB 30310)	Jogjakarta	70–78	3.30	2.62	3.00	3.18	2.25	2.81
	→ Solo	70–79	3.20	2.85	3.05	2.90	2.48	2.74
	Madiun	70–79	3.36	1.98	2.98	3.90	3.08	3.25
	→ Surabaya	80–84	3.40	3.10	3.25	3.17	–	–
No. 2 coach (CW 9108)	Cikampek	80–89	3.18	2.97	3.04	2.98	2.88	2.93
	→ Jakarta	90–98	3.53	3.40	3.47	3.17	2.60	2.88
	Jogjakarta	70–79	3.83	3.10	3.46	3.52	2.54	3.07
	→ Solo	70–79	3.68	2.18	3.29	3.65	2.91	3.20
	Madiun	70–79	3.74	3.18	3.47	4.05	3.15	3.66
	→ Surabaya	80–83	4.15	3.15	3.66	3.21	2.91	3.06
No. 3 coach (CW 9257)	Cikampek	80–89	3.98	3.71	3.84	3.00	3.00	3.00
	→ Jakarta	90–98	3.52	3.28	3.36	3.06	3.00	3.03
	Jogjakarta	70–79	3.86	3.25	3.63	3.20	2.76	3.01
	→ Solo	70–79	3.89	3.41	3.64	3.38	2.83	3.13
	Madiun	70–79	4.26	3.04	3.58	3.51	2.81	3.22
	→ Surabaya	80–83	4.80	2.37	3.80	3.24	2.91	3.05

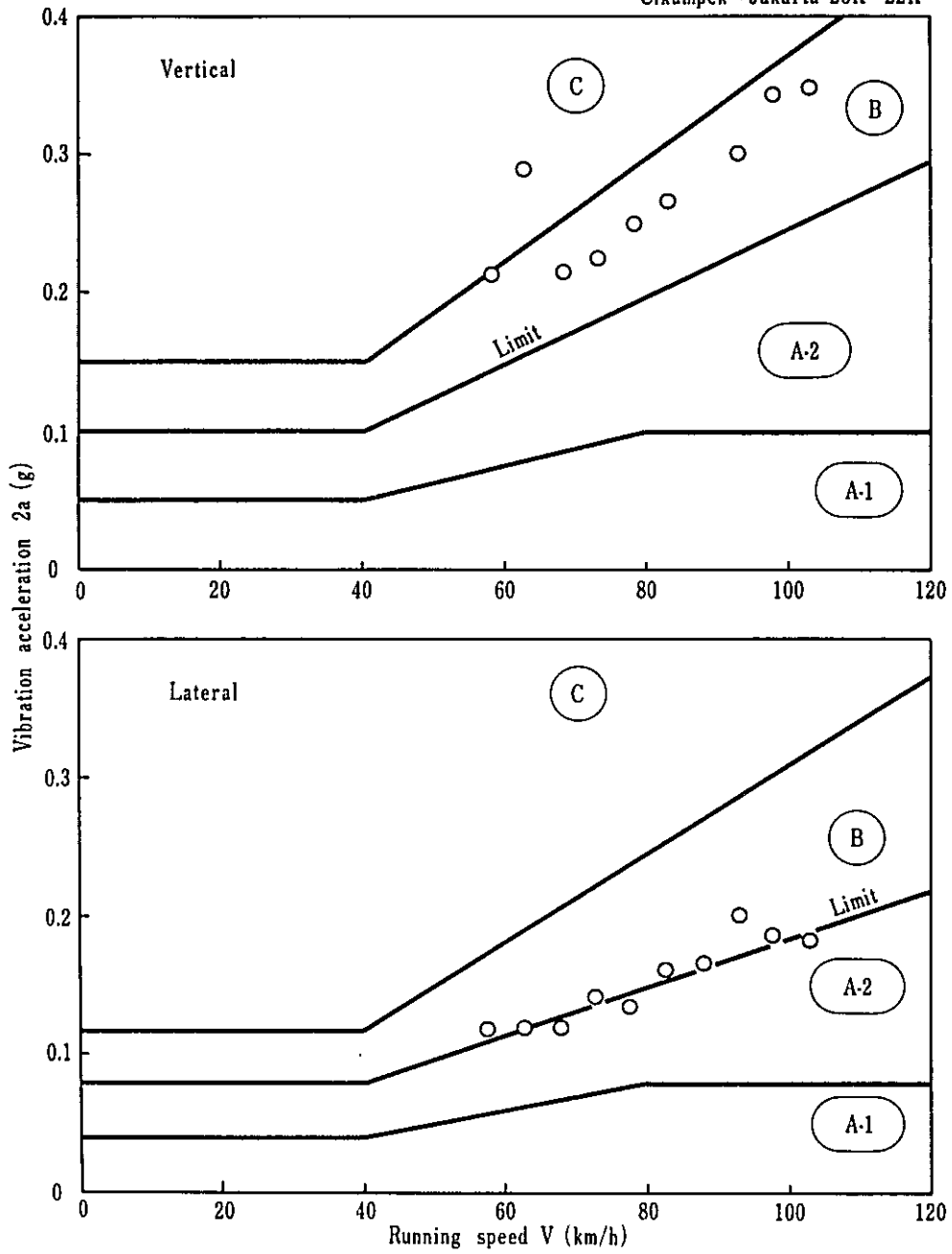
(5) 車両振動の級別表示

走行区間が長距離に及ぶ場合の車両の走行速度に対する振動の大きさを統計的に整理する方法として、走行全区間を100mごとの小区間に分割し、それぞれの区間における平均走行速度と振動加速度の全振幅最大値を読取り、走行速度5km/h段階、振幅0.025段階の頻度から各速度別の振幅の算術平均を求め、列車速度のそれぞれの中央値（例えば80～85km/hの段階では82.5km/h）に対する振動加速度の平均振幅をプロットして車両の走行速度に対する振動加速度の特性曲線を求めて車両振動の級別区分をする方法がある。この場合の走行距離として100km程度あることが望ましいが、ここでは便宜上Tanbun—Djatinegara間の振動測定結果を整理し、上記の方法で級別区分を行なった結果を図15に示す。図中のA-1、C等の区分は等級を表わし、A-1級が最も良く、C級が最も悪い車両振動状態であることを示す。振動性能を向上するためにはA級に入ることが望ましいとされている。（付録Ⅳ参照）。図15により、No.1～No.3客車とも左右振動に対してはA-2級であり、ほぼ同じ性能を有していて特に問題はないが、上下振動に対しては、No.1およびNo.3客車がB級、No.2客車がA-2級とB級の間になることがわかり、振動状態の改善が必要であることがわかる。

速度の上昇に対する振動加速度の増加傾向は各車両とも単調に増加する傾向が認められるが、各車両とも左右加速度に比べて上下加速度が大きく、特にNo.3客車の増加割合が大きいことが認められる。

図 15-1 Car body vibration of No.1 coach
(cw 9055, Ferrostaal bogie)

Cikampek→Jakarta 26K~22K



☒ 15-2 Car body vibration of No.2 coach
 (CW 9108, NT-11 bogie)

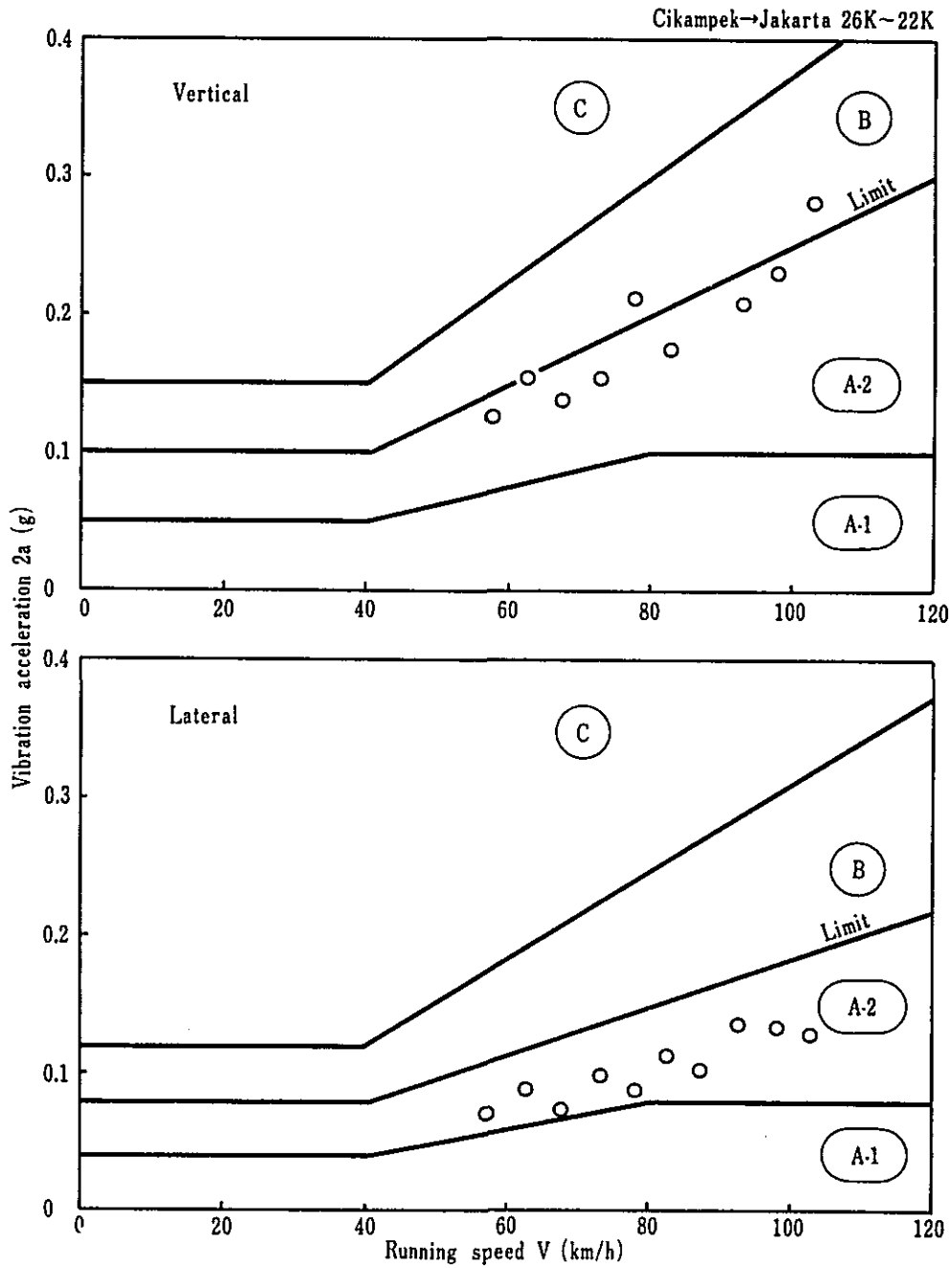
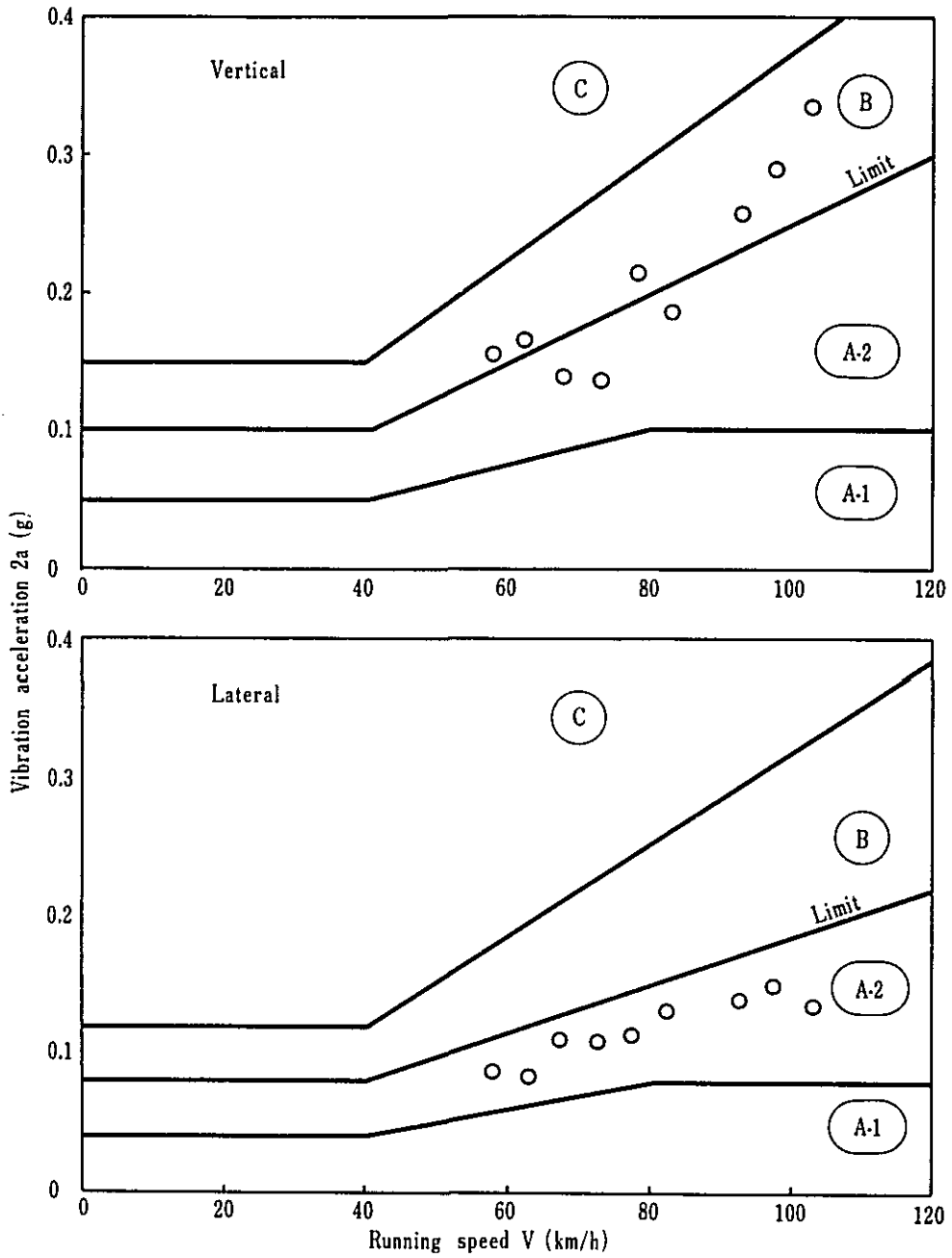


図 15-3 Car body vibration of No.3 coach
(cw 9257, Görlitz bogie)

Cikampek→Jakarta 26K~22K



6. 所 見

今回の調査および試験の結果を総合すると、最高速度100 km/hまでの速度向上を実施することについては、走行安全および乗心地の見地から、軌道および車両の面で、なお、次のようないくつかの問題点が見受けられる。

6-1 軌道 関 係

(1) 100 km/hの列車速度に対して、軌道はその負担力からみて、15Pレールは重レール(R14A)に更换し、道床厚は20 cm確保することが最小限必要である。(付録Ⅱの2-1-2参照)

速度向上を実施すれば、軌道狂いの進行速度も大きくなる。したがって、この分だけさらに軌道の強化、または軌道保守勢力の増加が必要となる。もし、保守作業量の増加を、速度向上後もある程度抑えようと思えば、まくらぎ間隔を62~65 cm程度に縮小する軌道強化を行なうとよい。(付録Ⅱの4-3参照)

しかしながら、労働事情によって、ある程度は保守労力の増加で対応する方が有利なことも考えられるので、経済性なども考慮して選択するとよい。

なお、軌道強化の一環として、継目部構造の改良を行なうことが望ましい。

(2) 軌道狂いについては、高低の整備を良くすることが必要であり、このために高低狂いの許容限度を小さくすることが望ましい。特に継目部、踏切および橋りょうの前後に留意する必要がある。

軌道の先天的、地理的条件の他に、速度の向上によって軌道狂いの進行速度の差はますます開いてくる。したがって、それらの実態をできるだけ適確に把握するため、頻りに軌道の検測を行ない、軌道狂いまたは車両の動揺度が許容限度あるいは目標値内に収まるように整備することが必要である。

(3) 軌道保守については、特に道床作業、すなわち総づき固め、むら直しなどの効率を向上するため、作業器具、作業方法の改善が望ましい。また、道床については、総づき固めによる軌道こう上、あるいは道床ふるい分けにより、常にまくらぎ下に所定のバラスト厚さを維持することが必要である。

(4) 軌道材料の不良率、特にレール、継目部、締結装置、まくらぎなどの不良率の実態を適確に把握し、弱点をなくすことが、高速化した場合の保守計画をたてる上に重要である。

(5) 軌道上、特にレール面上に車両から油を落さないようにすることは、軌道保守上望ましい。

(6) 速度向上に際して、老朽橋りょう(橋げた、橋台、橋脚について強度上問題のあるもの)については、応力、たわみおよび振動を、また軟弱路盤箇所については、支持力、沈下量および振動を測定し、改良または許容速度の検討を行なうことが必要である。

6-2 車 両 関 係

(1) 100km/h 運転に使用する車両については、特に車体上下振動軽減に対する配慮が必要である。

このためには上下動ダンパーの使用およびその特性保持が必要であると考えられる。

(2) 高速運転に対してはブレーキ性能が、車両の連結装置の構造と合わせて、重要な要素となる。現状においてはこの点より見て試験に用いたNo.1, No.2 および No.3 客車の形式の車両は高速運転可能と考えられる。

(3) 車体の左右振動加速度は、比較的その値が小さい。これは車両の左右振動に対する安定性のよいこと、および軌道の通りの狂いが少ないことを示す。

速度100km/hにおいても、だ行動の発生は見られなかった。だ行動の安定性は踏面のこう配により左右される。一般にだ行動は速度の上昇とともに安定度が減じ、ある速度以上においては不安となり、だ行動が発生する。この速度をだ行動の限界速度と名付ければ、これはだ行動の面から見た最高許容速度である。だ行動の限界速度は踏面のこう配が大きくなると低下する。

踏面が摩耗すると、ある程度曲率をもつようになる。こうなると、等価的に踏面こう配が大きくなる(付録Ⅳ参照)。したがって高速運転に際しては、踏面の摩耗について注意を払うことが必要である。

車輪フランジ部の摩耗についても、それにより車輪軸の左右方向の自動遊間が増す。このことは車輪軸の左右振動が発生した場合その振幅が大きくなり、車体の振動を大きくするので好ましくない。したがってフランジ部の摩耗にも注意が必要である。

(4) 短距離試験および長距離試験の結果より、左右振動加速度は、客車においては小さいので、速度向上についての検討は主に上下振動加速度について行なえばよいことが明らかとなった。

長距離試験と高速試験の結果を比較すれば、車体上下加速度の速度による変化を知ることが出来る。高速試験の試験区間Ⅰでは、速度70km/h→80km/h に対し、160km 付近について見れば、No.2客車で0.25g→0.3g、試験区間Ⅱ-1では、速度70km/h→80km/h に対し、No.2, No.3客車が0.15g→0.2g、試験区間Ⅱ-2では70km/h→90km/h に対し、No.2客車で0.1g→0.25g、No.3客車では0.2g→0.25g、試験区間Ⅲでは75km/h→90km/h に対し、No.2客車で0.15g→0.25g、No.3客車で0.2g→0.3g、試験区間Ⅳでは75km/h→90km/h に対しNo.2客車で0.2g→0.3g、No.3客車で0.15g→0.3gである。これらを平均すると、速度10km/h向上することにより、車体上下振動加速度は0.06g増す。

乗り心地の面より見た、上下加速度の限度を0.4gとし(付録Ⅳ参照)、軌道の整備が、常に現在の状態に保たれているとすれば、No.2, No.3客車を用いた場合長距離試験の結果より現状における最高速度は次のように推定される。

Jogjakarta

キロ程	最高速度
165 K → 145 K	85 km/h
145 K → 127 K	70 "
127 K → 112 K	100 "
112 K → 260 K	60 "
260 K → 215 K	90 "
215 K → 200 K	100 "
200 K → 184 K	90 "
184 K → 180 K	80 "
180 K → 166 K	85 "

Madiun

166 K → 138 K	90 km/h
138 K → 127 K	50 "
127 K → 80 K	80 "
80 K → 35 K	75 "
35 K → 30 K	50 "
30 K → 20 K	80 "
20 K → 3 K	50 "

Surabaya

これは図 10 において破線にて示すものである。

(5) 機関車は 100 km/h 運転の能力のあるものが必要である。

7. 高速化に必要な改良工事

7-1 軌道関係改良工事

Jogjakarta-Surabaya間322 kmについて、最高列車速度を100 km/hに向上するために必要な改良工事は次に示す通りである。なお表6は、これに要する経費の1例を算定したものである。

- (1) 15P及びR3レールは、すべて85m長に溶接したR14Aレールに交換する。また、継目落のある古いR14レールの一部も交換する。総延長90km。
- (2) 15P及びR3レールの分岐器も、一般区間のレールと同様にR14Aレールにする。交換数52組。
- (3) レール継目部を改良する。軌道延長90km。
- (4) まくらぎ本数を増加し、一部古まくらぎを交換する。まくらぎ間隔は62cmとする。所要まくらぎ数は、1,620本/km区間延長68km, 600本/km区間延長140km, 300本/km区間延長114km。
- (5) まくらぎ下道床厚を20cmとするため、砕石を補充して、軌道の高上を行なう。高上量5cm区間26km, 10cm区間132km, 15cm区間164km。
- (6) 改良工事のための機器を購入する。

表6 An example of cost estimate for track improvement, Jogjakarta-Surabaya 322km

	Foreign currency (US\$)	Equivalent amount in Rp (1US\$=415Rp)	Domestic currency	
			Clearing handling (20%) (Rp)	Material & execution(Rp)
Rail 14A & fastening	4,187,000	1,737,605,000	347,521,000	
Turnout	520,000	215,800,000	43,160,000	
Machinery	250,000	103,750,000	20,750,000	
Sleeper				457,200,000
Ballast				347,700,000
Welding				424,000,000
Work execution				688,300,000
Total	4,957,000	2,057,155,000	411,431,000	1,535,600,000
Contingency	247,850	102,857,750	20,571,550	76,780,000
GRAND TOTAL	5,204,850	2,160,012,750	432,002,550	1,612,380,000
			2,044,382,550	

Remarks: These figures are of October 1973.

7-2 車両関係改良工事

車両振動の測定結果から営業時の列車最高速度100km/hの運転を行なうためには、台車の改造、新製あるいは車両の新製が必要であることが認められた。急行列車運転を対象に改造、新製の経費および修繕の経費を見積る。

先ず、急行列車として各都市間連絡に必要なと思われる列車数を現行時刻表より取り出すと下表のようになる。

列車編成数

区 間	列車数
Cirebon—Surabaya	2
Bandung—Surabaya	2 (6両)
Jakarta—Bandung	4
Jakarta—Solo	2 (3両)
Jakarta—Cirebon	1
Jakarta—Surabaya (Solo経由)	2 (6両)
Jakarta—Surabaya (Semarang経由)	2 (6両)
計	15 (21両)

(注) ()内は寝台車両数を表わす。

1編成6両とし、運用および修繕などのための予備車率を15%とすれば、所要車両数は104両(内寝台車24両)となる。

改造としては、台車取替とオイルダンパ取付とがある。所要車両数の $\frac{2}{3}$ を新製または改造し、次のように見積るものとする。

- (1) オイルダンパ取付 : 28両 (4列車)
- (2) 台車取替 : 21両 (3列車)
- (3) 車両新製 : 21両 内寝台車7両(3列車)

機関車は予備車率10%として所要両数は17両となるが、これらのうち4両(3列車)の新製が必要である。

所要経費の一例を算定すれば保険料、現地輸送料などを含めて、表7のようになる。

表7 An example of rolling stock cost estimate

Item	Foreign Currency (US\$)	Equivalent amount in Rp (1US\$=415Rp)	Domestic Currency Clearing handling (10~20%) (Rp)
Oil damper equip.	27,000	11,205,000	2241,000
Bogie change	490,000	203,350,000	40,670,000
Passenger car	2,749,000	1,140,835,000	114,083,500
Sleeping car	1,634,000	678,110,000	67,811,000
Locomotive(1800Ps)	2,267,000	940,805,000	94,080,500
Total	7,167,000	2,974,305,000	318,886,000
Contengency (5%)	358,350	148,715,250	15,944,300
GRAND TOTAL	7,525,350	3,123,020,250	334,830,300

なお、ディーゼル・カー列車にして、動力を分散する場合は、上記のディーゼル機関車による動力集中の場合に比べて、ディーゼル機関が分散するため、その保守が繁雑になるが、列車の分割、併合あるいは折返し等が容易になる。車両製作費については、列車単位で両者ほぼ同一と考えられる。

列車速度向上に関する検討事項

1. ま え が き

車両の走行性能との関連において、線路の直線・曲線，分岐器において速度向上がどの程度可能であるか。

また，改良によってどこまで許容し得るかについて技術的に可能性を追究する。

2. 列車速度を制約する因子

列車速度の制約は車両側，軌道側因子が相互に関連して起るものであって，最終的には現車試験により安全性を確認するとともに，保守面についても十分な検討が必要であるが，ここに速度制約に関連する要素の主なものをあげると次の通りである。

2-1 車両走行性能及び車両構造関係

- (1) Q/P (Q : 車輪横圧, P : 輪重)
- (2) 振動・乗心地
上下・左右振動加速度
- (3) 動力装置の許容最高回転数
- (4) 各部応力
- (5) 各部温度
- (6) ブレーキ性能

動力装置(エンジン, コンバータ, 動力伝達装置など), 走行装置(台車, 輪軸, 軸受バネ, 車体支持装置など), ブレーキ装置, 車体関係などについて以上の安全性と保守面の検討を行なう。

2-2 車両構造と軌道との関係に起因するもの

- (1) 走行中の異常動揺あるいは横圧等による車両の脱線
- (2) 曲線部における遠心力による車両の脱線転覆
- (3) 車両動揺による乗客の不快感
- (4) 速度向上に伴う軌道狂いの進みと保守労力
- (5) 車両の走行中の振動, 衝撃, 横圧等による軌道材料の破壊

2-3 その他

- (1) 構造物の強度(橋梁等)
- (2) 風 圧

- (3) 踏切対策
- (4) 車両動揺と限界（ホームの離れ等）
- (5) 公害
騒音・振動

3. 線路関係検討事項

特に線路関係として直線部，曲線部，分岐器部別の検討事項は，概ね次の通りである。

3-1 直線部速度向上

- (1) 軌道負担力（軌道の構造強度）
通屯，軌道構造別のレール曲げ応力，路盤圧力など
 - (2) 軌道劣化（軌道狂いの進み方）
道床の崩れ沈下による軌道狂いの発生と保守労力に対する検討
これは列車の荷重係数（車両係数×軸重×列車平均速度）によって定まる。
 - (3) 軌道整備の基準
 - (4) 動揺・乗心地
 - (5) 脱線・安全性
 - (6) 耐横圧強度
- 犬釘押出，タイプレートの有無など
- | |
|------------|
| } (通り狂い) |
| (蛇行動) |
| のあったとき |

3-2 曲線部速度向上

- (1) 転覆安全性
速度とR，最大カント量，カント不足の許容量など
- (2) 脱線安全性
Q/Pの値
 $Q = Q_s$ （転向横圧）+ Q_v （蛇行横圧）+ Q_c （超過遠心力による横圧）
- (3) 耐横圧強度
通り狂い，犬釘押出破壊，タイプレートの有無など
- (4) 動揺・乗心地
乗心地係数
カント量の時間的变化 } 緩和曲線長に関する
カント不足量の時間的变化 }

3-3 分岐器部速度向上

- (1) 分岐器基準側

- a. 軌道劣化（特にクロッシング，トングレールのヒール部）
 - b. 動揺乗心地
 - c. 耐横圧強度
- (2) 分岐器分岐側
- a. 脱線安全性（カント不足）
 - b. 耐振横圧強度
 - c. 動揺乗心地

4. 速度向上の経済性

改良を行なう場合，最少経費で所定の到達時間を達成するためには車両，線路に対して如何に計画すべきかを検討する。

- (1) 各種速度の組合せと到達時間との関係を調査する。
- (2) 各種速度の組合せに対する改良工事費を算定する。
- (3) 短縮時間と改良コストの関係を調査する。
- (4) 所要の短縮時分を満足する最小コストの改良工事費，従って速度向上計画を定める。
- (5) 長期計画，その他の現実的条件に照して最適計画を定める。

付録Ⅱ

速度向上に関する軌道の問題点

1. ま え が き	89
2. 軌道負担力（軌道構造の強度）	89
2-1 レール曲げ応力と路盤圧力	89
2-1-1 計 算 方 法	89
2-1-2 数 値 計 算	91
3. 軌道狂いと車体振動加速度	94
3-1 上下振動加速度と軌道の高低狂い	94
3-2 左右振動加速度と軌道の通り狂い	94
4. 軌 道 破 壊	94
4-1 軌道破壊と構造係数	94
4-2 構造係数の計算	95
4-2-1 計 算 方 法	95
4-2-2 数 値 計 算	96
4-3 軌道保守作業量と軌道構造	100
5. 横 圧 強 度	101
表Ⅱ-1 レールの諸元	91
表Ⅱ-2 まくらぎの諸元	92
表Ⅱ-3 軌道負担力の計算	92
表Ⅱ-4 構造係数の計算	96
表Ⅱ-5 R14Aレールを用いた軌道の構造係数	100
図Ⅱ-1 Structure coefficient	98
図Ⅱ-2 Structure coefficient (rail:R14A)	99

1. ま え が き

列車の速度を向上するには、軌道を最高速度に耐えるよう強い構造にし、また一定の軌道整備度を維持する対策を立てる必要がある。速度向上のため、軌道をどのように改善すればよいかという解答は、軌道、車両の現状や改善方針、資金の調達状況、社会環境などに支配され、必ずしも一つではない。この記事は、これらの解答のいくつかについて、算出標準の一例を示したものである。

2. 軌道負担力（軌道構造の強度）

軌道は車輪を介して列車荷重を受けるが、この荷重は垂直方向の力「輪重」と水平方向の力「横圧」とに分けられる。速度向上に際しては、まずこの荷重による軌道各部の負担力について検討することが必要である。一般に、軌道が輪重に耐える強度、すなわち軌道負担力は、まくらぎと道床に対しては比較的余裕があるので、主としてレール曲げ応力と路盤圧力を計算して判定することができる。

2-1 レールの曲げ応力と路盤圧力

軌道負担の計算は、レールが一定間隔毎のまくらぎに支持されており、まくらぎおよびこれを支持する道床や路盤には弾性があるとして解く。この場合、輪重によるレールの変形は、左右の輪重が異なるときでも互いに他の影響が小さいので、片側レールだけに分けて考える。

2-1-1 計 算 方 法

(1) レールの曲げ応力

レールの最大曲げモーメントは、輪重がまくらぎ間中央にある場合に、輪重直下で生じ、その計算式を簡易化して示せば

$$M = \sum F(r) a W$$

ここで

M：レールに生ずる最大曲げモーメント（kg-cm）

F(r)：rの関数で、レールの曲げモーメント係数

a：まくらぎ間隔（cm）

W：輪重（kg）

$$r = \frac{B}{D}$$

B：レールが支間2aの単純ばりとして働く場合、支間の中央で単位（cm）のたわみを生ずるのに必要な中心荷重（kg/cm）

D：レール底部でまくらぎに単位（cm）の沈下を生ずるのに必要なレール圧力（kg/cm）

$$B = \frac{6 E_s I_x}{a^3}$$

E_s : レール鋼の弾性係数 (kg/cm^2)

I_x : レールの断面 2 次モーメント (cm^4)

$$D = \frac{Cb}{K(\eta)}$$

C : 道床係数 (kg/cm^3)

b : まくらぎ巾 (cm)

$$K = \sqrt[4]{\frac{Cb}{4 E_0 I_x'}}$$

E_0 : まくらぎの弾性係数 (kg/cm^2)

I_x' : まくらぎの断面 2 次モーメント (cm^4)

(η) : 係数で, K_l , K_r の関数

l : まくらぎ長さの $1/2$ (cm)

r : 両側レールの中心間隔の $1/2$ (cm)

(2) レール圧力

最大レール圧力は、輪重がまくらぎ直上にある場合に、輪重直下で生じ、その計算式を簡易化して示せば、

$$P = \sum f(r) W$$

ここに、

P : 最大レール圧力 (kg)

$f(r)$: r の関数でレール支承体沈下係数

(3) 路盤圧力

レール直下まくらぎ下面における道床圧力は、

$$p_s = \frac{KP(\eta)}{b}$$

ここに

p_s : レール直下まくらぎ下面の道床圧力 (kg/cm^2)

路盤圧力は道床圧力、道床厚により決定される。その値は

$$p_r = p_0 p_s$$

ここに

p_r : 路盤面圧力 (kg/cm^2)

p_0 : 係数で、日本国鉄の実験式では $\frac{50}{10+h}^{1.35}$

h : 道床厚 (cm)

2-1-2 数値計算

数値計算は次の事項を考えて進める。

- (1) 今回の調査試験の対象となったインドネシア国鉄のJogjakarta—Surabaya間には、各種の軌道構造が存在しているが、その代表的な構造を採り上げる。(表Ⅱ-1～3)

表Ⅱ-1 レールの諸元

項 目 \ レール種別	R 14 A	R 14	15 P	R 3
レール重量 (kg/m)	4 2.59	4 1.52	3 8.00	3 3.40
頭 部 巾 (mm)	6 8.5	6 8.0	6 4.0	5 8.0
底 部 巾 (mm)	1 10	1 10	1 10	1 05
レール高さ (mm)	1 38	1 38	1 34	1 34
中立軸の高さ(底部より) (mm)	6 8.3	6 9.5	6 6.5	6 7.3
断面係数 W_x (cm^3)	2 00	1 96	1 77	1 54
断面係数 W_y (cm^3)		4 3		2 8.7
断面2次モーメント I_x (cm^4)	1,3 69	1,3 60	1,1 80	1,0 3 6.6
断面2次モーメント I_y (cm^4)		2 35	2 05	1 5 0.7
断 面 積 (cm^2)	5 4.26	5 8.1	4 8.64	4 2.5
レール長さ (m)	1 7.00	1 7.00	1 4.00	1 3.60

表II-2 まくらぎの諸元

項目	まくらぎ種別	木まくらぎ	鋼まくらぎ
巾 × 厚さ × 長さ (cm)		22 × 12 × 200	23.2 × 7.5 × 200
断面2次モーメント I_x (cm ⁴)		3,168	162.5
重量 (kg)		48	47
弾性係数 (kg/cm ²)		100,000	2,100,000

表II-3 軌道負担力の計算

レール種別	R14A		R14		15P		
レールの垂直曲げ剛さ $E_s I_x$ (kg-cm ²)	$2,874.9 \times 10^6$		$2,856.0 \times 10^6$		$2,478.0 \times 10^6$		
レールの断面係数 D_x (cm ³)	200		196		177		
まくらぎ種別	木		木		木		
まくらぎ巾 b (cm)	22		22		22		
まくらぎ長さの $\frac{1}{2}$ l (cm)	100		100		100		
まくらぎ間隔 a (cm)	68		68		65		
まくらぎの垂直曲げ剛さ $E_o I_x$ (kg-cm ²)	$3,168 \times 10^5$		$3,168 \times 10^5$		$3,168 \times 10^5$		
レール中心間隔の $\frac{1}{2}$ r (cm)	56.78		56.75		56.55		
道床係数 C (kg/cm ³)	5	13	5	13	5	13	
レール曲げモーメント (kg-cm)	126,157	112,948	126,044	112,855	121,849	109,249	
レール応力 (kg/cm ²)	(注a) (631)	565	(643)	576	(688)	617	
レール圧力 (kg)	3,112	(3,188)	3,112	(3,189)	2,967	(3,054)	
速度増し(注b) による値	レール応力 (kg/cm ²)	1,262		1,286		1,376	
	レール圧力 (kg)	5,100		5,102		4,886	
	道床圧力 (kg/cm ²)	2.32		2.32		2.22	

路盤圧力 kg/cm ²	道床厚 (cm)	10	3.57	3.57	3.42
		15	2.37	2.37	2.26
		20	1.74	1.74	1.67

(注) a. 軌道負担力は、道床係数 5, 13 kg/cm² の両方について計算し、大きな値()を採って計算を進めた。

b. 速度は 100 km/h を想定した。

c. 年間通過トン数 1,000 万 t, 速度 100 km/h 程度の許容軌道負担力は、おおむね

レール曲げ応力	1,550	kg/cm ²
道床圧力	3.3	kg/cm ²
路盤圧力	2.2	kg/cm ²

よって、上記 3 種類の軌道構造においていずれも道床厚 20 cm とすればその条件を満足する。

(2) 軌道負担力は、道床係数 5 kg/cm², および 13 kg/cm² の両方について比較検討し、その結果大きな値を採って計算を進める。

(3) 速度は 100 km/h を想定する。

車両が走行する場合、軌道面の不整、車両の動揺、タイヤのフラットなどの影響によって、輪重は動的に増加するので、これを速度に関連づけて一つの係数で表したものが速度衝撃率 i である。

日本国鉄では

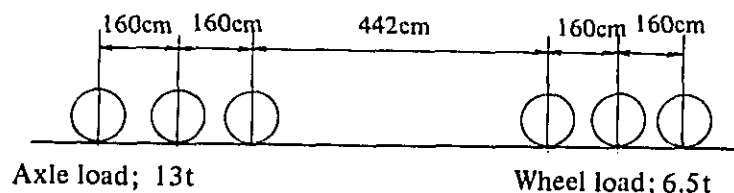
レールの曲げ応力に対しては

$$i = 1 + \frac{V}{100}$$

レール支持体圧力に対しては

$$i = 1 + \frac{0.6V}{100}$$

(4) インドネシア国鉄の現有機関車のうち、最高速度が 100 km/h 以上で、軌道負担力に与える影響が最大のものとしては、BB 201 型式が考えられるので、これを採り上げて計算を進める。BB 201 の軸配置および輪重は次のとおりである。



軸重 = 13 t

輪重 = 6.5 t

数値計算の結果は表Ⅱ - 3 に示す。すなわち、R14A または R14 レールでまくらぎ間隔 68cm の場合、あるいは 15P レールでまくらぎ間隔 65cm の場合、いずれも軌道負担力からみて、道床厚さは 20cm を必要とする。

3. 軌道狂いと車体振動加速度

3 - 1 上下振動加速度と軌道の高低狂い

日本国鉄の軌道検測車で測定した 1 km 毎の上下振動加速度最大値と、その地点の高低狂い量について相関を調べたところ、次の式が得られた。

$$\alpha = 1.465 + 0.254x + 0.0419V$$

ここに

α : 1 km 中の上下加速度最大値 (0.01 g 単位)、軌道検測車による測定値

x : 振動発生地点の軌道の高低狂い量 (mm)、軌道検測車による測定値であって、地上で測定する静的狂い量はもっと小さい。

V : 列車速度 (km/h)

この式から、10 ~ 20 % の速度向上の範囲ならば、約 6 km/h の速度向上に伴う動揺の増加は、高低狂い量が 1 mm 大きいことによる動揺の増加とほぼ等しいことがわかる。一般に、乗心地を悪くしないで速度向上を行なうには、それに相応する量だけ軌道狂いのレベルを低下させるべきである。

3 - 2 左右振動加速度と軌道の通り狂い

左右動揺と通り狂いとの相関は、上下振動の場合ほど明確でない。曲線区間では、曲線半径、カント量と速度との関係、直線または緩い曲線では軌道狂いや車輪フランジの摩耗などの影響を受けるため、一つの数式で代表することは難しいようである。大略の見当として、日本国鉄の軌道検測車による実験では、70 ~ 100 km/h の速度範囲の時、通り狂い量の差 1 mm による左右振動の増または減は速度の差 2 ~ 5 km/h に伴う左右振動の増または減と同等であるという結果がある。

4. 軌道破壊

4 - 1 軌道破壊と構造係数

軌道は列車の繰返し通過によって、常に道床の沈下、軌道各部の変形、損耗などの破壊を受けている構造物である。ここで破壊では、列車荷重と列車走行によって誘起される振動との相乗作用によって、道床にゆるみと沈下を生じて、軌道に漸進的な不整が生ずることを指すものとする。この狭義の

破壊に対する修繕が保線作業の大部分を占めるので、主としてこの面から軌道構造を考察しても大局を失さない。

軌道破壊に直接関係のある主な要因としては、列車荷重、軌道構造、および軌道材料状態の三つがある。

実験によれば、道床の沈下は荷重の大きさに比例し、また荷重の繰返し回数に比例して増加する。したがって、荷重条件としては、荷重の大きさと回数との積、すなわち、通過トン数を考えなければならぬ。

また、道床の沈下は道床に生ずる振動加速度に比例して増加するから、結局、沈下は列車速度に比例して増加することになる。また道床振動は車両構造の差異によって影響が異なるので、この影響度を定量化した車両係数も考えなければならぬ。

すなわち、列車荷重による軌道破壊の大きさの程度は、通過トン数、列車速度、および車両係数の相乗積、すなわち荷重係数で表せられる。

同一軌道構造では、軌道破壊は荷重係数に比例するが、軌道構造が異なれば、同一荷重係数のときでも軌道破壊は異なる。このように、軌道構造の差による軌道の垂直方向の破壊の難易さを表す尺度として、構造係数 M を考える。

道床沈下は、道床圧力と道床加速度の積に比例するので、軌道構造の差異によるこれらの差異を見出せばよい。道床振動加速度は、輪重を一定の高さから落下させたとき生ずる加速度と、車両が走行したとき生ずる衝撃の大きさとに分けて、

$$\text{構造係数} : M = (\text{道床圧力}) \times (\text{一定の車輪衝撃による道床加速度}) \times (\text{衝撃係数})$$

M は相対的なものであるから、特定の軌道構造を基準にとって、これに対して他の構造の値を比で表すことにする。この値が小さい程、軌道破壊は小さい。

同一軌道構造でも、材料の状態、たとえばレールの経年、まくらぎの不良率、道床土砂混入率、レール継目の数および状態などの差による軌道破壊の度合は異なるので、状態係数が考えられるが、この定量化はまだ不十分であるので、ここではやむを得ず除外する。

4-2 構造係数の計算

4-2-1 計算方法

構造係数 M はつぎの式によって表わされる。

$$M = P_b \cdot \ddot{y} \cdot s / (P_b \cdot \ddot{y} \cdot S : \text{基準構造})$$

ここで

P_b : 道床圧力

\ddot{y} : 道床振動加速度

s : 衝撃係数

道床圧力 P_b は従来の軌道応力計算法で求められるもので、ここでは車輪直下における最大値をとる。

各種軌道について、輪軸を決まった高さから落下させたとき道床に生ずる加速度の最大値を計算した例をまとめると、道床振動加速度 \ddot{y} はおもにまくらばね k_1 および支持質量 m に関係し、その他の量にはあまり関係しない。

$$\ddot{y} \propto \sqrt{k_1} \cdot \frac{1}{\sqrt{m}}$$

軌道に生ずる衝撃は、レール継目部の落ち込みによって、車輪がレールにぶつかるときに生ずる。軌道構造別に生ずる衝撃の大きさは、実験の結果、つぎの式によることが確認される。

$$s = \frac{1}{E I_x \beta^2}$$

ここで

$E I_x$: レールの曲げ剛さ

$$\beta = \sqrt[4]{\frac{k}{4 E I_x}}$$

k : レール支持ばね定数(まくらぎおよび路盤)

注: Yutaka Satoh: "The Load-Factor, Structure-Factor and Condition-Factor of a Railway Track", Permanent Way No. 7, June 1960

4-2-2 数値計算

インドネシア国鉄の代表的軌道構造係数 M を計算した結果は、表II-4および図II-1のとおりである。

R14Aレールを用い、まくらぎ間隔、道床厚を変えた場合の構造係数の計算結果は表II-5および図II-2に示す。

表II-4 構造係数の計算

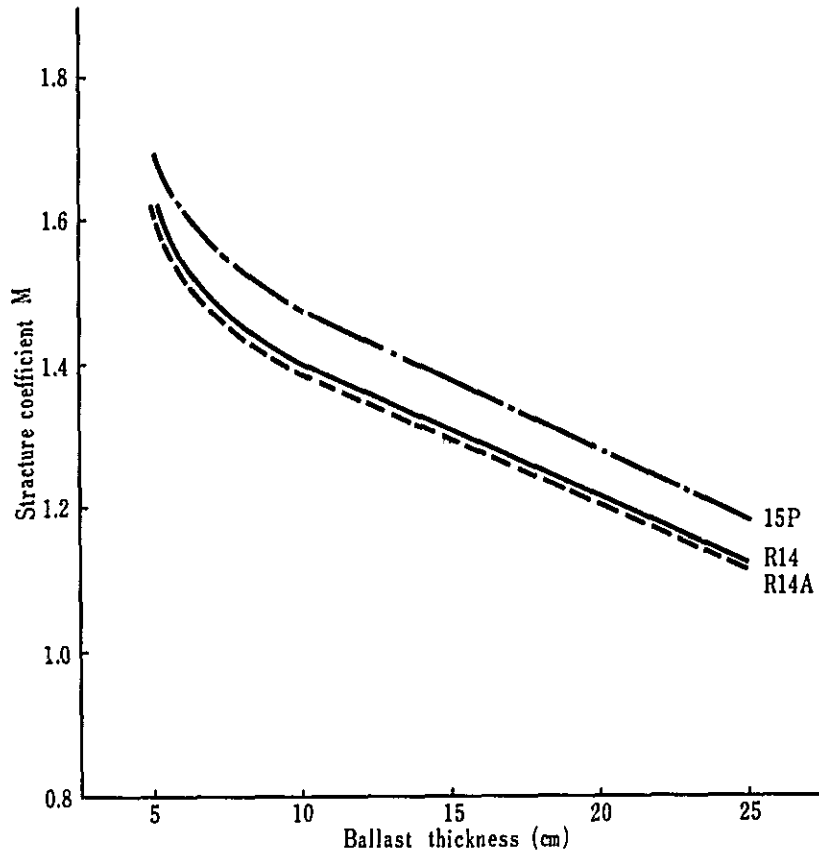
レール種別	R14A	R14	15P	40N (銑(a))
レールの垂直曲げ剛さ $E_s I_x$ (kg/cm ²)	$2,874.9 \times 10^6$	$2,856.0 \times 10^6$	$2,478.0 \times 10^6$	$2,894.0 \times 10^6$
まくらぎ種別	木	木	木	木
まくらぎ巾 b (cm)	22	22	22	20
まくらぎ長さの $\frac{1}{2}$ l (cm)	100	100	100	105

レール種別		R14A	R14	15P	40N (注a)
まくらぎの垂直曲げ剛さ $E_0 I_x$ (kg-cm ²)		$3,168 \times 10^5$	$3,168 \times 10^5$	$3,168 \times 10^5$	$4,573 \times 10^5$
まくらぎ間隔 a (cm)		68	68	65	66
レール中心間隔の $\frac{1}{2} r$ (cm)		56.78	56.75	56.55	56.6
まくらぎ圧縮係数 D' (kg/cm)		100,000	100,000	100,000	50,000
支持質量 m (kg)	道床厚 d (cm) 5	218	218	218	
	10	233	233	233	
	15	247	247	247	
	20	274	274	274	273
	25	316	316	316	
構造係数 M	道床厚 d (cm) 5	0.95×10^{-5}	0.96×10^{-5}	1.01×10^{-5}	
	10	0.83×10^{-5}	0.83×10^{-5}	0.87×10^{-5}	
	15	0.77×10^{-5}	0.77×10^{-5}	0.81×10^{-5}	
	20	0.72×10^{-5}	0.72×10^{-5}	0.76×10^{-5}	0.59×10^{-5}
	25	0.67×10^{-5}	0.67×10^{-5}	0.70×10^{-5}	
40Nを基準 (注b)	道床厚 d (cm) 5	1.61	1.62	1.69	
	10	1.39	1.40	1.48	
	15	1.30	1.31	1.38	
	20	1.21	1.22	1.28	1
	25	1.13	1.13	1.18	

(注a) 40Nレールの欄は、JNRで、年間通過トン数500～1,000万tで最高速度100km/hに対する標準軌道、すなわち、40Nレール、ゴムパット付タイブレート、木まくらぎ、まくらぎ間隔66cm、砕石、道床厚20cmに対する値を示す。

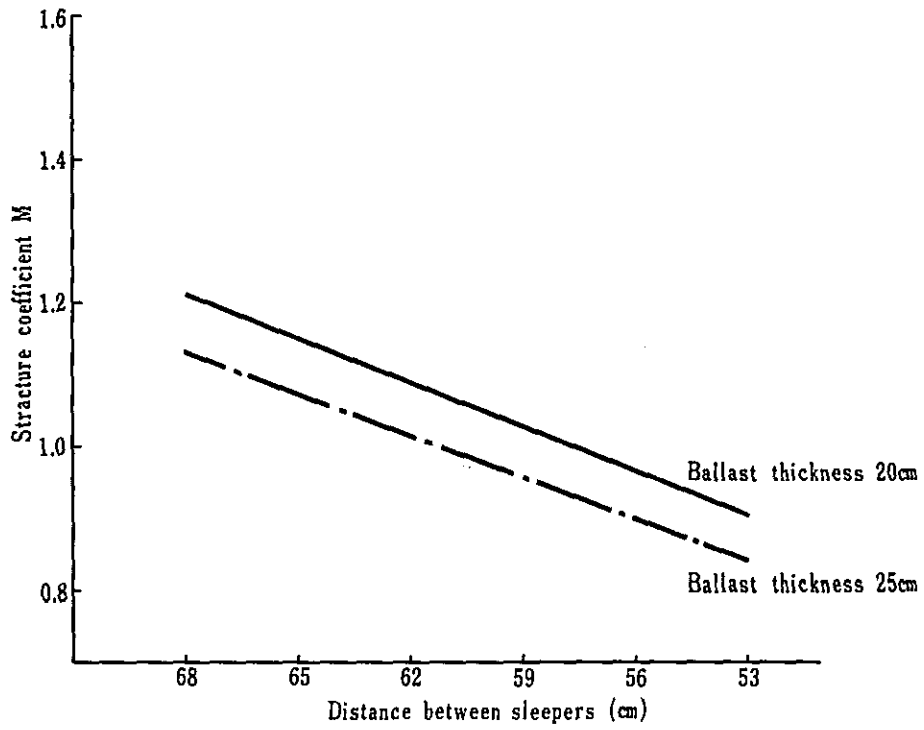
(注b) 構造係数は相対的なものであるから、上記40N軌道構造を基準にとって1とし、これに対して他の構造の値を比で表した。

☒ II-1 Structure coefficient



Note: Structure coefficient is based on $40N \frac{W_{TPD}}{39} \cdot \frac{C}{200}$.

☒ II-2 Structure coefficient (rail : R14A)



Note: Structure coefficient is based on $40N \frac{W_{TSP}}{39} \cdot \frac{C}{200}$.

表Ⅱ-5 R14Aレールを用いた軌道の構造係数

道床厚 まくらぎ間隔	20 cm	25 cm
68 cm	0.72×10^{-5} (1.21)	0.67×10^{-5} (1.13)
65	0.68×10^{-5} (1.15)	0.63×10^{-5} (1.07)
62	0.64×10^{-5} (1.09)	0.60×10^{-5} (1.01)
59	0.61×10^{-5} (1.03)	0.56×10^{-5} (0.95)
56	0.57×10^{-5} (0.97)	0.53×10^{-5} (0.90)
53	0.53×10^{-5} (0.90)	0.50×10^{-5} (0.84)

註 ()内は、40N 軌道構造を基準にとって1とし、これに対する他の構造の値を比で表したものを示す。

4-3 軌道保守作業量と軌道構造

前述したように、速度向上を実施する際は、軌道狂いの大きさを小さくすることが望ましい。また一方、列車速度および輸送量が上れば、軌道破壊の速度もまた上昇する。これらはいずれも軌道の保守作業量を増加させる要素になる。

一方、軌道を強化すれば、軌道破壊の速度を下げる効果があるから、速度向上の際は軌道強化を実施して、保守作業量の増加を抑えるのが通例になっている。

仮に、現在より最高速度を80km/hから100km/hへ、すなわち1.25倍、線区における全列車の平均速度が1.1倍になるよう速度向上をしようと思えば、軌道狂い許容値の縮小に伴う保守作業量は、大略最高速度の増加と同一割合で増加すると考えられ、また軌道破壊の速度は大略線区の列車速度の平均値の増加と同じ割合で増大するので、軌道を従前並みに維持するための保守作業量は大略 $1.25 \times 1.1 = 1.38$ 倍となる。

それで従前に比べ、保守作業量を同等に抑えるためには、軌道の構造係数が従前の1.38分の1になるよう軌道構造を強化する必要があることになる。たとえば、従前の軌道構造がR14レール、木まくらぎ間隔68cm、道床砕石、道床厚5~10cm、すなわち構造係数1.62~1.40であったとすれば、これを構造係数1.17~1.01程度の軌道に改良することにより、保守作業量をほぼ従前と同程度にすることができる。すなわちR14Aレール、道床厚20cmの場合、まくらぎ間隔を66~58

cm，実際的には65～62 cm程度を採用すれば十分であろう。

しかしながら，その鉄道の労働事情などによっては，ある程度は保守労力の増加，または作業の機械化で対応する方が有利な場合も考えられるので，経済性なども考慮して選択すべきであろう。

5. 横 圧 強 度

軌道強度の面で，横圧に対して検討を要する事項は，横圧により急激な通り狂いの発生と，レールくぎ押し出しによる軌間の拡大，およびレールの小返りによるレールくぎ抜き上りによるレール締結力の減少に対する限界などである。これらの3項については，降伏点に似た限度があり，この限度以上の横圧が働くと，急激に変位してもとに戻らなくなる。

今回機関車の横圧性能を測定しなかったので，具体的に検討することはできないが，日本国鉄の類似の機関車の横圧性能から想定して，軌道構造と対照させて考えると，十分に条件は満足されていると判断される。

車両上下振動特性の算式および数値

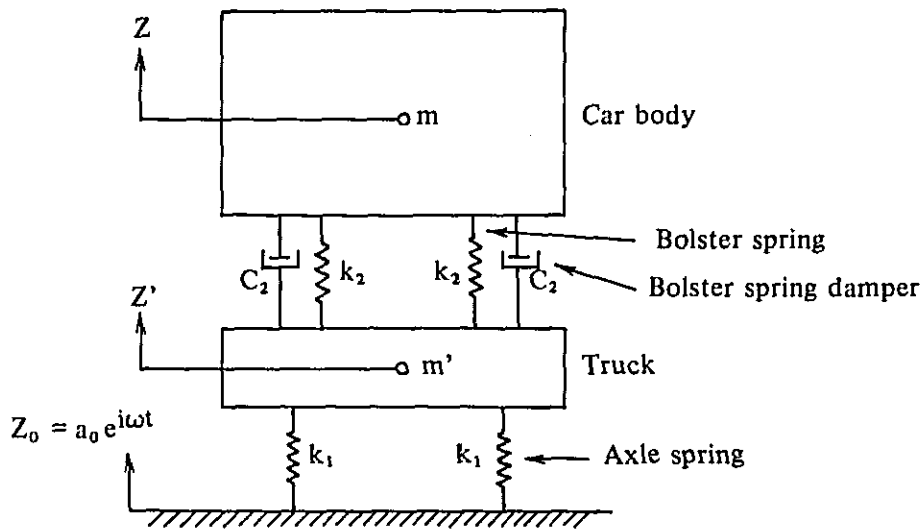
1. ま え が き	105
2. 記 号	105
3. 車体上下振動加速度の算式	106
3-1 加速度の算式	106
3-2 ダンパの減衰係数が0および ∞ の時の共振振動数の計算	106
4. ダンパの減衰係数に対し不変の点	107
5. 数 値 表	108

1. ま え が き

ボギー車の車体上下振動を考えるにあたって、その概要をつかみ、しかも計算を単純化するために次のような簡単化を行なう。

- 1) 車体は前部（あるいは後部）半分を取扱う。
- 2) 台車は一台車を取り、まくらばねと軸ばねとの中間部の質量を考える。
- 3) 車輪軸は軌道に沿って動くとする。

今回の供試車両であるボギー車については上下方向ダンパはまくらばねにのみについているので、振動系としては、次の図に示すように考えた。



2. 記 号

記号	単位，算式	説明
a	m	車体変位の振幅
a_0	m	強制加振振幅
C_2	kg s/m	まくらばねダンパの減衰係数（片台車当り）
g	$= 9.8 \text{ m/s}^2$	重力の加速度
k_1	kg/m	軸ばねのばね定数（片台車当り）
k_2	kg/m	まくらばねのばね定数（片台車当り）
m	kg s ² /m	車体質量（まくらばね上部分，車体 1/2）

記号	単位，算式	説明
m'	kgs^2/m	台車質量（まくらばねと軸ばねの間の部分，1台車当り）
m_w	kgs^2/m	輪軸質量（軸ばね下部分，1台車当り）
z	m	車体の上下変位
z_0	m	レールまたは車輪軸から与えられる強制変位
ϵ_2	$= 2c_2/(m\nu_1)$	ダンパの減衰係数をあらわす無次元量
κ	$= k_2/k_1$	まくらばねと軸ばねのばね定数比
μ	$= m'/m$	台車と車体の質量比
ν_1	$= \sqrt{2k_1/m} : \text{rad/s}$	車体を軸ばねだけで支えたときの上下固有角振動数
η	$= \omega/\nu_1$	強制振動の振動数をあらわす無次元量
ω	rad/s	強制振動の角振動数

3. 車体上下振動加速度の算式

3-1 加速度の算式

車体上下振動加速度は $a\omega^2$ (m/s^2) で表わされるが，これを無次元化として $a\omega^2/(a_0\nu_1^2)$ で表わす。この算式は

$$\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} = \sqrt{\frac{(\kappa^2 + \epsilon_2^2\eta^2)\eta^4}{\Delta_B}}$$

$$\Delta_B = [\mu\eta^4 - \{1 + (1+\mu)\kappa\}\eta^2 + \kappa]^2 + \epsilon_2^2\eta^2\{1 - (1+\mu)\eta^2\}^2$$

η を変数にして順次変えて計算すれば特性曲線が得られる。

3-2 ダンパの減衰係数が0および ∞ の時の共振振動数の計算

ダンパの減衰係数が0および ∞ ということは， ϵ_2 が0および ∞ ということである。この時の共振振動数は加速度の振幅が ∞ となる点と考えれば次のようになる。

1) $\epsilon_2 = 0$ のとき

$$\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} = \frac{\kappa\eta^2}{|\mu\eta^4 - \{1 + (1+\mu)\kappa\}\eta^2 + \kappa|}$$

分母を0とおけば，そのときの η を η_{R0} として

$$\mu\eta_{R0}^4 - \{1 + (1+\mu)\kappa\}\eta^2 + \kappa = 0$$

$$\eta_{RO}^2 = \frac{1}{2\mu} [1 + (1+\mu)\kappa \mp \sqrt{\{1 + (1+\mu)\kappa\}^2 - 4\mu\kappa}]$$

η は正であるから

$$\eta_{RO} = \sqrt{\frac{1}{2\mu} [1 + (1+\mu)\kappa \mp \sqrt{\{1 + (1+\mu)\kappa\}^2 - 4\mu\kappa}]}$$

2) $\varepsilon_2 = \infty$ のとき

$$\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} = \frac{\eta^2}{|1 - (1+\mu)\eta^2|}$$

分母を0とおけば，そのときの η を $\eta_{R\infty}$ として

$$1 - (1+\mu)\eta_{R\infty}^2 = 0$$

$$\eta_{R\infty} = \sqrt{\frac{1}{1+\mu}}$$

ちなみに，このとき $\eta \rightarrow \infty$ とした場合の加速度は

$$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} \right)_{\substack{\varepsilon_2 = \infty \\ \eta = \infty}} = \frac{1}{1+\mu}$$

4. ダンパの減衰係数に対して不変の点

図7を見れば ε_2 を変えても不変の点が3点ある。 η の小さい方より P_1 , Q , P_2 とすれば，各点の η の値は次の式で表わされる。

$$\eta_{P_1} = \sqrt{\frac{1}{2\mu} [1 + 2(1+\mu)\kappa - \sqrt{\{1 + 2(1+\mu)\kappa\}^2 - 8\mu\kappa}]}$$

$$\eta_Q = \sqrt{\frac{1}{\mu}}$$

$$\eta_{P_2} = \sqrt{\frac{1}{2\mu} [1 + 2(1+\mu)\kappa + \sqrt{\{1 + 2(1+\mu)\kappa\}^2 - 8\mu\kappa}]}$$

またそれらの点の加速度の値は

$$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} \right)_{P_1} = \frac{\eta_{P_1}^2}{1 - (1+\mu)\eta_{P_1}^2}$$

$$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} \right)_Q = 1$$

$$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2} \right)_{P_2} = \frac{\eta_{P_2}^2}{(1+\mu)\eta_{P_2}^2 - 1}$$

5. 数 値 表

今回の計算には次表のような数値を用いた。

項 目	No.1 客車 (空 車)	No.2 客車 (空 車)	No.3 客車 (空 車)	機 関 車
$(m+m'+m_w) \times g$	11,950	14,600	14,500	26,000
$(m'+m_w) \times g$	4,500	4,500	4,500	4,500
$m \times g$	7,450	10,100	10,000	21,500
$m_w \times g$	1,500	1,500	1,500	1,500
$m' \times g$	3,000	3,000	3,000	3,000
$\mu = m'/m$	0.402	0.297	0.300	0.140
k_1 (片台車当り)	121,200	166,400	268,400	382,800
k_2 (片台車当り)	73,400	97,000	99,200	170,600
$\kappa = k_2/k_1$	0.606	0.583	0.370	0.446
ν_1	17.85 (2.84 Hz)	17.97 (2.86 Hz)	22.94 (3.65 Hz)	18.68 (2.97 Hz)
ϵ_2	0	0	0	0
(4 種 類)	0.5	0.5	0.5	0.5
	1.0 ($c_2 =$ 67.8 kg/cm/s, 片台車当り)	1.0 ($c_2 =$ 92.6 kg/cm/s, 片台車当り)	1.0 ($c_2 =$ 117 kg/cm/s, 片台車当り)	1.0 ($c_2 =$ 205 kg/cm/s, 片台車当り)
	∞	∞	∞	∞
η_{R01}	0.596	0.594	0.514	0.552
$\eta_{R\infty}$	0.845	0.878	0.877	0.937
η_{R02}	2.06	2.36	2.16	3.24
$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2}\right)_{\epsilon_2=\infty, \eta=\infty}$	0.713	0.771	0.769	0.877
η_{P_1}	0.696	0.702	0.634	0.676
η_Q	1.58	1.83	1.83	2.67
η_{P_2}	2.50	2.82	2.48	3.73
$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2}\right)_{P_1}$	1.50	1.37	0.841	0.953
$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2}\right)_Q$	1.0	1.0	1.0	1.0
$\left(\frac{a\omega^2}{a_0\nu_1^2}\right)_{P_2}$	0.806	0.854	0.880	0.936

車両の走行安全と振動問題

1. はしがき	116
2. 走行安全	119
2-1 転覆	119
2-2 脱線	119
2-3 横圧増大の原因	121
2-4 輪重減少の原因	124
3. 車両の振動	124
3-1 車両振動の分類	126
3-2 レール面のおうとつその他による強制振動	126
3-3 だ行動	130
4. 振動診断	136
4-1 波形の性質による診断	137
4-2 振動数解析による診断	138
4-3 乗心地上，走行安全上の振動許容限度	139
4-4 車両振動の級別表示	139
4-5 車両の振動診断表	139
5. 車両設計における防振上の配慮	140
5-1 だ行動防止	139
5-2 振動防止	140
5-3 車体の傾斜防止	140
5-4 輪重ぬけ防止	140
6. 車両側から見た速度向上の判定基準	141
表Ⅳ-1 ボギー車の振動一覧表	136
図Ⅳ-1 Speed limit on curved track	112
図Ⅳ-2 An example of result of calculation for overturn of a car by lateral wind pressure	112
図Ⅳ-3 Condition for derailment	114
図Ⅳ-4 Allowable limit of derailment quotient	114

☒ IV-5	Typical wave form of side thrust	115
☒ IV-6	"Buckling" of the train line.....	117
☒ IV-7	Off loading of the wheel due to the twist in the track or the car body	118
☒ IV-8	Forced vertical vibration of bogie car.....	120
☒ IV-9	Hunting motion of a wheelset.....	122
☒ IV-10	Typical wave form of car body vibration	125
☒ IV-11	An example of frequency analysis of a railcar.....	127
☒ IV-12(a)	Criteria for riding comfort	128
☒ IV-12(b)	Examples of riding comfort data.....	129
☒ IV-13(a)	Criteria for lateral vibration of car body	131
☒ IV-13(b)	Example of vibration test results	132
☒ IV-14	An example of the form to be filled with numbers of occurrence of vibration.....	133
☒ IV-15(a)	Criteria for car body vibrations	134
☒ IV-15(b)	Examples of vibration test results.....	135

1. は し が き

鉄道技術研究所においては、過去数十年にわたって鉄道車両の走行安全、振動性に関する研究を行ってきた。特に最近の20年は理論的、実験的に、きわめて活発に研究が進められ、一方、数多くの車両について走行安全および乗心地に関する試験も行なわれて、経験的にもこれらに対する豊富な知識を持つようになった。これらの成果は、東海道新幹線の車両や軌道の設計に十分に生かされ、高速で安全、かつ乗心地の良い鉄道を生み出す基礎となった。

これら研究、試験の内容を詳細に記せばきわめて膨大になるので、ここでは主として結果のみを述べることにする。更に、この問題に関し、2軸車を中心とする貨車、駆動系についての条件が加わる機関車については、それぞれ特有の研究があるが、ここではボギーの客電車を主な対象として解説する。

2. 走 行 安 全

2-1 転 覆

車両の転覆は、曲線通過の際の遠心力によるものと、車体に横風を受けたときの風圧力によるものが考えられる。

図Ⅳ-1には曲線通過中の車両に重力と遠心力が働いている状態が示される。車体の重心に働く重力と遠心力との合力の方向が、重心と、車輪～レールの接触点を結ぶ線の外側に向いたとき、車両は転覆する。転覆を防ぐにはカントを増せばよいが、この場合には曲線上に静止したとき、車両が傾斜するために乗客の乗心地を害する。実験によれば、水平方向に静的な加速度を受けたときの人間の乗心地の限界は、加速度0.1～0.13gとされている。従って、カント角も $\frac{1}{8}$ ～ $\frac{1}{6}$ が限度となる。

図Ⅳ-1ではカント角 $\alpha = 0.1$ であるときの、転覆を起す走行速度と曲線半径の関係を示してある。図から明らかなように、重心が低く、レールゲージが広いほど転覆に対する安全性が高い。

前記のように、水平方向に0.1gの加速度が静的に作用すると、乗客は不快を感じず。したがって、車体に対し横方向への、重力と遠心力の成分の和が、重力の $\frac{1}{8}$ を越すと乗心地を阻害する。 $\alpha = 0.1$ なるとき、この条件に達する走行速度と、曲線半径の関係を図中に示した。明らかに、同一曲線半径において、乗心地の条件から来る走行速度の方が、転覆の条件から来るものより低い。したがって、曲線の制限速度は乗客の乗心地によって押えられる。

以上の考察では車両のばね装置による車体の変位の影響は入れられていない。重心の横移動は、転覆限界速度を下げ、車体の傾斜は乗心地の限界速度を下げるが、その影響は10%程度である。

曲線通過中の車体に横方向に風圧が働くと、車両は転覆し易くなる。遠心力、重力、風圧力、走行中の振動による慣性力を考慮して、転覆を起す限界風速を求める式をたて、東海道新幹線の場合の数値について計算を行なった例を図Ⅳ-2に示す。

图 IV-1 Speed limit on curved track

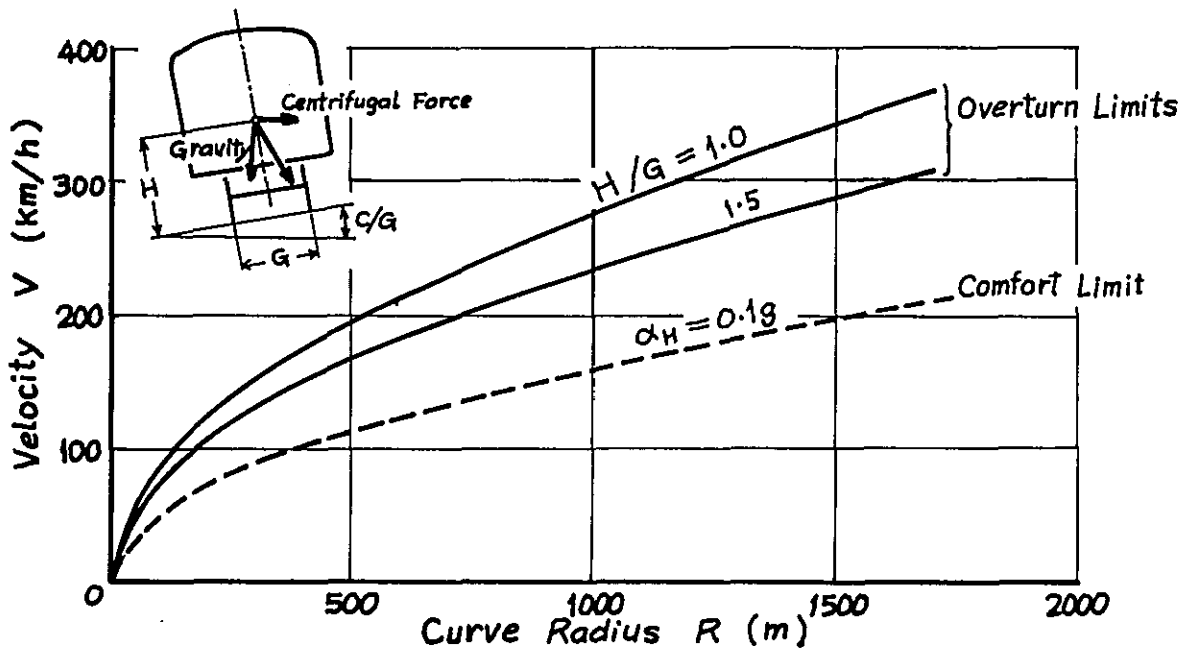
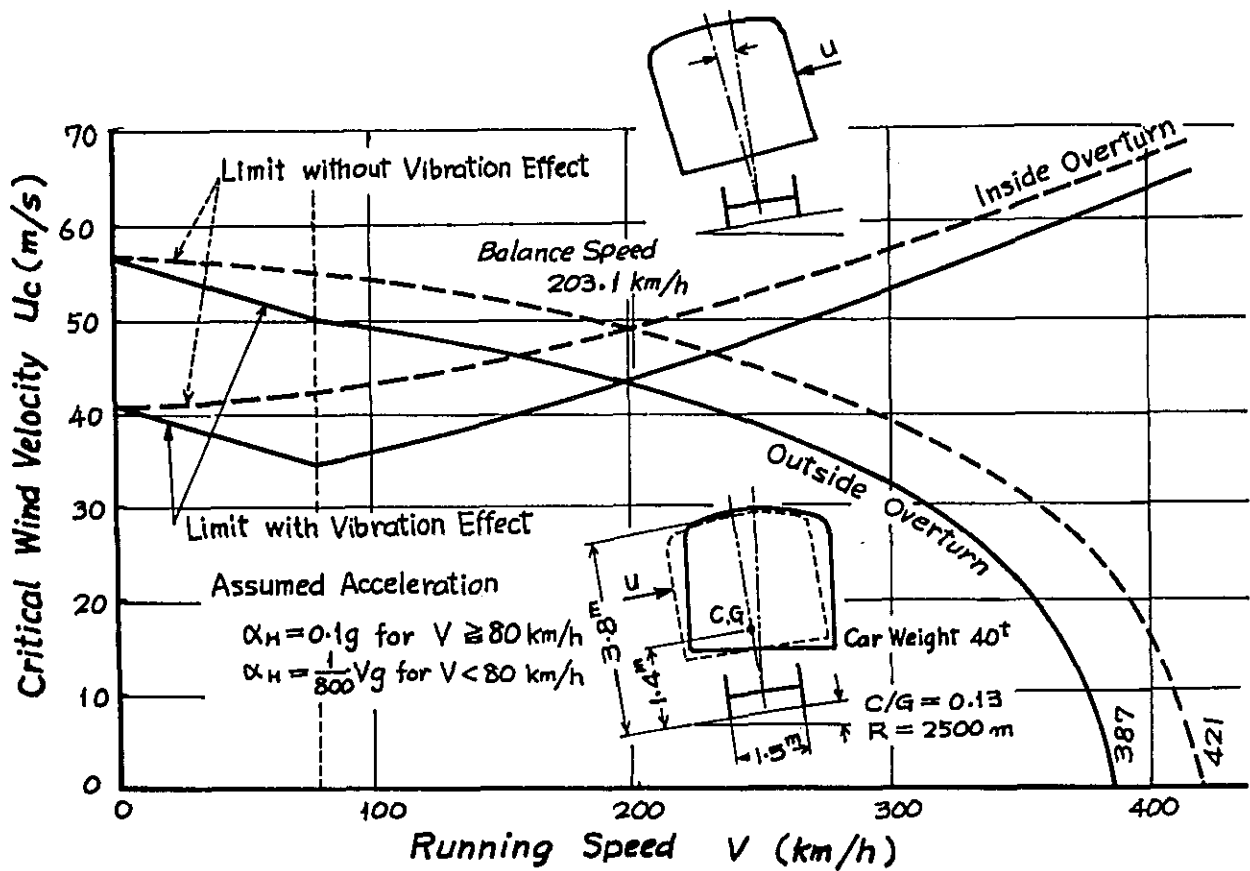


图 IV-2 An example of result of calculation for overturn of a car by lateral wind pressure



図から明らかなように、車両が釣り合速度以下で曲線を通過しているときには、曲線内側への転覆が起り易く、走行中の横方向の振動加速度が最大値に達する走行速度80km/h付近で限界風速は極小になる。釣り合速度を越すと曲線外側への転覆が起り易くなり、限界風速は次第に減少して、本節前半に記した転覆限界速度では限界風速はもちろん0になる。

この図により、車両が風圧を受けたとき、転覆に対する安定性が最も小さくなるのは、きわめて高速で走行している場合を除けば曲線をつり合速度よりかなり低い速度で走行中であることがわかる。

2-2 脱線

車輪がレールに乗り上がる時の力の関係は図Ⅳ-3のごとくで、理論的にも実験的にも、横圧Qと輪重Pの比Q/Pが大きくなると脱線が起りやすくなる。この比のことを脱線係数と呼ぶ。

図Ⅳ-3の状態が持続されるとすれば、図上のおのおの力はつり合いを保たねばならないから、つり合の条件式が成立し、これから

$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan\alpha - \mu}{1 + \mu \tan\alpha} \dots\dots\dots (1)$$

が導かれる。式中μは車輪とレールの間の摩擦係数、αは接触点における共通切線や水平線となす角で、車輪のフランジ角とほぼ等しいものである。図Ⅳ-3の状態とはフランジがレールに乗り上がりかけた状態で、これよりQが大きいか、Pが小さければ当然フランジはさらに乗り上り続け、脱線を起すことになる。したがって(1)式で与えられる脱線係数は脱線を起す限界値である。

もちろんこの式は持続的な横圧、輪重に対して成立するもので、衝撃的な横圧や、急激な輪重減少が生ずる場合には適用できない。衝撃横圧が作用する場合には飛び上り脱線が起る。この種の脱線について理論解析を行ない、脱線係数の限界値を与える式を導くと、衝撃の作用時間が関係してくることがわかる。

さらに、車輪とレールの進行方向の相対角度(アタック角もしくは入射角)を考えると乗り上り脱線の限界値を与える(1)式も、飛び上り脱線の限界値の式も改正されなければならない。しかし、(1)式は簡単であるため、脱線発生の目安として便利に使われる。

図Ⅳ-4は脱線に対する安全性を判定するために定められた基準線で、横圧の作用時間によって車輪の乗り上り脱線($t_1 > 1/20 \text{ sec}$)と飛び上り脱線($t_1 < 1/20 \text{ sec}$)とを区別しそれぞれに対して脱線係数の安全限界が示されている。

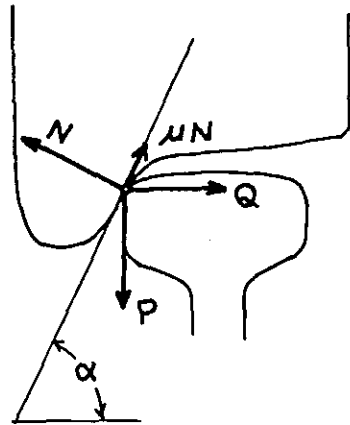
2-3 横圧増大の原因

前記のように、車両の脱線の危険度は横圧が大きいほど、輪重が小さいほど高くなる。横圧増大の原因は大別して次の5種になる。

(1) 車両の振動、主としてだ行動によるもの

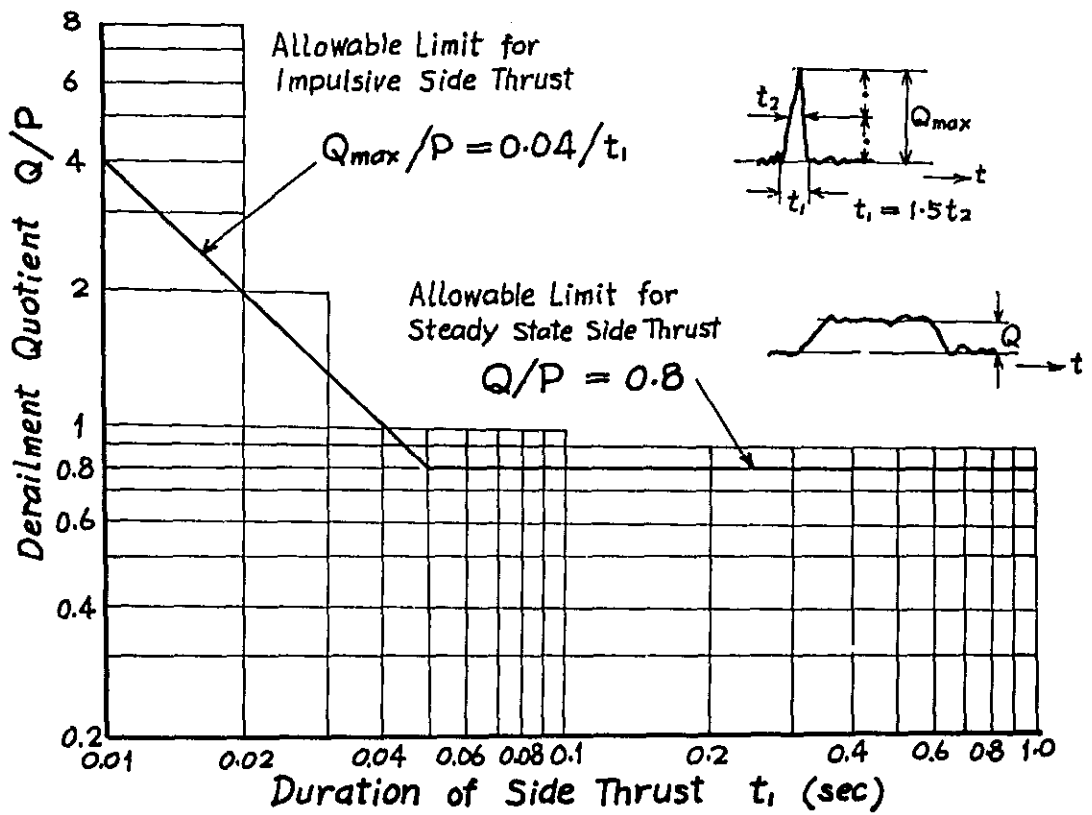
車体の左右振動が起ると横圧が発生する。その大きさは車体の振動の慣性力に比例する。図Ⅳ-5①にこの場合の波形の例を示す。

☒ IV-3 Condition for derailment

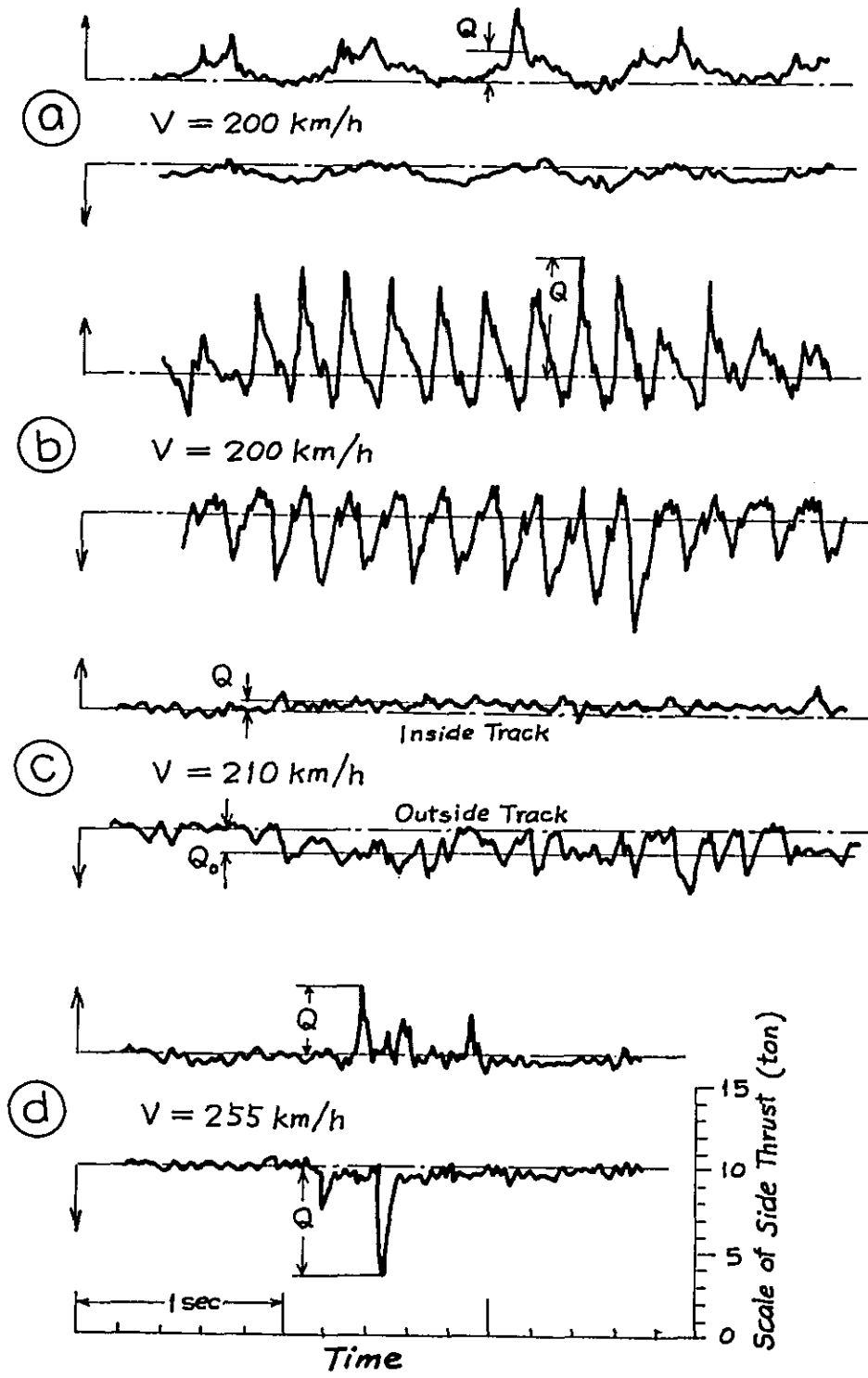


$$\frac{Q}{P} = \frac{\tan \alpha - \mu}{1 + \mu \tan \alpha}$$

☒ IV-4 Allowable limit of derailment quotient



图IV-5 Typical wave form of side thrust



台車のだ行動（だ行動については後に記す）によっても横圧が起る。この場合の横圧は台車の左右振動加速度に比例する。図Ⅳ-5㉑がこれである。

(2) 曲線通過時の車両の転向によるもの

車両が曲線を通過するときには、外軌、内軌に対し横圧を生ずる。図Ⅳ-5㉒はこの例である。明らかに外軌に対する横圧の方が大きい。この横圧は車輪とレールの間の摩擦力に関係し、曲線半径、フランジ遊間、とう面こう配、車輪径、軸距などに支配されるほか、車軸の台車もしくは車体に対するガタおよび弾性に大きく影響される。

(3) 軌道の局部的なくるいによるもの

軌道くるい、特に局部的に通りにくるいのある場合に、車輪のフランジがこれに衝突すると大きな横圧を生ずる。図Ⅳ-5㉓はこの場合の例で、横圧とその作用時間の積は、走行速度が等しければ、ほぼ一定になる。

(4) 曲線におけるカントによる重力の分力、遠心力、または風圧力などの定常的な力によるもの。

(5) 列車列に急激な制動力などの軸力がかかったための列車列の座屈によるもの。

列車列に軸力がかかると、列車列はしばしば座屈を起す。この場合、前後の連結器から車両に入る力は図Ⅳ-6(a)では、車両を垂直軸のまわりに回転させようし、(b)では車両を横方向に変位させようとする。このため、ともに横圧が生ずる。

2-4 輪重減少の原因

輪重の減少、すなわち輪重のぬけの原因は大別して次の4種になる。

(1) 車両の振動、主としてローリングによるもの

(2) 曲線におけるカントによる重力の分力、遠心力、または風圧力などの定常的な力によるもの。

(1)、(2)の場合には、一車両の片側の輪重が振動的に、もしくは定常的に減少する。

(3) 車両自体の重心のくるい。乗客や積荷の偏積によるもの。

重心が前後に移動すれば前後の輪重に、左右に移動すれば一車両の左右の側の輪重に差が生じ、一方の輪重は定常的に減少する。

(4) 軌道がねじれている場合、または車体がねじれて作られている場合など。

曲線出入口のカントでい減のある区間、レールの水準のくるいが均等でない区間においては軌道はねじれていることになる。一方車体がねじれて作られている場合もある。このような状況における軌道と車両との関係を図Ⅳ-7に示す。このようなときにはすべて、一車両の対角の輪重の和は、他の対角の輪重の和に比べ、小さくなる。ボギー車では、前台車の片側2輪と後台車の反対側2輪、合計4輪の輪重の和と、残りの4輪の輪重の和との間に差を生ずる。すなわち、車両の対角位置の車輪に輪重ぬけが起る。

これは、軌道および車両の平面性くるいによる輪重ぬけ問題として、近年、理論的実験的に明らかにされた事項である。ばねの堅い、車長の長いタンク車は、曲線の出入口で輪重ぬけを生じ、このた

图IV-6 “Buckling” of the train line

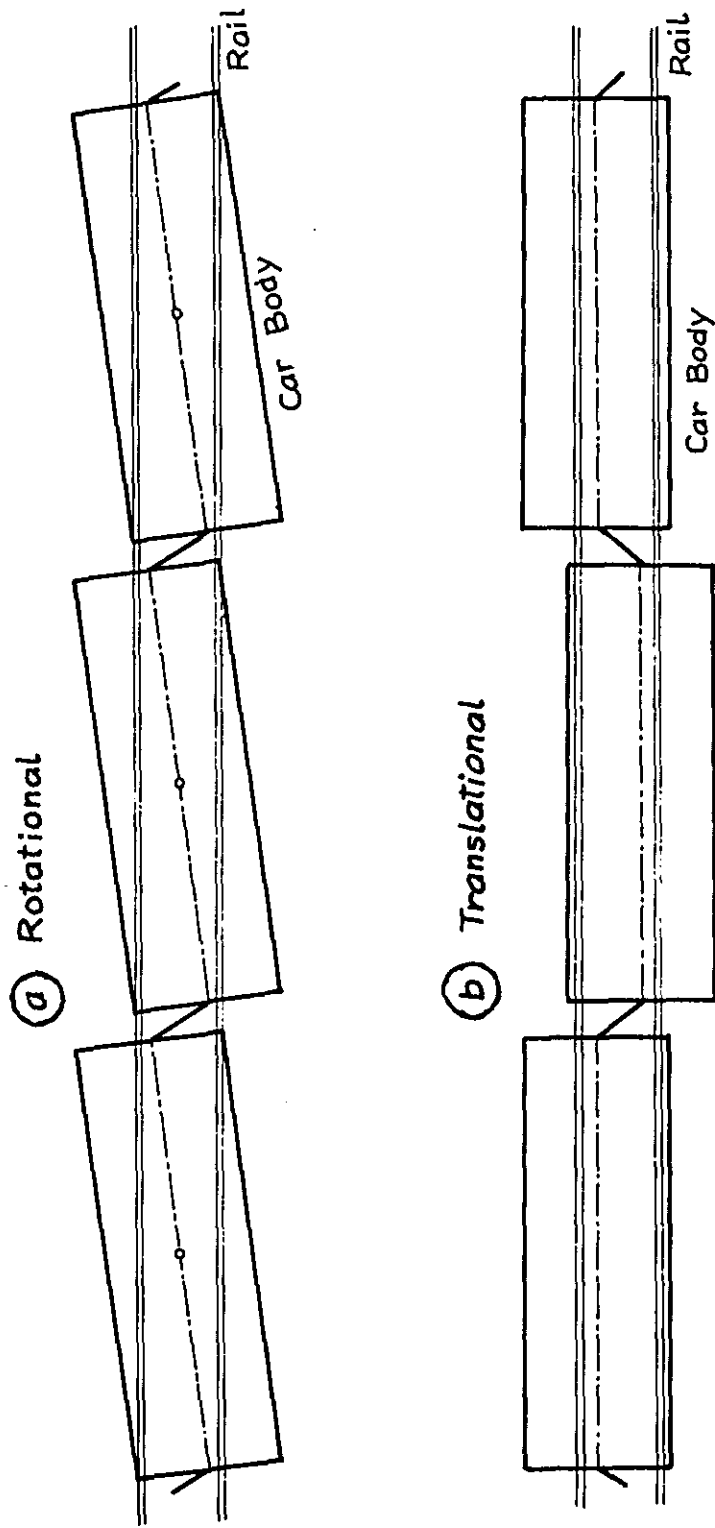
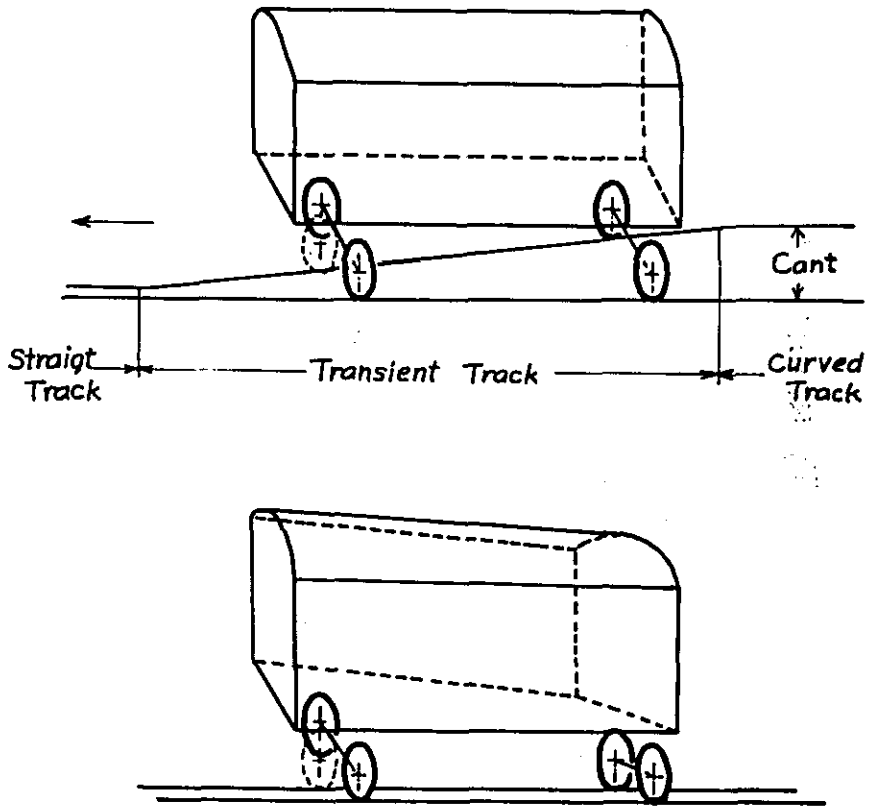


图 IV-7 Off loading of the wheel
due to the twist in the track or the car body



め脱線に至ることがある。

車両のばねが重ねばねで、その摩擦が過大の場合、ばねの高さやばね特性が不均一の場合などはすべて(4)と同一の結果を示す。

3. 車両の振動

3-1 車両振動の分類

車両の振動はまずばね上質量の振動とばね下質量の振動とに分けられる。ばね上質量すなわち車体の振動は車体が一体となって揺れ動く(動揺)と、車体が弾性体として全体または局部的に細かくふるえる振動(びびり振動)とに大別することができる。

車体の動揺はその振動の様式によって一般に次の6種類に分けられる。並進運動としての前後振動、左右振動および上下振動、回転運動として、車体の前後軸まわりのローリング、左右軸まわりのピッチング、垂直軸まわりのヨーイングである。これらの中で純粹の左右動は通常単独では現われなくて、ローリングと連成し、第1次ローリング(下方に心のある回転振動)と第2次ローリング(上方に心がある)とになって現われる。

普通のボギーの客、電車の走行中の主な振動は次のようなものである。

上下方向の動揺には振動数1.2~2.5 Hzの上下動およびピッチングがあり、レールの高低くるいやレールの沈下の不均整によって誘起される。

左右方向の動揺としては、通常速度50km/h付近を境としてそれより低速では0.6~0.8 Hzの第1次ローリングが現われ、それより高速では1.0~2.0 Hzのヨーイングが現われる。これらの左右動揺はレールの水準のくるいや通りのくるいおよびだ行動によって誘起される。

前後振動としては、特に電動車の場合、5~8 Hzのものが通常70km/h付近以上の高速で著しく生ずることがある。この振動はレールのつき目付近の局部的沈下の大きいところで激しく誘起される。

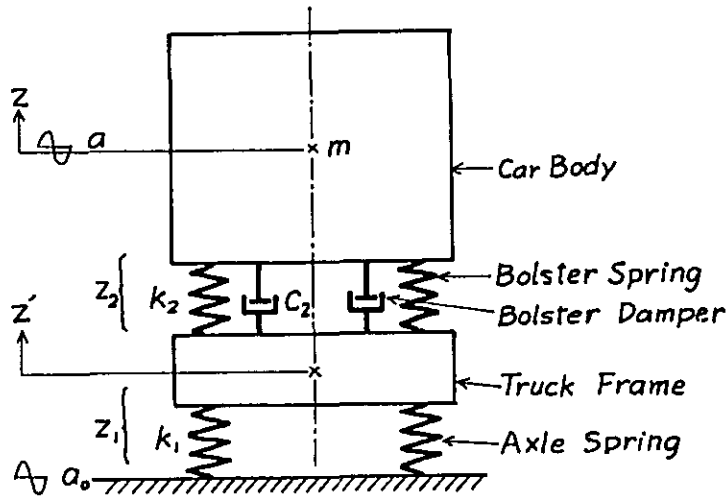
びびり振動としては、6~15 Hzの車体の低次の弾性振動(上下、左右の曲げ振動やねじれ振動)、約15 Hz以上に無数に存在する車体の局部的振動、5~8 Hzの台車の振動(主としてピッチング)および20~60 Hzに散在するばね下質量の振動などが混合して現われる。これらは車輪の偏心、レール表面の波状摩耗、タイヤおよびレール面の局部的きず(空転および滑走きず)、レールつき目の衝撃などによって誘発される。

これらの振動の大きさは台車および車体の構造の良否によってかなりの差がある。

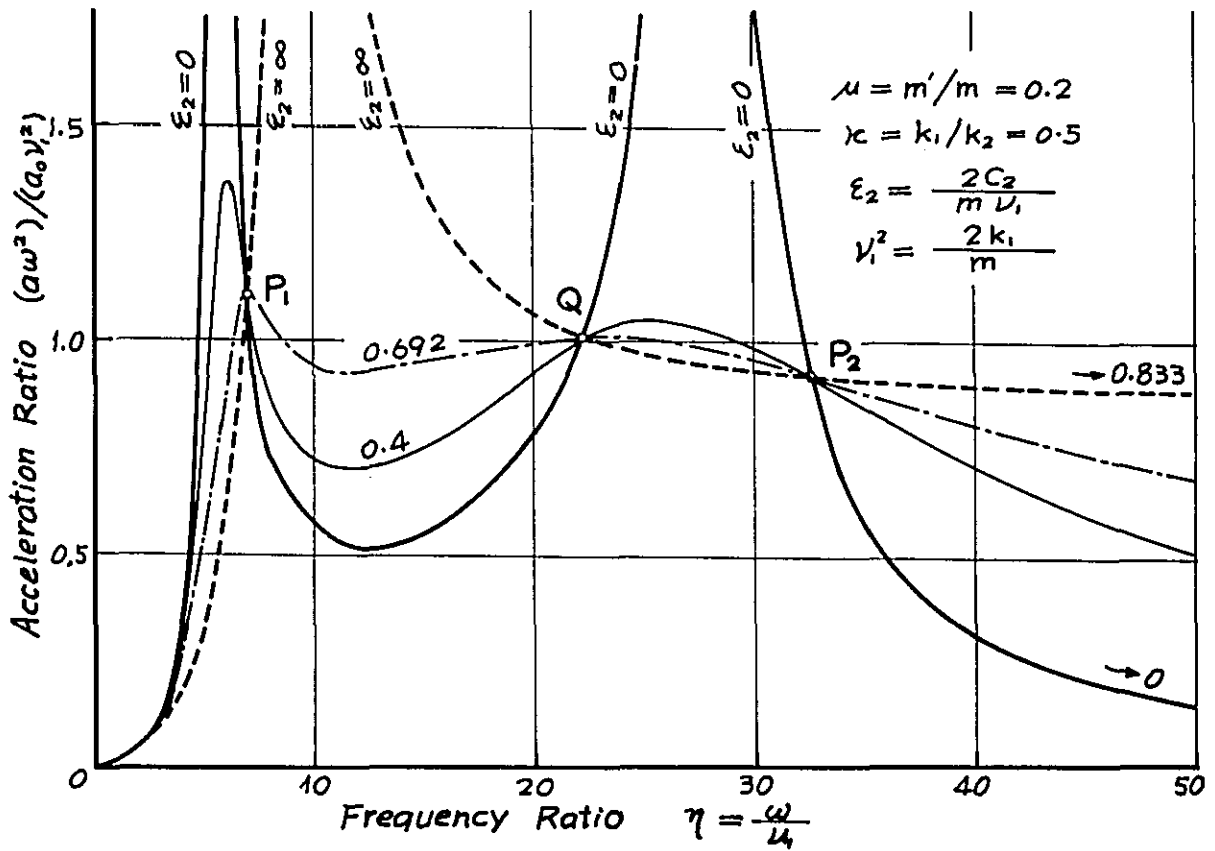
3-2 レール面のおうとつその他による強制振動

図IV-8に示される振動系は、まくらばねと軸ばねをそなえたボギー車両の半分をあらわす。ボギー車

图 IV-8 Forced vertical vibration of bogie car



(a) Vibration system



(b) Frequency characteristics

の車体については、重心を通る左右軸まわりの車体の慣性半径は、前後の台車間距離の $\frac{1}{2}$ にほぼ等しいから、車体の上下方向の振動を取扱う場合には、図のように、車体の $\frac{1}{2}$ が、それぞれ片側の台車に乗っている系を考えれば十分である。

いま、レール面におうとつのために、車軸に上下方向の正弦波状の強制変位が与えられる場合を考える。強制変位の振幅が一定で、振動数が変わったときの車体の振動加速度の共振曲線は図 IV-8 のごとくになる。図中の曲線群は、まくらばねに併用されているダンパの減衰係数が変わった場合に対応する。

この図に、理論解析の結果をも考慮すると次のことがわかる。

- (1) ボギー車の上下強制振動には 2 個の共振が存在する。第 1 次共振では車体と台車とは同位相で振動し、車体の方が大きく振れる。第 2 次共振では車体と台車は逆位相で振動し、車体はあまり動かないで台車が顕著に振動する。
- (2) ダンパの減衰を変えた場合、共振曲線が必ず通過する定点 P_1, Q, P_2 が存在する。したがって減衰をどんなに変えても共振曲線の最大値をこれらの定点の高さより低くすることはできない。
- (3) ダンパの減衰を 0 から次第に大きくすると、第 1 次共振の頂点は最初著しく減少しある減衰値において P_1 点に一致して極小になるが、更に減衰を大きくすると共振時の頂点は再び増大し、終にまくらばねが動かなくなって、軸ばねのみによる共振が現われる。
- (4) 第 2 次共振の振動加速度は減衰の大きさによってあまり影響されない。Q 点における振動加速度は、理論上軸ばね定数のみのかん数となるから、これを小さくするには軸ばね定数を小さくすればよい。 P_2 点は常に Q 点より低くなるから問題にしないでよい。
- (5) 共振曲線の最大値をなるべく低く押えるためには、 P_1 点が Q 点のどちらか高い方で曲線が最大になるようにダンパの減衰係数をきめればよい。また、まくらばねと軸ばねのばね定数比 κ を適当に選べるのであれば、 P_1 点と Q 点の高さを等しくし、しかもこの両方の点で共振曲線が最大になるように、 κ と減衰係数とをきめることができる。ただし、 P_1 点と Q 点の高さを等しくすることは κ をきめる一つの基準であって、この条件によるのが最もよいわけではなく、車両および軌道の条件により適切に判断すべきである。

3-3 だ 行 動

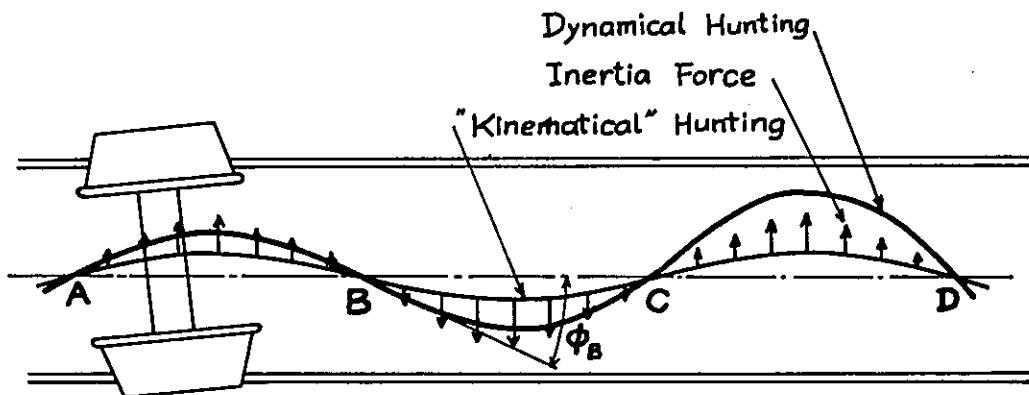
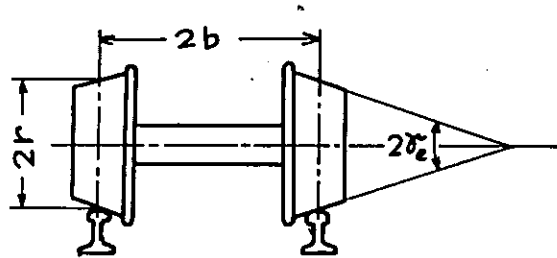
円すい踏面を持つ車輪軸がレール上を転走する場合には図 IV-9 に示されるように横方向の並進運動とヨーイングの連成した正弦曲線の運動を行なう。この運動をだ行動といい、波長 S は次式で与えられる。

$$S = 2\pi \sqrt{\frac{br}{r_e}} \dots\dots\dots (2)$$

$$r_e = r / (1 - \rho_R / \rho_T) \dots\dots\dots (3)$$

ここに、 $2b$ は両車輪のレールの接点間の間隔、 r は車輪のレールの接触点における半径、 r_e は

IV-9 Hunting motion of a wheelset



踏面の有効こう配， r はその幾何学的こう配， ρ_R ， ρ_T はそれぞれ，レールとタイヤのりんかくの接触点におけるそれぞれの曲率半径， r はその点での共通切線のこう配に等しくなる。正規の踏面では $\rho_T = \infty$ ， $r = 1/20$ であるが，摩耗してくると ρ_T が次第に ρ_R に近づくので， $r_e = 1/10$ 以下にもなり，それに応じてだ行動の波長は短くなって行く。

台車のように，2軸がわく組によって前後左右に相対変位を拘束されている場合には，1軸としてのだ行動は起らないが，やはり台車全体としてのだ行動が起り得る。この場合の波長の理論式は次のようになる。

$$S = 2\pi \sqrt{\frac{br}{r_e} \left(1 + \frac{a^2}{b^2}\right)} \dots\dots\dots (4)$$

ここで $2a$ は軸距を表わす。

台車のだ行動の波長(4式のもの)は輪軸のそれ(2式のもの)に比べ，計算上ははるかに大きくなる。(普通3倍程度)しかし，実際問題として車軸の台車わくの間には必ず多少のガタが存在する。これが大きくなると，前後の軸の相対変位の拘束は不完全となり1軸としてのだ行動が起るようになる。

だ行動には自励だ行動と強制だ行動の2種があるが，重要なのは前者であって，レールが完全にまっすぐな場合でも自励的に起るものである。自励的になる原因は振動慣性力にあり，図IV-9中に示されるように，振動慣性力のために，車輪の接触点はわずかの滑り(creep)を起し，振動は発散して不安定になり，輪軸はフランジがレールに衝突しながらフランジ遊間の範囲内でだ行動を続けることになる。

自励的だ行動は輪軸・台車・車体の系では，通常ある限界速度の範囲内で起り，車体のはげしい定常的な横振動を伴う。限界速度は低速に存在するものと，高速に存在するものとがある。前者は第1次だ行動 primary hunting もしくは車体だ行動 body hunting と呼ばれるもので，主として車体が振動する振動形を示す。したがってこの振動を防止するには，ばね装置に入るダンピングの量が大きな影響を持つ。高速範囲に存在する限界速度は，第2次だ行動 secondary hunting もしくは台車だ行動 truck hunting で台車の回転振動を主とするだ行動である。この振動を防止するには車体と台車間の相対回転の際の回転抵抗と直列に働く復原ばね定数の値を適切に選ばばよい。

自励的だ行動の様相は，車輪踏面の摩耗による変化，車軸の前後左右の支持ばね定数の変化，支持部分のガタの大きさなどによって大幅変動する。

強制だ行動はレールの横曲りによって誘起されるもので，特にレールの横曲りの波長がだ行動の固有の波長に一致するとき共振して大振幅になる。レールの横曲りは一般に連続して規則的についでいるわけではないから，この強制だ行動は通常非定常的である。

4. 振 動 診 断

4 - 1 波形の性質による診断

鉄道車両の振動診断とは、車両に振動問題が起ったとき、その状況を診察し、原因をつきとめて対策をたてるまでの一連の方策のことをいう。また健康診断の場合と同様に、現在特に振動が問題になっていなくても、診察して問題が起ることを予防したり、起ったときの参考資料を得ることをも振動診断に含ませる。

したがって、振動診断の一連の方策は次のような内容に分けられる。

- (1) 振動状況の調査
- (2) 固有振動特性の調査
- (3) 振動源の調査
- (4) 振動原因の推定
- (5) 防振対策の決定

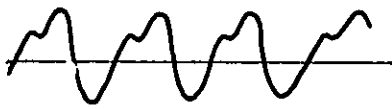
状況の調査は病状の診察であり、くわしく調べて特徴を明らかにすることが大切である固有振動性とは、その車両の固有の振動学的な性質で、固有振動数、減衰特性、振動形などをいい、これらは理論計算ならびに実験によって求められる。振動源の調査とは、車両自身から発生する源も含めて、存在するすべての催振源、ならびに振動エネルギー源を調べることである。固有振動性と振動源がわかれば、それらの源が個々の車両に加わったときの反応を明らかにすることができるから、問題となっている振動の特徴と比べれば振動原因が推定され、したがって対策がきめられる。

車両の振動測定のために、最も普通に使われる振動計は振動加速度計である。そこで、ここでは車体の振動加速度形波が得られたものとして、これにより振動診断を行なう場合について記す。

振動の波形が得られたとき、この波形の性質により、かなりの診断ができる場合がある。図Ⅳ-10には特徴ある波形のいくつかを示す。

鉄道車両の振動波形で図Ⅳ-10(a)のような定常振動をするのは、まず回転系に振動源があることが疑われる。車輪の偏心、主電動機、ディーゼル機関、補機などに原因のある振動はすべてこの状態になる。だ行動によることもあり、規則的なレールつき目によって引き起されることもある。(b)のような合成波形を示すときは原因が単独でない場合が多い。ただしディーゼル機関が原因となっているときには、同一の機関から1次、2次、3次、6次、 $1/2$ 次などの催振力が起り得る。(c)は正弦波状で、原因は回転系かだ行動にあることが多い。(d)は摩擦波形で、板ばねの摩擦、軸箱と軸箱守間の摩擦過大などが疑われる。別に、振動加速度計の計器のペンの記録紙に対する押付力が過大のときにもこれと同様な波形を示すので注意を必要とする。(e)は衝突波形であり、これが左右動なら、原因はレールとフランジ、軸箱と軸箱守、ゆれまくらと台車側はりなどの衝突が疑われ、上下動なら軸ばね、まくらばねのフルストロークが疑われる。前後動では連絡器のガタや、緩衝装置のフルストローク、電動車や電気機関車の台車内や、台車・車体間で駆動力を伝達して行く部分のガタの当りなどが原因になる。(f)はうなり波形で、車両の前後の台車の車輪径の差、これによる駆動装置の回転数の差、前後台車の振動特性の差などが原因となる。

图IV-10 典型的车身振动波形



(a) Static



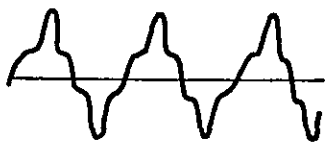
(b) Composed



(c) Harmonic



(d) Frictional



(e) Shock (Gap Shock)



(f) Beat

4-2 振動数解析による診断

振動数解析とは、測定された振動波形の中に、いかなる振動数のものが、どの位の大きさに含まれているかを見出すことである。測定された振動は車両の走行速度の変化に応じて、振幅、波形ともいろいろに変化する。波形は決して定常的ではないが、局部的に見ればほぼ定常的な波形が持続することがある。具体的にいえば、定常的に出ているものおよびほぼ等周期、等振幅の波が3～5個以上連続して現われるもののみを取り出して定常波と見なす。こうすれば、その振動数と振幅を読み取ることは容易である。

次に、これを図Ⅳ-11に示すように、横軸に車両の走行速度 v 、縦軸に振動数 f を取ってプロットし、その点を中心として、加速度振幅 $2a$ に比例した半径を持つ円を画く。各走行速度について同じことを繰り返すと、結局図Ⅳ-11のような図を得る。この解析法は丸解析と呼ばれる。

この図で丸が原点を通るななめの直線上にならば、走行速度に比例した振動数の強制振動が起されていることを意味する。このななめの直線の傾斜から強制力の波長がわかる(波長 $S = v/f$)。当然のことながら波長が長いと、直線の傾斜は小さく、波長が短いほど直線は立ってくる。

丸が横になっているのはその付近に車体や台車の固有振動数が存在していることを表わす。したがって丸が大きく発達しているのは強制振動数と固有振動数が一致して共振が起っていることを表わす。この図によって走行速度に対していかなる振動が発生しているか。そしてそれがどの速度で共振状態になっているかが一目でわかる。

一般の台車のばね系には摩擦が多く、車体には内部減衰が働いているから、固有振動数は振幅の大小により多少の影響を受け、振幅が大きくなるにつれて振動数が下る。したがって丸解析の図上でも、丸が完全に同一水平線上になることは少く、丸が大きくなるにつれて振動数は下る。この場合はそれら一群の丸は多少振動数が上下しても同一の固有振動であると見なせる。

強制力の波長としては、軸距、車輪回転、1軸だ行動、心皿間距離、レールつき目、台車だ行動などが挙げられる。これらの解析に先だって計算し、線を引いて置くと解析の目安が得られて便利である。

4-3 乗心地、走行安全上の振動許容限度

諸外国およびわれわれの研究室で行なわれた実験によると、人間が大体同一の乗心地を感じる振動数と振幅との関係は図Ⅳ-12のごとくにあらわされる。この図は、多くの人間を振動台に乗せ、いろいろの振動を与えて乗心地を評価させ、それらを統計的に整理して得られたもので、最近の車両に対しては、新幹線車両に対しては、新幹線車両も含めて、この図が乗心地判定の基準として適用されている。

この図中、乗心地係数1というのが、乗心地実験から得られた基準線で、係数2、3は1に対し振幅が2倍、3倍であることを意味する。また、①～⑤は振動乗心地の評価を与えるもので、①の範囲では乗心地は非常によい、②はよい、③は普通、④は悪い、⑤は非常に悪い、ということになっている。

图 IV-11 An example of frequency analysis of a railcar

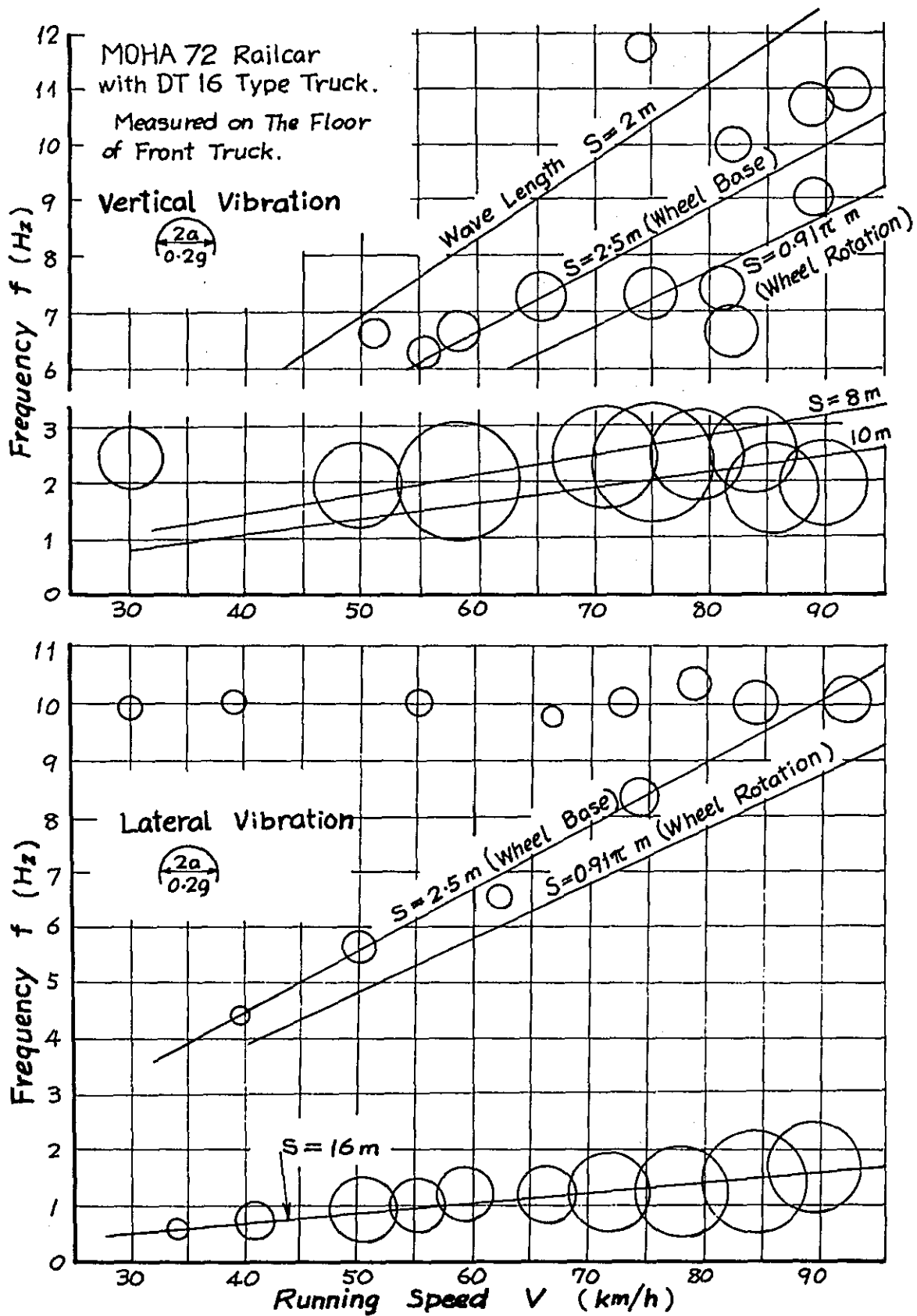
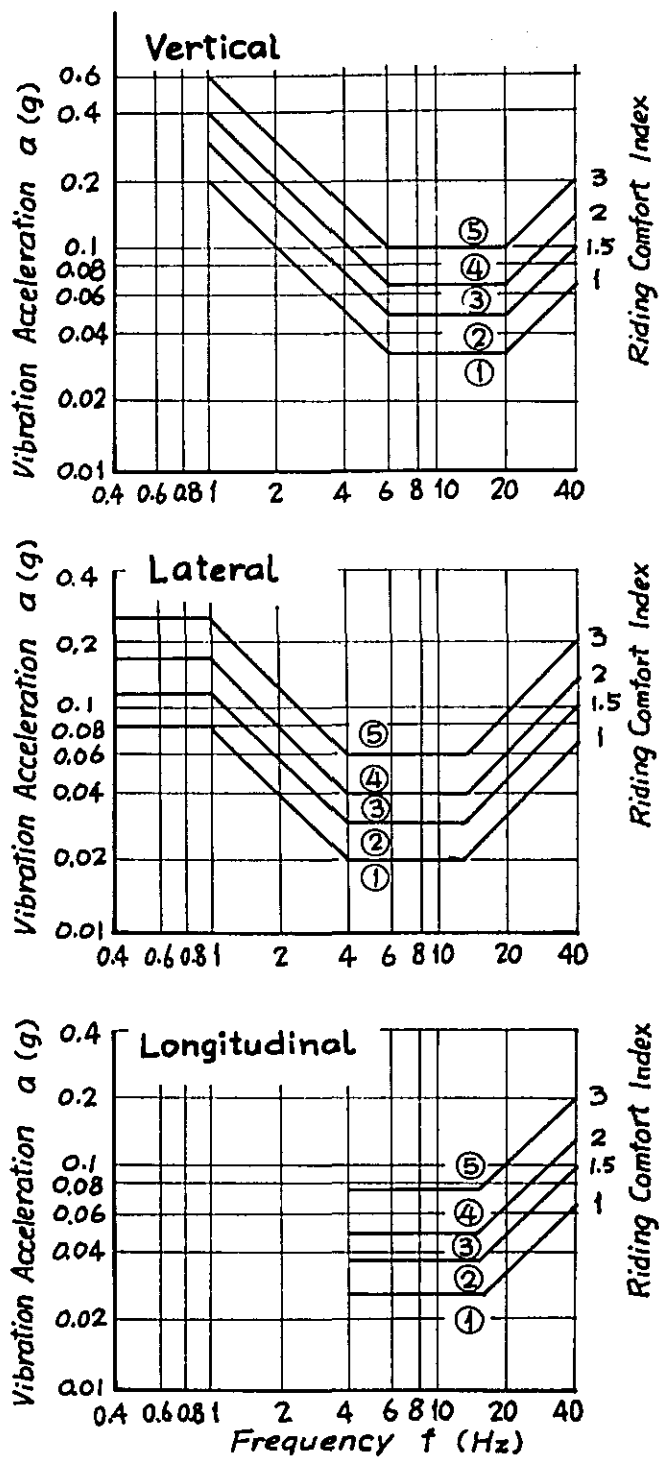
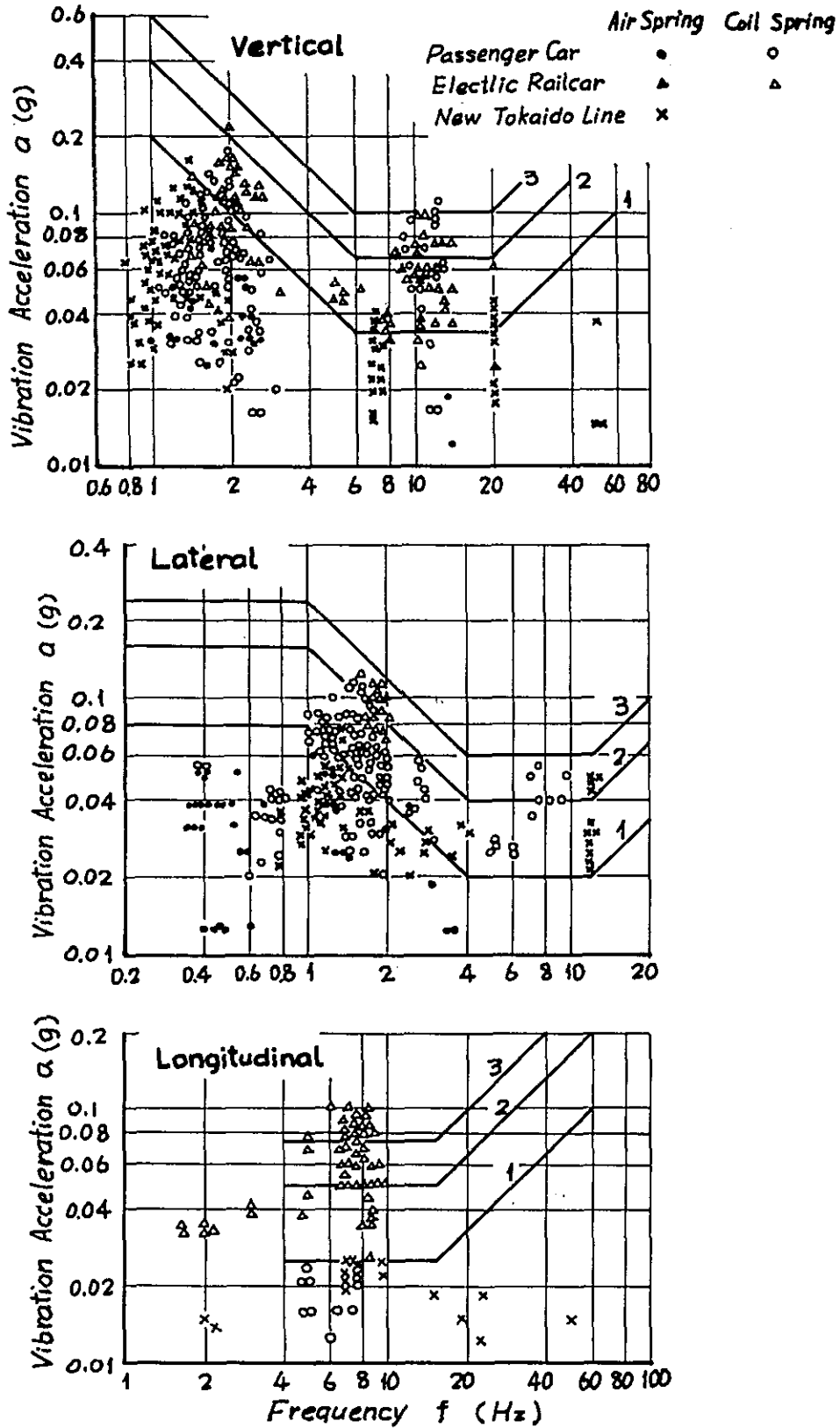


图 IV-12(a) Criteria for riding comfort



図IV-12(b) Examples of riding comfort data



る。

図からわかるように、各方向の振動とも 5～15 Hz の振動が乗心地に最も強く影響する。同一の大きさの振動では上下より前後、前後より左右方向の影響が大きい。左右振動数 1 Hz 以下では限界線が一定値となっている。この意味は、左右加速度は定常的に作用しても乗心地を害するという事とて、車両が高速で曲線を通ずる場合の超過遠心力による左右方向の定常加速度もこの限界値以下に押えるべきことがわかる。

走行中に大きな振動が出たときには、その振動数と振幅を読み取って、この図中にプロットして見れば、その振動の評価ができる。乗心地の面から考えると、振動が④、⑤の範囲に入れば対策を要することになる。

この基準は短区間の試験や定常的にあらわれる振動に対する乗心地を判定するには都合がよいが、長距離試験の場合および非定常な振動には利用しにくい。そこで乗心地上とくに重要な左右振動については、多くの車両で測定した振動加速度のひん度分布をもとにして図Ⅳ-13 に示されるような基準が作られた。同じ図に車軸の疲労強度からみた振動加速度の基準も示されてある。後者は、十分の安全度を見込んであるもので、これを超過しても直ちに危険になるというものではないが、営業時の走行に対してはこれが振動頻度の上限を与えることになろう。

脱線に対する安全の判定のためには車輪における横圧と輪重を測定して、脱線係数をチェックする以外に方法はなく、車体で測った振動波形から安全の判定を行なうことはできない。ただ、軌道状態が良好な場合については、脱線の原因がほぼ定常的なだ行動に限られるので、振動加速度の測定のみで一応の安全監視ができる。この場合の振動の限度は一応、車体の動揺について左右方向全振幅 0.4 g、上下方向全振幅 0.5 g とされている。これらの値は、本来は、振動加速度と横圧、輪重の値の相関を調べた上で決定されるべき性質のものである。

4-4 車両振動の級別表示

たとえば東京・大阪間のような長距離における振動の連続波形から、車両の走行速度に対する振動の大きさを統計的に整理する方法としては普通次のやり方が取られる。

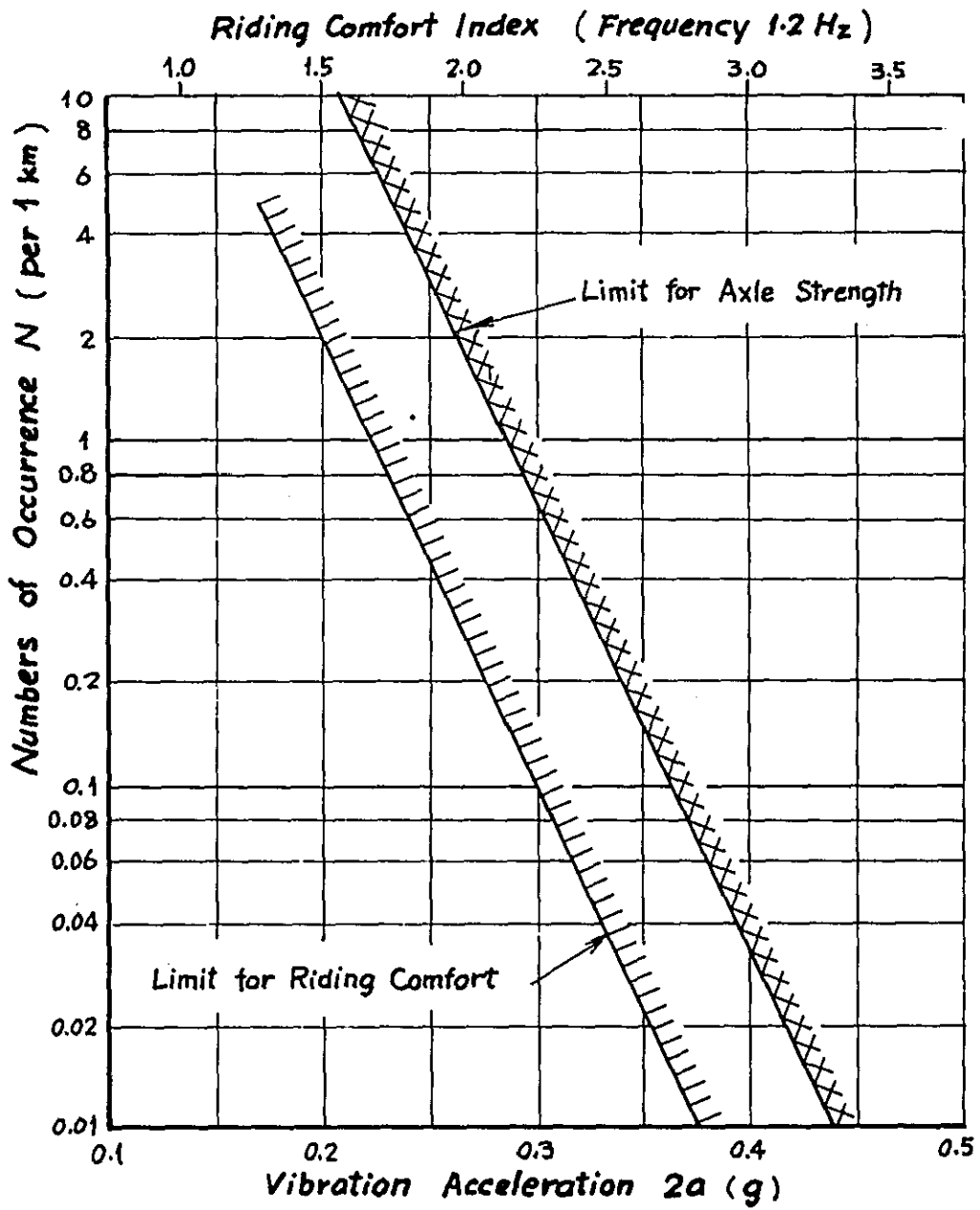
まず、連続波形を走行距離 100 m ほどの小区間に分割し、その間の平均走行速度と、振動加速度の全振幅の最大値を読み取る。これを全走行区間について行なう。

次に図Ⅳ-14 に示すような、走行速度 5 km/h 段階、振幅 1 mm 段階のひん度記入表を作りこの中以上の読み取り値からひん度数を入れて行く。全読み取り値についてこれを行なったら、速度段階別の振幅の算術平均を算出する。これに計器の感度をかけると平均振動加速度振幅が得られる。

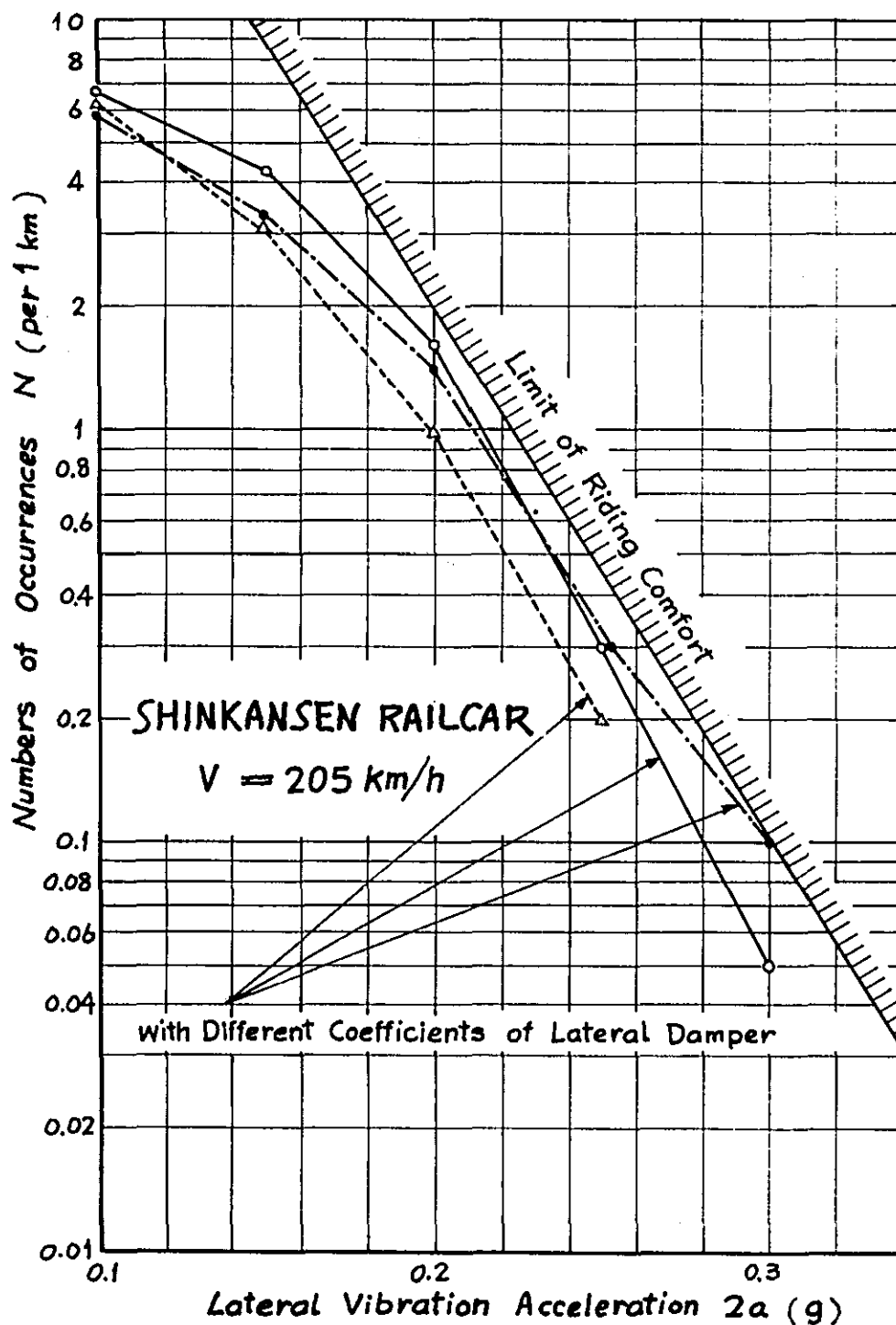
最後に、速度段階の中央値（たとえば 100～105 km/h の段階では 102.5 km/h ）に対して、平均振動加速度振幅をプロットする。プロットされた各点をつなぐと車両の走行速度に対する振動の特性曲線が得られる。

このような整理方法を行なったとき、車両振動の級別表示としてすでに図Ⅳ-15 のようなクライテリ

IV-13(a) Criteria for lateral vibration
of car body



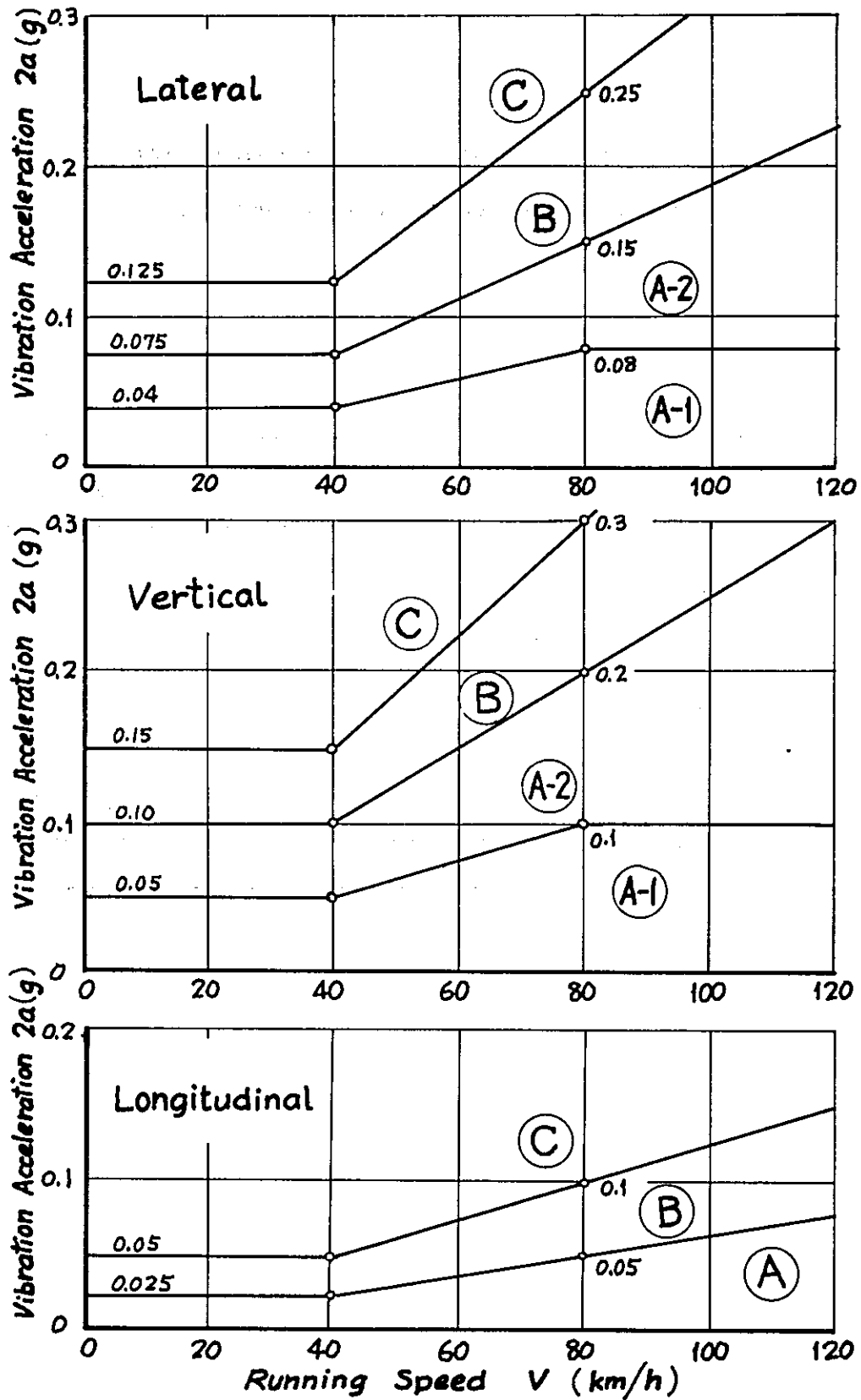
图IV-13(b) Example of vibration test results



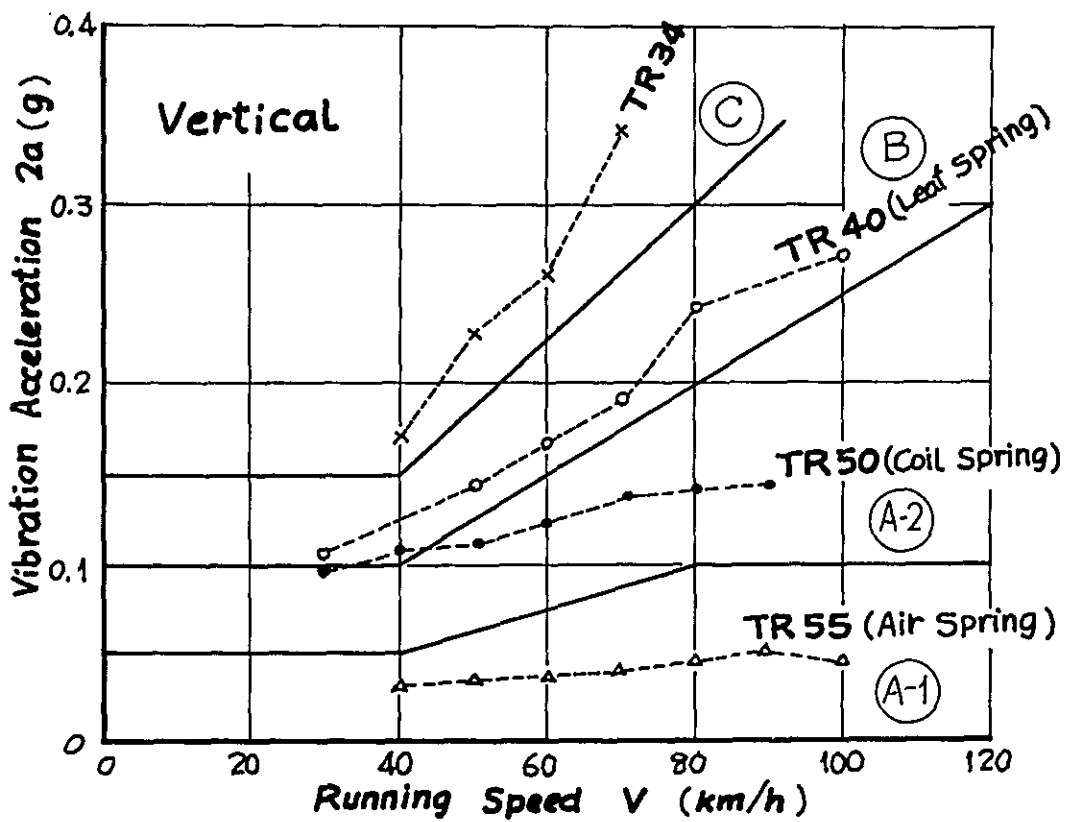
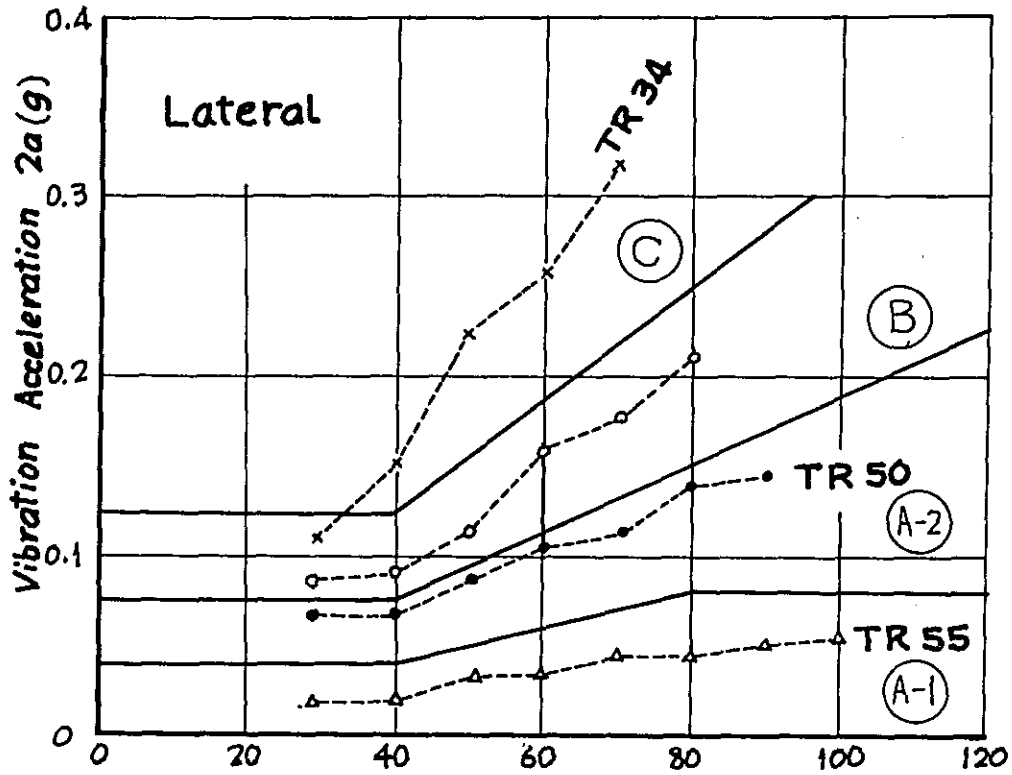
☒ IV-14 An example of the form to be filled
with numbers of occurrence of vibration

Running Amplitude \ Speed Reading	km/h		10~15	15~20			95~100	100~105
	0~5	5~10						
0 ~ 1 mm								
1 ~ 2								
2 ~ 3								
10 ~ 11								
Mean Value	mm							

IV-15(a) Criteria for car body vibrations



IV-15(b) Examples of vibration test results



オンが得られている。したがって、上記の特性曲線をこの図にあてはめて見ると各方向の振動についてこの車両がA-1, A-2, B, C級のどれに属するのかがわかる。

振動性能向上のためにはA級に入るまで対策を取るべきである。特にある方向の振動が他に比べて悪い場合には、その方向の振動対策に努力すべきことは当然である。

試験区間として延長100 km程度を取れば、この種の統計的性格はわかる。

4-5 車両の振動診断表

車両振動の原因と、それによる振動の状況、すなわち症状との関係は多くの理論解析現車実験を行なって得られた経験によって明らかになされてくる。代表的な場合についての対照表を表Ⅳ-1に示す。

表Ⅳ-1 ポギー車の振動一覧表

振動原因		振動源	生起する振動の特徴	対策
軌	レールの通り不良	レールの横曲り (通りの狂い)	低速ではローリング, 高速ではヨーイングが起る。輪軸のだ行動とせり合って、しばしば大振幅の左右動を発生する。	レールの通り直し, レール両側交換
	地盤軟弱, 沈下, バラスト不足, 突き固め不良	レールの凹凸 (高低の狂い) レールの傾斜 (水準の狂い)	不規則な上下動が発生する。 レールの横曲りの場合と同じ	バラスト補充, 突き固め, 特に継め部の突き固めに力を注ぐこと
道		レール継め部の局部的沈下	比較的定常的な上下動が発生する。時として共振的大振幅になる。レール長さの短いほどこの影響が著しく現われる。台車によってはピッチングを引起し、同時に車体では4~6 Hzの不快な前後動が起る。	
関	レール継めのゆるみ	継めの衝撃	継めを渡る時の音が激しくなり、車体はこの都度びびり振動が起る。このとき車輪は上下に20~60 Hzで過度的に振動する。車体には各種の高周波の弾性振動が誘起される。	継め板のボルト緊定
係	波状摩耗	レール表面の凹突	連続した激しいびびり振動と騒音を生ずる。車輪は20~60 Hzの振動をするが車体には各種の弾性振動が混合して現われる。比較的定常的な場合もある。電化区間の停車場付近に多く現われる。波長は国鉄線では0.30~0.80 m, 路面電車では60~100 mmくらいが多い。	レール交換
	曲線への出入 (緩和曲線不良)	急激な方向転換	曲線の出入口で急激な左右動を感じる。これがきっかけとなってだ行動を続けることがある。	緩和曲線そう入部手入

振動原因	振動源	生起する振動の特徴	対策	
車 両 関 係	車輪踏面の摩耗	車輪のだ行動	激しい定常的な左右動が起る。乗心地の上からも最も不快な振動である。摩耗はいわゆる3箇所摩耗が最も悪影響を与える。	路面削正
	軸箱部のがた	車輪のだ行動	路面摩耗について左右動の大きな原因である。がたは前後方向のものが特に悪影響を与える。	軸箱と軸守間のがたを除く
	車輪の偏心	同左	30 km/h くらいの低速では 2 Hz 付近の上下動を生じ、高速では 7~8 Hz のごつごつした上下および前後振動を生ずる。終始連続的に現われる。	車輪削正(車輪旋盤のチェック検査のこと)
	ばねかた過ぎ	レール凹凸継め部の沈下, 継めの衝撃など	一般に上下の動揺とびびり振動が増し, 乗心地が悪くなる。軸ばねがかた過ぎると, 上下動の振動数が増し, 振幅も増す。びびり振動も全般に増す。まくらばねがかた過ぎると上下動の減衰が悪くなり上下動が長く持続したり, 共振の大振幅になったりする。	ばねを柔らかいものと交換
	ばね密着(ばねへたり, 過荷重)	同上	びびり振動が激しくなる。軸ばねが密着すれば特にびびりが激しくなり, まくらばねが密着すれば上下動が減衰しなくなって危険である。	ばね交換
	ばねのこわさ不ぞろい	同上, その他レールの左右曲り	上下動と左右動が連成する。そのため上下, 左右にこき混ぜるような揺れ方をして不快である。	ばねのこわさをそろえる
	車体のこわさ不足	レール継めの衝撃, 波状摩耗, その他	上下, 左右の曲げ振動が発生する。6~12 Hz で波形は比較的正弦波状で規則的である。ぶるぶるした感じで新聞が読みにくい。	車体のこわさ増大
	車体の上心ざら金具取付部付近の虚弱	同上	激しいびびり振動が生じる。波形はきわめて不規則で定常的な振動数は認めにくい。	車体横はり特に上心ざら金具付近の補強
	車体の局部的虚弱, がた	同上	床面, 天井, 側壁, 窓ガラスなどの局部的共振, がたがた, びびり, 振動と音響	局部的補強, がた除去
主電動機歯車のかみあい不良	歯当りの衝撃	騒音大, 出発直後床面にびびり振動と特別な音響を感じる	歯車交換	
引張り装置の緩衝器の作動不良	前後衝動	出発, 停止および走行中の速度変化に際し激しい前後衝動を感じる。	緩衝器交換	

このような表を使えば症状に照らして原因がわかり, 従って対策が求められる。

5. 車両設計における防振上の配慮

前節までに記した議論は, 車両に振動の症状がでたとき, これを直す方策についてであったが, 車両によっては新製時すでに性能の悪いものもある。このような車の振動を改善するのは, 根本的問題が多くて, 車両の一部分の手直し程度では不可能の場合が多い。振動性能の良い車を得るには, 設計時に防振上の配慮がはらわれていなければならない。防振上の必要項目は多いが, そのうちいくつか

は、防振以外の諸条件のために採用しにくいものもある。逆に、いくつかは、防振上きわめて重要で、時には他の諸条件に優先して取り上げる必要がある。ここでは、防振上の重要項目に限ることとする。

5-1 だ行動防止

(1) 台車の回転抵抗

だ行動防止のためには、台車の車体に対する相対回転に際し適当な大きさの回転抵抗が生ずるようにすることが有効である。

回転抵抗が過大であれば、曲線における車輪横圧が大きくなる。抵抗モーメントの適値は経験的に次のような実験式で与えられる。

$$W/20 = T \text{ (kg-m)} \dots\dots\dots (5)$$

ここに、 T は抵抗モーメント、 W は1台車当りの車体重量 kg である。実験式であるから式の両辺の次元は一致しない。

いま、側受で車体重量を分担するようにするとし、その分担比を κ 、側受の間隔を $2b(\text{m})$ 、側受における摩擦係数を μ とすると、力学的に

$$T = \mu W \kappa b \dots\dots\dots (6)$$

であるから、(5)式と合わせて

$$\mu \kappa b = 0.05 (\text{m}) \dots\dots\dots (7)$$

を得る。たとえば、全側受方式では $\kappa = 1$ であるから、摩擦係数 $\mu = 0.1$ の材料を使えば、 $b = 0.5 \text{ m}$ となる。

回転抵抗を与えるためには、側受で車体重量を分担させる方式のほか、心皿の直径を大きくする方法もある。

回転抵抗の大きさは、曲線通過の多い車両では(5)式で与えられる $W/20$ より小さめに、また特に高速走行をする車両では大きめに取る。許容範囲は $W/30 \sim W/10$ とされている。

(2) 軸箱支持弾性

高速において不安定となる第2次のだ行動を防ぐために、軸箱を台車わくに対し、前後・左右方向にガタなく、適切な弾性を持って支持するのがよい。支持弾性の適値は、1軸当り、前後方向 2 t/mm 、左右方向 1 t/mm 程度である。

(3) ボルスタアンカ弾性

上ゆれまくらを台車わくに対し前後方向に結合するには、両端にゴムブッシュ付のボルスタアンカを使用するのがよい。ゴムブッシュによるボルスタアンカの弾性は、台車の左右で一对となり、台車と車体の相対回転の際には、前記の側受による摩擦抵抗と直列に働く回転ばねを構成する。左右のア

ンカの相互間隔が2～2.5 mの場合，1本のアンカに与うべき弾性の適値は500kg/mmである。

5-2 振動防止

(1) 上下方向ばね装置

軸ばね，まくらばねはなるべくやわらかくする方がよい。まくらばねと軸ばねのばね定数比はオイルダンパをまくらばねにつけるときは0.5～0.6の範囲に，軸ばねにつけるときには1.1～1.5の範囲に取る。ただし，まくらばねに空気ばねを使うときはばね定数比は0.2～0.4でよい。また，この場合には空気ばねの絞りを使えば，オイルダンパを省略しうる。

軸ばねやまくらばねにコイルばねを使うときには，ばね座に防振ゴムを挿入する。これはばねの高周波振動をしゃ断し，びびり振動の防止に役立つ。

(2) 左右方向ばね装置

ゆれまくらつりを使うときには，つりの長さはできるだけ長くし，つりの角度は10°程度つけるのがよい。

ゆれまくらつり機構を使わず，まくらばねに空気ばねを使い，横方向の振動の豫衝のためにはその横弾性を利用する場合には，空気ばね上重量を横方向のばね定数で割った商（横方向相当たわみという）をつりの長さと同じ程度に選ぶのがよい。これらはヨーイングとローリングの防止に役立つ。

ゆれまくらつり機構，または横動する空気ばねの上下部材の間には左右動ダンパをつける方がよい。これは曲線路出入の際の過度的な横ゆれを防ぐのに役立つほか，第1次だ行動防止のためにも効果がある。

5-3 車体の傾斜防止

車体の重心に横方向に0.1gの加速度がかかったとき，車体の傾斜角が0.02radを越すと，乗客は不快を感じるとされている。できれば0.01rad以下にすることが望ましい。

このためには，ばねの左右間隔はできるだけ大きく，ダンパの左右間隔もなるべく大きくする。まくらばねの位置はなるべく高くするのがよい。計算上，車体の傾斜角は上記の目標値を越える場合には，トーションバーのスタビライザの併用を必要とすることが多い。

これらは車体の傾斜が過大になることを防止するだけでなく，ローリングの防止にも有効である。

特に大きな横方向加速度（曲線を高速で通過するなど）に対しては振り機構により車体を支持するのがよい。

5-4 輪重ぬけ防止

輪重ぬけ防止の対策は，まくらばねの高さの問題を除き，車体の傾斜防止の方策と反対になる。すなわち，傾斜防止のためのばね力の大きさは上下の限界を持つことになる。

すでに2-4節に記したように，台車のばねに重ね板ばねを使うときには，特に板間摩擦が過大になるのを防止する必要がある。

一般に、車体のねじれ剛性の低い車両は、レールの平面性くるいによる輪重ぬけが小さいので、特に対策を考えなくてよい場合が多いが、剛性の高い車両では検討が必要である。

6. 車両側から見た速度向上の判定基準

車両の走行速度が妥当であるか、もしくは速度向上が可能であるか、などの判定は、走行安全と乗心地の両面からなされるべきである。

一般に、旅客車では乗心地からくる制限が、走行安全のための制限よりきびしくなる。乗心地の判定基準は4 - 3節に記したように、図Ⅳ-12、図Ⅳ-13によって与えられる。

わが国の新幹線のような場合に、走行安全のための制限速度が、乗心地からきまるそれを下まわることもある。また、乗心地に無関係に速度向上を必要とする場合もある。このようなときには、走行安全に関して可否を判定することになる。

走行安全について最も重要な問題点は脱線である。脱線に対する安全の判定のためには横圧と輪重を測定して、脱線係数をチェックする必要がある。

脱線係数の許容限度の基準は、わが国では2 - 2節に記した図Ⅳ-4を取ることを原則としている。しかし、乗り上がり脱線 ($t > 1/20 \text{ sec}$) に対しては、更に発生頻度を考慮し、走行距離 100 km 当り 1 回以下なら脱線係数 0.9 まで、1,000 km 当り 1 回以下なら 1.0 まで暫定的に許容している。

横圧と輪重の測定が不可能の場合には、不十分ではあるが、車体の振動加速度を測定することにより安全監視を代行する。この場合の判定基準は、車体の動揺のみとり出した全振幅について、左右方向 0.4 g , 上下方向 0.5 g としている。

