

- **Geluidemissie van de trams in Nederland - inventarisatie -**
- **Noise emission from trams in the Netherlands - inventory -**
- **Schallemission strassenbahnen in der Niederlanden - inventarisierung -**
- **L'émission de bruit par les tramways aux Pays-Bas - inventaire -**



**INTERDEPARTEMENTALE
COMMISSIE
GELUIDHINDER**

1 Rapport nr. RL-HR-06-02		7 Archief nr. 60794/8-86 ISBN 90 346 0922 7	
2 Sub-titel Rapport Geluidemissie van de trams in Nederland - inventarisatie		8 Datum Publicatie Augustus 1986	
		9 Rapport nr. Instituut 307.871	
3 Schrijver(s) Ir. C.J.M. van Ruiten		10 Tijdschrijf nr.	
4 Uitvoerend Instituut Technisch Fysische Dienst TNO-TH, Stieltjesweg 1, 2628 CK Delft, Postbus 155, 2600 AD Delft.		11 Opdracht nr.	
		12 Rapporttype en periode Hoofdrapport januari 1985	
5 Opdrachtgever(s) Ministerie van Verkeer en Waterstaat Directoraat-Generaal van het Verkeer			
6 Titel Onderzoekproject Onderzoek naar de geluidemissie van verschillende typen trams en metro's			
13 Samenvatting <p>In opdracht van het Directoraat-Generaal van het Verkeer van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat is onderzoek verricht naar de geluidemissie van in Nederland rijdende trams. Dit onderzoek betreft een literatuurstudie, uitgebreid met een inventarisatie van specifieke kennis bij de tramwegmaatschappijen en een analyse van meetresultaten. Speciaal is daarbij de aandacht gericht op het gedrag van trams op bijzondere bovenbouwconstructies als bogen, wissels en kruisingen. De geluidssituatie in Den Haag is als gevolg van een beter wieltype en intensiever onderhoud aan de baan het gunstigst.</p> <p>De analytische modellen die voor de opwekking van wiel/railgeluid zijn ontwikkeld worden door meetresultaten bevestigd. Het voorspellen van het effect van constructieve maatregelen is echter pas mogelijk nadat onderzoek naar de dynamische eigenschappen van wiel en rail is uitgevoerd.</p> <p>Het wiel/railgeluid valt nader te onderscheiden in: - rolgeluid; - stootgeluid; - booggeluid.</p> <p>Voor het rolgeluid is de railruwheid de bepalende factor. Op een rechte baan zonder raillassen of onderbreking is dit geluid het geringst. De verhoogde geluidemissie door golfslijtage op de rail en vlakke plaatsen op de wielen kan bestreden worden door respectievelijk oplossen van de railkop, regelmatig slijpen en anti-slipinrichtingen op de tram. Constructieve wijzigingen in wiel- en spoorconstructie zullen nauwelijks leiden tot afname van de emissie van rolgeluid.</p> <p>Stootgeluid en booggeluid treden op bij kruisingen wissels en bogen.</p> <p>De hoogte van de geluidemissie hangt sterk samen met het wieltype en de loopeigenschappen van de tram. Het blijkt dat verbetering van de wielconstructie gericht moet zijn op optimaliseren van de dynamische stijfheid en het verhogen van de demping in de wielband. Uitgaande van de bestaande wiel- en draaicconstructies lijkt vermindering van het booggeluid en het stootgeluid het beste bereikbaar door draaistellen met gestuurde assen, zoals in gebruik bij de RET, die voorzien zijn van de Haagse SAB-wielen. Daarnaast kan door het verbreden van de wielband het stootgeluid bij wissels en kruisingen worden vermindert.</p>			
14 Begeleidingscommissie Ir. G.W. van Alphen Ir. M. van den Berg Ir. L.J.M. Jacobs Drs. R.A. Braakenburg v Backum Drs. R.C.J. Smit Ir. H. de Haan Ir. J.H.H. Meijer Ir. B.B. Kijlstra H.H. Boender		15 Bijbehorende Rapporten	
		16 Aantal blz. 104 (+III)	17 Prijs f 20,-
Rapporten uit de reeksen van de Interdepartementale Commissie Geluidhinder zijn verkrijgbaar door vooruitbetaling op postgirorekening 751, t.n.v. het D.O.P. (Distributiecentrum voor Overheidspublicaties), postbus 20014, 2500 EA 's Gravenhage, onder vermelding van het ISBN nummer en het gewenste aantal exemplaren.			

* prijswijziging voorbehouden

ZUSAMMENFASSUNG

Im Auftrag des Generaldirektorats Verkehr, einer Dienststelle des Ministeriums für Verkehr und Öffentliche Arbeiten, wurde eine Untersuchung der Schallemission der in den Niederlanden eingesetzten Strassenbahnen durchgeführt. Es ging dabei um eine Auswertung der Literatur sowie um eine Inventarisierung der bei den Strassenbahngesellschaften vorliegenden Erkenntnisse und eine Analyse von Messergebnissen. Besondere Aufmerksamkeit galt der Geräuschentwicklung auf besonderen Gleisoberbaukonstruktionen wie Kurven, Weichen und Kreuzungen. In Den Haag war die Lärmentwicklung am geringsten. Der Grund dafür lag in der Verwendung eines besseren Radtyps und in einer besonders intensiven Wartung und Unterhaltung der Schienenstrecken.

Die Richtigkeit der für Schienenlärm entwickelten analytischen Modelle wird von den Messergebnissen bestätigt. Wie sich bauliche Massnahmen auswirken werden, lässt sich jedoch erst sagen, wenn die dynamischen Eigenschaften von Rad und Schiene untersucht worden sind.

Schienenlärm besteht aus folgenden Teilgeräuschen:

- Rollgeräusch
- Schlaggeräusch
- Kurvengeräusch.

Beim Rollgeräusch ist die Rauigkeit der Schienenlauffläche der entscheidende Faktor. Auf geraden Strecken ohne Schweissstellen oder Schienenstösse ist dieses Geräusch am geringsten. Die höhere Schallemission infolge von Riffelbildung auf den Schienen und Entstehung von Flachstellen auf der Lauffläche der Räder lässt sich durch Schienenauftragsschweissung, regelmässiges Schleifen und Einsatz von Antiblockiersystemen in den Fahrzeugen verringern. Änderungen der Rad- und Schienenkonstruktion dürften kaum zu einer Verringerung der Rollgeräusche führen.

Stossgeräusche und Kurvengeräusche entstehen auf Kreuzungen, Weichen und in Kurven. Der Geräuschpegel hängt stark vom Radtyp und von den Laufeigenschaften der Strassenbahn ab. Bei der Verbesserung der Radkonstruktion muss es um die Optimalisierung der dynamischen Steifigkeit und die Erhöhung der Dämpfung im Radreifen gehen. Geht man von

den bestehenden Rad- und Drehgestellkonstruktionen aus, so lässt sich eine Verminderung des Kurvengeräusches und des Stossgeräusches wohl am besten durch den Einsatz von Drehgestellen mit gelenkten Radsätzen erreichen, wie sie bei der Rotterdamer Strassenbahngesellschaft verwendet werden (diese Drehgestelle sind mit den auch in Den Haag gebräuchlichen SAB-Rädern ausgerüstet). Ausserdem lässt sich das Stossgeräusch beim Passieren von Weichen und Kreuzungen durch Verbreiterung der Radreifen verringern.

ABSTRACT

A study of noise emission from trams in the Netherlands was conducted at the request of the Directorate-General for Traffic at the Ministry of Transport and Public Works. It included a literature study, an inventarisation of the specific knowledge of the tramway companies and an analysis of the results of measurements. Special attention was given to the behaviour of trams in respect of certain features of the superstructure such as bends, points and intersections. The noise situation in The Hague is the most favourable because a better type of wheel is used and track maintenance is more intensive.

The analytic models which were developed to recreate wheel and rail noise were confirmed by the measurement results. It is only possible to predict the effect of constructive measures, however, once the dynamic qualities of wheel and rail have been investigated.

Wheel/rail noise can be divided into three categories:

- a. rolling noise;
- b. impact noise;
- c. curve noise

The roughness of the rail is the determining factor for rolling noise, which is lowest on a straight stretch of rail with no welds or breaks. Increased noise emission as a result of ruts on the rails and flat areas on the wheels can be avoided by smoothing out the rail head by welding, regularly grinding the wheels and installing anti-skid

devices on the tram. Changes in the construction of the wheels and rails are unlikely to reduce the rolling noise emission very much.

Impact noise and curve noise occur at intersections, points and curves. The degree of noise emission largely depends on the wheel type and the running qualities of the tram. Improvements in wheel construction must be aimed at improving dynamic rigidity and increasing the sound proofing of the tyres. Given existing wheel and bogie design it appears that the best way of reducing curve noise and impact noise is to use bogies with guided axles, as used by the Rotterdam tram company, with SAB wheels as used in The Hague. The impact noise emitted at points and intersections can also be reduced by broadening the tyres.

Résumé

A la demande de la Direction générale des Transports du Ministère des Transports et des Travaux publics, une étude a été faite sur l'émission de bruit par les tramways aux Pays-Bas. Il s'agit d'une étude bibliographique, complétée par un inventaire des connaissances spécifiques dont disposent les compagnies de tramways et une analyse des résultats de mesures effectuées dans diverses villes du pays. On a étudié surtout le comportement des tramways dans les courbes, les aiguillages et les traversées. C'est à La Haye que la situation est la meilleure, les tramways étant dotés d'un meilleur type de roue et les voies étant le mieux entretenues.

Les modèles analytiques mis au point en matière de production de bruit par les roues et les rails se trouvent confirmés par les résultats des mesures effectuées. Mais il n'est possible de prévoir l'effet d'améliorations au niveau de la construction des voies qu'après une étude des propriétés dynamiques des roues et des rails.

Le bruit roue/rail se subdivise en trois catégories:

- le bruit de roulement
- le bruit de choc
- le bruit dans les courbes.

Le bruit de roulement est avant tout fonction de la rugosité du rail. Il est le plus faible sur une voie droite sans soudures ni interruptions. L'émission accrue de bruit due à l'usure ondulatoire des rails et à l'aplatissement de la surface de roulement des roues peut être combattue par la soudure de la tête de rail, le meulage régulier et la pose de dispositifs antidérapants sur les roues. Toute modification dans la construction des roues ou des voies n'entraîne guère de réduction du bruit de roulement.

Le bruit de choc se produit aux traversées, aux aiguillages et dans les courbes. Le niveau d'émission du bruit de choc et du

bruit dans les courbes dépend fortement du type des roues et des propriétés de roulement du tramway. Pour améliorer la construction des roues, il faut optimiser leur rigidité dynamique et augmenter l'insonorisation du bandage des roues.

Compte tenu de la conception actuelle des roues et des boggies, la meilleure façon de réduire le bruit dans les courbes et le bruit de choc est d'utiliser des boggies à essieux commandés, du type de ceux dont sont équipés les tramways de la R.E.T., la Société des Transports publics de Rotterdam, et dotés de roues SAB (dont sont équipés les tramways de La Haye). Par ailleurs, on peut réduire le bruit de choc aux aiguillages et aux traversées en élargissant le bandage des roues.

<u>INHOUD</u>	Blz.
Samenvatting	I
1. INLEIDING	1
2. TECHNISCHE BESCHRIJVING	5
2.1 Aandrijving	5
2.2 Remsysteem.	5
2.3 Spoorconstructies	7
3. THEORETISCHE MODELLEN WIEL/RAILGELUID	15
3.1 Rolgeluidmodel.	15
3.1.1 Aanstoting.	17
3.1.2 Dynamische eigenschappen van het wiel/railsysteem	17
3.2 Stootgeluidmodel.	19
3.3 Booggeluidmodel	23
4. EMISSIE VAN ROLGELUID	31
4.1 Trammaterieel	31
4.1.1 Loopvlakwaliteit van het wiel.	31
4.1.2 Wielconstructie	33
4.1.3 Draaistelconstructie.	35
4.2 Bovenbouwconstructie.	36
4.2.1 Loopvlakwaliteit van de rails.	36
4.2.2 Type bovenbouwconstructie	37
5. EMISSIE VAN STOOTGELUID	39
5.1 Trammaterieel	39
5.2 Bovenbouwconstructie.	39
6. EMISSIE VAN BOOGGELUID.	41
6.1 Invloed parameters.	41
6.2 Meetresultaten.	47
7. EMISSIE VAN ANDERE GELUIDBRONNEN.	53

8.	MAATREGELEN	57
8.1	Rolgeluid	57
8.1.1	Aanstoting.	57
8.1.2	Wiel/railresponsie.	59
8.2	Stootgeluid	63
8.2.1	Aanstoting.	63
8.2.2	Wiel/railresponsie.	65
8.3	BOOGGELUID.	67
8.3.1	Aanstoting.	67
8.3.2	Wiel/railresponsie.	69
8.4	Geluid van overige bronnen.	70
9.	MEETMETHODEN.	71
9.1	Metingen aan rijdende trams langs een rechte baan	71
9.2	Metingen aan trams in bogen	75
10.	VERVOLGONDERZOEK.	77
11.	CONCLUSIES.	79
	LITERATUURLIJST	82/87

Appendix A: Meetresultaten langs de baan

Appendix B: Meetresultaten onder de tram

1. INLEIDING

Aan de hand van de aanwezige kennis en de ervaringen bij de tramwegmaatschappijen in Nederland, van literatuuronderzoek en van onderzoekresultaten werd een overzicht verkregen van alle aspecten die bij de geluidemissie van trams een rol spelen, zoals opwekkingsmechanismen, mechanische constructies, onderhoud etc. Het onderzoek beperkte zich tot trams en sneltrams en liet de metro buiten beschouwing. Deze inventarisatie in het kader van ICG-onderzoek RL06 is uitgevoerd in opdracht van het Ministerie van Verkeer en Waterstaat, Directoraat-Generaal van het Verkeer.

Het onderzoek is o.a. van belang voor het beantwoorden van de volgende vragen:

- Geeft de stand der techniek aanleiding tot het verlagen van de bestekseisen t.a.v. de geluidemissie bij de aanschaf van nieuwe trams?
- Op welke wijze zijn de relatief lage geluidniveaus die bij de typekeuringsmetingen zijn gevonden haalbaar in de praktijksituatie?
- Welke constructieve wijzigingen in de wiel- of draaistelconstructie kunnen leiden tot vermindering van de geluidemissies van trams in bogen, bij kruisingen en wissels?
- Welke maatregelen zijn het meest effectief om plaatselijk geluidhinderproblemen te bestrijden?

Om op deze vragen een antwoord te geven is het nodig om een goed overzicht te hebben van de huidige geluidemissie van de trams en van het te verwachten effect van maatregelen. De vergelijking van meetresultaten van verschillende tramtypen in Nederland wordt echter bemoeilijkt door het feit dat loopvlakwaliteiten van de rail sterk per meetplaats kunnen verschillen en daarmee ook de geluidemissie. Meetresultaten van het geluid in bogen ontbreken nagenoeg geheel. Dit is enerzijds te wijten aan het onvoorspelbare karakter van dat type geluid en anderzijds aan het ontbreken van een standaardmeetmethode.

De geconditioneerde omstandigheden die bij de typekeuringsmetingen kunnen worden gerealiseerd blijken onder praktijkomstandigheden niet permanent haalbaar te zijn voor het gehele tramnet. Het onderhoud is voornamelijk gericht op het bestrijden of het voorkomen van calamiteiten en geluidhinderproblemen t.g.v. golfslijtage, vlakke plaatsen op de wielen, krappe bogen en kruisingen en wissels.

De veelheid van parameters die bij de geluidemissie en in het bijzonder bij booggeluid een rol spelen maken het moeilijk om zonder meer voorspellingen te doen over het effect van bepaalde maatregelen bij de Nederlandse trams op de Nederlandse bovenbouwconstructies. Slechts specialistisch onderzoek, waarbij zoveel mogelijk parameters geconditioneerd kunnen worden, kan de hiervoor benodigde kennis opleveren.

De resultaten van onderzoek naar de geluidemissie van treinen zijn niet direct vertaalbaar voor trams. Bij treinen komt voornamelijk één baantype en één wieltype voor, die bovendien sterk afwijken van die bij trams. De aanstoting van rolgeluid is bij treinen grotendeels afkomstig van de ruwheid op de wielen (bij blokgeremde treinen) en bij trams is vooral de ruwheid op de railloopvlakken bepalend. Tenslotte hebben resultaten bij treinen betrekking op snelheden van ca. 120 km/u en bij trams is dit ca. 40 km/u.

In hoofdstuk 2 zijn de technische gegevens van de Nederlandse trams en de meest gangbare bovenbouwconstructies vermeld die direct of indirect voor de geluidemissie van belang kunnen zijn.

De in dit rapport beschreven analytische modellen voor rol-, boog-, en stootgeluid (hfdst. 3) geven inzicht in de invloed van de diverse parameters op de geluidemissie. Deze modellen worden aan de hand van alle beschikbare meetresultaten getoetst op hun betrouwbaarheid (hfdst. 4, 5 en 6). De laatste gegevens die zijn verwerkt, zijn gedateerd op juli 1984. De modellen verklaren ook in veel gevallen de bereikte effecten van diverse maatregelen op de geluidemissie (hfdst. 8). Het geluid van andere bronnen dan wiel/railgeluid, dat zich niet in zijn algemeenheid laat beschrijven, komt in hoofdstuk 7 ter sprake.

Verbeteringen van de huidige meetvoorschriften (hfdst. 9) en vervolgonderzoek (hfdst. 10) zijn nodig om de aangegeven effecten van maatregelen te vertalen voor de Nederlandse situaties.

Tabel 1: Technische gegevens van de belangrijkste in Nederland
rijdende trams en sneltrams.

Amsterdam			
type	6G	8G	9G/10G
fabrikant	Werkspoor	L.H.B.	L.H.B.
lengte (m)	23,5	23,9	25,5
aantal draaistellen	4	4	4
aslast (2x leeg) (kN)	95/58/58/78	91/60/60/85	96/62/62/89
asafstand (m)	1,75/1,8	1,75/1,8	1,75/1,8
wieltype	Bochum	Bochum	Bochum
blokkeerrem (sturing)	schijf (hydr.)	schijf(lucht)	schijf(lucht)
bijzonderheden	geen	geen	anti-blokkeer
hoorbare bronnen		compressor luchtuitlaat	compressor luchtuitlaat

Rotterdam			
type	geleed(300)	dubbelgeleed(600)	ZGT-6
fabrikant	Düwag	Düwag	Düwag
lengte (m)	19,1	25,7	23,7
aantal draaistellen	3	4	3
aslast (2x leeg) (kN)	83/47/75	81/53/48/72	80/102/95
asafstand (m)	1,8	1,8	1,63
wieltype	Bochum	Bochum	Bochum
blokkeerrem(sturing)	schijf(elektr.)	schijf(elektr.)	schijf(hydr.)
bijzonderheden			zwevende geleiding gestuurde assen recuperatie omvormer
hoorbare bronnen			

Den Haag			
type	1100	1300	GTL-8
fabrikaat	BN/PCC	BN/PCC	B3/BN/PCC
lengte (m)	13,43	13,45	28,64
aantal draaistellen	2	2	4
aslast (2x leeg) (kN)	88,5	84,5	97/91/95/89
asafstand (m)	1,89	1,91	1,91
wieltype	SAB	SAB	SAB-V 1)
blokkeerrem(sturing)	trommel	trommel	trommel
bijzonderheden	anti-slipbev.		anti-slipbev.
hoorbare bronnen	aandrijving	aandrijving	chopper

Sneltram	Utrecht	Rotterdam
fabrikant	SIG	Düwag
lengte (m)	29,8	29,8
aantal draaistellen	3	3
aslast (2x leeg) (kN)	140/110/125	143
asafstand (m)	1,92	2,20
wieltype	Klöckner	Bochum
blokkeerrem (sturing)	schijf(lucht)	schijf(lucht)
bijzonderheden	anti-blokkeersyst.	anti-blokkeersyst.
hoorbare bronnen	compressor	

1) De eerste serie van tramtype GTL-8 was met SAB-wielen uitgerust.

2. TECHNISCHE BESCHRIJVING

De belangrijke gegevens die op het materieel betrekking hebben en in het bijzonder op het geluidaspect zijn in tabel 1 verzameld.

2.1 Aandrijving

De aandrijving gebeurt door middel van gelijkstroommotoren of 3-fase draaistroommotoren waarvan er één of twee in één draaistel zijn geplaatst.

De motoren hebben een geforceerde luchtkoeling. Het aanzetten en afremmen bij de tram wordt via weerstanden of op elektronische weg (chopper) geregeld. Bij enkele trams (ZGT-6 en GTL-8) wordt via een chopper energie aan het net teruggevoerd (recuperatie).

In Den Haag worden bij draaistellen alle assen via tandwieloverbrengingen aangedreven. De trams in Amsterdam en Rotterdam hebben zowel motor- als loopdraaistellen.

2.2 Remsysteem

De bedrijfsremming wordt uitgevoerd door elektrodynamisch remmen op de motor. De remvertraging onder gemiddelde omstandigheden wat betreft belasting en stroefheid van de rail bedraagt ca. 1 m/s^2 . De opgewekte elektrische energie gaat naar het net of wordt in weerstanden in warmte omgezet. Bij snelremming komt de elektromagnetische railrem in werking. Per draaistel trekken twee magneetblokken zich vast aan de rail. De maximale vertraging bedraagt ca. $1,5 \text{ m/s}^2$. Onder bijzondere omstandigheden (bijv. vette rail) kan door de zandstrooi-installatie op de tram glijden worden voorkomen. Bij een noodremming (ca. 3 m/s^2) treden alle reeds genoemde systemen automatisch in werking. Als derde remsysteem wordt gebruik gemaakt van een trommel- of schijfrem werkend op de assen. Deze remmen worden meestal door veerkracht bekrachtigd en hydraulisch, pneumatisch of elektrisch gestuurd en komen automatisch in werking als de elektrodynamische remmen niet meer werken bij snelheden $v < 5 \text{ km/h}$ of in een slip- of glijtoestand van het wiel.

Tabel 2: Overzicht van de diverse spoorconstructies bij de tramwegmaatschappijen. De opgegeven constructielengte heeft betrekking op enkel spoor, inclusief de sporen die niet in de exploitatie zijn opgenomen [2.6], [2.7], [2.8].

spoorconstructie	tram			sneltram	
	RET	HTM	GVB A'dam	NS	RET bovengronds
totale constructielengte in km	125	171	206	17,7	10,3
Groefrails in zand/grindbodems	18,6%	9%	1%		
Groefrails in klinkerbestrating	10,9%	8,4%	0,5%		
Groefrails in oude betonconstructie	40,6%	33,5%	72%		
Groefrails in nieuwe betonconstructie	3,7%				
Groefrails in gebroken grind met grasmat	1,8%				
Vignolarails op buisblok dwarsliggers in gebroken maasgrind	9,2%	22,5%	2%	98%	15%
Vignolarails directe bevestiging tunnels en viaducten	2,1%	1,7%	0,5%	2%	
Vignolarails op buisblokdwarsliggers in grind met grasmat	0,8%				
Vignolarails directe bevestiging op betonplaten					85%
Groefrails op betonconstructie met grasmat			4%		
houten dwarsliggers in zand		10%			
opstel- en rangeersporen	12,3%	14,9%	20%		

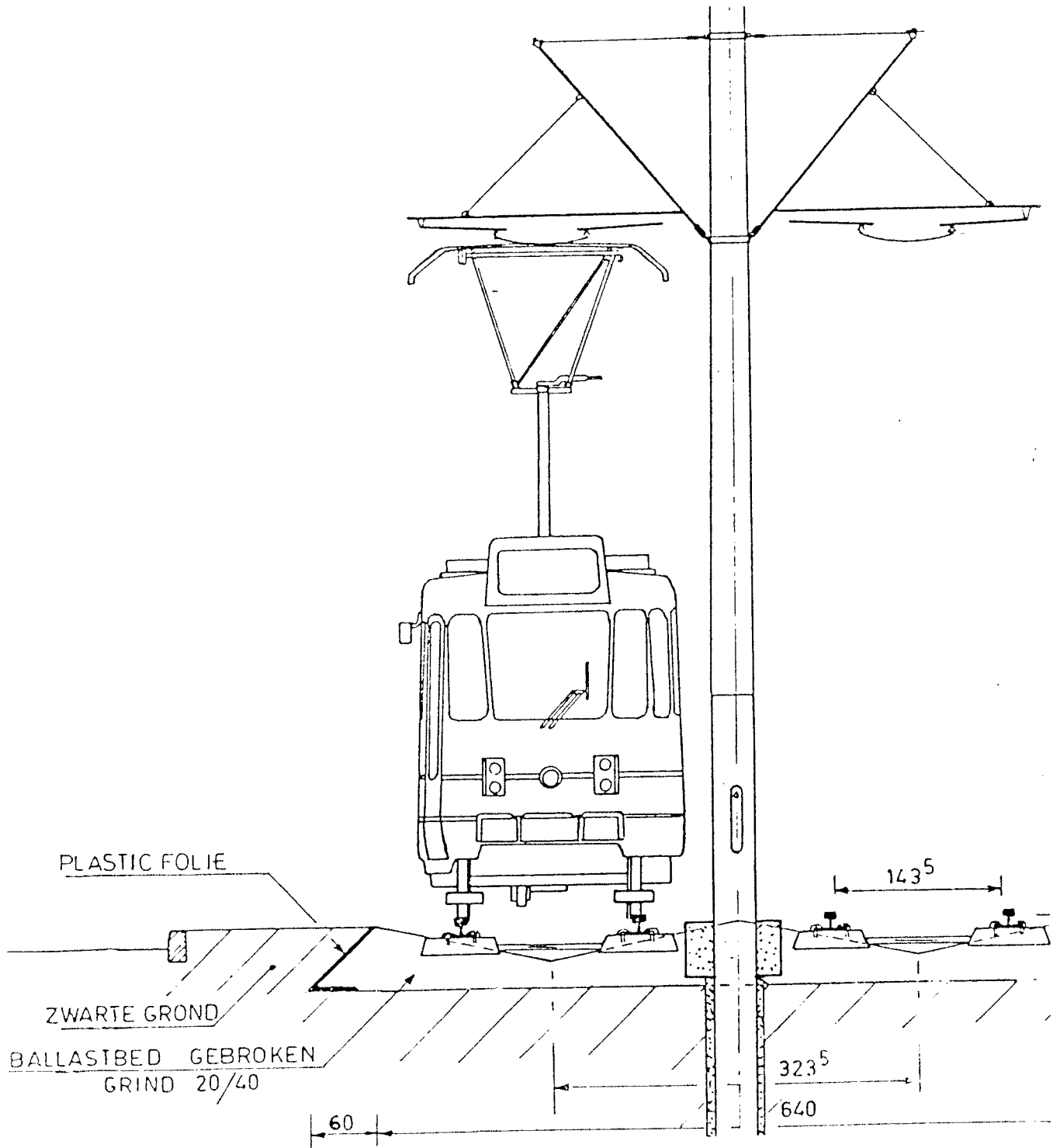
Met name bij de oudere tramtypes kan een slip- of glijtoestand ontstaan waarbij de wielen in een geblokkeerde toestand komen en over de rails glijden. Sommige van de nieuwere trams zijn uitgerust met een anti-blokkeersysteem waarmee de remwerking via de generator of van de schijf- of trommelrem wordt aangepast aan de adhesie van het wiel op de rail. In de meeste gevallen werken deze beveiligingen zowel bij slip tijdens optrekken als tegen het blokkeren tijdens het afremmen.

2.3 Bovenbouw- constructies

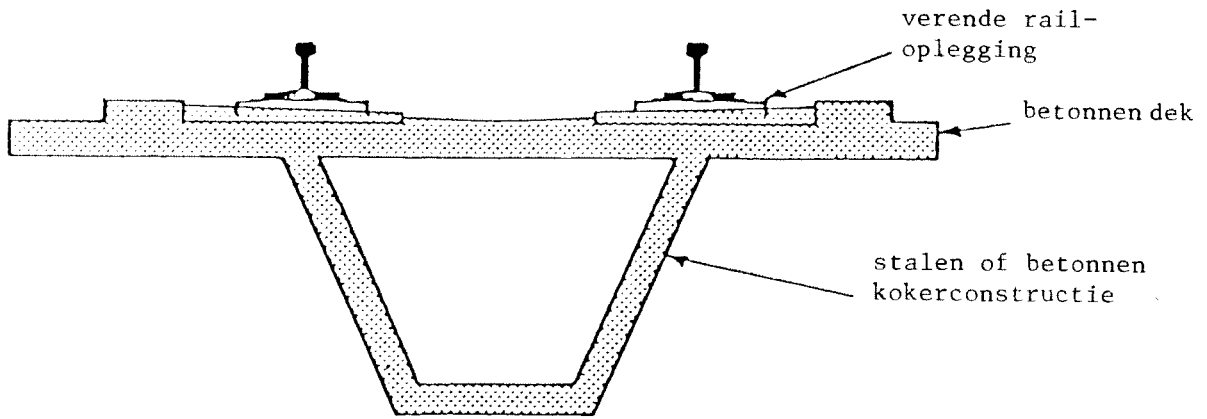
Er zijn bij de Nederlandse tramwegmaatschappijen vier verschillende bovenbouwconstructies te onderscheiden die hier zullen worden besproken (bijzondere en zeer variërende constructies bij bruggen of viaducten blijven buiten beschouwing). De vier constructies die in dit onderzoek een rol spelen zijn:

- a. Vignola-rails op houten of betonnen dwarsliggers gelegen in een vrije baan met ballast van gebroken grind of steenslag, of op zand (zie de figuren 1 en 3).
- b. Vignola-rails die direct of via een speciale trillings-isolerende constructie bevestigd zijn op een betonnen constructie bij viaducten of vrije banen (sneltram Rotterdam of semi-metroviaduct in Den Haag; zie figuur 2).
- c. Groefrails bevestigd op een betonconstructie waarbij de rail is geplaatst op een ondergieting van o.a. polyesterzand. De rails zijn geheel ingegoten in beton met asfaltbeton of klinkers als toplaag die tevens als wegdek voor het overige verkeer dienst kan doen. Sinds kort wordt bij vrije banen ook gewerkt met een toplaag van materialen met geluidabsorberende eigenschappen, zoals absorberende betontegels of teelaarde met gras (zie figuren 4 t/m 8).
- d. Groefrails gelegd in zand of grind waarbij de toplaag kan bestaan uit klinkers of teelaarde met gras.

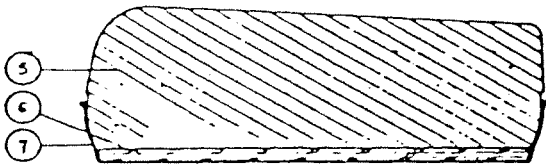
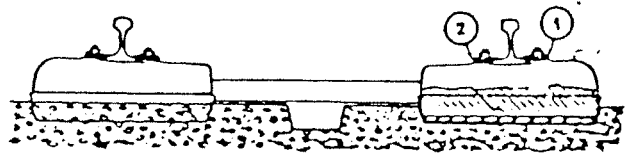
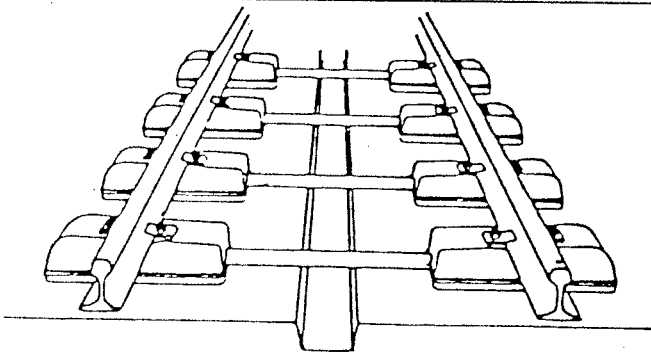
In tabel 2 is een overzicht gegeven van de bovenbouwconstructies en het percentage van de lengte van het net dat in de dienstregeling wordt betrokken.



Figuur 1: Doorsnede van een spoor in ballastbed. Amsterdamse tram op een spoorconstructie bestaande uit vignolarails op betonnen buis-blokdwersliggers in een ballastbed van gebroken grind. De rail is op kurkrubber plaatjes gelegd.



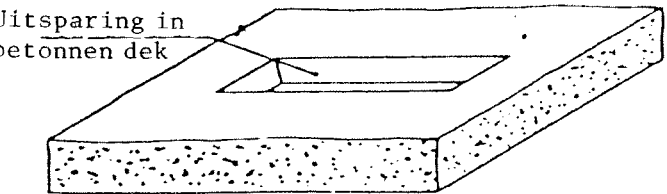
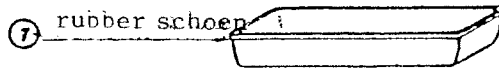
directe railbevestiging



- ① klemveer
- ③ kurkrubberplaatje
- ④ railbevestigingsbouten

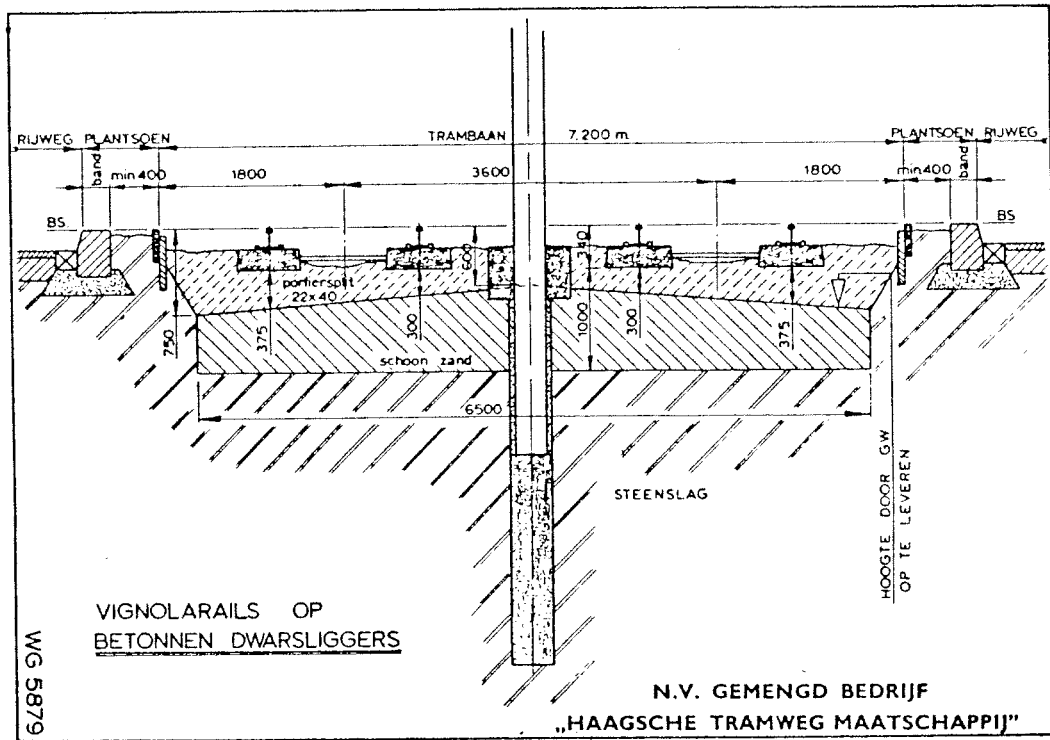


- ⑤ dwarsligger blok
- ⑥ onderplaat

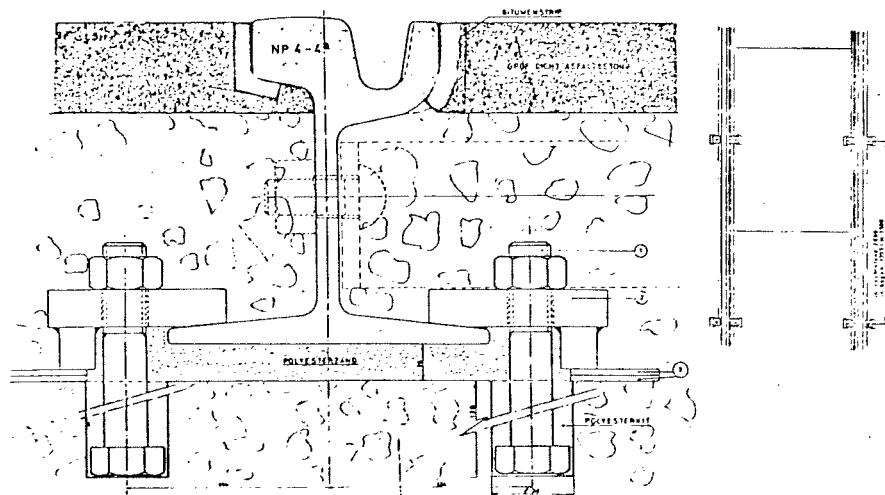


speciaal beton-constructie

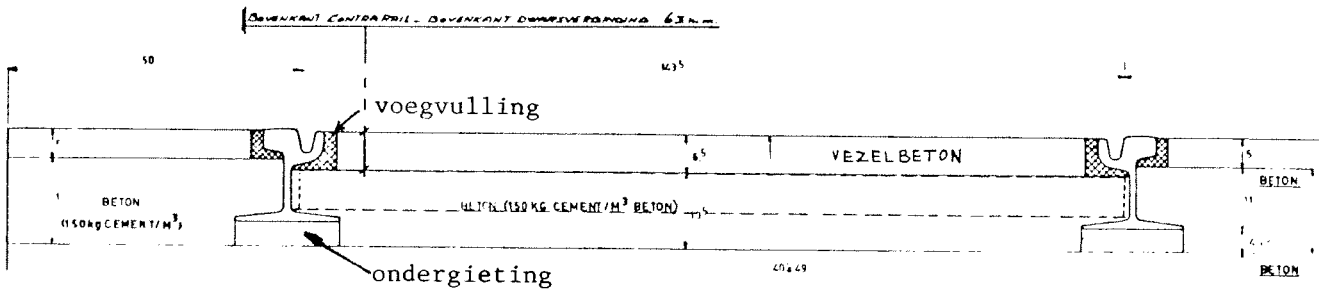
Figuur 2: Twee verschillende typen railbevestiging op een betonconstructie. De onderste constructie (NS) is bij het semi-metroviaduct in Den Haag toegepast.



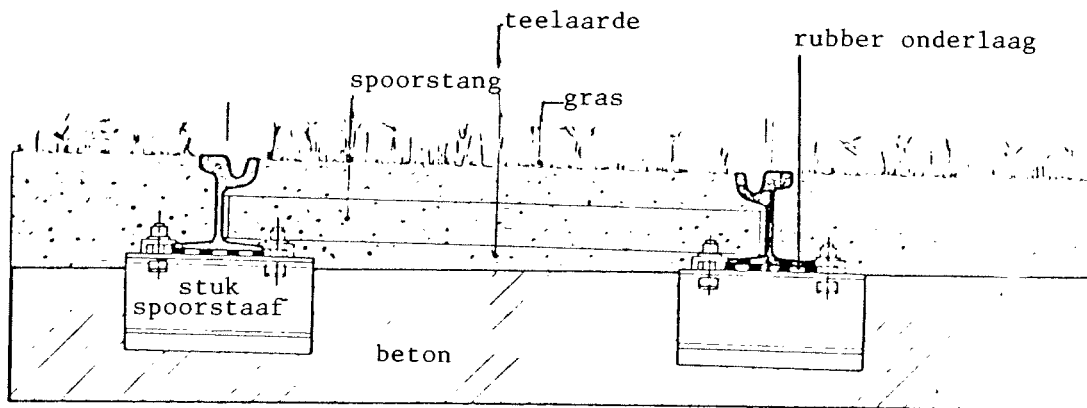
Figuur 3: Spoorconstructie in ballast toegepast in Den Haag.



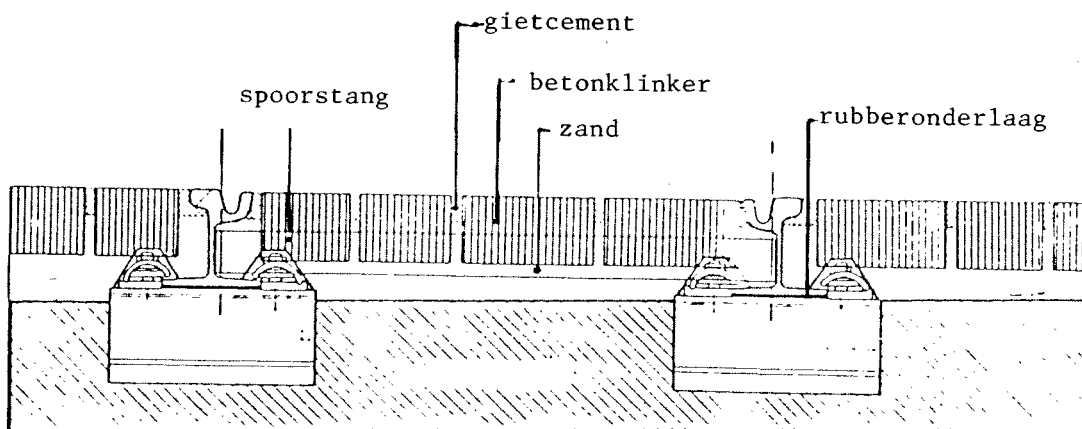
Figuur 4: Groefrail in betonconstructie zoals deze is toegepast in Rotterdam.



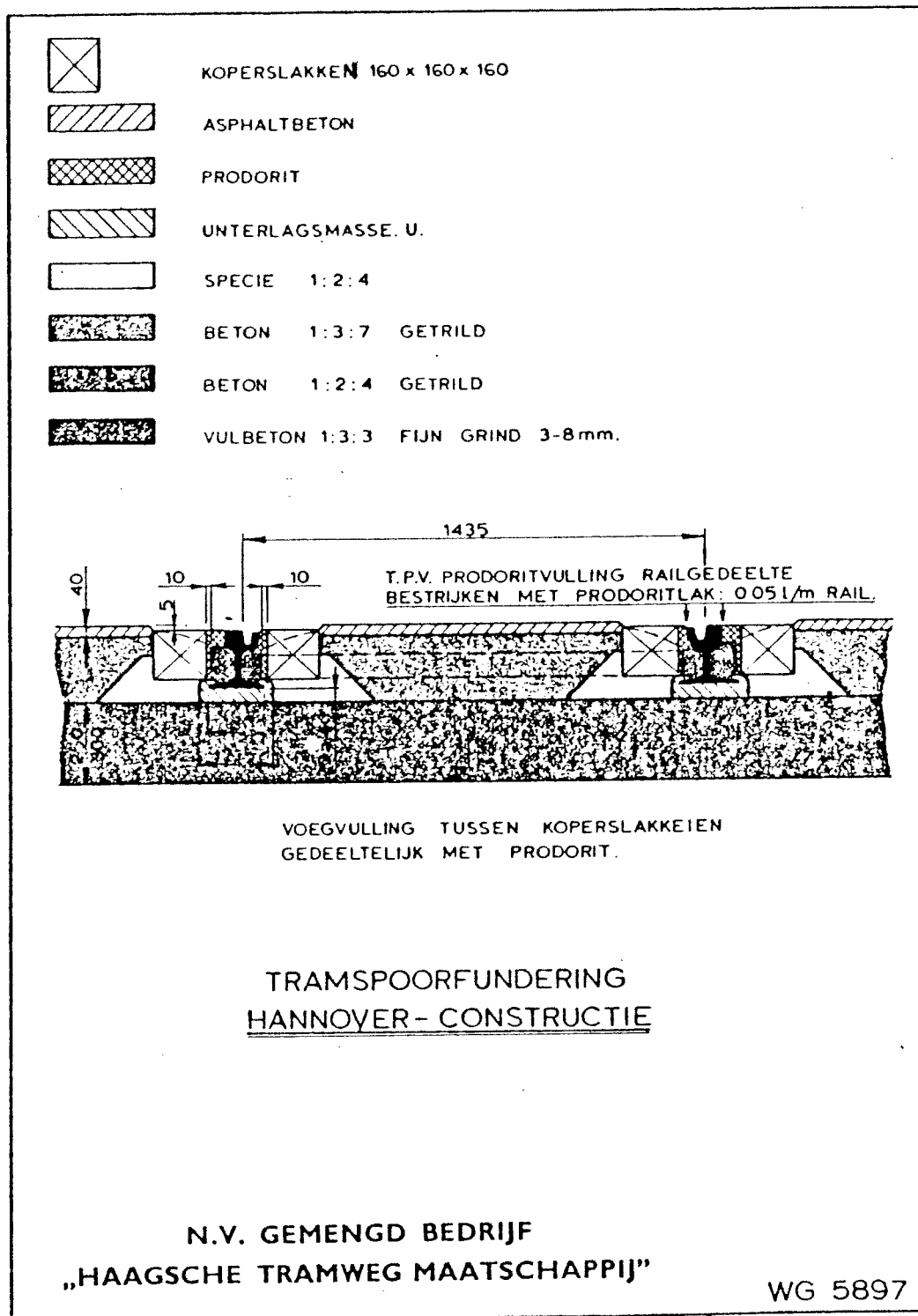
Figuur 5: Groefrails in een betonconstructie zoals deze is toegepast in Amsterdam.



Figuur 6: Groefrails in betonconstructie met een afwerklaag van teelaarde en gras (constructiewijze Zürich, litt).



Figuur 7: Groefrails in een betonconstructie met een bestrating als afwerklaag (constructiewijze Zürich, litt).



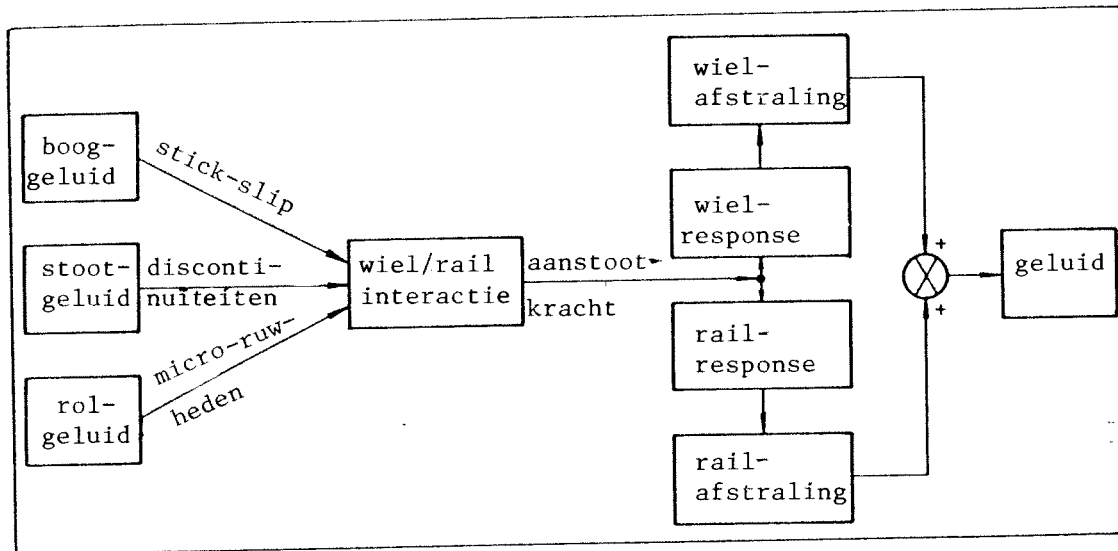
Figuur 8: Groefrail in betonconstructie zoals deze is toegepast in Den Haag (Hannover-constructie).

Amsterdam beschikt voornamelijk over trambanen met groefrail in een betonconstructie. Nog een klein gedeelte is op zand gelegen. In Den Haag komen alle genoemde constructies veel voor, met uitzondering van de directe railbevestiging. De onder b genoemde betonconstructies komen voor bij het semi-metroviaduct bij Den Haag-Centraal. Den Haag werkt veel met de zogenaamde Hannover-constructie (zie figuur 8).

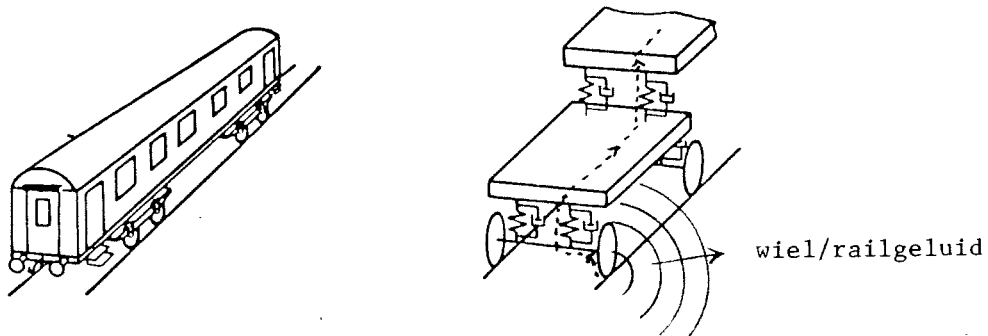
In Rotterdam treffen we ook alle genoemde bovenbouwconstructies aan, met uitzondering van groefrail in zand zonder bestrating.

Bij kruisstukken en wissels wordt het loopvlak van de rail onderbroken en moet in de meeste gevallen het wiel in de railgroef op de wielflens gaan rollen.

Bij spoor in asfalt in de oude binnensteden komen zeer vaak krappe bogen voor met boogstralen tussen 20 en 30 m. In nieuwe situaties worden krappe bogen meestal vermeden. De rechte baan loopt via aanloopbogen, waarvan de boogstraal geleidelijk verandert, over in de uiteindelijke boogstraal; dit wordt gedaan uit comfort- en veiligheidsoverwegingen. Bij de sneltram in Utrecht wordt uitsluitend gereden op vignolarails op betonnen dwarsliggers in ballast of op speciale betonconstructies bij viaducten (zie figuur 2). Bij bogen (die een minimale boogstraal hebben van 45 m) en bij wissels zijn houten dwarsliggers toegepast.



Figuur 9: Blokschema voor wiel-/railgeluid. Het toont de opwekking en geluid-afstraling buiten de tram voor respectievelijk boog-, stoot- en rolgeluid.



Figuur 10: Het wiel-/railgeluid is voornamelijk afkomstig van de wielen en de rails. De primaire en secundaire vering verminderen de trillingsoverdracht van het aanstootpunt naar de wagenbak.

3. THEORETISCHE MODELLEN WIEL/RAILGELUID

De analytische modellen die voor de verschillende typen wiel-/railgeluid bestaan verschaffen inzicht in de invloed van de diverse parameters op het geluidniveau.

De gevonden relaties met betrekking tot de opwekkingsmechanismen, de trilvormen, de dempingsmechanismen en de geluidafstraling kunnen worden gebruikt om het effect van diverse maatregelen aan te geven. Het feit dat de analytische modellen nog onvolledig zijn, betekent vaak dat bepaalde maatregelen een teleurstellend effect vertonen.

Wiel-/railgeluid valt uiteen in drie brede categorieën, waarvan elk door een verschillend mechanisme wordt opgewekt, namelijk: boog-, stoot- en rolgeluid (zie figuur 9).

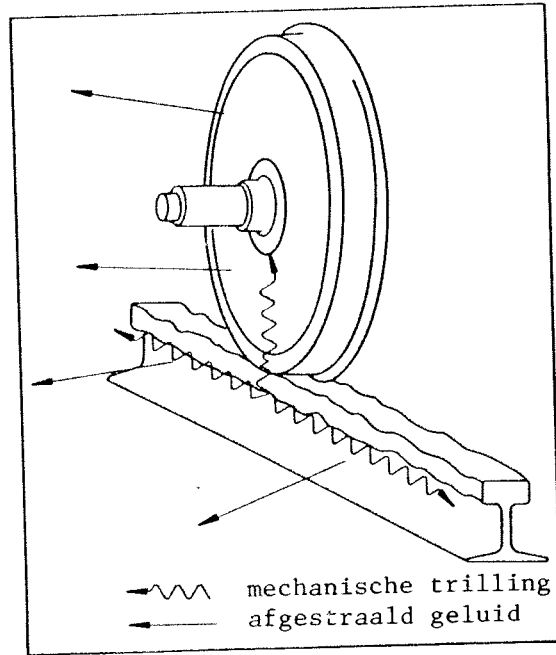
Piepen, knarsen of gillen is de benaming die gebruikt wordt voor het intense geluid met een sterk tonaal karakter dat bij het doorlopen van een scherpe bocht door een tram wordt opgewekt. Het impulsachtige geluid dat door discontinuïteiten op de loopvlakken ontstaat wordt als bonken of klappen waargenomen en zal als stootgeluid worden aangeduid. Tenslotte blijft het rolgeluid over dat als stationair ruisachtig geluid is te horen bij het rollen van wielen over een nagenoeg gladde rail.

Het geluid dat van andere bronnen afkomstig is, is niet in zijn algemeenheid te beschrijven.

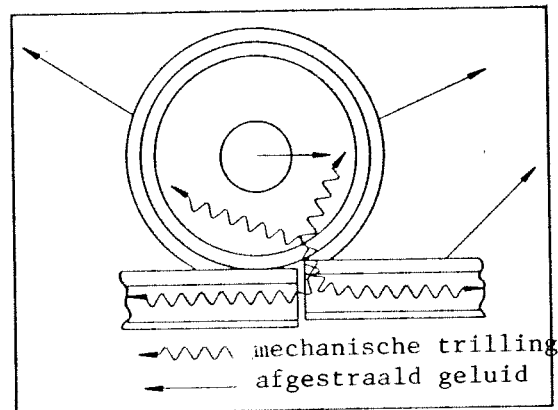
3.1 Rolgeluidmodel

Uitsluitend het geluid dat buiten de tram wordt waargenomen wordt hier besproken. Het geluid in de tram is afkomstig van trillingen vanuit het wiel-/railcontact dat verzwakt wordt doorgegeven via primaire en secundaire ophanging naar de wagenbak (figuur 10) of komt via een luchtgeluidpad de tram binnen.

Bij het rolgeluid wordt onderscheid gemaakt tussen de aanstoting (aanstootkracht) en de responsie van wiel en rail (trillingsgedrag).



Figuur 11: De ruwheden op de loopvlakken van wiel en rail brengen deze in trilling en leveren het rolgeluid op.



Figuur 12: Een discontinuïteit in het railloopvlak levert een kracht-puls op die resulteert in stootgeluid.

3.1.1 Aanstoting

Het rolgeluid ontstaat voornamelijk t.g.v. oneffenheden op de loopvlakken met golflengten van ca. 1 cm tot 30 cm en ruwheden in de grootte-orde van respectievelijk 1 tot 100 μm [1.4]. Door de ontstane wisselkrachten en momenten ($100 \text{ Hz} < f < 4000 \text{ Hz}$) in het contactvlak van wiel en rail worden beide systemen aangestoten. De mechanische trillingen in wiel en rail leveren in het hoorbare frequentiebereik het rolgeluid op (zie figuur 11).

De grootte van deze aanstootkrachten wordt niet alleen bepaald door de afmetingen van de ruwheden op de loopvlakken maar ook door de dynamische eigenschappen van wiel en rail in het aanstootpunt en van de snelheid van de tram. Door elastische vervorming van ruwheden met afmetingen kleiner dan de afmetingen van het contactvlak treedt een soort filtereffect op [1.1], [1.4].

De krachten die het wiel en de rail aanstoten zijn even groot en zijn zowel in verticale (radiale) als in horizontale (axiale) richting van belang voor het rolgeluid. Onderzoek heeft aangetoond dat andere aanstootcomponenten verwaarloosbaar zijn [1.2].

3.1.2 Dynamische eigenschappen van het wiel/railsysteem

De trillingen van wiel en rail worden bepaald door hun constructies, de dynamische materiaaleigenschappen en de wijze van aanstoting. Het wiel is een mechanisch systeem met beperkte afmetingen waarbij eigentrilvormen met de bijbehorende resonantiefrequenties optreden. Het gemiddelde snelheidsniveau op het wiel hangt samen met de ingangsimpedantie in het aanstootpunt en de aanwezige demping van het wiel. Deze ingangsimpedantie van bijvoorbeeld een niet geveerd NS-wiel (Materieel 64) wordt voor frequenties onder ca. 1000 Hz bepaald door de massa van het wiel en boven ca. 1000 Hz beheerst door het trillinggedrag van de wielband. Hierin treden zowel axiale als radiale eigentrilvormen op die als gevolg van geringe demping voor een belangrijk deel het wiel/railgeluid bepalen.

In de rail worden door de aanstootkrachten buig- en torsiegolven opgewekt die zich langs de rail voortplanten. Als gevolg van de inklemming van de rail bij de dwarsliggers treden er ook in de rail enkele eigentrilvormen op, die van belang zijn voor het wiel/railgeluid.

De onderlinge verhoudingen van de ingangsimpedanties, de afstraleigenschappen en de aanwezige demping bepalen de relatieve bijdragen van wiel en rail tot het geluidniveau [1.2].

De mechanische energie die bij de aanstoting in het contactvlak aan het wiel en de rail is afgegeven wordt overgedragen aan aangekoppelde constructies (draaistel, dwarsliggers en ballastbed) en omgezet in akoestische energie en warmte. Een normaal wiel is zelf slecht gedempt. Dat komt, bij aanstoting van een vrij opgehangen wiel, tot uitdrukking in de lage impedantie bij de resonantiefrequenties.

Deze impedantie is toe te schrijven aan de inwendige demping van het staal, de mogelijke demping t.g.v. wrijvingskrachten tussen de wielband en het binnenwiel en de demping als gevolg van de afstraling van geluid in de lucht. Bij geveerde wielen neemt de demping iets toe en bij de toepassing van wioldempers of dempende bekleding ontstaat veel demping.

Bij de rail verdwijnt de mechanische energie langs de rail en wordt voornamelijk via de railoplegging afgevoerd. Boven frequenties van ca. 2000 Hz raakt de rail dynamisch ontkoppeld van een dwarsligger en neemt de demping langs de rail sterk af.

Recent onderzoek heeft aangetoond dat er een significante wisselwerking tussen wiel en rail bestaat [1.3].

Hieruit volgt dat mechanische energie in het wiel naar de rail kan verdwijnen en omgekeerd.

De overdracht van mechanische energie hangt af van de onderlinge verhouding van de ingangsimpedanties van wiel en rail en van de contactstijfheid die tussen wiel en rail bestaat. Bij toenemende frequentie en snelheid van de tram neemt de impedantie van de contactstijfheid af en raakt het wiel dynamisch ontkoppeld van de rail.

Het zijn de slecht-gedempte eigentrilvormen van de wielband die de grootste bijdrage leveren aan het rolgeluid.

Door externe demping toe te voegen d.m.v. wieldemping kan dat geluid afnemen.

3.2 Stootgeluid- model

Stootgeluid wordt opgewekt door discontinuïteiten in de loopvlakken van het wiel of de rail. Deze discontinuïteiten bestaan voornamelijk uit railonderbrekingen, raillassen, wissels of vlakke plaatsen in het wielloopvlak. De plotse-linge hoogteverschillen resulteren in een sterke verticale snelheidsverandering van het wiel en/of de rail hetgeen een krachtimpuls tot gevolg heeft (figuur 12).

De hoeveelheid afgestraald geluidvermogen wordt bepaald door de duur van de impuls en de sterkte ervan. De pulsduur wordt beïnvloed door de massa van het wiel en de contactstijfheid. De sterkte van de puls is afhankelijk van de volgende factoren (litt. [1.5], [2.2]):

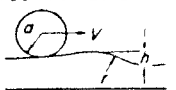
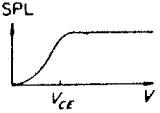
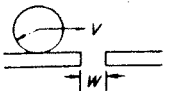
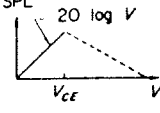
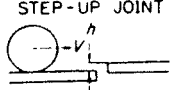
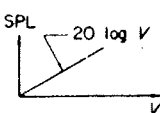
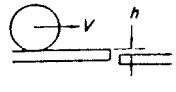
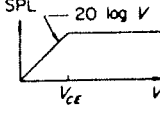
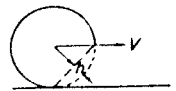
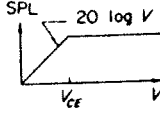
- de geometrie van het wiel en de rail,
- de asbelasting,
- het hoogteverschil van de discontinuïteit,
- de massa van het wiel en de equivalente massa van een verend opgelegde rail,
- de snelheid van de tram.

Bij een hoogteverschil waarbij het wiel van hoog naar laag gaat en bij vlakke plaatsen op het wiel treedt een snelheid op waarboven het wiel los komt van de rail. Boven deze snelheid neemt het geluidniveau t.g.v. het stoten niet meer toe met de snelheid. In alle andere situaties treedt een toename van het stootgeluid op bij toename van de snelheid volgens:

$$L_p \div 20 \lg V/V_0 \quad (V_0 = \text{referentiesnelheid}) \quad (1)$$

Door VÉR e.a. [1.5] is onderzocht welke relaties bestaan tussen de genoemde parameters, de kritische snelheid en de krachtimpuls (zie overzicht in tabel 3).

Tabel 3: Overzicht van de formules voor stootgeluid bij een verend opgelegde rail (bijv. spoor in ballast of semi-metroviaduct. [1.5]).

Name and Geometry	Critical Train Speed for Separation	Rail Impulse, $m_{eq} \Delta V$		Shape of Typical SPL vs. Train Speed Curve	Note
		Below Critical Speed	Above Critical Speed		
SMOOTH IRREGULARITY 	$V_{cs} = V_{cs} \left(1 + \frac{m \beta}{\rho, 2}\right)^{1/2}$		$2m_{eq} \gamma_0 \left[1 - \left(1 - \frac{h}{r_0}\right)^2\right]^{1/2}$ or for $h \ll r_0$ $2(2m_{eq} h F_0)^{1/2}$		May contribute to rolling noise at high train speeds
LEVEL JOINT 	$V_{cs} = V_{cs} \left(1 + \frac{m \beta}{\rho, 2}\right)^{1/2}$	$V_{m_{eq}} = \frac{w}{2a}$			Inconsequential compared with joints with even the smallest height difference. Dotted portion of curve not observed experimentally
STEP-UP JOINT 	None	$V_{m_{eq}} = \sqrt{\frac{2h}{a}}$			Generates highest noise levels of all geometries
STEP-DOWN JOINT 	$V_{cs} = V_{cs} \left(1 + \frac{m \beta}{\rho, 2}\right)^{1/2}$	$V_{m_{eq}} = \sqrt{\frac{2h}{a}}$	$2m_{eq} \gamma_0 \left[1 - \left(1 - \frac{h}{r_0}\right)^2\right]^{1/2}$ or for $h \ll r_0$ $2(2m_{eq} h F_0)^{1/2}$		Below V_{CE} behaves as the step-up joint. Above V_{CE} no increase in SPL with increasing train speed
FLAT WHEEL 	$V_{cs} = V_{cs} \left(1 + \frac{m \beta}{\rho, 2}\right)^{1/2}$	$V_{m_{eq}} = \sqrt{\frac{2h}{a}}$	$2m_{eq} \gamma_0 \left[1 - \left(1 - \frac{h}{r_0}\right)^2\right]^{1/2}$ or for $h \ll r_0$ $2(2m_{eq} h F_0)^{1/2}$		Behaves like the step-down joint of the same h

Voor een star wiel op een star bevestigde rail op beton wordt een kritische snelheid gevonden bij 20 km/u en voor een verend opgelegde rail, bijvoorbeeld op dwarsliggers in ballast ligt de snelheid van loskomen van het wiel bij ca. 40 km/u.

De meest extreme vorm van stootgeluid treedt op bij de discontinuïteit die in figuur 12 is aangegeven. De krachtimpuls die bij een hoogteverschil in het wiel- of railoppervlak ontstaat wordt onder de kritische snelheid berekend voor een starre railoplegging volgens:

$$\Delta F_{\text{wiel}} = v \cdot \left(\frac{2h}{a} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot m \quad (2)$$

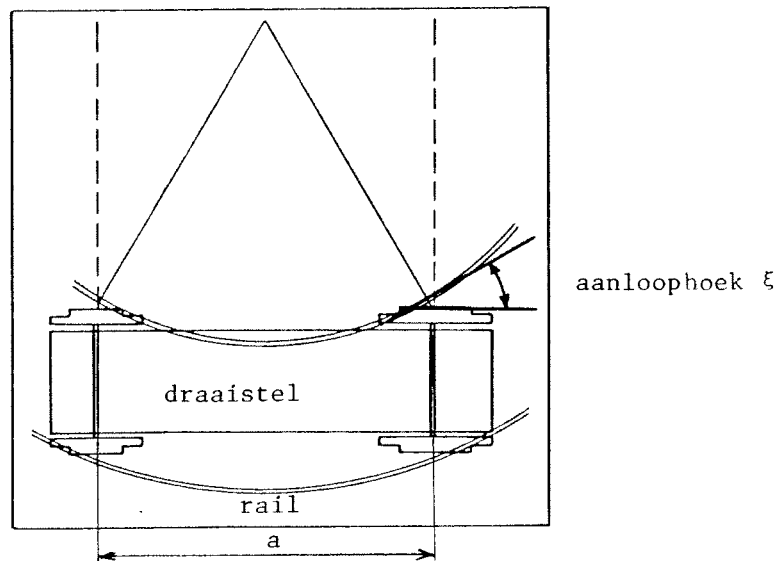
en voor een verend opgelegde rail:

$$\Delta F_{\text{rail}} = v \cdot \left(\frac{2h}{a} \right)^{\frac{1}{2}} \cdot m_{\text{eq}} \quad (3)$$

waarin ΔF = de krachtimpuls
 v = de snelheid van de tram
 h = het hoogteverschil van de discontinuïteit
 a = de straal van het wieloppervlak
 m = de wielmassa
 m_{eq} = de equivalente railmassa.

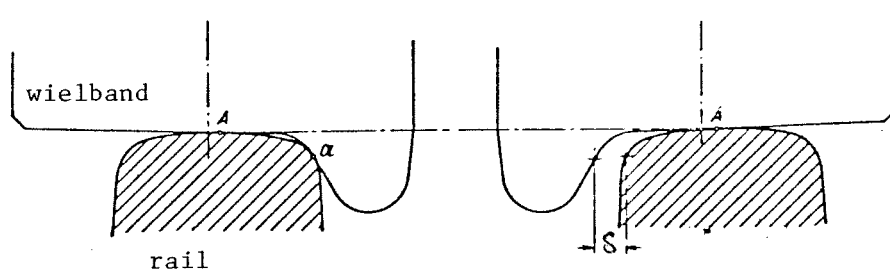
De equivalente railmassa is de massa van het gedeelte van de rail dat verend is opgelegd en voor het stootgeluid van belang is. Vér [1.5] heeft berekend dat de equivalente railmassa overeenkomt met een railstuk van 0,40 m.

Een zelfde effect vertoont ook een rubbergeveerd wiel ten opzichte van een star wiel. Indien de wielband goed geïsoleerd is van het binnenwiel zal een geringere massa, namelijk die van de wielband, van belang zijn voor het stootgeluid.



Figuur 13: Oriëntatie van een draaistel in een krappe boog. Hierbij zijn drie mogelijkheden afhankelijk van snelheid, spoorspel, etc.:

- a) aanlopen van de wielvlens bij 1^e as op buitenbeen, juiste oriëntatie van 2^e as
- b) aanlopen van de wielvlens bij 1^e as op buitenbeen en 2^e as op binnenbeen
- c) aanlopen van wielvlenzen van 1^e en 2^e as op buitenbeen t.g.v. centrifugaal kracht



Figuur 14: Aanlopen van de wielvlens in een boog en spoorspel bij het andere wiel. Als gevolg van de coniciteit van de wielband legt het tweede wiel een kleinere weg af dan het eerste wiel.

3.3 Booggeluidmodel Het geluid in bogen blijkt op de volgende manier opgewekt te worden. Een tram wordt gedragen door 2-assige draaistellen. De wielstellen zijn met lagers bevestigd aan het draaistel en maken het voor de wielen moeilijk om de geometrie van een boog te volgen. Als de wielen door een boog gaan, rollen zij niet continu langs de rail maar moeten ook een zijdelingse glijbeweging uitvoeren. Het draaistel moet als het ware de bocht omgeduwd worden. Het resultaat is een wisselende hecht- en glijbeweging dwars op de rail die hierna "stick-slip"-beweging genoemd zal worden. De combinatie van wrijvings-eigenschappen met het trillingsgedrag van het wiel veroorzaakt dit hinderlijke piepen.

Zowel Rudd [1.6] als Hübner [2.3] hebben zich uitvoerig met het geluid in bogen bezig gehouden. De eerste is op fundamentele basis, uitgaande van het verloop van de wrijvingscoëfficiënt als functie van de aanloophoek of scheefloophoek, tot een voorspelling van geluiddrukkniveaus gekomen. De tweede heeft op empirische basis relaties afgeleid die het ontstaan van booggeluid voorspellen.

Bij het doorlopen van een boog treedt niet alleen de laterale glijbeweging op. Als gevolg van het rechtdoor rollen van het draaistel gaat de wielflens tegen de binnenkant van de buitenrail (bovenbeen) aanlopen (zie figuur 14). Dit flenskontakt levert een slijpend en schurend geluid met een hoogfrequent karakter op.

Tenslotte treedt er nog differentiële slip op tussen de wielen van één wielstel omdat in een boog het buitenwiel een grotere afstand heeft af te leggen dan het binnenwiel. In eerste instantie levert dit een torsietrilling van het wielstel op die voor de geluidafstraling niet van direct belang is. Deze slip kan echter invloed hebben op het stick-slip-mechanisme. Door het stootsgewijs glijden van het rollende wiel over het binnenbeen van het spoor dwars op de rijrichting wordt het wiel in axiale buigtrilling aangestoten.

In hoeverre dit ontstane booggeluid een stabiel niveau vertoont is afhankelijk van diverse parameters die betrekking hebben op het stick-slip-mechanisme en op het dynamische gedrag van wiel en rail in axiale richting.

Bij het ontstaan van de stick-slipbeweging spelen twee factoren een belangrijke rol, namelijk de uitwijkingshoek en het verschil tussen de statische (hechten) en dynamische (glijden) wrijvingscoëfficiënten $\Delta\mu$ (Hübner [2.3]).

De uitwijkingshoek wordt door de geometrie van het spoor en het draaistel (zie figuur 13) bepaald volgens:

$$\xi = \frac{v}{V} = \frac{a}{2R} + \frac{2\delta}{a} \quad (4a)$$

en waarvan een praktische benadering gegeven wordt door:

$$\xi = 0,7 a/R \quad (4b)$$

waarin v = de snelheidscomponent in laterale richting (m/s)

V = de rolsnelheid van de tram in de rijrichting [m/s]

a = de afstand tussen de wielstellen van één draaistel [m]

R = de boogstraal [m]

δ = de speling tussen de wielflenzen van een wielstel en de spoorbreedte (spoorspel) [m], ca. 0,005 m.

Het spoorspel is nodig om een draaistel door een boog te laten rollen; teveel spoorspeling laat echter een onnodig grote uitwijkingshoek toe. Door de dwarskrachten die via de wielas op de wielband en de rail worden overgebracht raken deze beide uit de evenwichtstoestand. Als de dwarskracht groter wordt dan de wrijvingskracht tussen het rollende wiel en de rail gaat het wiel glijden over de rail en neemt de dwarskracht weer af omdat de wrijvingskracht tijdens glijden lager is dan tijdens hechten. Hierna zal het wiel weer hechten aan de rail etc., etc.

Om het aanzetten tot booggeluid en het geluidniveau tijdens continu booggeluid te kunnen voorspellen heeft Rudd [1.6] gebruik gemaakt van het verband dat is gevonden tussen de wrijvingscoëfficiënt en de dwarsuitwijking tijdens het rollen door een boog. Dit verband is in figuur 15 weergegeven. Voor waarden van de aanloophoek $\xi < \xi_0$ zal er geen glijbeweging optreden maar zal het wiel tijdens het rollen aan de rail blijven hechten. Als de snelheid in dwarsrichting toeneemt bij gelijke rolsnelheid dan zal het wiel wél gaan glijden. Voor deze situaties $\xi > \xi_0$ zal er een stick-slip-beweging op gaan treden. Er ontstaat een oscillatie bij een eigentrilvorm van het wiel waarbij energie van de stick-slip-beweging wordt toegevoerd aan de eigentrilling van de wielband. De grootte van de trillingsamplitude en dus de sterkte van het booggeluid hangt af van de demping voor de axiale trilvorm van het wielband door wiel en rail. Deze demping bestaat uit inwendige demping (omzetting in warmte) en akoestische demping (afgestraald geluid):

$$C = \eta_{int} \quad 2 \pi f m + \sigma \rho c A \quad (5a)$$

De door slip-stick-beweging toegevoerde energie volgt uit:

$$L = \frac{F_N \bar{v}}{V} \quad \text{voor } \xi > \xi_0 \quad (5b)$$

- waarin η_{int} = verliesfactor van wiel en rail
 f = frequentie van de eigentrilling [Hz]
 m = modale massa van het wiel; dit is de massa van het wiel dat voor de eigentrilling van belang is [kg]
 σ = afstraalfactor van het wiel ($\approx 0,5$)
 A = oppervlak van het wiel [m²]
 F_n = wielbelasting [N]
 \bar{v} = gemiddelde helling uit figuur 15 die behoort bij de amplitude van de axiale buigtrilling van het wiel
 V = rolsnelheid in de rijrichting van de tram [m/s].

Bij relatief veel demping ($C > L$) zal er geen stick-slip-beweging ontstaan. Voor waarden van $\xi > \xi_0$ zal het wiel dan continu over de rail glijden. Bij weinig demping ($C < L$) zal de trillingsamplitude van de wielband toenemen. De toegevoerde energie L is echter afhankelijk van de helling \bar{v} . De waarde van \bar{v} zal afnemen bij groeiende amplitude van de trilvorm in de wielband. Er zal een stabiele situatie optreden waarvoor geldt dat alle toegevoerde energie in de demping van het wiel verdwijnt. Uit vergelijking (5) volgt de stabiele stick-slip-beweging bij booggeluidfrequentie f_n :

$$f_n = \left(\frac{F_N}{V} \right) \frac{\bar{v}}{2 \pi m \eta_{int}} \quad (6)$$

Hierbij is de akoestische demping verwaarloosd. Voor iedere eigenfrequentie van het wiel zal een bepaalde minimale waarde van (F_n/V) bestaan waarboven de stick-slip-beweging kan bestaan bij een gegeven demping van het wiel.

Voor deze stabiele situatie heeft Rudd [2.1] een uitdrukking voor het geluidniveau in een specifiek geval gevonden, namelijk:

$$L_p = 10 \lg \sigma A V^2 \left[\frac{a/R - 0,01}{0,03 - a/R} \right] - 20 \lg r + 96 \quad (0,01 \leq a/R \leq 0,03) \quad (7)$$

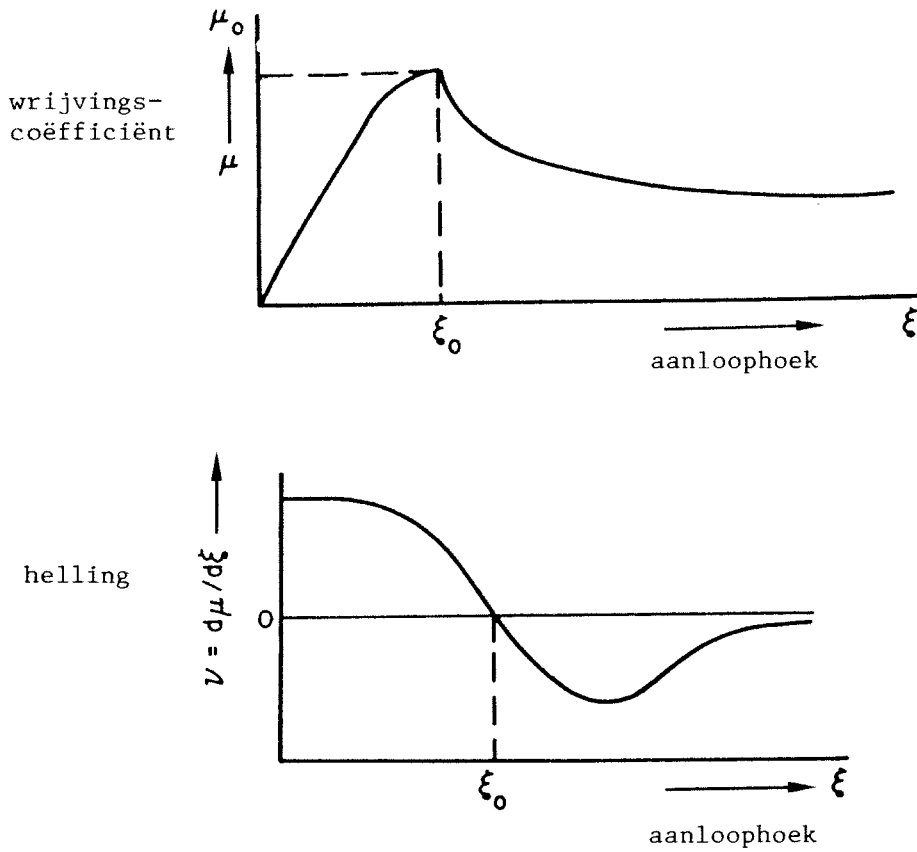
$$L_p = 10 \lg \sigma A V^2 (a/R)^2 - 20 \lg r + 132 \quad (a/R > 0,03) \quad (8)$$

waarin σ = de afstraalfactor (≈ 1)

A = het oppervlak van het wiel

r = de afstand tot het wiel

Op welke wijze de stick-slipfrequentie in overeenstemming komt met een eigenfrequentie van een axiale trilvorm van de wielband is niet erg duidelijk.



Figuur 15: De wrijvingscoëfficiënt als functie van de aanloophoek en de bijbehorende helling. Voor waarden $\xi < \xi_0$ hecht het wiel aan de rail en voor waarden $\xi > \xi_0$ treedt er een zijdelingse glijbeweging op (specifieke situatie $\mu_0 \approx 0,3$ en $\xi_0 \approx 0,007$) ontleend aan Rudd [1.6].

Wel blijkt uit formule (6) dat bij toenemende amplitude en het daarmee afnemende helling \bar{v} de aanstootfrequentie afneemt totdat de stabiele toestand optreedt.

Rudd [1.7] heeft o.a. geconstateerd dat de frequenties die bij booggeluid domineren 15% afwijken van de dichtstbijzijnde eigenfrequentie van het wiel.

Hübner [2.3] heeft geconstateerd dat tijdens het doorlopen van een boog het piepen kan overspringen naar een andere frequentie. Bovenstaande geeft aan dat het model voor booggeluid nog aanvulling nodig heeft. Om het piepen geheel te voorkomen is er een dempingsfactor in wiel en rail nodig waarvoor geldt:

$$\eta > \frac{F_N \bar{v}_{\max}}{m^2 \pi f_{\min} V} \quad (9)$$

waarin \bar{v}_{\max} = de maximale waarde die de gemiddelde helling uit figuur 15 aan kan nemen,

m = de modale massa van de wielband,

f_{\min} = de laagste axiale eigenfrequentie van het wiel,

η = de dempingsfactor van wiel en rail samen,

F_N = de wielbelasting.

Uit vergelijking [6] kan afgeleid worden dat boven een bepaalde snelheid waarmee de tram door een boog gaat ook het booggeluid verdwijnt namelijk:

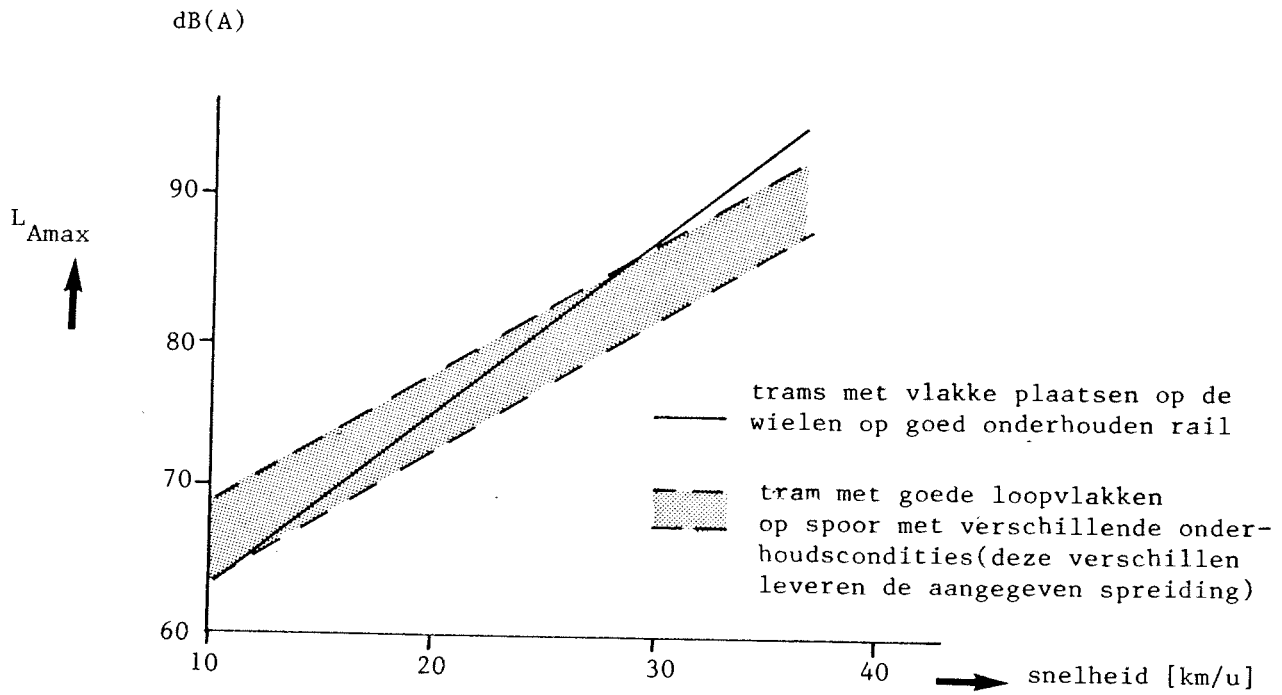
$$V > V_{kr} = \frac{F_N \bar{v}}{2 \pi f_{\min} m \eta} = \frac{F_N \bar{v}}{\sqrt{Km} \eta} \quad (10)$$

waarin V_{kr} = de kritische snelheid waarboven geen slipstick-beweging meer optreedt

K = de axiale stijfheid van de wielband.

Door het verhogen van de demping of het verhogen van de snelheid gaat de stick-slipbeweging in de praktijk over in een glijbeweging.

Om aan te geven wat de invloed is van het variëren van bepaalde parameters bij wiel-/draaistelconstructie en of bovenbouwconstructie worden in de volgende hoofdstukken resultaten gegeven van emissiemetingen aan trams.



Figuur 16: Het verloop van het geluidniveau als functie van de snelheid bij verschillende kwaliteiten van de loopvlakken van wiel en rail. Gemeten op 7,5 m afstand bij trams rijdend op spoor in asfalt in Amsterdam (litt. [4.1]).

4. EMISSIE VAN ROLGELUID

De invloed van de factoren, die in het analytisch model voor rolgeluid zijn besproken worden in dit hoofdstuk aan de hand van meetresultaten verder toegelicht. Bij rolgeluid is de ruwheid van de loopvlakken de belangrijkste factor terwijl de invloed van wiel-, draaistel- en bouwconstructies veel geringer is.

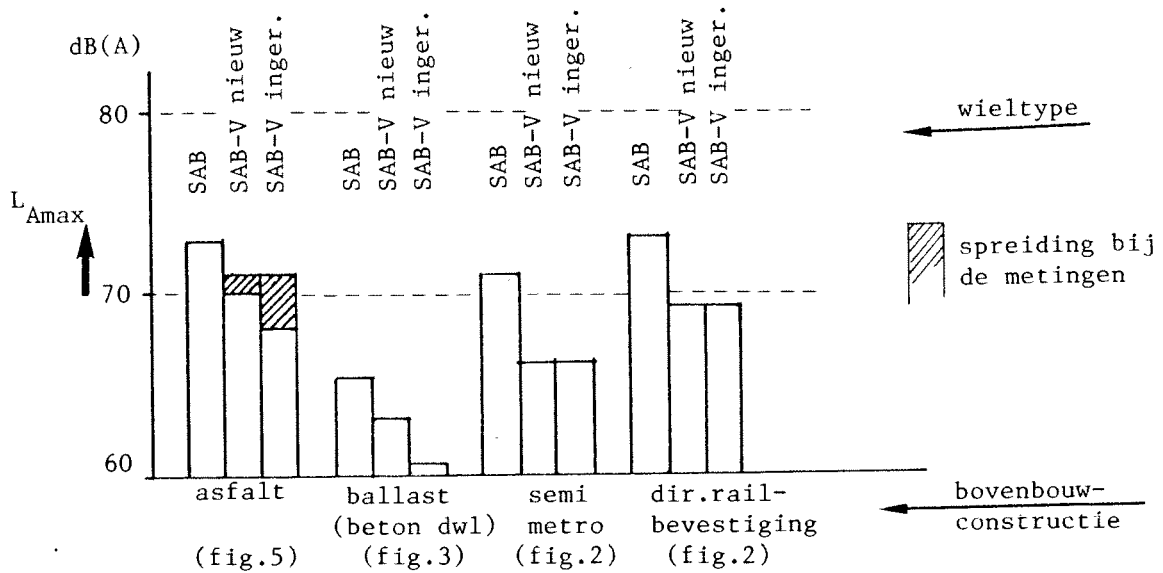
4.1 Trammaterieel

Naast de loopvlakqualiteit, de wielconstructie en de draaistelconstructie zijn de snelheid en de aslast van invloed op het rolgeluid. De invloed van de belasting van de tram is in Den Haag onderzocht en leverde geen significante verschillen [4.11]. Bij onderzoek in Duitsland is echter een afname van het geluidniveau bij toename van de aslast gevonden tot maximaal 6 dB(A) [2.5].

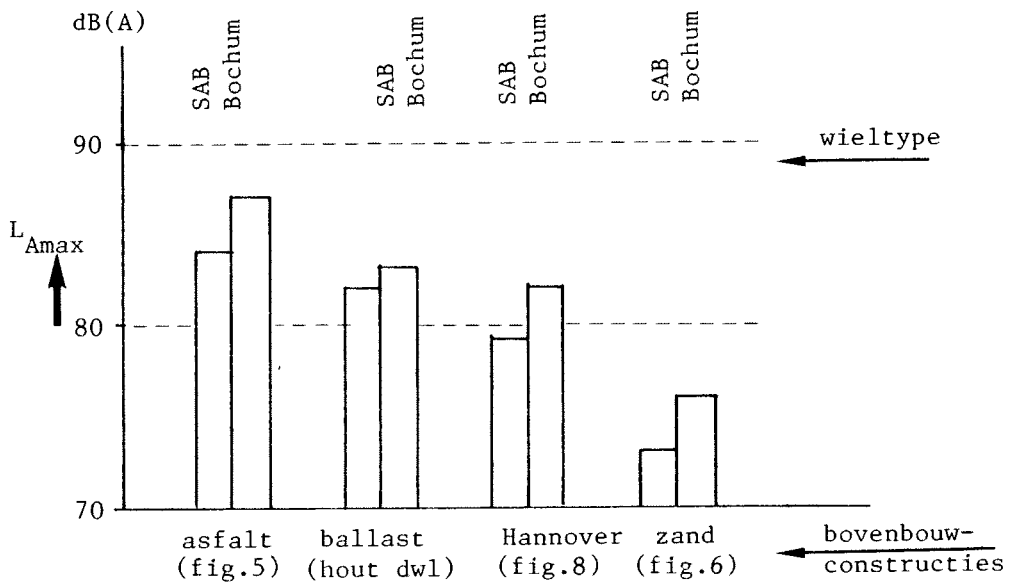
4.1.1 Loopvlak- kwaliteit van het wiel

De loopvlakqualiteiten zijn bepalend voor de grootte van de aanstootcomponenten in het contactvlak. Het trillingsgedrag van het wiel en de rail en de geluidafstraling naar posities buiten de tram leveren het rolgeluid op. De kwaliteit van het wielloopvlak wordt beïnvloed door het onderhoud van de wielen, het remsysteem, het rijgedrag van de bestuurder en de kwaliteit van de bovenbouwconstructie. Het remsysteem is zodanig dat geen remblokken op de wielloopvlakken worden gebruikt. Door het blokkeren van het wiel tijdens het remmen kan het wiel toch beschadigen. Door het glijden van het wiel over de rail treden zgn. vlakke plaatsen op. Dit blokkeren heeft ook te maken met het rijgedrag van de bestuurders van de trams (harde rijders, harde remmers).

In Amsterdam is aan de hand van controle-metingen bij goed onderhouden banen de invloed van vlakke plaatsen bij de wielen op het geluidniveau bepaald (litt. 4.1). Het gemiddelde verschil tussen trams met goed onderhouden wielen en trams met wielen met vlakke plaatsen bedraagt ca. 5 dB(A) (zie figuur 16).



Figuur 17: Maximale geluidniveaus op 25 m afstand gemeten tijdens de passages van tramtype 1100 in Den Haag met verschillende wieltypen en diverse bovenbouwconstructies (snelheid 40 km/h, litt. [4.5]).



Figuur 18: Maximale geluidniveaus op 7,5 m afstand gemeten tijdens de passages van tramtype 1100 in Den Haag met verschillende wieltypen op diverse bovenbouwconstructies (snelheid 40 km/u, litt. [4.3]).

Ook de kwaliteit van de bovenbouwconstructie is van invloed op de loopvlakqualiteiten van het wiel. Door railonderbrekingen kunnen wielen beschadigd worden en door vervuiling kan eerder slip optreden.

Door frequent onderhoud, waarbij door slijpen de oneffenheden van het wielloopvlak kunnen worden weggehaald, kan het gemiddelde geluidniveau worden verminderd. Om de sterk gesleten wielflenzen te corrigeren worden de wielbanden afgedraaid. Hierdoor ontstaat op het loopvlak een bewerkingsruwheid die door het rijden langzaam moet verdwijnen. In deze inrijperiode kan het geluidniveau hoger zijn.

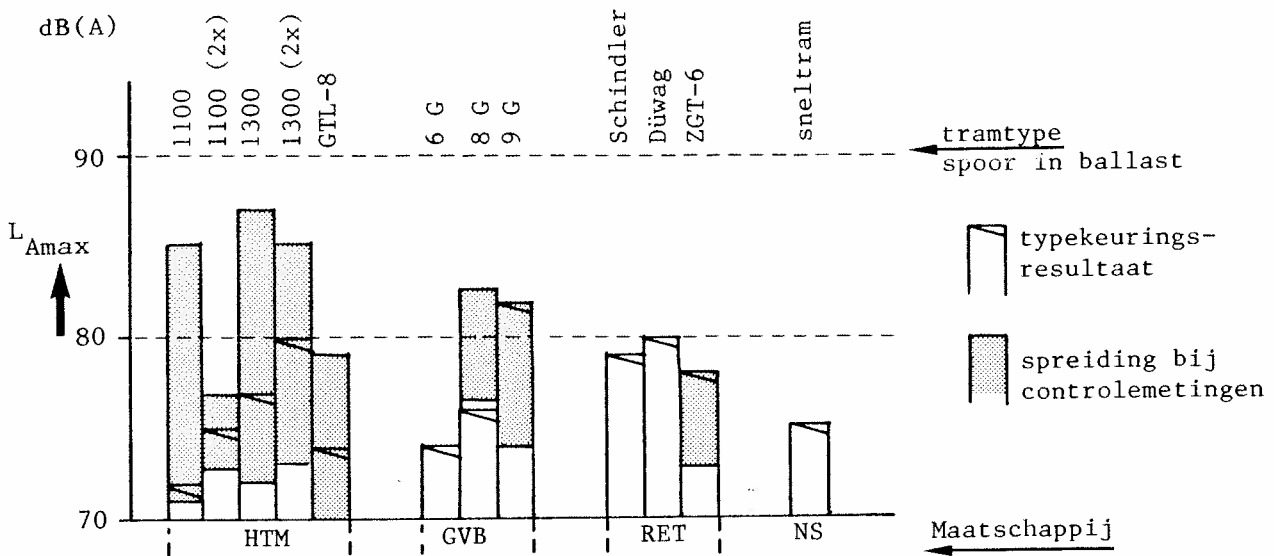
4.1.2 Wielcon- structie

In het algemeen worden drie verschillende soorten wielconstructies onderscheiden, namelijk het "starre" wiel, het rubbergeveerde wiel en het gedempte wiel. Het "starre" wiel is volledig van staal gemaakt en wordt bij treinen toegepast. Het gedempte wiel is een "star" wiel waaraan dempende constructies zijn bevestigd om de eigentrillingen van het wiel te dempen. Het rubbergeveerde wiel is een wiel waarbij de wielband door rubberblokken of ringen van het binnenwiel is gescheiden. Alle Nederlandse trams zijn met dit laatste wieltype uitgerust. Er is echter weinig onderzoek bekend over de dynamische eigenschappen, zoals mechanische ingangsimpedantie en demping van rubbergeveerde wielen.

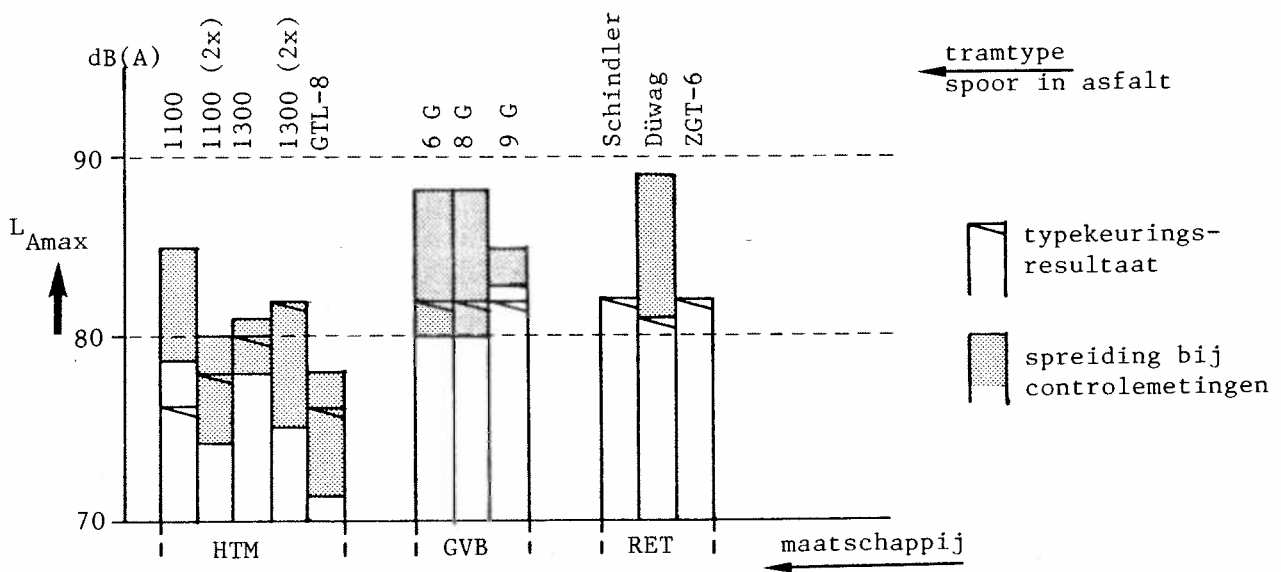
Voor het rolgeluid zijn vier factoren van belang:

- de verandering van de ingangsimpedantie van het wiel door toepassing van het rubber,
- de toename van de demping in het wiel door het rubber,
- de vergroting van het contactvlak, waardoor de aanstoting door kleine oneffenheden afneemt,
- de trillingsisolatie tussen de wielband en de rest van het wiel en draaistel.

Bij proeven in Den Haag [4.3], [4.4], [4.5], is bij diverse bovenbouwconstructies de invloed van verschillende typen rubbergeveerde wielen op het rolgeluid onderzocht. De doorsneden van deze wielen zijn in figuur 28 terug te vinden.



Figuur 19: Maximale geluidniveaus op 7,5 m afstand gemeten tijdens typekeuringsmetingen (geslepen rail) en controlemetingen van diverse tramtypen rijdend op spoor met betonnen dwarsliggers in ballast (snelheid 40 km/u, litt. [4.7] en [4.12])



Figuur 20: Maximale geluidniveaus op 7,5 m afstand gemeten tijdens typekeuringsmetingen (geslepen rail) en controlemetingen van diverse tramtypen rijdend op spoor in asfaltbeton (snelheid 40 km/u, litt. [4.7] en [4.17]).

In de figuren 17 en 18 zijn de maximale geluidniveaus weergegeven die gemeten zijn op respectievelijk 7,5 en 25 m tijdens de passages van trams van het type 1100 uitgerust met steeds één van de drie typen wielen. De bijbehorende octaafbandspectra zijn in de figuren A.1 en A.2 weergegeven. Uit deze figuren kan de conclusie getrokken worden dat het SAB V-wiel ca. 3 dB(A) stiller is dan het SAB-wiel en dat het Bochum-wiel 1 à 2 dB(A) meer rolgeluid oplevert dan het SAB-wiel bij gelijke railconditie en overdrachtsituatie en bij één type tram. De verschillen blijken afhankelijk te zijn van de bovenbouwconstructie, hetgeen te maken kan hebben met de impedantieverhouding van wiel en rail (zie hoofdstuk 3).

Het verhogen van demping in de wielen bijv. door toepassing van wioldempers, blijkt in de praktijk geen invloed te hebben op het rolgeluid (litt. [3.7]).

4.1.3 Draaistel- constructies

Door de toepassing van rubbergeveerde wielen bestaat er reeds een goede trillingsisolatie tussen het aanstootpunt en de diverse delen van het draaistel. De primaire vering van het draaistel kan nog een extra verbetering betekenen. De geluidafstraling van het draaistel zelf zal meestal geen belangrijke bijdrage leveren tot het totale rolgeluid dat afkomstig is van de wielen en de rails. In de figuren 19 en 20 zijn voor twee verschillende bovenbouwconstructies de geluidniveaus van de tramtypen 1100 en 1300 uit Den Haag met elkaar vergeleken. De verschillen zouden te wijten moeten zijn aan de constructie van het draaistel; bij type 1300 is bekend dat er geen rubber is toegepast in de primaire vering. De spectrale verschillen zijn uit de figuren A.3 en A.4 van appendix A af te lezen.

De constructie en het onderhoud van het draaistel moeten ervoor zorgen dat er geen rammelgeluiden tijdens het rijden optreden en de loopeigenschappen goed zijn.

4.2 Bovenbouwcon- structie

4.2.1 Loopvlak- kwaliiteit van de rails

Hoewel de rail redelijk glad lijkt vergeleken met het wielloopvlak, speelt de railruwheid toch een overheersende rol. Het zijn de ruwheden met golflengten tussen 1 en 5 cm die verschillen in de geluidemissie opleveren van max. 8 dB(A) [3.16].

De ruwheden op het wielloopvlak zijn in het algemeen een orde kleiner in golflengte, uitgezonderd de "vlakke plaatsen".

Door het gebruik van een slijpwagen zijn de genoemde ruwheden eenvoudig te verminderen. De mate waarin na het slijpen van de rails het loopvlak ruwer wordt is afhankelijk van de bovenbouwconstructie, de ligging van het spoor zoals ondergrond, vrije baan etc. en van het rijgedrag van de trambestuurders. Bij het laatste wordt gedacht aan de slip die bij het optrekken kan ontstaan.

De uiterste vorm van railslijtage is golfslijtage. Deze ruwheden van ca. 0,3 mm bij golflengten van 6 tot 20 cm zijn niet eenvoudig door slijpen te verwijderen. De frequentie correspondeert met deze golflengte via : $f = \frac{V}{\lambda}$, waarin V de rijsnelheid van de tram is.

Aan de hand van meetresultaten gemeten onder verder zoveel mogelijk gelijke omstandigheden kan aangegeven worden welke spreiding ontstaat t.g.v. de ruwheid van de baan. In de figuren 19 en 20 zijn de dB(A)-resultaten van controlemetingen en typekeuringsmetingen weergegeven. Bij de typekeuring zijn vóór de metingen zowel de wielen als de rails geslepen. De controlemetingen zijn uitgevoerd aan trams die gereden hebben tijdens de dienstregeling op diverse lokaties bij vergelijkbare bovenbouwconstructies.

In tabel A.1 (appendix A) is een overzicht gegeven van deze resultaten met de bijbehorende bijzonderheden betreffende de meetlokaties. De spreiding in de resultaten van de controlemetingen is toe te schrijven aan variatie in loopvlakkwaliteiten, overdrachtsverschillen en bedrijfstoestand van de tram. Bij typekeuringsresultaten kan t.g.v. het lage rolgeluidniveau ook het motorgeluid een bijdrage geleverd hebben.

In de figuren A.5 en A.6 zijn de octaafbandresultaten van typekeuringsmetingen en controlemetingen met elkaar vergeleken die betrekking hebben op één tramtype gemeten op dezelfde lokatie. De verschillen zijn voornamelijk bepaald door de ruwheden op de spoorstaven. De spectrale spreiding in de meetresultaten gemeten op diverse lokaties bij vergelijkbare bovenbouwconstructies volgt uit de figuren A.7 en A.8. Een gedeelte van deze spreiding zou verklaard kunnen worden door de dynamische eigenschappen van de bovenbouwconstructies. Hierover is helaas weinig of niets bekend.

4.2.2 Type bovenbouwconstructie

Bij de invloed van de bovenbouwconstructie op het rolgeluid spelen twee aspecten een rol, namelijk de dynamische eigenschappen van de constructie en de aspecten die te maken hebben met de geluidafstraling en -overdracht.

In hoofdstuk 3 is reeds aangegeven dat de verhouding tussen de mechanische impedanties van het wiel en de rail van belang is voor de demping van de eigentrillingen van het wiel door de rail. Bovendien is de demping in de rail bepalend voor de trillingsoverdracht langs de rail en daarmee ook voor de bijdrage van de geluidafstraling van de rail tot het totale rolgeluid. Bij een verend opgelegde rail met goede isolatie van de onderbouwconstructie is de demping meestal gering en zal de rail over grote lengte afstralen. Verwacht mag worden dat bij groefrails die zijn gelegen in asfalt-beton of in zand de demping langs de rail toeneemt en de geluidafstraling afneemt. Het type betonconstructie dat bij rails in asfalt wordt gebruikt blijkt nauwelijks invloed te hebben op het rolgeluid. Een tweede aspect bij verschillende bovenbouwconstructies is de geluidabsorptie onder de tram.

Bij trambanen waar een absorberende bodem tussen de rails is aangebracht zoals teelaarde met gras, ballast of speciale absorberende materialen is het rolgeluidniveau ca. 3 dB(A) lager dan bij banen met een reflecterende bodem [3.7].

In de figuren 17 en 18 zijn de maximale geluidniveaus weer-
gegeven van metingen langs verschillende typen bovenbouwcon-
structies. Bij deze vergelijkingen zijn zowel de railloop-
vlakwaliteiten als de geluidoverdrachtsverzwakkingen van
invloed op de resultaten. Een conclusie m.b.t. een stille
bovenbouwconstructie valt op basis van deze gegevens niet te
trekken. Systematisch onderzoek is gewenst om overdrachts-
effecten, trillingsgedrag en aanstootcomponenten bij ver-
schillende bovenbouwconstructies te kunnen beoordelen. Een
spectrale vergelijking tussen spoor in asfalt en spoor in
ballast kan gehaald worden uit de figuren A.5 en A.6.

5. EMISSIE VAN STOOTGELUID

Stootgeluid geeft in het algemeen geen grote bijdrage tot het equivalente geluidniveau langs een trambaan.

Het impulsachtige karakter van stootgeluid is er echter oorzaak van dat het voor de hinderbeleving niet onbelangrijk is [2.6], [2,8]. Voor de grootte van de geluidpuls zijn de afmetingen van discontinuïteit en het dynamisch gedrag van wiel en rail van belang. Het belangrijkste frequentiegebied ligt tussen 63 Hz en 1 kHz.

5.1 Trammaterieel

Discontinuïteiten op de wielloopvlakken ontstaan door slip tussen de wielen en de rails tijdens het remmen. Uit onderzoek in Amsterdam is gebleken dat bij trams met wielen met vlakke plaatsen een verhoging van ca. 5 dB(A) optreedt in het L_{Amax} op 7,5 m t.o.v. trams met geslepen wielen (zie figuur 16). Door toepassing van rubbergeveerde wielen is het stootgeluid minder dan bij starre wielen maar tussen de verschillende typen rubbergeveerde wielen treden nog grote verschillen op. Bij geluidmetingen onder trams in Den Haag [4.13] zijn bij een raillas niveauverhogingen gevonden van ca. 6 dB(A) voor type 1100 en 1300 (SAB-wiel) en 12 dB(A) voor type GTL-8 (SAB-V-wiel). Deze verschillen hebben betrekking op een baan in asfalt. Voor andere bovenbouwconstructies kan dit anders zijn. Ook een extreme vorm van golfslijtage kan als stootgeluid worden beschouwd. In Amsterdam is gebleken dat een vaste combinatie van draaistel- en wieltype met bovenbouwconstructie aanleiding kan zijn tot extra toename van golfslijtage op de rail. Golfslijtage komt in Rotterdam minder en in Den Haag nauwelijks voor.

5.2 Bovenbouwconstructie

Bij wissels en kruisingen treedt stootgeluid op t.g.v. rail-onderbrekingen of door het plotseling op de flens gaan rijden van het wiel in de voeg van de rail. Daarnaast zijn er plaatsen waar discontinuïteiten kunnen ontstaan zoals raillassen (verschil in materiaal-hardheid), halteplaatsen (slip tijdens optrekken) en zogenaamde zonken. Deze laatste ontstaan door het stukvriezen van de betonconstructie door inlekkend water bij een baan in asfalt.

Meetresultaten m.b.t. dit type geluid zijn niet beschikbaar. De sterkte van de klap is afhankelijk van de railoplegging. Verend opgelegde railconstructies zijn in dit opzicht beter dan de directe railbevestigingen.

6. EMISSIE VAN BOOGGELUID

Uit hoofdstuk 3 is gebleken dat zeer veel parameters een rol spelen bij het ontstaan en de afstraling van booggeluid. Een aantal parameters worden vastgelegd tijdens de ontwerpfase, een aantal kan door maatregelen achteraf veranderd worden en enkele hebben betrekking op noodmaatregelen, waaronder begrenzing van rijgedrag, aanpassing van snelheid of smeren van de rail.

6.1 Invloed parameters

Een aantal relaties tussen diverse parameters voor het optredende booggeluid zijn beschreven in hoofdstuk 3. In deze paragraaf wordt de invloed van een aantal in de praktijk belangrijke parameters besproken.

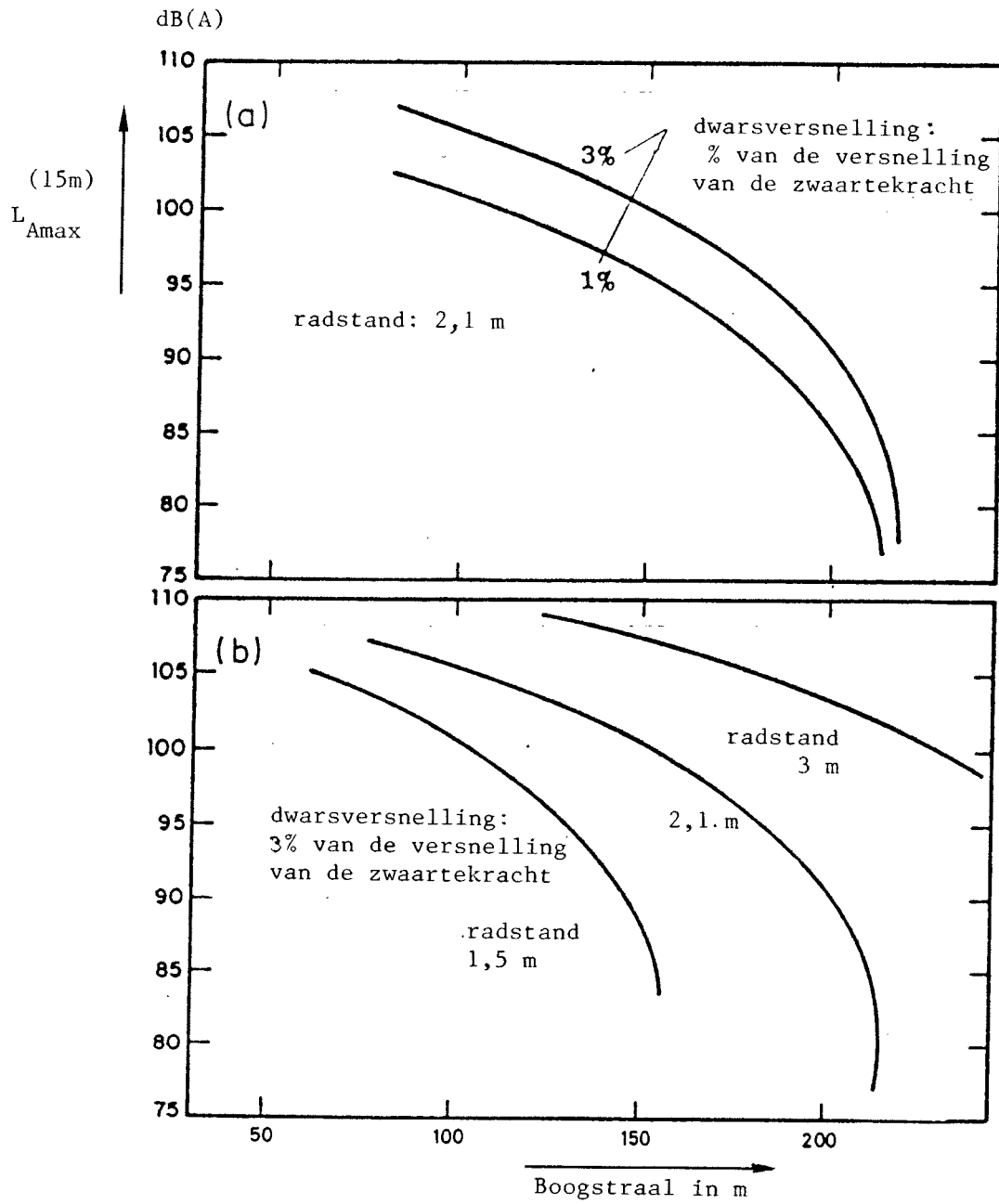
Bij een gegeven draaistel- en bovenbouwconstructie kan het geluidniveau als functie van de boogstraal bij verschillende rij snelheden voorspeld worden m.b.v. de formules (7), (8). In de figuren 21a en 21b is dit verband voor respectievelijk verschillende laterale versnellingen en verschillende asafstanden afgebeeld. Niet de snelheid van de tram maar de laterale versnelling is een zinvolle variabele voor het booggeluid.

Tussen de rolsnelheid en de dwarsversnelling in een boog met straal R bestaat het volgende verband:

$$V = \sqrt{qR} \quad (11)$$

waarbij V = de snelheid van de tram in m/s
 q = de dwarsversnelling in de boog in m/s²
 R = de boogstraal in m.

De laterale versnelling is namelijk een maat voor het reizigerscomfort in de tram die bij bogen kleiner dan 0,05g moet bedragen en gemiddeld 0,03g zal bedragen. Hierbij is g de versnelling van de zwaartekracht. Uit de figuren 21a en 21b blijkt dat de boogstraal een belangrijke parameter is om de sterkte en het voorkomen van booggeluid te voorspellen. Voor boogstralen groter dan 600 m treedt geen booggeluid op omdat de differentiële slip door de coniciteit kan worden voorkomen.



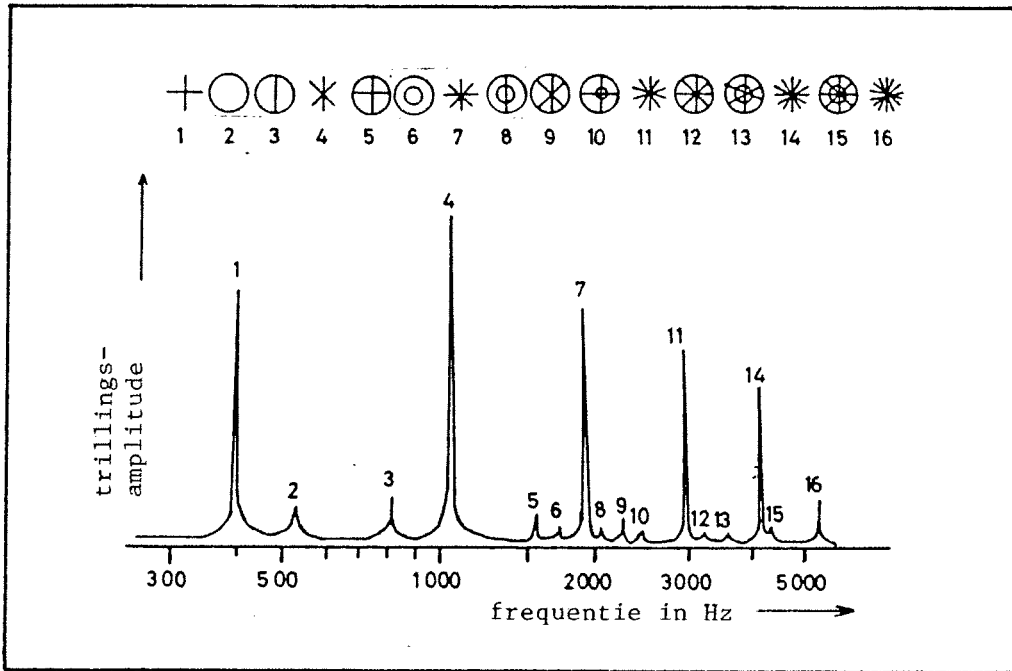
Figuur 21: Berekening geluidniveau van booggeluid voor (a) 2 dwarsversnellingen en voor (b) 3 radstanden (ontleend aan Rudd [1.6])

Bovendien wordt bij treinen het spoor in verkanting gelegd. Dit betekent dat door de schuine ligging van het spoor er bij een bepaalde snelheid evenwicht bestaat tussen de component van de zwaartekracht en de centrifugaalkracht in de boog. Bij deze snelheid zal de wielflens niet tegen de railkop aanlopen. In het algemeen blijkt bij trams in bogen met boogstralen groter dan 200 m geen booggeluid meer op te treden (afgezien van flenscontactgeluid). Dit valt af te leiden uit het verloop van de wrijvingscoëfficiënt als functie van de uitwijkingshoek. Boven deze boogstraal treedt namelijk geen slip meer op. Als vuistregel mag gebruikt worden: $R > 100$ -maal asafstand.

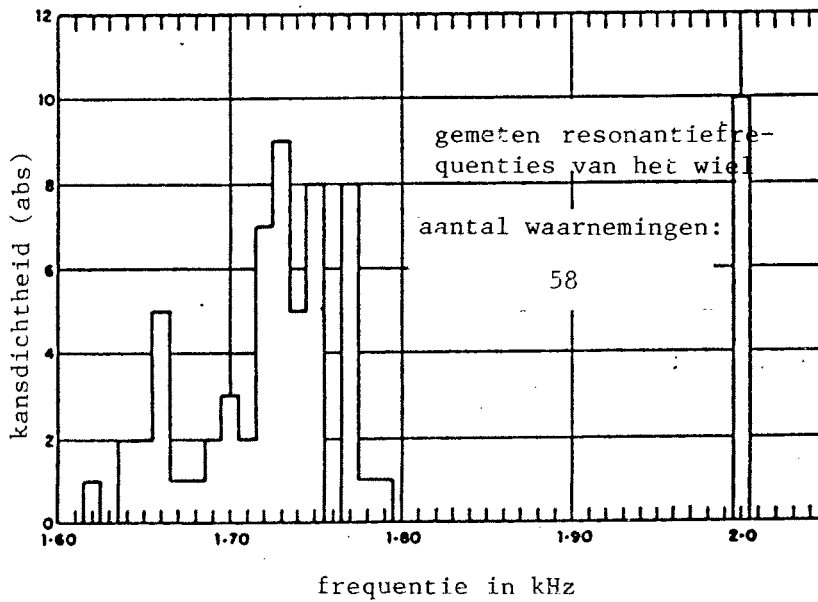
Door het toevoegen van demping in het wiel is het mogelijk het booggeluid te voorkomen. Aan de hand van formule (9) kan de benodigde demping in wiel en rail voor een bepaalde boogstraal berekend worden. Alvorens in een aantal specifieke gevallen deze benodigde demping te berekenen wordt in tabel 4 een overzicht gegeven van de waarden die de diverse parameters in de praktijk aan kunnen nemen.

Tabel 4: Overzicht van de belangrijkste parameters bij booggeluid en de mogelijke waarden die zij aan kunnen nemen.

symbool	omschrijving	waarde	eenheid
K	axiale buigstijfheid	50-250	kN/mm
V	rolsnelheid	0- 20	m/s
F	wielbelasting	15- 30	kN
ξ	uitwijkingshoek	0- 3	graden
$\Delta\mu$	verschil statisch-dynamische wrijvingscoëf.	0,25-0,0003	
v	helling van de wrijving-kruipkromme	20- 1	
η	dempingsfactor van een wiel (star)	0,0002	
	(rubbergeveerd)	0,005	
	(gedempt)	0,05	
m	modale massa van het wiel	50- 80	kg
a	asafstand van een draai-stel	1,5-2,2	m



Figuur 22: Resonantiefrequenties en bijbehorende trilvormen van een vrijhangend tramwiel [2.10]



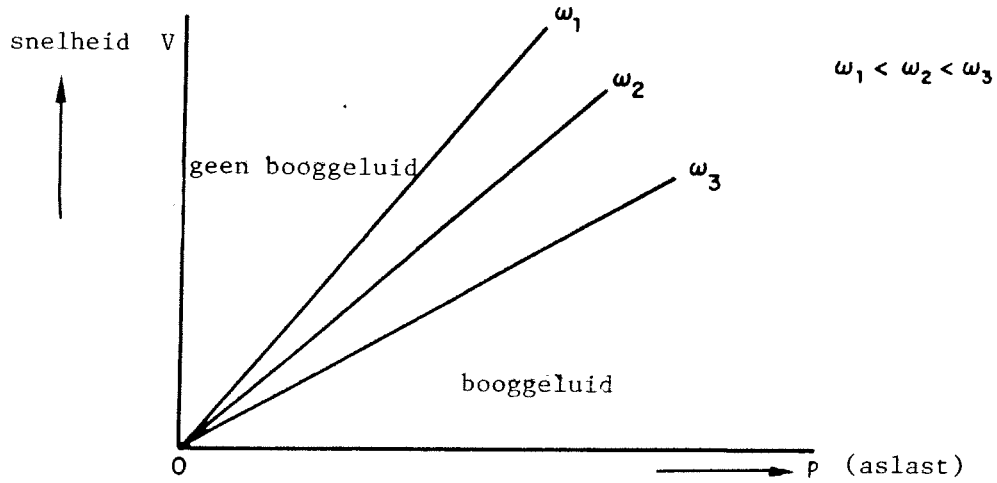
Figuur 23: Kansverdeling van de bij booggeluid van een testrijtuig optredende resonantiefrequenties [2.10].

Als wordt uitgegaan van een rijsnelheid waarbij een dwarsversnelling optreedt van 3%.g dan kan met behulp van formule (9) uit de volgende gegevens de demping berekend worden die nodig is om booggeluid te voorkomen.

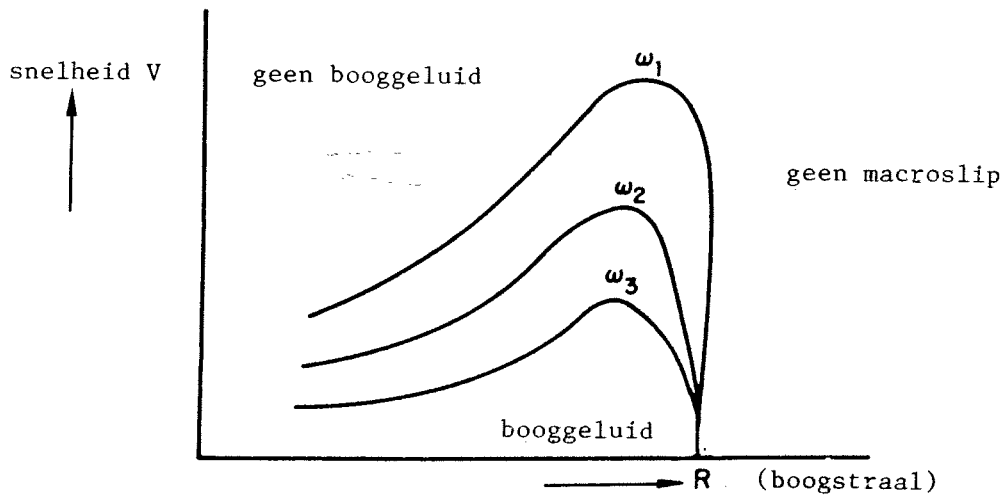
$$\begin{aligned}
 a &= 2 \text{ m} \\
 F_N &= 30 \text{ kN} \\
 m &= 80 \text{ kg} \\
 f_{\min} &= 500 \text{ Hz}
 \end{aligned}
 \quad \eta > \frac{F_N \bar{v}}{m^2 \pi f_{\min} \sqrt{0,3R}} \approx \frac{\bar{v}}{4 \sqrt{R}} \quad (12)$$

De maximale waarde van v treedt op als de eerste slip optreedt bij ruime bogen. Bij $R=200 \text{ m}$ ($\xi = 0,007$) zal de maximale waarde van v ongeveer 10 bedragen. Dit betekent volgens formule (9) dat voor een dempingsfactor in het wiel die groter is dan 0,2 bij een laterale versnelling van 3%.g in geen enkele boog meer booggeluid zal optreden. Zelfs gedempte wielen kunnen een dempingsfactor van 0,2 nauwelijks halen. Voor lagere snelheden zal bij $\eta = 0,2$ en $R=200 \text{ m}$ weer booggeluid ontstaan. Voor kleinere boogstralen is minder demping nodig om booggeluid te voorkomen. Bij krappere bogen treedt meer slip op. Voor $R=60 \text{ m}$, $\xi = 0,02$ en $q = 3\%.g$ neemt v de waarde 2 aan. Volgens formule (12) treedt bij een dempingsfactor van minimaal 0,06 geen booggeluid meer op. Een rubbergeveerd wiel zal hieraan nauwelijks voldoen. De waarden van de gemiddelde helling van de wrijvings-kruip-kromme zijn afhankelijk van de wrijvingseigenschappen tussen wiel en rail en dus ook van de ruwheden, vochtigheid en vervuiling.

Er is bij de voorspelling van het booggeluid nog niet over de frequentiecomponenten gesproken. In figuur 22 zijn van een normaal vrijhangend tramwiel de resonantiefrequenties en de bijbehorende trilvormen weergegeven. De stick-slip-beweging bij het wiel aan de binnenzijde van de boog zorgt voor aanstoting van een of meerdere van de axiale eigenfrequenties van de wielband. Bij een experiment met een testrijtuig [1.6] zijn de eigenfrequenties van een vrijhangend wiel bepaald en vergeleken met de frequenties van de tonen die bij het doorlopen van bogen werden gevonden.



Figuur 24: Diagram voor het optreden van booggeluid bij een gegeven boogstraal. De gegeven frequenties zijn de eigenfrequenties van het wiel. Het booggeluid verdwijnt boven de frequentie ω_1 . (ontleend aan Rudd [1.7]).



Figuur 25: Diagram voor het optreden van booggeluid bij een constante aslast (ontleend aan Rudd [1.7]).

Hierbij werd het volgende geconstateerd (zie figuur 23):

- er treedt een spreidingsgebied van frequenties op.
- gemiddeld ligt de waargenomen frequentie bij het booggeluid 15% onder een der axiale eigenfrequentie van de wielband.

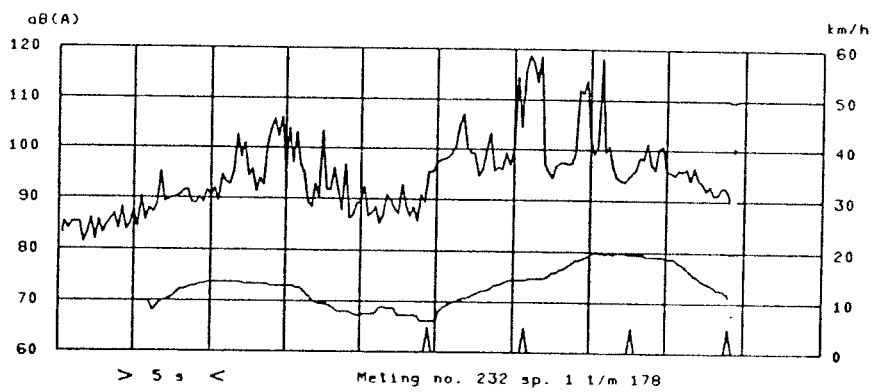
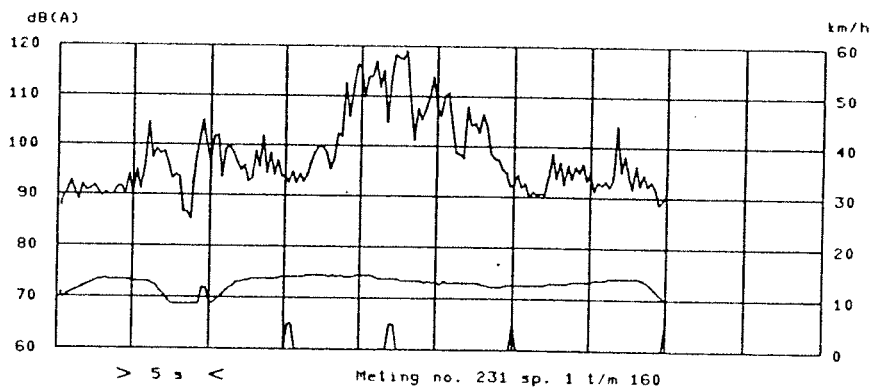
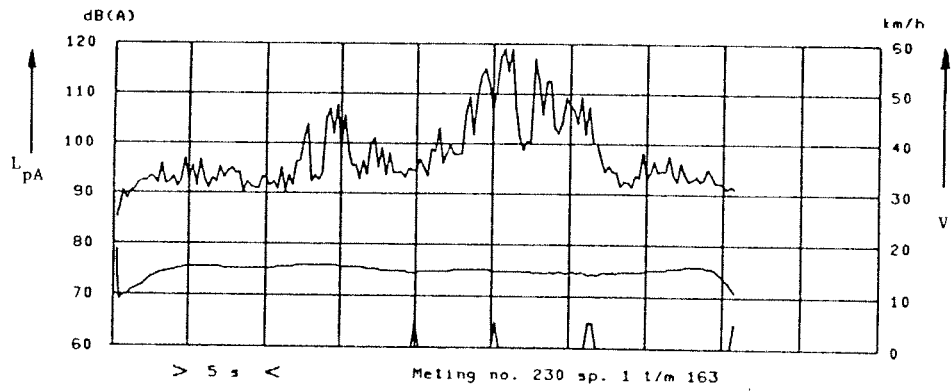
De mechanismen die hiervoor verantwoordelijk zijn, zijn nog niet duidelijk, alsook de wijze waarop verschuivingen naar andere frequenties verlopen. Uit de formules (6) en (11) volgt voor de booggeluidfrequentie:

$$f_n = \frac{F_N}{\sqrt{qR}} \cdot \frac{\bar{v}}{2\pi m \eta} \quad (13)$$

Bij het veranderen van de boogstraal zal echter ook het glijgedrag veranderen (\bar{v}).

Bij metingen is de invloed van de boogstraal op deze frequentie niet waargenomen. Uit figuur 25 kan het volgende afgeleid worden. Bij toenemende snelheid en afnemende boogstralen zal de aanstootfrequentie omlaag schuiven tot dat deze voorbij de laagste eigenfrequentie van het wiel is gekomen. In deze situatie verdwijnt het booggeluid geheel. Dit is in eerste instantie in tegenspraak met formule 13. De verklaring kan liggen in het feit dat de variatie van \bar{v} overheersend is ten opzichte van variaties in boogstraal. In figuur 24 is de afhankelijkheid van booggeluid met de snelheid en de aslast weergegeven. Bij toenemende belasting neemt het booggeluid en de aanstootfrequentie toe. De theorieën van Rudd [1.6] en naar Gross [3.5] stemmen op dit punt niet overeen en geven aanleiding tot nader onderzoek t.a.v. de booggeluidfrequenties.

De meetresultaten die hier worden gepresenteerd zijn bedoeld om eerder genoemde verbanden tussen booggeluid en diverse parameters te onderbouwen. De meetresultaten die hiervoor zijn gebruikt zijn afkomstig van metingen onder de verschillende typen trams in Den Haag, Rotterdam en Amsterdam. Deze trams hebben een traject gereden waarin zoveel mogelijk verschillende bovenbouwconstructies voorkwamen.



Figuur 26: Het verloop van het A-gewogen geluidniveau onder de tram en de snelheid van de tram tijdens het doorlopen van een boog. De drie passages hebben betrekking op één tram in dezelfde boog (R=25m).

Bovendien is synchroon met de geluidmetingen ook de snelheid van de tram gemeten (overige gegevens in [4.13]). In de figuren B1 t/m B6 zijn de A-gewogen geluidniveaus in [4.13] tertsbanden weergegeven (middelingstijd 1/8 s) gemeten onder de tram tijdens het passeren van een boog. Per boog zijn verschillende spectra weergegeven om een idee te geven van de spreiding. In figuur 26 is het verloop van het geluidniveau tijdens drie verschillende passages door dezelfde boog (R=25m) met dezelfde tram weergegeven. De markeringen onder in de grafiek geven de tijdstippen aan dat de boog gepasseerd wordt.

In de grafieken komen bij twee tramtypen uitgesproken resonantiefrequenties naar voren namelijk bij tramtype 1100 in Den Haag (SAB-wiel) 400/500 Hz en 1250-1600 Hz en bij tramtype 8G in Amsterdam (Bochumwiel) 1250-1600 Hz. Bij tramtype GTL-8 (SAB-V-wiel) treedt een minder uitgesproken resonantiefrequentie op bij 500 Hz. Bij tramtype Düwag 600 in Rotterdam treedt naast de frequentie bij ca. 1400 Hz er ook een op bij 500 Hz [4.13].

Boogstralen

Volgens formules (7) en (8) en figuur 21 neemt bij gelijkblijvende laterale versnelling het geluidniveau toe bij afnemende boogstraal. Dit blijkt voor de frequenties rond 1250 Hz bij type 1100 in Den Haag op te treden (vergelijk figuur B1 en B2). Bovendien blijkt hier dat de frequentieverschuiving van 1250 Hz naar 500 Hz correspondeert met formule (13) voor de berekening van de aanstootfrequentie.

Snelheid

Bij toenemende snelheid onder de kritische snelheid en gelijkblijvende boogstraal neemt het niveau toe en schuift de resonantiefrequentie omlaag. In de gepresenteerde resultaten is hiervoor geen duidelijke verificatie te vinden omdat geen grote snelheidsverschillen bij het doorlopen van een boog zijn gemeten.

Tramtype

Het zijn vooral de verschillen tussen de wieltypen die bepalend zijn voor het ontstaan en de sterkte van het booggeluid. Een wiel met een hogere axiale stijfheid (SAB-V wiel) levert een lagere kritische snelheid (formule (10)). Een hogere demping geeft een verlaging van de sterkte van het booggeluid of kan het ontstaan ervan voorkomen. Bij het SAB-V-wiel zou van beide afwijkingen sprake kunnen zijn. De resonantiefrequentie van 1600 Hz bij de Haagse tram GTL-8 is nagenoeg geheel verdwenen. Voor de Amsterdamse tram valt af te leiden dat de demping in het wiel t.g.v. het rubber zeer gering is. Opvallend is hierbij dat er geen resonantie optreedt bij 500 Hz zoals bij het SAB-wiel het geval is. Gegevens over de dynamische eigenschappen van de wielen zijn hiervoor zeer gewenst. Wel is bekend dat de verticale stijfheid van het Krupp-wiel in Amsterdam is verlaagd door het binnenwiel af te draaien [2.7].

Bovenbouwconstructie

Afgezien van de boogstraal kan de bovenbouwconstructie op drie punten invloed hebben op het booggeluid namelijk de horizontale stijfheid, de demping van de constructie en de ruwheid van het oppervlak. Uit de meetresultaten in Den Haag en Amsterdam blijkt het equivalente geluidniveau tijdens het doorlopen van een boog in asfalt gemiddeld lager te zijn dan bij een boog in zand. Dit zou het gevolg kunnen zijn van een hogere demping bij rail in asfalt (vergelijk figuur B2 met B3). Bij het tramtype GTL-8 (SAB-V-wiel) speelt de bovenbouwconstructie nauwelijks een rol.

Wrijvingscoëfficiënten

De wrijvingsweerstand wordt o.a. bepaald door de ruwheden op de loopvlakken van wiel en rail. Het gaat hier niet om de ruwheden die bij rolgeluid van belang zijn maar om ruwheden met kleinere afmetingen. In de praktijk zullen waarschijnlijk de ruwheden bij bereden spoorstaven weinig variaties in de wrijvingscoëfficiënten opleveren. Uit metingen bij bogen met ongebruikt spoor is gebleken dat als gevolg van de grotere ruwheid de aanstootfrequenties lager liggen.

Verder kan de wrijvingscoëfficiënt tijdens de metingen beïnvloed worden door de vochtigheid van de lucht. Verwacht mag worden dat dit slechts bij een nat loopvlak zal optreden. Tijdens de metingen lag de relatieve luchtvochtigheid tussen 70 en 85%.

Onderbouwing van de in hoofdstuk 3.3 beschreven modellen voor het booggeluid is op basis van deze meetresultaten niet goed mogelijk, omdat te veel parameters tegelijk variëren en bovendien een aantal parameters niet bekend zijn. De beschreven modellen worden door de meetresultaten niet tegengesproken.

Toch zijn bij de metingen aan booggeluid aanwijzingen gevonden dat het beschreven booggeluidmodel niet alle meetresultaten kan verklaren. Zo is bij metingen in Amsterdam een hoger geluidniveau in de buitenzijde t.o.v. de binnenzijde van de boog waargenomen. Dit zou duiden op de slip-stickbeweging op de buitenste spoorstaaf. In Den Haag [2.6] bestaat het vermoeden dat het aanlopen van de wielflens aan de kop van de buitenste spoorstaaf een belangrijke bron van het geluid in bogen is.

Tot slot is ter vergelijking het geluidniveau gemeten onder de tram op een rechte baan en bij de passage van een wissel weergegeven in figuur B4.

7. EMISSIE VAN ANDERE GELUIDBRONNEN

Naast het rolgeluid afkomstig van wiel en rail is er geluid van andere bronnen aanwezig:

- de tractiemotoren
- de tandwielkasten
- de chopper
- de schijfremmen
- de omvormer
- de compressor of de oliepompmotor
- de ventielen van de luchtrem
- de pneumatische deuren
- de bel of hoorn.

Door het tonale karakter van sommige bronnen kan in enkele frequentiebanden het niveau hierdoor bepaald worden terwijl dit in het dB(A)-niveau niet het geval is [2.11].

Bepaalde bronnen zijn slechts gedurende korte momenten (compressor) of op bepaalde plaatsen (rem, deuren) in bedrijf en kunnen daarom plaatselijk en tijdelijk hinder veroorzaken. Het geluidniveau dat door de aandrijving wordt veroorzaakt hangt op andere wijze samen met de snelheid van de tram dan het rolgeluid. Voor het wiel/railgeluid geldt het volgende verband:

$$L_p(\text{wiel/rail}) \div 30 \lg V/V_0 \quad V_0 = \text{ref. snelheid} \quad (14)$$

Het geluid afkomstig van de tractiemotor is meestal bepaald door de ventilator. Voor een radiale ventilator is gevonden [2.11]:

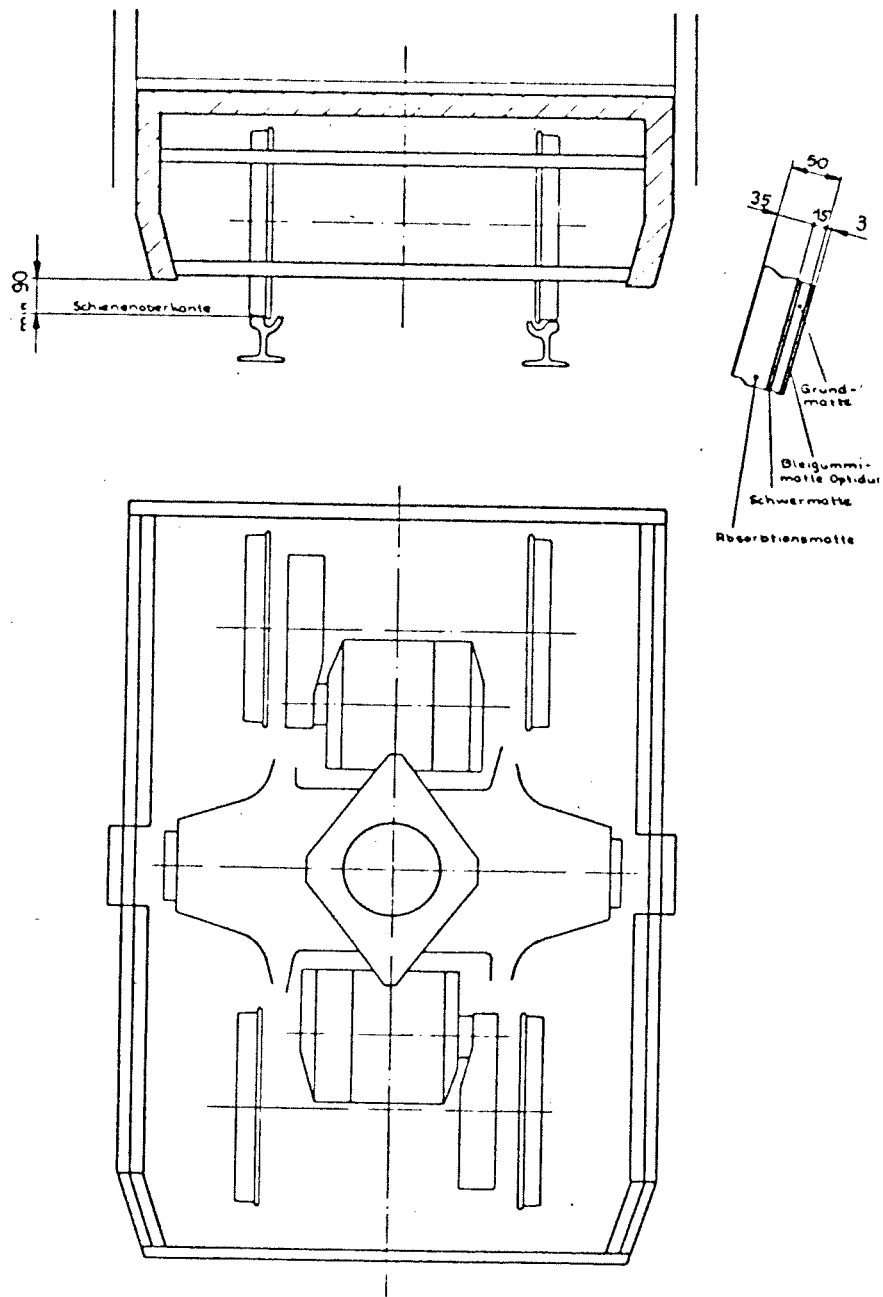
$$L_p(\text{tractiemotor}) \div 60 \lg V/V_0 \quad (15)$$

Het geluid van een tandwielkast is afhankelijk van de snelheid en de belasting van de tandwielen.

Voor het geluid bij het rijden met constante snelheid geldt:

$$L_p(\text{tandwielkast}) \div 10 \lg V/V_0 \quad (16)$$

In situaties waar wordt opgetrokken of afgeremd neemt het geluidniveau sterk toe. In het algemeen is het geluid van de tractiemotor en de overbrenging bepalend voor het geluidniveau bij lage snelheden ($V < 10$ km/u). Bij tramtype GTL-8 in Den Haag is echter een "chopper" tijdens het optrekken en afremmen bepalend voor het geluidsbeeld. Bij verminderen van het rolgeluid zal het geluid van andere bronnen meer op de voorgrond gaan treden en zullen ook hiervoor maatregelen moeten worden overwogen.



Figuur 27: De uitvoeringswijze van schorten bij een draaistel als geluidoverdracht-beperkende maatregel.

8. MAATREGELEN

De maatregelen kunnen betrekking hebben op de bron of op de geluidoverdracht. Voor zover het de bron betreft valt hierbij beïnvloeding van het opwekkingsmechanisme, de trillingsresponsie en de geluidafstraling te onderscheiden. Bij maatregelen die invloed hebben op de geluidoverdracht wordt gedacht aan geluidabsorptie onder de tram, afscherming door schorten aan de draaistellen of aan schermen langs de baan. De toepassing van schorten heeft alleen zin als dit in combinatie met dicht langs de baan geplaatste lage schermen gebeurt [3.19] (zie figuur 27). Hier beperken we ons tot de bespreking van maatregelen die betrekking hebben op verlaging van de aanstootkrachten en vermindering van de geluidafstraling van bronnen.

8.1 Rolgeluid

Uit het blokschema van figuur 9 wordt duidelijk hoe de maatregelen onderverdeeld kunnen worden. De ruwheden op de loopvlakken zijn voornamelijk verantwoordelijk voor het rolgeluid, dat wordt afgestraald door de wielen en de rails. Het effect van de diverse maatregelen op het geluidniveau langs de baan zijn weergegeven in tabel 5. De effecten zijn niet nauwkeurig voorspelbaar omdat de combinatie van dynamische eigenschappen van wiel- en bovenbouwconstructie hierbij van belang zijn.

8.1.1 Aanstoting

Door de ruwheden op de loopvlakken zo klein mogelijk te houden blijven de aanstootkrachten voor rolgeluid klein. Dit wordt bereikt door regelmatig slijpen van de loopvlakken. Bij de rail gebeurt dit door slijpwagens die uitgerust zijn met slijpblokken of slijpwielen. Het slijpen met blokken geeft de beste resultaten maar verwijdert de grote ruwheden zoals golfslijtage niet. Door regelmatig slijpen krijgt golfslijtage geen kans om te ontstaan. Uit proeven in Amsterdam is gebleken dat 3-maal per jaar optimaal zou zijn [2.7].

Tabel 5: Overzicht van de maatregelen ter vermindering van wiel/railgeluid (ontleend aan lit. [3.4]).

maatregelen	Geluidniveau-afname buiten de tram* dB(A)		
	booggeluid **	stootgeluid	rolgeluid
geveerde wielen	afname of verdwijnt	0 - 3	0 - 2
gedempte wielen	" "	0 - 6	0 - 6
verend loopvlak	onvoorspelbaar	5 - 10	5 - 10
slijpen van wielen	2 - 5	geen vlakke plaatsen meer	2 - 5
wiel/rail prof./geom.	onvoorspelbaar	0	0
maximale boogstraal	afname kans op ontstaan	0	0
slijpen van rails	0 (niet voorspelbaar)	1 - 3 (lassen)	2 - 9 (geen golfslijtage) 8 - 15 (golfslijtage)
railsmering	afname of verdwijnt	0	0
geveerde of gedempte rail	niet voorspelbaar	0 - 2	0 - 2
opgelaste rail	afname	4 - 6 (viaduct)	4 - 6 (viaduct)
anti-slip-inrichting	0	0	voorkomt golfslijtage
assturing	verdwijnt	voorkomt vlakke plaatsen	0
draaistelschorten	0 - 3	0 - 3	0 - 3
schermen	5 - 15	5 - 15	5 - 15
snelheid afname		6 - 12 per halvering	6 - 12 per halvering

* Hierbij is uitgegaan van de volgende bronnen van wiel/railgeluid: booggeluid t.g.v. slip-stick-beweging, stootgeluid t.g.v. vlakke plaatsen op de wielen en raillassen, en rolgeluid t.g.v. de ruwheden op de beide loopvlakken. De niveaureducties gelden alleen als andere geluidbronnen niet bijdragen tot het totale geluidniveau buiten de tram (meetafstand 2 tot 25 m).

** Hierbij kan de sterkte maar ook de kans van optreden van booggeluid afnemen.

Bij de wielen kunnen de loopvlakken worden afgedraaid in het geval van profielcorrectie en worden geslepen in het geval van onrondheid of slijtage van het loopvlak. Door oplassen van de railkop met een harder materiaal treedt minder slijtage op en blijft golfvorming langer weg. De slijtage neemt met een factor 4 à 5 af. In Amsterdam is onder praktijkomstandigheden een verbetering van gemiddeld 2 dB(A) gevonden. Op plaatsen waar golfvorming altijd optreedt zijn verbeteringen tot 10 dB(A) te verwachten [4.2].

8.1.2. Wiel/rail- responsie

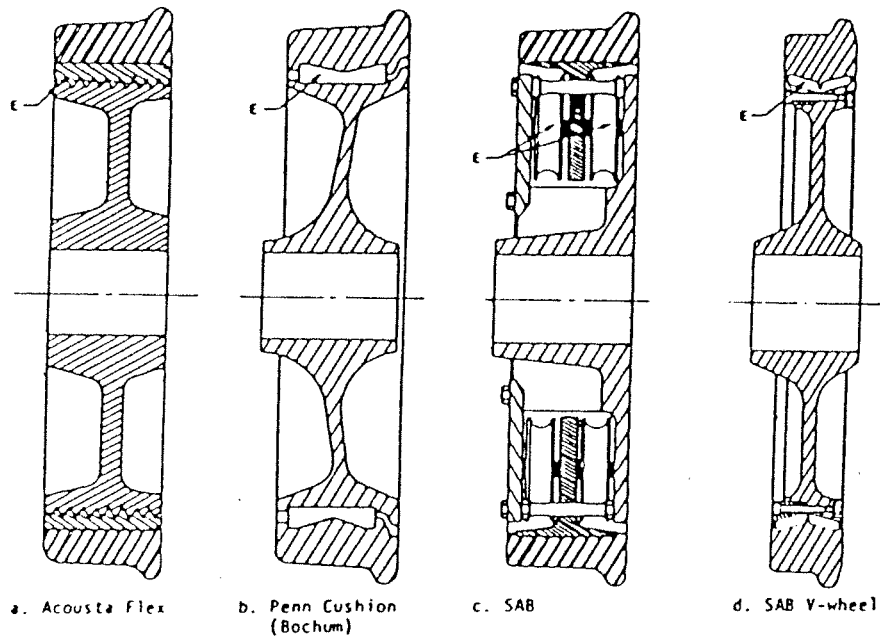
De responsie van de wielen en de rails kan worden verkleind door de volgende maatregelen.

Het vergroten van het contactoppervlak heeft tot gevolg dat de kleine ruwheden met afmetingen die kleiner zijn dan die van het contactvlak een afnemende aanstoting en daarmee een lager rolgeluidniveau bij hogere frequenties opleveren [3.16].

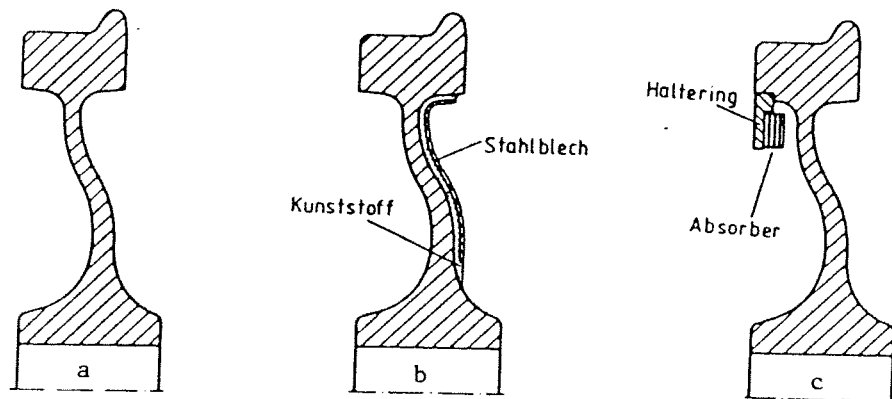
Het verkleinen van de contactstijfheid betekent een afname van de aanstootkracht omdat de vervorming door de ruwheden door de wielband worden opgevangen. Met behulp van rubbergeveerde dunne wielbanden (zie figuur 32) of wielbanden van een speciale metaallegering kunnen door bovengenoemde effecten verbeteringen van ca. 8 dB(A) bereikt worden [3.16].

Trillingsdemping in het wiel kan worden bereikt door gedempte of geveerde wielen toe te passen (zie figuren 28 en 29). De resultaten die met gedempte wielen worden bereikt zijn sterk afhankelijk van de wiel- en bovenbouwconstructie. Bij rubbergeveerde wielen moet het rubber zorgen voor een isolatie tussen de wielband en het binnenwiel, maar dissipeert (dempt) ook de wielbandtrillingen. Bij de geveerde wielen waarbij het rubber op druk wordt belast wordt dit te stijf en levert daarom ook geen extra demping in radiale richting op. In axiale richting is meer demping aanwezig hetgeen van belang is voor het booggeluid [3.4].

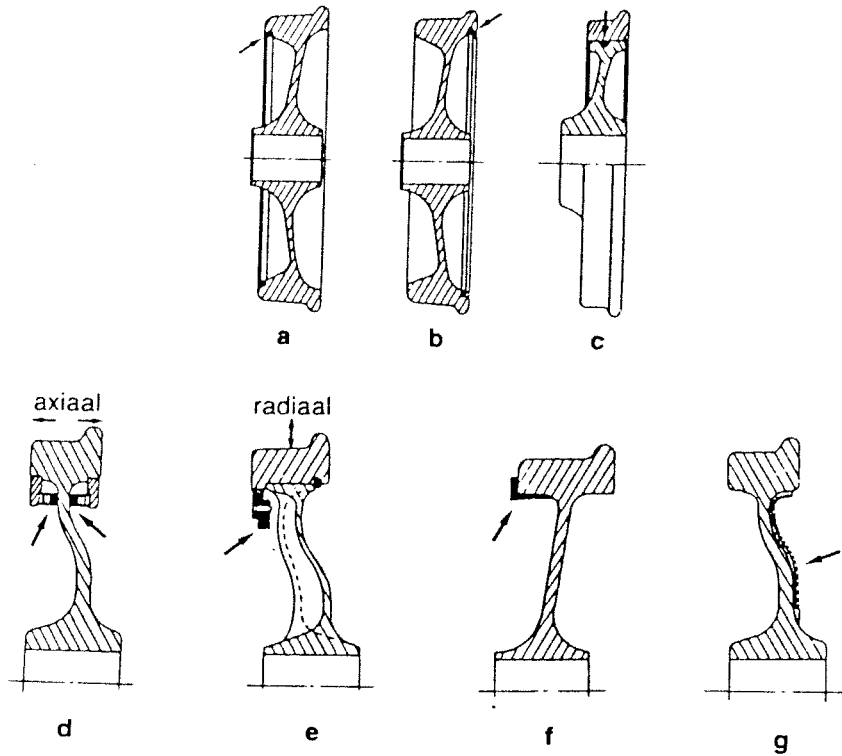
Trillingsdemping in de rail is van belang als de railafstraling een belangrijke bijdrage levert tot het totale rolgeluidniveau. Het effect van verend opgelegde rail bij het rolgeluid is niet duidelijk. Wel zorgt het voor isolatie van trillingen naar de onderbouw.



Figuur 28: Enkele constructievoorbeelden van afgeveerde wielen.

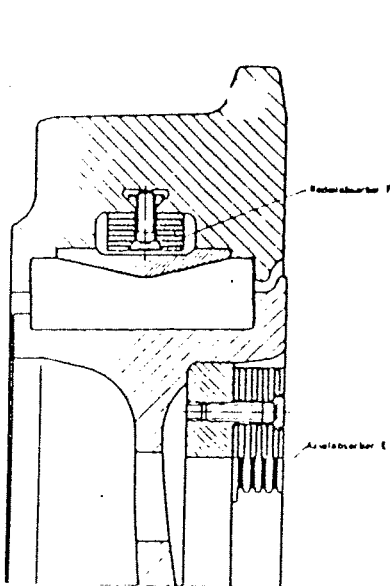


Figuur 29: Doorsneden van diverse wieltypen:
 a. star wiel
 b. gedempt wiel met sandwich-bekleding op het binnenwiel
 c. gedempt wiel met een axiale resonantiedemper.

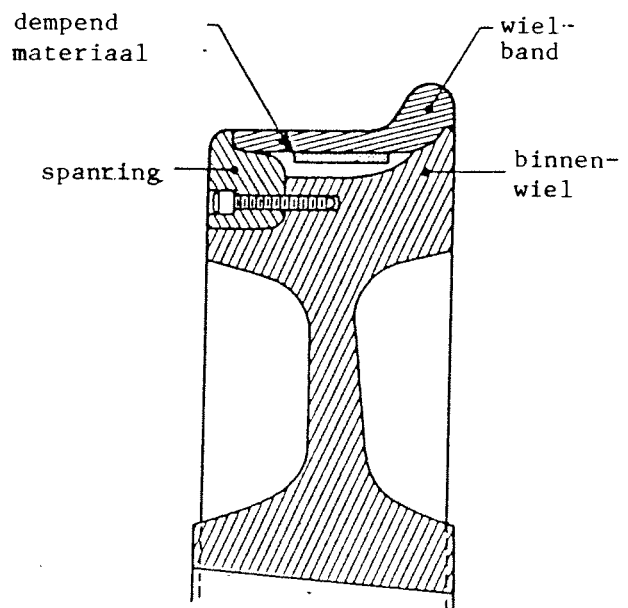


- a en b. Ringdemper voor volwielen (losse stalen ring)
 c. Ringdemper voor gebandageerde wielen (eveneens losse stalen ring)
 d en e. Trillingsdemper voor het uildempen van axiale (d) en radiale (e) trillingen
 f. Demper voor ontbreuning van de wielband (hoekprofiel + kunststofmateriaal)
 g. Demper voor ontbreuning van het binnenwiel (sandwich-bekleding)


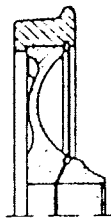
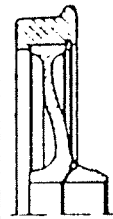
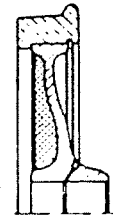
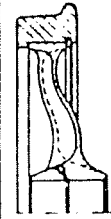
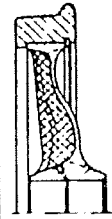
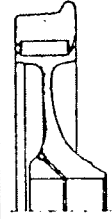
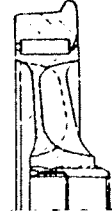
Figuur 30: Doorsneden van diverse gedempte wieltypen.



Figuur 31: Constructie van een rubbergeveerd wiel met resonantie-dempers [3.5]



Figuur 32: Constructie van een wiel met een dunne gedempte wielband.

Konstruktion	 1. Speichenrad Monobloc- Ausführung	 2. Leichtmetall- scheibenrad (einfach- gewellt)	 3. Stahl- scheibenrad (einfach- gewellt)	 4. Schall- gedämpftes Stahl- scheibenrad (einf.-gewellt)	 5. Stahl- scheibenrad (doppelt- gewellt)	 6. Schall- gedämpftes Stahl- scheibenrad (doppeltgewellt)	 7. Gummi- gefedertes Einringrad (Stahl- radscheibe)	 8. Gummi- gefedertes Einringrad (Leichtmetall- radscheibe)
Gewicht in kg	285	230	310	324	265	277	298	239
Preis in % bezogen auf 1000 Stück (einfachgewelltes Stahlscheibenrad = 100 %)	106	106	100	110	103	112	103	128
Geräuschemission auf der geraden Strecke in dB(A)	98	96	96	95	96	95	95	95
Geräuschemission im Gleisbogen in dB(A) (Kurvenhalbmesser ca. 90 m)	118	112	118	105	116	105	97	95

Figuur 33: Diverse wielconstructies met de bijbehorende geluidemissies in bogen en langs een rechte baan. [3.6]

Vergelijking van de meetresultaten bij de diverse bovenbouwconstructies levert op dit punt ook geen uitkomst. Deze verschillen zijn namelijk bepaald door verschillende effecten zoals demping langs de rail, loopvlakkwaliteit, grootte van het stralend oppervlak (rail in asfalt) en absorptie van de afwerklaag.

Overige factoren die gevarieerd kunnen worden zijn wielbanddikte, wieldiameter, dikte binnenwiel, railafmetingen enz. De speelruimte hierbij is gering evenals het effect op rolgeluid [3.16]. Het effect van de diverse wielconstructies is in figuur 33 weergegeven.

Verlaging van de rijnsnelheid levert een verlaging van het rolgeluid op van 6 à 12 dB(A) bij halvering van de snelheid.

8.2 Stootgeluid

Discontinuïteiten zoals raillassen, railonderbrekingen, wissels, kruisstukken en vlakke plaatsen op de wielen leveren een grote verticale snelheid op in het wiel als deze er een passeert. Het pulsachtige stootgeluid dat hiervan het gevolg is kan op diverse manieren worden vermeden of verminderd. De effecten die te verwachten zijn bij diverse maatregelen zijn in tabel 5 op bl. 58 gegeven.

8.2.1 Aanstoting

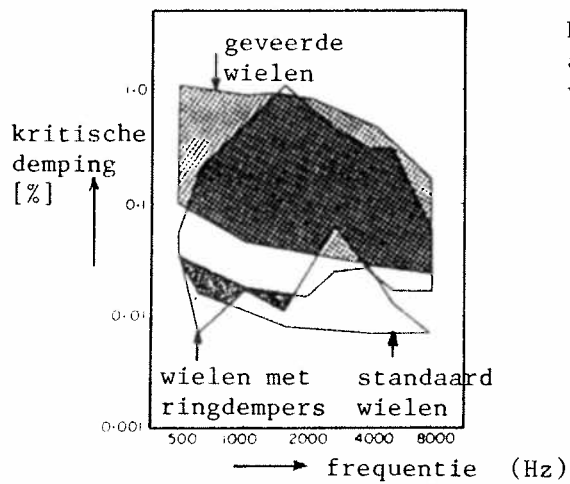
De diverse discontinuïteiten kunnen op verschillende wijzen worden vermeden of worden verminderd.

Vlakke plaatsen: Door regelmatig slijpen van de wielen neemt het voorkomen van dit stootgeluid af. Het ontstaan van vlakke plaatsen kan worden tegengegaan door toepassing van een antiblokkeerinrichting bij het remmen. De toepassing van blokremmen is ook op basis van rolgeluid af te raden.

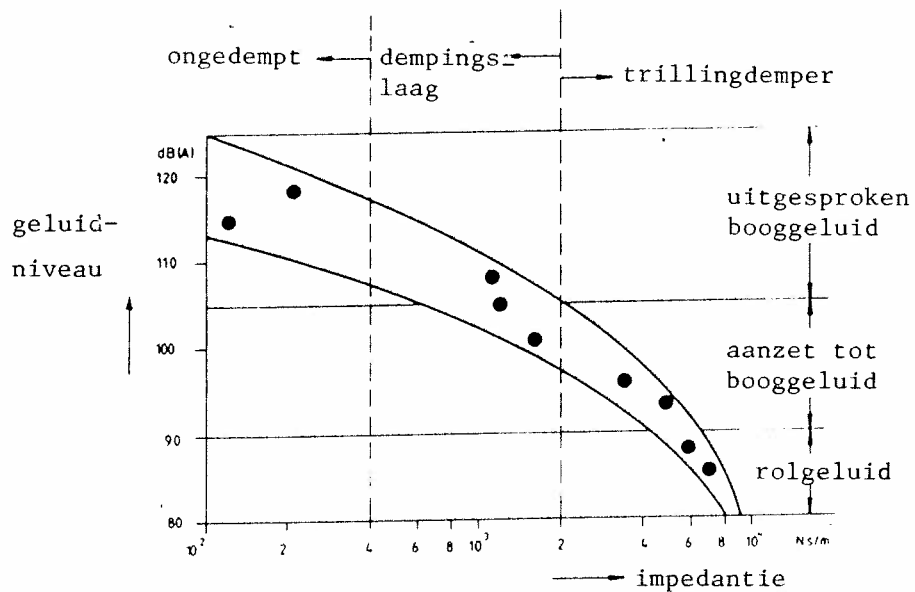
Dallen: Deze slijtageplek in de rail kan worden voorkomen door beheerst rijgedrag van de bestuurder en door antislipbeveiliging tijdens het optrekken.

Railonderbrekingen en raillassen: Doorgelast spoor is bij trams algemeen gebruikelijk. Overblijvende lassen kunnen diagonaal zijn en bovendien zodanig worden onderhouden dat geen hoogteverschillen bestaan.

Figuur 34:



De kritische dempingscoëfficiënt als functie van de frequentie voor de verschillende typen wielen.



Figuur 35: Invloed van de mechanische impedantie (bij eigentrilling) van wielen op het geluidniveau tijdens het doorlopen van bogen met boogstralen tussen 70 tot 90 m. De impedantie is evenredig met de demping in het wiel.

Bij raillassen ontstaan vaak loopvlakafwijkingen als gevolg van verschillen in hardheid van de las en de spoorstaaf. Door oplassen van de railkop of door speciale lastechnieken kan dit voorkomen worden. De veelvuldig optredende golfvorming na een las kan door regelmatig slijpen worden voorkomen.

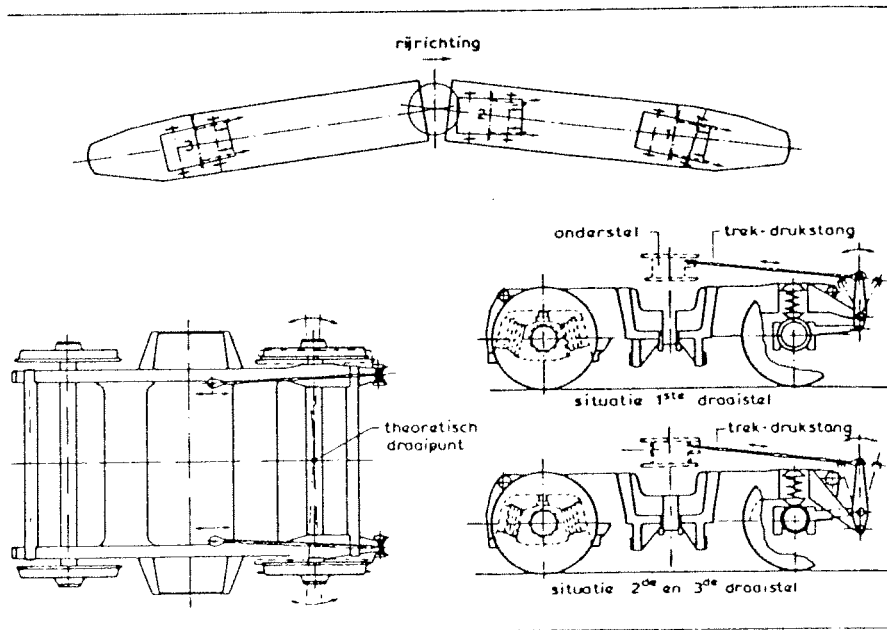
Wissels en kruisstukken: De slijtage in de railgroef ten gevolge van het rijden op de wielflens kan verminderd worden door bij hartstukken van kruisingen de railgroef op te lassen. Verder moeten kruisingen vermeden worden bij het ontwerp van nieuwe situaties. Bij wissels kan door toepassing van bredere wielbanden en scherpere wisselhoeken de noodzaak om op de flens te rijden komen te vervallen [2.6].
Zonken: Het losraken van de rail van de betonnen constructie onder het asfalt kan door verbeterde railbevestiging worden voorkomen. Bij bestaande situaties moet door onderhoud van de bovenbouwconstructie het ontstaan van zonken worden voorkomen. Bij nieuwe onderhoudsarme bovenbouwconstructies is dit probleem niet meer aanwezig [4.2].

8.2.2 Wiel-/rail- responsie

Het verlagen van de responsie van het wiel en de rail op discontinuïteiten moet vooral gezocht worden in het verminderen van de krachtimpuls. Het beperken van het stootgeluid kan op de volgende manieren worden bereikt:

Rubbergeveerde wielen of wielbanden verkleinen de aanstootkracht zodat minder grote dynamische krachten op het draaistel en de bovenbouwconstructie worden overgebracht [2.2].
Verend opgelegde rails verkleinen op gelijke wijze de aanstootkracht. Dit kan worden bereikt door railoplegging met een elastische laag bij betonconstructies of door toepassing van een constructie met dwarsliggers met ballastbed [2.2].
Gedempte wielen verminderen de trillingen in het wiel en daarmee de geluidafstraling.

Verlagen van de snelheid betekent een afname van het stootgeluidniveau van 6 à 12 dB(A) per halvering van de snelheid, afhankelijk van het type discontinuïteit.



Figuur 36: De werking van radiaal-gestuurde assen bij draaistellen van de ZGT-tram in Rotterdam bij het doorlopen van een boog (ontleend aan [3.15]).

Tabel 6: Meetresultaten van metingen op 7,5 m afstand van de baan tijdens de passages van een ZGT-tram bij respectievelijk een boog met boogstraal $R=25$ m en een rechte baan. Overzicht van de maximale geluidsniveaus in dB(A) (ontleend aan [3.1]).

booggeluid	V = 15 km/u		V = 25 km/u	
	star drstl	gest. as	star	gestuurd
L_{Amax} op 7,5 m (dB(A))				
hoogste meetwaarde	100	90	95	91
laagste meetwaarde	76	72	88	77
gemiddelde waarde	92	86	93	80
standaard afwijking	7,4	5,2	2,2	4,6
rolgeluid	V = 40 km/u		V = 60 km/u	
L_{Amax} op 7,5 m (dB(A))	77	73	83	80

8.3 Booggeluid

Hoewel booggeluid afkomstig is van de combinatie van wrijvingskrachten en dynamische krachten tussen wiel en rail worden de maatregelen ingedeeld in een deel m.b.t. de laterale slip en een deel m.b.t. de responsie van wiel en rail. Het te verwachten effect van de diverse maatregelen is weer in tabel 5 gegeven. De behaalde resultaten zijn bij gelijke maatregelen bij verschillende steden soms zeer verschillend. Een algemeen beeld is niet te geven.

8.3.1 Aanstoting

De laterale stick-slip-beweging die het booggeluid tot gevolg heeft kan worden verminderd door de aanloophoek te verkleinen.

Boogstraal, radstand, spoorspel: Verkleining van de aanloophoek kan bereikt worden door de boogstraal te vergroten, de radstand te verkleinen en de spoorspeling zo optimaal (klein) mogelijk te kiezen.

Radiaal gestuurde assen: De toepassing van draaistellen met radiaal gestuurde assen zorgt voor de juiste hoekinstelling van de as t.o.v. de rail bij het doorlopen van een boog. Hierdoor wordt het booggeluid tot het minimum beperkt. De assen kunnen kruislings gekoppeld zijn waarbij de wisselwerking tussen wiel en rail voor de sturing zorgt of één as is aan het draaistelframe bevestigd en zorgt van hieruit voor de sturing. Dit laatste systeem, dat in Rotterdam is toegepast (zie figuur 36), vermindert het booggeluid maar levert nog problemen op bij de loop in de rechte baan. Zonder deze actieve sturing is er al een uitzwenking van de assen aanwezig ten gevolge van de langselasticiteit en axiale elasticiteit van de rubberen aspotveren. In tabel 6 wordt een overzicht gegeven van de resultaten bij de Rotterdamse tram bij toepassing van deze assturing en bij geblokkeerde sturing. Bij het in- en uitlopen van de boog kan in zeer geringe mate nog boog- en flensgeluid optreden.

Verandering van de wrijvingseigenschappen in het wiel-rail-contactvlak kan het ontstaan van booggeluid verminderen litt. [3.10] t/m [3.12].



Figuur 37: Doorsnede van een opgelaste rail. De strip in de railkop kan uit een hardere metaallegering bestaan om het ontstaan van golfslijtage tegen te gaan of uit een metaallegering met wrijvingseigenschappen die booggeluid verminderen [3.8].

Rail of wielbandsmering: Vet, water en water-/oliemengsels kunnen worden gebruikt om wielflensslijtage en booggeluid tegen te gaan. Het verlagen van de wrijvingscoëfficiënten op deze wijze moet als noodmaatregel gezien worden. Smeerinstallaties op de tram of op vaste punten langs de baan vragen veel onderhoud om in werking te blijven. Smering op het loopvlak kan leiden tot het teruglopen van het remvermogen door slip. Tot nu toe zijn geen smeerinstallaties bekend die voldoen en er is niet bekend hoeveel de geluidvermindering is.

Physisch-chemische oppervlakte-behandelingen zijn ontwikkeld om het verschil tussen de statische en dynamische wrijvingscoëfficiënten te verkleinen. Het nadeel tot nog toe is dat de levensduur te kort is bij intensief gebruik van het spoor [3.5] .

Metaallegeringen die op het loopvlak worden aangebracht veranderen ook de wrijvingseigenschappen zodanig dat het booggeluid afneemt of zelfs verdwijnt. In Amsterdam is bij proeven met zgn. anti-quietsch materiaal, dat op de rail in bogen is ingelast, enige verbetering bereikt (zie figuur 37) [3.5], [3,8].

8.3.2 Wiel-/rail-responsie

Het ontstaan en de sterkte van het booggeluid hangt sterk samen met de dynamische eigenschappen van wiel en rail.

Demping: Het resonante gedrag van het wiel is verantwoordelijk voor het booggeluid. Door het vergroten van de demping in het wiel voor de axiale eigentrillingen kan het booggeluid worden verminderd of zelfs worden voorkomen (zie formules (9) en (12)). Deze extra demping kan worden verkregen door gedempte of geveerde wielen (zie figuur 28 t/m 31). De zogenaamde resonantiewieldempers leveren de beste resultaten omdat deze afgestemd zijn op de eigenfrequenties van de wielband (zie de figuren 34 en 35). Voor de frequenties boven ca. 2000 Hz kunnen ook ringdempers geschikt zijn. Deze vinden uitsluitend in de Verenigde Staten hun toepassing [3.4]. Bij de wielen met een dempende laag op het binnenwiel zijn alle hogere harmonischen van de aanstootfrequentie uit het booggeluid verdwenen [3.18].

De grondfrequentie levert nog wel een aanzet tot booggeluid op. De demping van axiale eigentrillingen bij rubbergeveerde wielen is sterk afhankelijk van de constructie. Er is slechts een enkel geval (Hamburg [2,5]) bekend waarbij het booggeluid met rubbergeveerde wielen vermeden kon worden. Het SAB-V-wiel is meer gedempt dan het SAB-wiel en dit wiel weer meer dan het Bochum-wiel [4.13].

Het verhogen van de demping in de wielbanden bij bestaande geveerde wielen door toevoegen van wioldempers of constructiewijzigingen is niet eenvoudig. Bij proeven van het GVB-Amsterdam is tot nog toe geen vermindering van het booggeluid verkregen [2.7]. Bovendien is het de fabrikanten van wielen nog niet gelukt om een wiel te ontwikkelen dat zowel voor boog- als voor stootgeluid voldoet [4.13].

Er zijn gevallen bekend waarbij het booggeluid verminderd werd door het toevoegen van demping in de railconstructie [3.5]. De axiale eigentrillingen van het wiel worden dan door de rail gedempt. Het effect hiervan is nog niet voorspelbaar.

Overige factoren: Het variëren van de massa van het wiel of de axiale stijfheid van het wiel is uit praktische overwegingen (sterkte) nauwelijks haalbaar. Bovendien is het effect hiervan veel geringer dan het vergroten van de demping ([3.3] en [3.5]).

8.4 Geluid van overige bronnen

Maatregelen aan andere bronnen dan wiel/railgeluid zijn niet met een algemene aanpak te beschrijven. De maatregelen zijn sterk afhankelijk van de constructie van de bron en van het type geluid dat de problemen veroorzaakt. Vaak liggen de mogelijkheden van verbetering bij de fabrikant (zoals motoren, tandwielkast) door in het ontwerp met het geluid-aspect rekening te houden of door de constructie te wijzigen. Maatregelen die door de tramwegmaatschappijen zelf kunnen worden genomen zijn bijv. inkapselen van bronnen, toepassing van geluiddempers of verend opstellen van bepaalde bronnen.

9. MEETMETHODEN

Er bestaat in Nederland een emissie- en een immissiemeetvoorschrift [4.19], [4.20] dat zowel op treinen, metro's als trams van toepassing is. Het beschrijft de voorwaarden m.b.t. de metingen aan rijdende en stilstaande railvoertuigen. Het emissiemeetvoorschrift is minder geschikt voor het meten van booggeluid.

Als gevolg van de slechte reproduceerbaarheid en herhaalbaarheid van de meetmethode is herziening in internationaal verband (EEG, ISO) zeer gewenst.

Het emissiemeetvoorschrift heeft twee toepassingen:

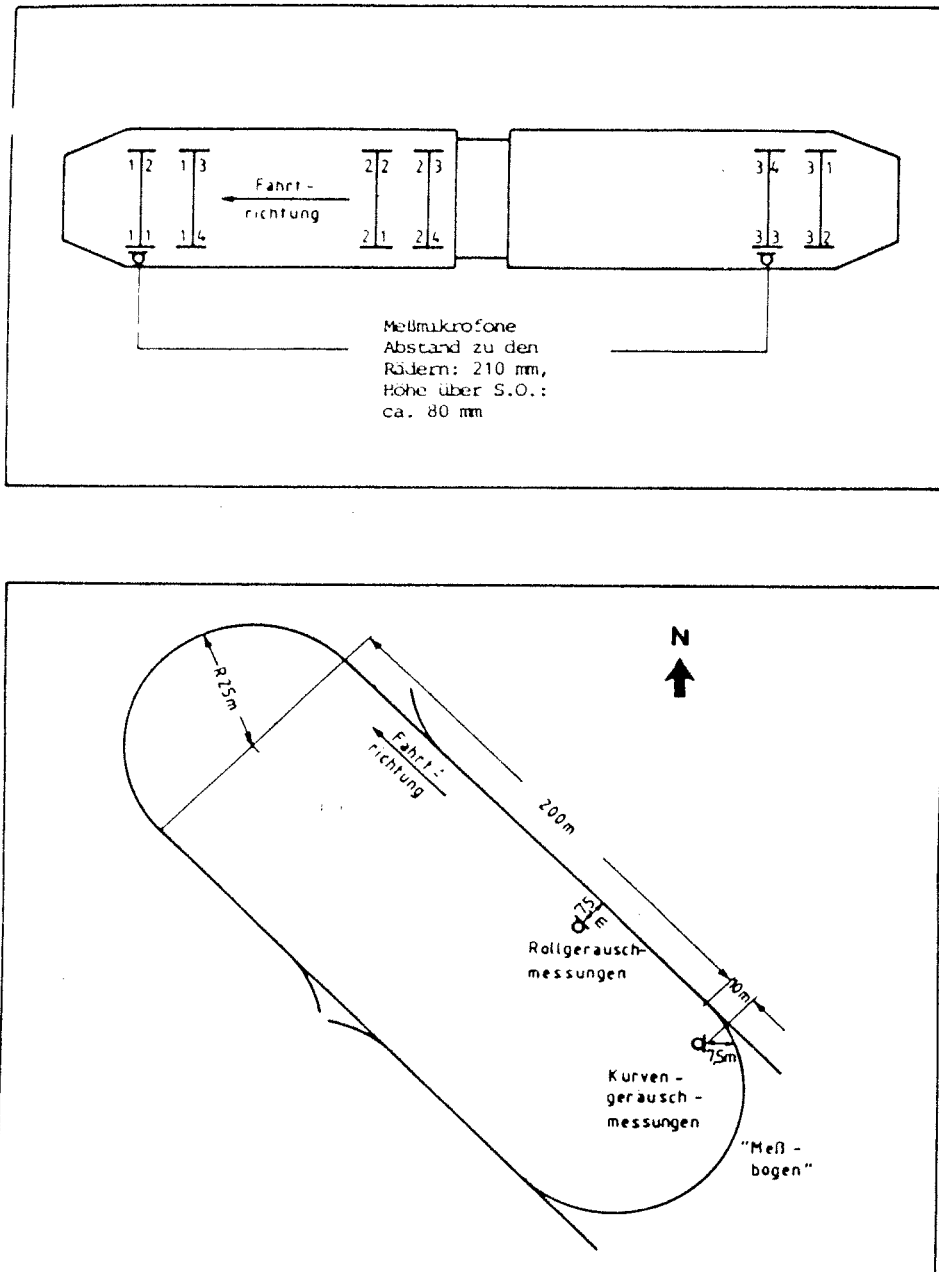
- een typekeuringsmeting voor toetsing aan de bestekeisen of voor vergelijking met andere trams
- een controlemeting voor een controle van de geluidemissie of voor bepaling van de invloed van constructiewijzigingen, maatregelen, mate van onderhoud etc.

Het eerste doel vraagt om een zeer goede reproduceerbaarheid. In tegenstelling tot treinen is de bovenbouwconstructie sterk bepalend voor het geluidniveau. De grote variëteit in bovenbouwconstructies geeft een zeer grote spreiding in de geluidemissies te zien bij de diverse tramtypen. Het geluidniveau heeft slechts betrekking op een bepaalde combinatie van tramtype en bovenbouwconstructie. Voor een goede vergelijkbaarheid van de resultaten is een zorgvuldige omschrijving van de bovenbouwconstructie in het meetvoorschrift van belang.

Hierna volgen voorstellen voor verbetering van de emissiemeetmethode t.a.v. de kwaliteit van de loopvlakken en de meetgrootheden.

9.1 Metingen aan rijdende trams langs een rechte baan

Het emissiemeetvoorschrift schrijft voor dat de wielloopvlakken geen vlakke plaatsen of golfslijtage mogen vertonen en dat het railloopvlak vrij moet zijn van golfslijtage. Een visuele controle op dit laatste is in de praktijk al moeilijk gebleken. Wordt de meting direct na het slijpen van de rail uitgevoerd dan levert dit een resultaat op dat meer zegt over de kwaliteit van de slijpbehandeling dan over de geluidemissie van een tram onder praktijkomstandigheden.



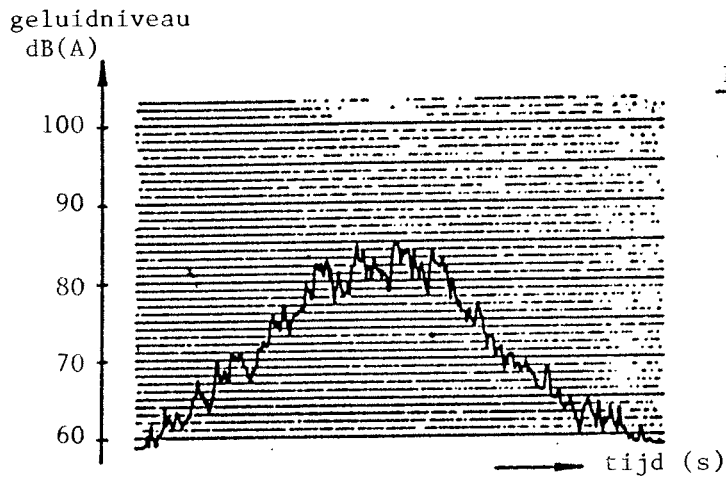
Figuur 38: Plaatsing van de microfoons onder de tram en langs de baan voor het meten van booggeluid. Deze meetplaatsen en dit traject zijn gebruikt voor de metingen aan de ZGT-6 door Stuva [3.1].

De kwaliteit van het loopvlakken bij deze geconditioneerde (ideale) toestand en die in de praktijksituatie liggen vaak te ver uit elkaar. Betere aansluiting met de praktijk kan verkregen worden door voor de wielen een bepaalde inrij-procedure (vooral voor treinen van belang) voor te schrijven en voor de baan een normaal bereden en niet overmatig geslepen baan te eisen. Controle door ruwheidsmetingen is zinvol. Een beperking in de keuze van het type baanconstructies zal de reproduceerbaarheid van de meetresultaten in grote mate verhogen [2.12].

Het huidige meetvoorschrift geeft aan dat tijdens de passage van de tram het maximale geluidniveau moet worden bepaald. Voor het meetresultaat heeft dit de volgende consequenties. Het geluidniveau is afhankelijk van de lengte van de tram en de afstand tussen de draaistellen; het niveau wordt bepaald door het lawaaigste draaistel dat meestal het motordraaistel zal zijn; het geluidniveau wordt bepaald door (toevallig) optredende kortdurende geluidpieken. Bovendien is het bovengstaande afhankelijk van de meetafstand tot de tram. Dit maximale geluidniveau is geen goede maat voor de bepaling van de bronsterkte, die voor de berekening van de geluidimmissie vaak van belang is.

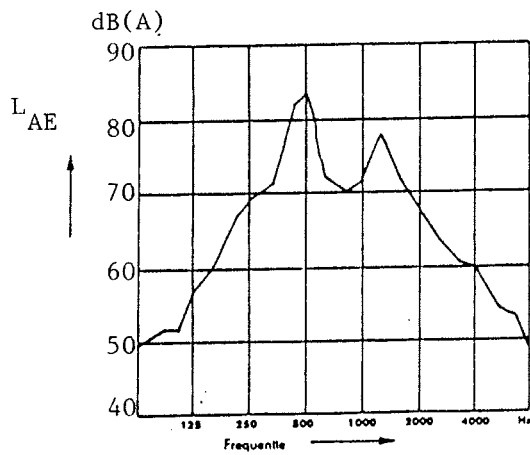
In dit opzicht is het equivalente geluidniveau over de gehele passage uitgedrukt in Sound Exposure Level (L_{AE} of SEL-waarde) een betere meetgrootte [4.23]. Normering van dit resultaat op één draaistel is een goede vergelijkingsmaat. Als aanvulling op het maximale geluidniveau wordt hiermee de bruikbaarheid van meetresultaten aanzienlijk vergroot.

Een laatste factor die invloed heeft op het geluidniveau is de overdrachtsverzwakking. Het meten van de geluidoverdracht zoals dit bij de recente typekeuringen van trams is gebeurd is een omslachtige methode om voor overdrachtsverschillen te corrigeren. Een praktische oplossing is om de metingen altijd op 7,5 m afstand boven verharde bodem uit te voeren. In deze situaties zijn de overdrachtsverschillen het kleinst.



Figuur 39a:

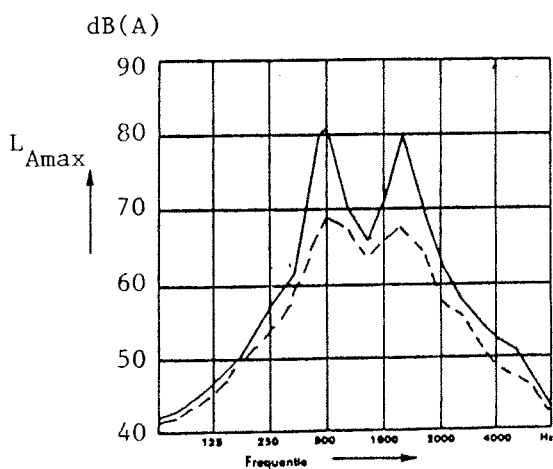
Het verloop van het geluidniveau op 7,5 m tijdens het passeren van een tram in een boog.



Figuur 39b:

De A-gewogen SEL-waarden L_{AE} in tertsbanden over de gehele passage van een tram op 7,5 m afstand

$$L_{AE} = L_{Aeq,T} + 10 \lg T/T_0 \quad (T_0 = 1s)$$



Figuur 39c:

Het A-gewogen maximale tertsbandspectrum gemeten tijdens het doorlopen van een boog door een tram. Weergegeven zijn respectievelijk de hoogste (—) en de laagste (---) meetwaarden tijdens een van de meerdere passages.

9.2. Metingen aan trams in bogen

Zelfs bij een rechte baan zijn bepaalde gewenste omstandigheden tijdens de metingen niet voldoende vast te leggen in een meetvoorschrift. Bij booggeluid is het aantal parameters dat van belang is veel groter en bovendien is het moment en de plaats van optreden van het booggeluid niet voorspelbaar en zeker niet reproduceerbaar. De boogstraal, de meetplaatsen en de rijsnelheid kunnen in een voorschrift worden voorgeschreven. Omstandigheden met betrekking tot wrijvingseigenschappen (vocht, vuil, ruwheid), loopeigenschappen in bogen (spoorspel, asstand) en rijgedrag van de bestuurder (uitrollen, optrekken) zijn veel moeilijker vast te leggen. De metingen zullen zoveel mogelijk onder praktijkomstandigheden moeten gebeuren. Dus geen geslepen wielen of rails maar de ingereden toestand is het uitgangspunt voor de metingen. Bij een ingereden toestand zijn de ruwheden t.g.v. afdraaien of slijpen nagenoeg verdwenen.

De sterkte van het booggeluid kan in veel gevallen beter worden beschreven met kansdichtheidsverdelingen.

Afhankelijk van het doel waarvoor de metingen zijn opgezet kan worden gekozen uit de volgende meetresultaten bij verschillende meetlocaties:

- Meetplaats buiten de tram op 7,5 m afstand bij het begin van de boog zowel aan de binnen- als aan de buitenzijde van de boog (zie figuur 38).

meetgrootheden: L_{Amax} (laagste en hoogste waarde)

(zie fig. 39) : L_{AE} (over gehele passage)

- Meetplaats onder de tram bij de eerste as bij voorkeur bij een loopdraaistel en/of 1^e draaistel.

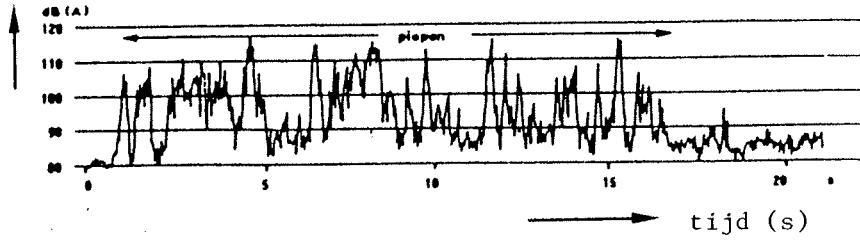
meetgrootheden: $L_A(\%)$ - kansdichtheidsverdeling over een bepaald traject of een bepaalde boog.

$L_A(\Sigma\%)$ - cumulatieve kansdichtheidsverdeling.

$L_{Amax}(f)$ - het maximum optredende geluidniveau tijdens het doorlopen van een boog.

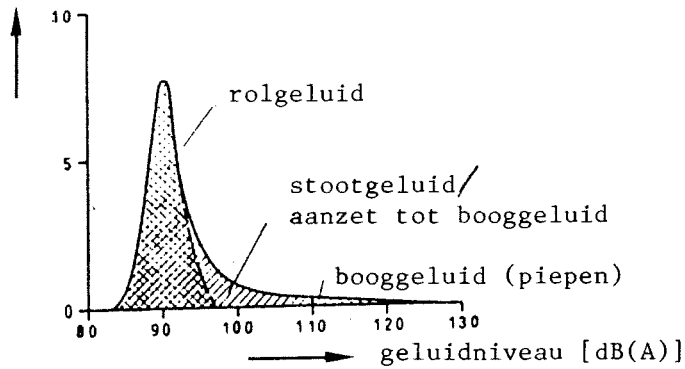
In de figuren 40 t/m 42 zijn voorbeelden van deze meetresultaten gepresenteerd. Het vastleggen van bepaalde meetprocedures in een aan te bevelen meetvoorschrift zal de vergelijkbaarheid van meetresultaten en de ervaringen met maatregelen ten goede komen.

geluidniveau



Figuur 40: Het verloop van het geluidniveau onder de tram tijdens het doorlopen van een aantal bogen.

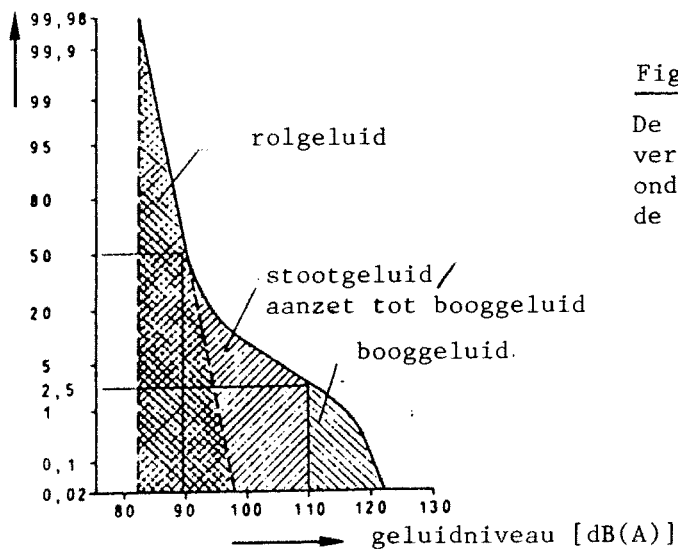
kansdichtheidsverdeling [%]



Figuur 41:

De kansdichtheidsverdeling van de geluidniveaus onder de tram in procenten van de totale rijtijd.

cumulatieve kansdichtheidsverdeling [%]



Figuur 42:

De cumulatieve kansdichtheidsverdeling van de geluidniveaus onder de tram in procenten van de totale rijtijd.

10. VERVOLGONDERZOEK

Op het gebied van de opwekkingsmechanismen van wiel/railgeluid is reeds veel onderzoek verricht. Nieuw onderzoek zal gericht moeten zijn op de invloed van de spoorconstructies op de trillingen in de wielband. Dit onderzoek moet inzicht verschaffen over het effect van gedempte en geveerde wielen op het rolgeluid en over de relatieve bijdrage van wiel en rail tot het totale geluidniveau.

De geluidemissie bij kruisingen, wissels en bogen is in het algemeen de grootste oorzaak van klachten over geluidhinder. Het vervolgonderzoek zou daarom gericht moeten zijn op deze problemen. Het booggeluid en het stootgeluid hangt sterk samen met het wieltype dat bij de trams is toegepast. Helaas bestaat er (nog) geen ideaal wiel dat voor beide typen geluid gunstig is. Het SAB-V wiel vermindert het booggeluid maar levert meer stootgeluid. Het SAB-wiel geeft minder stootgeluid maar geeft wel weer booggeluid.

Door gebrek aan gegevens over de dynamische eigenschappen van de wielen is niet zonder meer een verbetering bij de bestaande wielen aan te geven. Onderzoek zou daarom in de eerste plaats gericht moeten zijn op het bepalen van de voor de genoemde typen geluid belangrijke dynamische eigenschappen.

Het geluid van de overige bronnen wordt belangrijker naarmate het rolgeluidniveau in de toekomst zou afnemen. Verbeteringen kunnen het beste gezocht worden in het geluidarm construeren van deze bronnen zoals elektromotoren, tandwielkasten, compressoren etc..

De huidige meetmethode voor de geluidemissie van trams vraagt om onderzoek naar verbetering hiervan.

Dit zou kunnen volgen op het lopende onderzoek bij treinen, dat o.a. gericht is op de meting van de loopvlakruwheden.

11. CONCLUSIES

Emissie algemeen

De geluidemissie van de oudere type trams op een rechte baan bij 40 km/u is vergelijkbaar met die van overeenkomstige trams in Duitsland. Problemen doen zich voornamelijk voor als gevolg van golfslijtage op het railloopvlak en vlakke plaatsen op de wielband, bij het stootgeluid op kruisingen en wissels, en het geluid in bogen. De nieuwe trams blijken onder de huidige praktijkomstandigheden in rechtstand gemiddeld ca. 2 dB(A) stiller te zijn dan de oudere typen (zie figuren 19 en 20).

De geluidemissie van de trams in Amsterdam en Rotterdam is gemiddeld aan elkaar gelijk. De verschillen in de meetresultaten zijn grotendeels toe te schrijven aan de verschillen in de kwaliteiten van de railloopvlakken (onderhoudstoestand) en van de bovenbouwconstructie. De geluidemissie van trams op spoor in ballast te 's-Gravenhage is ca. 2 dB(A) lager en op spoor in asfaltbeton ca. 5 dB(A) lager dan die van Amsterdam en Rotterdam.

Over de geluidemissie van de sneltrams in Utrecht en Rotterdam is bij gebrek aan praktijkmetingen geen conclusie te trekken.

De geluidemissie in bogen en bij kruisingen en wissels ligt voornamelijk vast met het type wiel dat is toegepast.

Wieltype

Van de drie wieltypen die worden gebruikt namelijk SAB, Bochum (Krupp) en SAB-V-wielen geeft het SAB-V-wiel de beste resultaten, uitgezonderd bij kruisingen en wissels. Het Bochum-wiel is het meest hinderlijk in bogen. Het gewone SAB-wiel is het gunstigst voor stootgeluid.

Bovenbouwconstructie

Trams op open bovenbouwconstructies (ballast, zand, gras) zijn gemiddeld 3 tot 5 dB(A) stiller dan op gesloten spoorconstructies (asfalt, beton, bestrating) (zie fig. 17 en 18). Bovenbouwconstructies waarbij de rail los in zand ligt of op houten dwarsliggers is bevestigd vragen veel onderhoud en met name deze laatste geeft een hogere geluidemissie. Een onderhoudsarme constructie heeft een gunstige uitwerking op het geluid.

Overige geluidbronnen

Het geluid dat van de wielen en de rails afkomstig is overheerst bij 40 km/u het geluid van de overige bronnen. Bij lage snelheden leveren bronnen als chopper, luchttuitlaat, compressor en aandrijving een bijdrage tot het totale geluidniveau. Deze bronnen zijn vaak hoorbaar door het tonale karakter van het geluid.

Maatregelen (zie tabel 5)

Vlakke plaatsen: Door toepassing van anti-blokkeerinrichtingen bij de wielen worden vlakke plaatsen op de wielen voorkomen. In overige situaties is het drie maal per jaar slijpen van de wielbanden optimaal om de hinder te verminderen.

Golfslijtage: Door het regelmatig slijpen van de spoorstaven wordt het ontstaan van golfslijtage op de rails voorkomen. In situaties waar dit verschijnsel hardnekkig is biedt het oplossen van de railkop een goede oplossing.

Kruisingen en wissels: Goed onderhoud kan het stootgeluid hierbij zo gering mogelijk houden. Door vermindering van de verticale dynamische stijfheid van de bovenbouwconstructie en/of de wielband kan een aanzienlijke verbetering bereikt worden. Het SAB wiel is in dit opzicht veel beter dan het SAB-V-wiel.

Door wijzigingen in de constructies van de kruisstukken en wissels en toepassing van bredere wielbanden is het rollen op de wielflens niet meer nodig en neemt het stootgeluid af.

Krappe bogen: afgezien van ingrijpende wijzigingen als het vergroten van de boogstraal of met verkleinen van de radstand zijn de grootste verbeteringen te bereiken door wijzigingen in de wielconstructie. Het booggeluid verdwijnt geheel als het wiel sterk is gedempt en een optimale axiale stijfheid heeft (SAB-V-wiel). Een andere mogelijkheid is gevonden in de radiaal gestuurde assen (ZGT-6 tram) waarbij de aanloophoek wordt verkleind door zelfsturende assen.

Plaatselijk kan verbetering worden bereikt door het wijzigen van de wrijvingseigenschappen van de loopvlakken door het opbrengen van speciale lagen. De chemisch-fysische oppervlakte-behandelingen zijn vanwege de korte levensduur (nog) niet zinvol. De toepassing van speciale metaallegeringen zoals "anti-quietsch" kan plaatselijk wel booggeluid verminderen.

Bovenbouwconstructies

De onderhoudsarme constructies zijn ook vanuit het geluid-aspect gunstig.

Bovenbouwconstructies met geluidabsorberende afwerkklagen geven verbeteringen van 3 tot 5 dB(A).

Meetmethoden

De meetresultaten van geluidmetingen op de rechte baan volgens het huidige meetvoorschrift geven geen representatieve waarde voor de geluidemissie in de praktijk. Een verbetering moet vooral gezocht worden in een voorgeschreven slijp- en inrijprocedure voor de wielbanden en de rails en een scherpe definitie van toegelaten baanconstructies. Als aanvulling op het maximale geluidniveau is de SEL-waarde zinvol als meetresultaat voor de bepaling van de bronsterkte van een tram. Het geluid in bogen zou door geluidmeting onder de tram eenduidiger beschreven kunnen worden.

Delft, januari 1985

Technisch Fysische Dienst



ir. C.J.M. van Ruiten

LITERATUURLIJST

=====

Theoretische achtergrond

- [1.1] Remington, P.J., "Wheel/Rail Noise, Part I: Characterization of the wheel/rail dynamic system". J. of Sound and Vibr. (1976), 46(3), 359-379.
- [1.2] Van Ruiten, C.J., "Studie van het rolgeluid van NS-reizigersmaterieel", ICG-rapport RL-HR-04-01, mei 1982.
- [1.3] Ten Wolde, T. and Van Ruiten, C.J.M., "Sources and mechanisms of wheel/rail noise: state-of-the-art and recent research", J. of Sound and Vibr. (1983), 87(2), 147-160
- [1.4] Remington, P.J., "Wheel/rail noise, Part IV: Rolling Noise", J. of Sound and Vibr. (1976), 46(3), 419-436
- [1.5] Vér, I.L. e.o., "Wheel/Rail Noise, part III: Impact Noise generation by wheel and rail discontinuities, J. of Sound and Vibr. (1976), 46(3) 395-419
- [1.6] Rudd, M.J., "Wheel/rail noise, part II: Wheel squeal", J. of Sound and Vibr. (1976), 46(3), 381-394
- [1.7] Rudd, M.J., Remington, P.J., Vér, I.L., "Wheel/rail noise and vibration - Volume 1: Mechanics of Wheel/Rail Noise Generation", DOT-report nr. UMTA-MA-06-0025-75-10, Washington 1975.

Geluidemissie algemeen

- [2.1] Remington, P.J., "Wheel/Rail Noise: The state-of-the-art", Proc. Noise-Con 77, (1977), 257-284
- [2.2] VÉR, I.L., "Impact noise generation by wheel and rail discontinuities", Proc. Internoise 1975, 77-83
- [2.3] Hübner, H., "Geräuschemissionen von Schienenfahrzeugen" Haus der Technik, Techn. Mitt., 1976, 69(2)
- [2.4] VDI-Richtliniën" 2716, "Geräuschsituation bei Stadtbahnen". 1975, 8 blz.
- [2.5] Gross, K., Blennemann, F., "Ergebnisse von Geräuschmessungen an modernen Strassenbahn-, Stadtbahn- und U-bahn Fahrzeugen und bei unkonventionellen Verkehrssystemen - teil 1", Verkehr und Technik 1979, Heft 4, 124-128
- [2.6] Persoonlijke gesprekken met de heer Boender en de heer Reef (HTM), 1983
- [2.7] Persoonlijke gesprekken met de heer De Haan (G.V.B.), 1983
- [2.8] Persoonlijke gesprekken met de heer Kijlstra en de heer Ebbenhout (RET), 1984
- [2.9] Persoonlijke gesprekken met de heer Hemelrijk (NS), 1983
- [2.10] STUVA-Forschungsberichte", Untersuchungen zur Minderung der Innen-und aussengeräusche bei schienegebundenen Systemen des Stadtverkehrs-Vorstudie-, Köln 1977
- [2.11] Remington, P.J., "Retrofit noise control of rapid transit cars", J. of Sound and Vibr. (1979), 66(3), 419-441
- [2.12] Ten Wolde, T., "De emissiemethode voor treinen", NAG-publicatie Nr. 67, 1983, blz. 38-47.

Maatregelen

- [3.1] Gross, K., "Ergebnisse der Messfahrten mit dem strassenbahnwagen 704 der RET, Rotterdam-Einfluss der Radsatz-Radial-steuerung", STUVA-rapport, Köln, 17 dec. 1982
- [3.2] Gross, K., Meschede, K. "Geräusschminderung durch Radsatzsteuerung im Gleisbogen", Der Nahverkehr, 1983(4), 64-65
- [3.3] Hübner, H., "Schallgedämpfte Eisenbahnräder im städtischen Nahverkehr", ZEV-Glas. Ann. 102(11), 1979, 336-342
- [3.4] Kurzweil, L.G., "Wheel/rail noise - means for control", J. of Sound and Vibr. (1978), 87(2), 197-220
- [3.5] Gross, K., Blennemann, F., "Entwicklungsergebnisse zur Minderung von Geräuschen und Erschütterungen und ihre Umsetzung in betrieblichen Einsatz", Nahverkehrsforschung 1982, Statusseminar IX, 91-106
- [3.6] Bugarcic, H., "U-bahn-Versuche über das Zusammenwirken von Rad und Schiene hinsichtlich Geräuschentwicklung, Laufverhalten, Stossübertragung, Reibung, Abnützung und Wellenbildung", Leichtbau der Verkehrsfahrzeuge 17 (1973), Nr. 5/6, S.119-130
- [3.7] Meschede, K., Geers, "Entwicklung und Erprobung geräuschmindernder Konstruktionen im Drehgestellbereich von Stadtbahnwagen", Nahverkehrsforschung 1982, Statusseminar IX, 115-134.
- [3.8] Leykauf, G., "Verschleiss von verfahrenstechnisch behandelten Schienen und deren Auswirkung auf das Radprofil", Nahverkehrspraxis Nr. 8-1983, blz. 318-322.
- [3.9] Schupp, G., "Einfluss der Schallabsorption der Fahrbahn auf die Geräuschabstrahlung schnellfahrender Züge", WKsb-Sonderausgabe August 1980.

- [3.10] Kurek, E.G., "Massnahmen zur Schalldämpfung an Schienen-fahrzeug
- [3.11] Albrecht, H., "Trillingabsorbierende wielschermen; Polytechnisch tijdschrift, Geluid en Trilling 35 (1980) nr. 2, 49-52
- [3.12] Albert, H., Raquet, E. "Gummigefederte Räder in Leichtbauweise zur Geräuschkinderung der U-bahn-Fahrzeuge der Hamburger Hochbahn AG", Verkehr und Technik 1979, Heft 1, 27-31
- [3.13] Raquet, E., u.a., "Geräuschkinderung in schienengebundenen Nahverkehr durch Einsatz gummigefederte Räder", Techn. Mitt. Krupp-Werkberichte 33 (1975), Heft,2, 51-54
- [3.14] Raquet, E., "Einfache, langlebige und kostengünstige schwingungsabsorber für Schienenfahrzeigräder", VDI-Berichte Nr. 437, 1982
- [3.15] Steur, W. de, "Het mechanisch gedeelte van nieuwe tramrijtuigen voor de RET", Polytechnisch Tijdschrift, Werktuigbouw 35 (1980) nr. 7
- [3.16] Remington, P.J., Stahr, J.D., "The effects on noise of changes in wheel/rail system parameters", Journal Sound and Vibration (1983), 87(2), 221-229
- [3.17] Rickley, E.J., Brien, M.J., "Noise test - Resilient Wheels Massachusetts Bay Transportation Authority Green line", DOT-Report TSC-UMTA-82-16", Nov. 1982
- [3.18] Raquet, E., Tacke, G., "Schallgedämpfte Schienenräder zur verminderung der kurvengeräusche im Nahverkehr", Techn.Mitt. Krupp, ForschungsBerichte 40, 1982, H.4
- [3.19] Meschede, K., Gerndt, "Ergebnisse und Massnahmen zur Lärminderung im Drehgestellbereich von Stadtbahnwagen", Nahverkehrforschung 1981, Statusseminar VIII, 86-98.

Meetresultaten

- [4.1] Afman, H.B., "Geluid van trams"; Dienst Openbare Werken Amsterdam, rapport 3275, juni 1981
- [4.2] Afman, H.M., "Geluid van trams: de invloed van de rails op het tramgeluid", Dienst Openbare Werken, rapport 3626, mei 1983
- [4.3] Wynia, Y.K., "Invloed railoplegging", Van Dorsser rapport nr. 889.A sept. 1974.
- [4.4] Wynia, Y.K., "Onderzoekgeluidemissie trams bij Centraal Station N.S. te 's-Gravenhage", Van Dorsser rapport nr. 1694.A; oktober 1978
- [4.5] Wynia, Y.K., "Onderzoek geluidemissie SAB-V-wielen", Van Dorsser rapport nr. 2085.A, oktober 1979
- [4.6] Wynia, Y.K., "Onderzoek spoorbaanconstructies Goeverneurlaan te 's-Gravenhage", van Dorsser rapport nr. 2220.A, maart 1980
- [4.7] "Emissiemetingen trams", ICG-rapport RL-HR-06-01, mei 1982 (metingen verricht in 1978).
- [4.8] Van Leeuwen, J.A., "Meetresultaten ORL6-onderzoek tramtype GTL-8 's-Gravenhage", Van Dorsser rapport nr. 3216.A, april 1984
- [4.9] Van Leeuwen, J.A., "Meetresultaten ORL-6 onderzoek tramtype ZGT-6 Rotterdam" Van Dorsser rapport 3216B, april 1984
- [4.10] Van Leeuwem, J.A., "Voorlopige meetresultaten tramtype 9G Amsterdam", Van Dorsser rapport no. 3216-C, mei 1983
- [4.11] Van Leeuwen, J.A., "Metingen trams te 's-Gravenhage - Invloed van bezettingsgraad", Van Dorsser rapport nr. 3507.A, febr. 1984
- [4.12] Van Leeuwen, J.A., "Praktijkmetingen trams te 's-Gravenhage" Van Dorsser rapport nr. 3507.B, mei 1984
- [4.13] Van Ruiten, C.J.M., "Geluidmetingen onder de tram", TPD-rapport nr. 307.454, 1985 (nog niet verschenen)
- [4.14] Van Ruiten, C.J.M., "Toetsing van de rekenmethode Railverkeerslawaaï-notitie nr. 7", TPD-rapport 307.842/7, mei 1984.

- [4.15] Crone, A.H.M., "Geluidmetingen aan de sneltram Utrecht-Nieuwegein", Lichtveld en Buis, Raadgevende Ingenieurs B.V. rapport no. 70.055-2, dec. 1983
- [4.16] Van Leeuwen, J.A., Wynia, Y.K., "Metingen sneltram Rotterdam Ommoord", Van Dorsser rapport nr. 4160.A, april 1984
- [4.17] Van Leeuwen, J.A., "Praktijkmetingen trams te Amsterdam", Van Dorsser rapport nr. 3507.C, aug. 1984
- [4.18] Van den Berg, R., "Metingen t.b.v. project Geluidhinder trams in de woonomgeving", IMG-TNO, dec. 1983
- [4.19] ICG-rapport RL-HR-01-01, "Voorschrift voor het meten van de geluidemissie van railvoertuigen", 1976
- [4.20] ICG-rapport RL-HR-02-01, "Voorschrift voor het meten van de geluidimissie van railvoertuigen", 1976
- [4.21] "Larmsituation Zürich im vergeleich mit Basel", Verkehrsbetriebe Zürich, 1983.
- [4.22] Martin, R., Bostelmann, H., "Geräuschmessungen an Strassenbahnen" VDI-berichte Nr. 170, 1971.
- [4.23] "Acoustics-Description and measurement of environmental noise- Part 1: Basic quantities and procedures", ISO 1996/1 1982(E).
- [4.24] Tukker, J.C., "Geluidmetingen metro", TPD-rapport 507.275/2, september 1975

Appendix A:

Meetresultaten van metingen langs de baan.

Tabel A1: Overzicht van de meetresultaten en bijbehorende gegevens

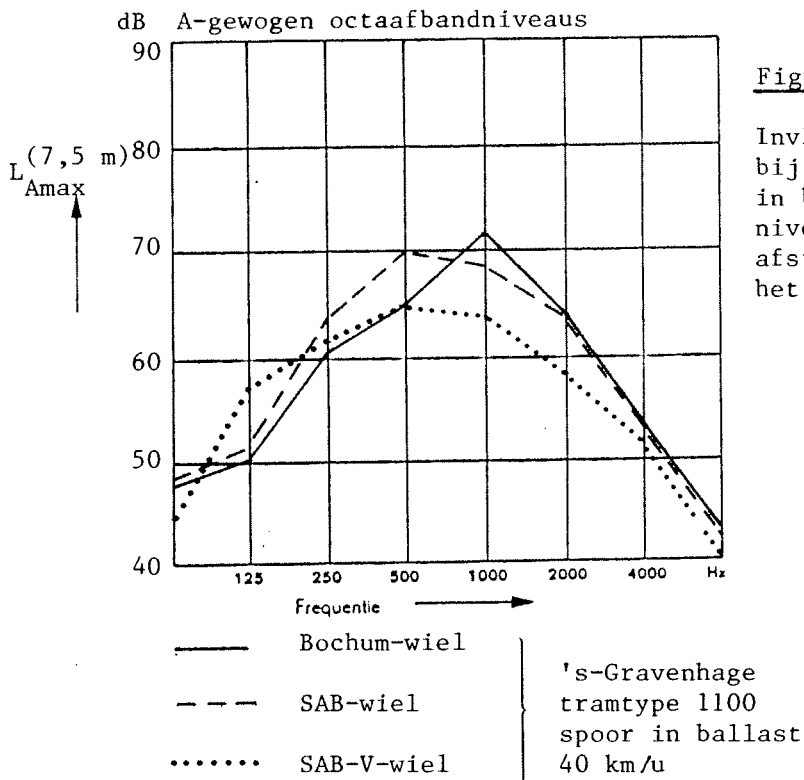
's-Gravenhage							
tramtype	wieltype	bovenbouw	bijzonderh./ meetplaats	snelh. km/u	L _{Amax} 7,5 m	dB(A) 25 m	opmerking
1100 (enkel)	SAB	ballast +	Kleine Loo	40	72	65	Typekeur.
1100 (dubbel)	"	betonnen			75	66	metingen
1300	"	dwarsligger			77	68	1978 [4.7]
1300 (dubbel)	"				80	70	
GTL 8	SAB-V				74	66	1983 [4.8]
1100	SAB	ballast +	Parellelweg	40	82		controle-
1300	"	betonnen			82		metingen
1300 (dubbel)	"	darsliggers			83		1983[4.11]
GTL	SAB-V				79		
1100	SAB	bal. + hout	Heuvelweg	40	82		
	"	bal. + beton	Melis Stokelaan	"	83		
	Bochum	bal. + hout		"	83		1974 [4.3]
	"	bal. + beton		"	81		
1100	SAB	bal. + beton	Kleine Loo	40	73	66	contr.mtg
1300	"			"	72	68	gesl.rail
GTL-8	SAB-V				74	69	1983[4.12]
1100	SAB	bal. + beton	Kleine Loo	40	73	65	
	SAB-V nieuw		" "	"	71	63	1979 [4.5]
	SAB-V inger.		" "	"	68	60	
1100	SAB	asfalt/	G.Deynootweg	40	81	73	1979
	SAB-V nieuw	Hannover-		"	79	71	[4.5]
	SAB-V inger.	constructie		"	79	71	
1100	SAB	groefrail	Kalvermarkt	40	81	73	
	SAB-V nieuw	in asfalt		"	78	70	1979
	SAB-V inger.			"	76	68	[4.5]
1100	SAB	directe	Ternoot	40		73	1979
	SAB-V nieuw	railbevest.		"		69	[4.5]
	SAB-V inger.			"		69	
1100	SAB	semi-metro	Centraal	40		71	afscher-
	SAB-V nieuw	viaduct	station	"		66	ming?
	SAB-V inger.	(boog)		"		66	1979 [4.5]
1100	Klockner	semi-metro	Centraal	40		70	
	Bochum	viaduct	station	"		61	1974 [4.3]
	SAB			"		72	

Tabel A1: (vervolg)

tramtype	wielttype	bovenbouw	bijzonderh./ meetplaats	snelh. km/u	L _{Amax}		opmerking
					7,5 m	25 m	
1100(enkel)	SAB	asfalt/	G. Deynootweg	40	76	68	type-
1100(dubbel)	"	Hannover			78	70	keurings-
1300	"	constructie			80	70	metingen
1300(dubbel)	"				82	74	1978 [4.7]
GTL 8	SAB-V				76	70	1983 [4.8]
1100	SAB	asfalt/	G. Deynootweg	40	80	72	contr.mtg
1300	"	Hannover			78	72	gesl.rail
GTL 8	SAB-V	constructie			71	66	1979 [4.5]
1100	SAB	asfalt	A Gouverneurlaan	40	85		1980
	"	"	B		83		[4.6]
	"	"	C		81		
1300	SAB	asfalt	A Gouverneurlaan	40	81		
	"	"	B		81		1980 [4.6]
	"	"	C		80		
1100	SAB	asfalt/	Goudenregenpl.	40	84,5		
	"	Hannover cons.	" str.		79		1974 [4.3]
	"	groefrail in zand	Schev.weg		73,5		
1100	Bochum	asfalt/	Goudenregenpl.	40	87,5		
	"	Hannover cons.	" str.		82,5		1974 [4.3]
	"	rail in zand	Schev.weg		76		
1100	SAB	asfalt/	Kleine Loo	40	81		meettram
1300	"	railas			82		1983 [4.12]
GTL 8	SAB-V				87		
1100	SAB	asfalt/	G.Deynootweg	20	87		meettram
1300	"	boog	(binnenzijde)		74		1983 [4.12]
GTL 8	SAB-V				73		
1100	SAB	asfalt/	G.Deynootweg	20	81		meettram
1300	"	boog	(buitenzijde)		73		1983 [4.12]
GTL 8	SAB-V				73		
1100 dubbel	SAB	ballast	Kleine Loo	40	75	71	contr.mtg
1300 dubbel	"	"	"	40	75	70	
GTL 8	SAB-V	"	"	40	73	69	1983 [4.12]
1100 dubbel	SAB	asfalt	G.Deynootweg	40	77	72	
1300 dubbel	"	"	"	40	78	73	
GTL 8	SAB-V	"	"	40	74	69	

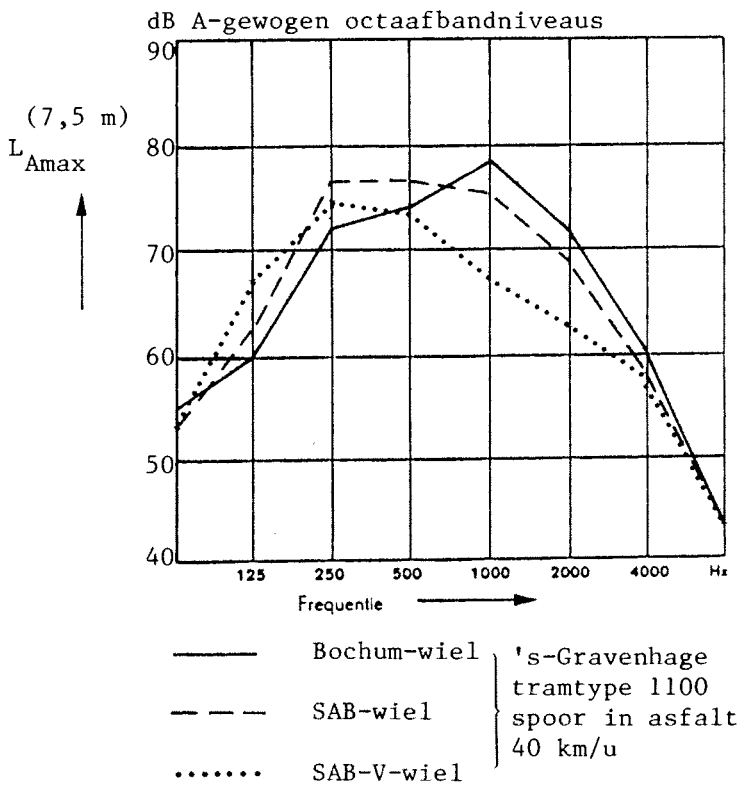
Tabel A1: (vervolg)

Amsterdam							
tramtype	wielttype	bovenbouw	bijzonderh. meetplaats	snelh. km/u	L _{Amax} dB(A)		opmerking
					7,5 m	25 m	
6 G	Bochum	Ballast +	Burg.Roëllstr.	40	74	66	type-keur
8 G	"	betonnen		"	76	64	1978 [4.7]
9 G	"	dwarssliggers		"	82	72	1983[4.10]
6 G	Bochum	asfalt	Heemstedestr.	40	82	77	type-keur
8 G	"		(railas)	"	82	77	1978 [4.7]
9 G	"			"	82	74	1983[4.10]
6 G/8G	Bochum	asfalt	diverse	40	83		contr.mtg 1980 [4.1]
8 G	Bochum	ballast	Burg. Roëllstr.	40	79	70	contr.mtg
9 G	"			"	78	69	1984[4.17]
8 G	Bochum	asfalt	Flevoweg	40	85	74	contr.mtg
9 G	"			"	84	74	1984[4.17]
8 G	Bochum	asfalt/	Plesmanlaan	40	88		meettram
9 G	"	railas		"	89		1984 [4.17]
Nederlandse Spoorwegen Utrecht							
sneltram	Klöcker	ballast	Nieuwegeinlijn	40	75	68	
				75	83	77	
SGM	star	ballast		40		68-71	motorgel.
M64	"	"		40		75	
M54	"	"		40		70	type-keur



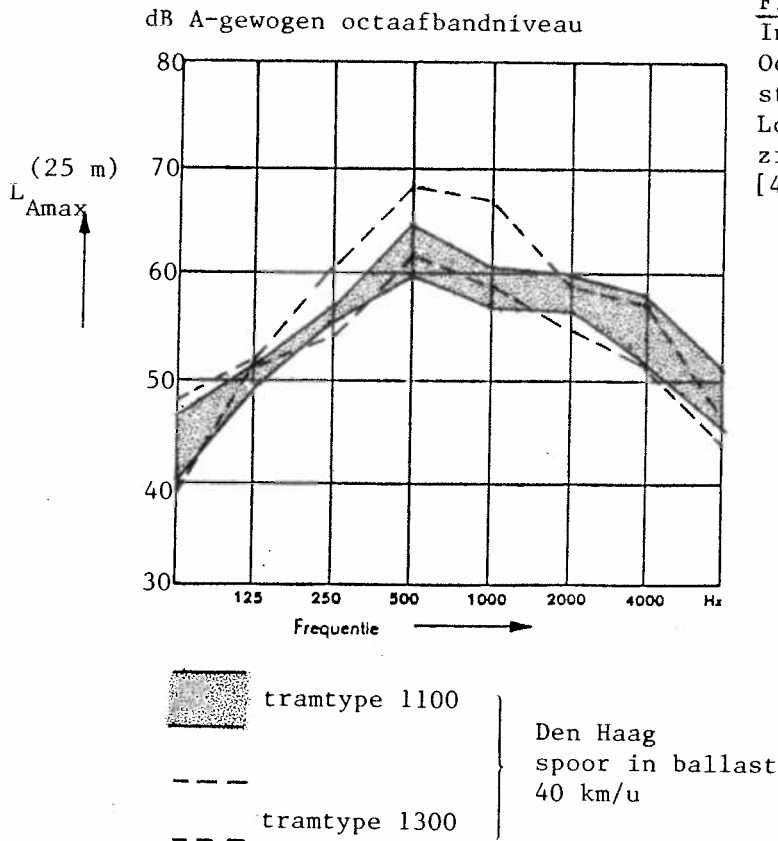
Figuur A1:

Invloed van het wieltype bij tramtype 1100 op spoor in ballast. Octaafbandniveaus gemeten op 7,5 m afstand van het midden van het spoor.

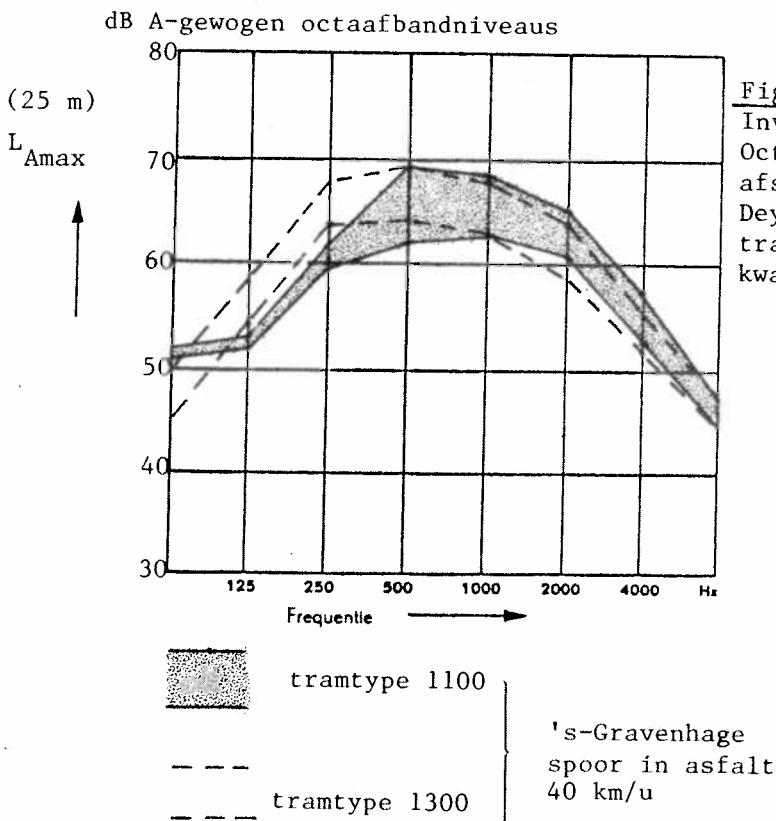


Figuur A2:

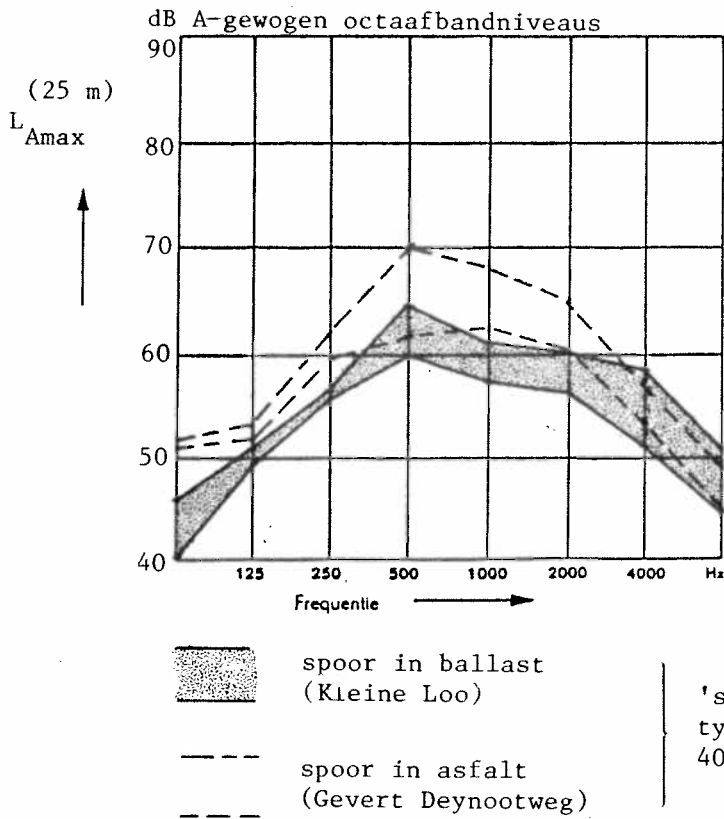
Invloed van het wieltype bij tramtype 1100 op spoor in asfalt. Octaafbandniveaus gemeten op 7,5 m afstand van het midden van het spoor [4.5].



Figuur A3:
Invloed van de draaistelconstructie.
Octaafbandniveaus gemeten op 25 m afstand bij spoor in ballast (Kleine Loo). De verschillen bij één tramtype zijn het gevolg van de baankwaliteit. [4.7], [4.12].

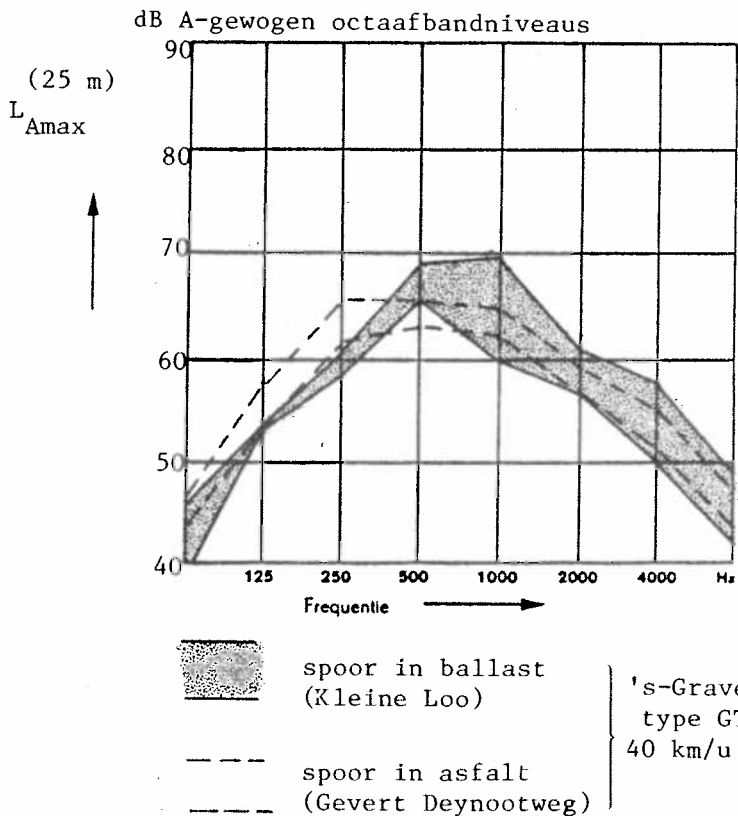


Figuur A4:
Invloed van de draaistelconstructie.
Octaafbandniveaus gemeten op 25 m afstand bij spoor in asfalt (Gevers Deynootweg). De verschillen bij één tramtype zijn het gevolg van de baan-kwaliteit. [4.7], [4.12].



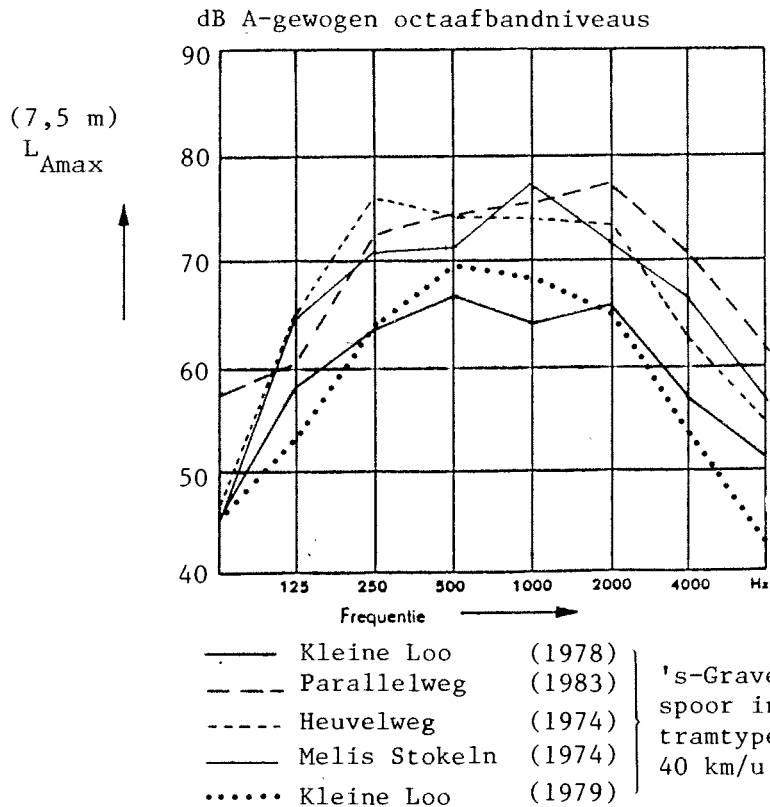
Figuur A5:

Invloed van de loopvlakwaliteit van de rails. Octaafbandniveaus gemeten op 25 m afstand bij tramtype 1100. Laagste waarde is afkomstig van typekeuringmetingen en de hoogste van controlemetingen. [4.7], [4.12].

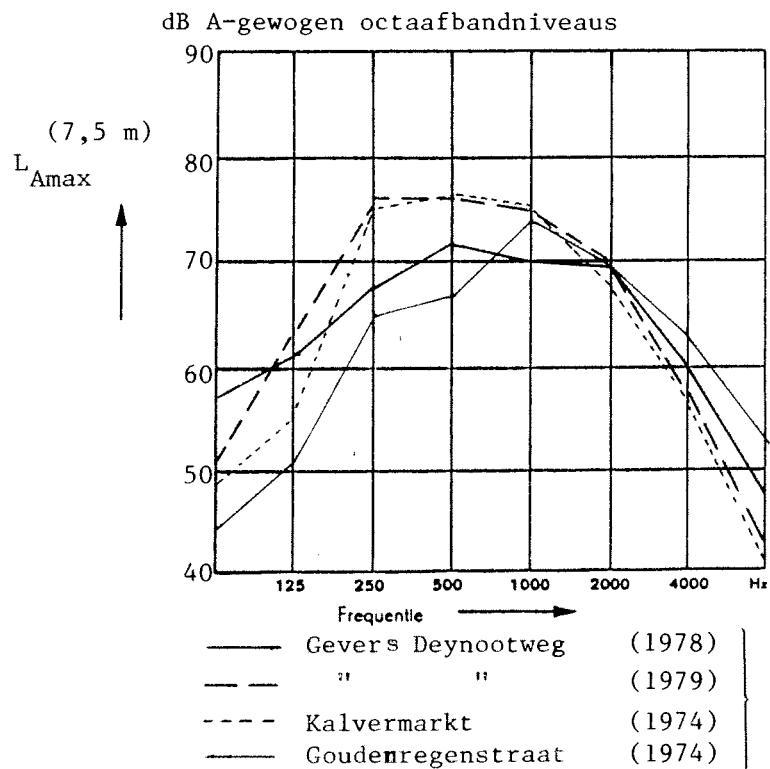


Figuur A6:

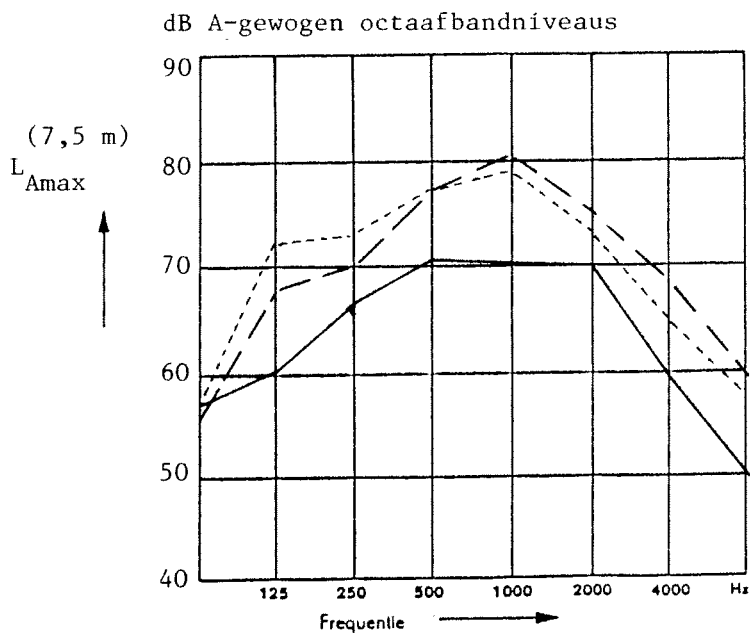
Invloed van de loopvlakwaliteit van de rails. Octaafbandniveaus gemeten op 25 m afstand bij tramtype GTL-8. Laagste waarde is afkomstig van typekeuringmetingen en de hoogste van controlemetingen. [4.7], [4.12].



Figuur A7:
Invloed van de meetlocatie bij overeenkomstige bovenbouwconstructies in ballast. Octaafbandniveaus gemeten op 7,5 m bij diverse spoorconstructies in ballast.

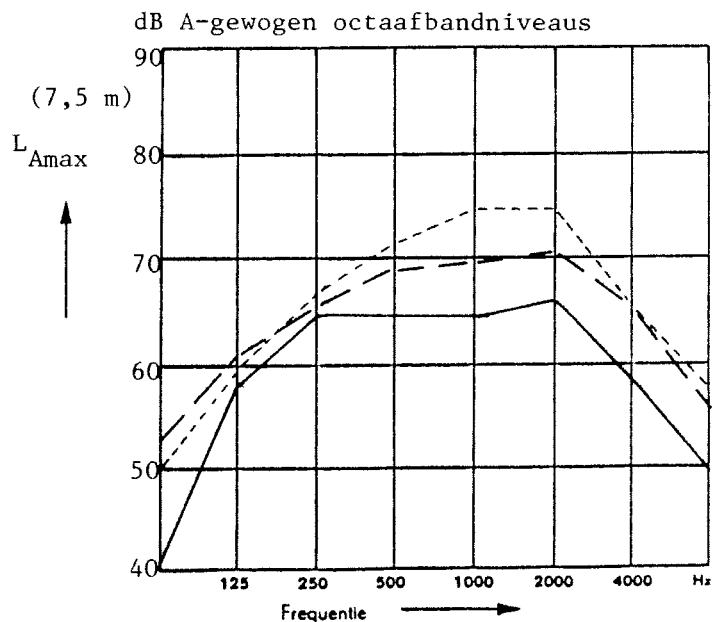


Figuur A8:
Invloed van de meetlocatie bij overeenkomstige bovenbouwconstructies in asfalt. Octaafbandniveaus gemeten op 7,5 m bij diverse spoorconstructies in asfalt.



Figuur A9:
Typekeuringsresultaten van de oudere typen trams op spoor in asfalt. [4.7].

—	tramtype 1100	} typekeuringsmeting spoor in asfalt 40 km/u
- - -	" 6G/8G	
· · ·	" Düwag	



Figuur A10:
Typekeuringsresultaten van de oudere typen trams op spoor ballast [4.7].

—	tramtype 1100	} typekeuringsmeting spoor in ballast 40 km/u
- - -	" 6G/8G	
· · ·	" Düwag	