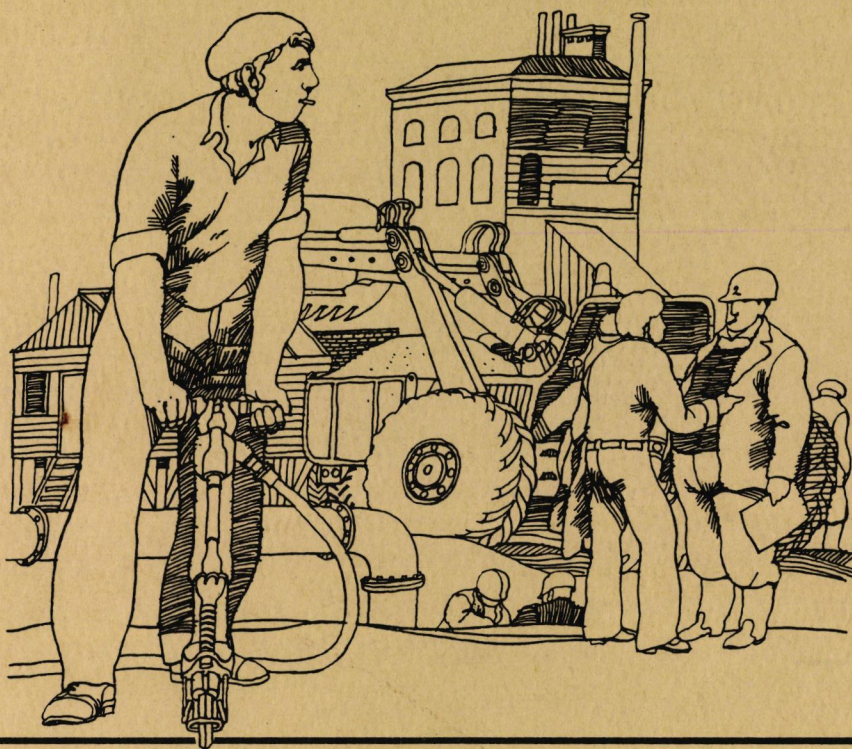


Bib

LAWAABESTRIJDING II

Richtlijnen voor het opstellen van
een globaal lawaaibestrijdingsplan

R. van den Berg



Nederlands Instituut voor Praeventieve Gezondheidszorg

NIPG-TNO

Leiden

SCZ
B 46 (3)

LAWAABESTRIJDING II

SCZ

B46
(3)

Richtlijnen voor het opstellen van een globaal lawaabestrijdingsplan

BIBLIOTHEEK NEDERLANDS INSTITUUT
VOOR PRAEVENTIEVE GEZONDHEIDSZORG TNO
POSTBUS 124, 2300 AC LEIDEN

IBISSTAMBOEKNUMMER

4642/000

R. van den Berg

Nederlands Instituut voor Praeventieve Gezondheidszorg

NIPG-TNO

december 1988

Nederlands Instituut voor
Praeventieve Gezondheidszorg TNO
Wassenaarseweg 56 Leiden

Postadres:
Postbus 124
2300 AC LEIDEN

Telefoon: 071 - 17 88 88

Deze uitgave is te bestellen door het overmaken van f. 37,10 (incl. BTW) op postrekening 20.22.77 van het NIPG-TNO onder vermelding van bestelnummer 88080.

CIP-GEGEVENS KONINKLIJKE BIBLIOTHEEK, DEN HAAG

Berg, R., van den

LawaaiBESTRIJDING II: richtlijnen voor het opstellen van een lawaaiBESTRIJDINGSPLAN / R. van den Berg. - Leiden:
Nederlands Instituut voor Praeventieve Gezondheidszorg-TNO.
ISBN 90-6743-141-9
SISO 614.63 UDC 628.517.2:331.4
Trefw.: lawaaiBESTRIJDING.

© 1988 Nederlands Instituut voor Praeventieve Gezondheidszorg TNO
Publikatienummer 88080

Voor de rechten en verplichtingen van de opdrachtgever met betrekking tot de inhoud van dit rapport wordt verwezen naar de Algemene Voorwaarden van TNO.

Niets uit deze uitgave mag worden verveelvoudigd, openbaar gemaakt, en/of verspreid door middel van druk, fotocopie, microfilm of op welke wijze ook zonder voorafgaande schriftelijke toestemming van het NIPG-TNO.

VOORWOORD

1.	INLEIDING	1
2.	WETGEVING	3
	2.1 Nederlandse wetgeving	3
	2.2 Redelijkerwijsclausule	5
	2.3 EG-richtlijnen lawaai op de arbeidsplaats	9
3.	AANPAK VAN DE PROBLEMATIEK	10
	3.1 Algemeen	10
	3.2 Nieuwbouw of vernieuwing	10
	3.3 Bestaande situaties	11
4.	ONTSTAANSMECHANISMEN VAN GELUID	13
5.	LAWAABESTRIJDING AAN DE BRON	17
	5.1 Geluidverminderende maatregelen bij geluidop- wekking	17
	5.1.1 Wervelvorming en turbulentie	17
	5.1.2 Cavitatie	20
	5.1.3 Plotselinge kracht- en drukwisselingen	22
	5.1.4 Aanstotende krachten, drukken en be- wegingen	26
	5.1.5 Samenvatting maatregelen aan de bron bij geluidopwekking	29
	5.2 Geluidverminderende maatregelen bij de geluid- overdracht binnen de machine: luchtgeluid	30
	5.3 Geluidverminderende maatregelen bij geluidover- dracht binnen de machine: contactgeluid	36
	5.3.1 Dempden van trillingen	37
	5.3.2 Isolatie van trillingen	50
	5.4 Geluidverminderende maatregelen bij geluidaf- straling	66
	5.5 Geluidarme bewerkingsmethoden en werkings- principes	77
	5.5.1 Wijziging van bewerkingsmethode	77
	5.5.2 Wijziging van machine(onderdelen)	81

6.	LAWAABESTRIJDING IN DE OVERDRACHTSWEG	84
6.1	Inleiding	84
6.2	Absorptie	88
6.2.1	Algemeen	88
6.2.2	Uitvoeringsvormen	102
6.3	Isolatie van luchtgeluid	107
6.3.1	Inleiding	107
6.3.2	Scheidingswanden	108
6.3.2.1	Algemene theorie	108
6.3.2.2	Zware enkelvoudige wanden, buigstijve wanden	111
6.3.2.3	Lichte enkelvoudige wanden, buigslappe wanden	112
6.3.2.4	Dubbelwandige constructies	113
6.3.2.5	Voorzetwanden	121
6.3.2.6	Gedeeltelijke scheidingswanden	121
6.3.3	Akoestische afschermingen	122
6.3.3.1	Inleiding	122
6.3.3.2	Schermen	124
6.3.3.3	Omkastingen en cabines	132
LITERATUUR	145
Bijlage 1	Artikel 179a van het Veiligheidsbesluit voor fabrieken of werkplaatsen (1938)	149
Bijlage 2	Paragraaf 3 uit de Nota van Toelichting op de wijziging van het veiligheidsbesluit voor fa- brieken of werkplaatsen (1938) en het landbouw- veiligheidsbesluit 3. Redelijkerwijs clause	151

VOORWOORD

Zoals bekend vindt blootstelling aan lawaai in de arbeidssituatie op grote schaal plaats. De hiermee samenhangende gezondheidsproblematiek wordt al jaren duidelijk herkend en erkend. Dit vindt zijn weerslag in het overheidsbeleid dat zich binnen het onderzoeksprogramma van de Interdepartementale Commissie Geluidhinder speciaal richt op lawaai op de arbeidsplaats. Ook binnen de bedrijfsgezondheidszorg en bij bedrijven wordt in sterke mate aandacht besteed aan deze problematiek.

Naast een streven naar bescherming en bewaking van de gezondheid van de werkende mens, die blootgesteld wordt aan lawaai, bestaat de behoefte deze bron van schade zelf aan te pakken. In dit kader is eerder een handzame publicatie verschenen, die aanwijzingen geeft hoe ongewenste lawaainiveaus te bestrijden (R. van den Berg. Lawaaibestrijding, achtergronden, aanpak en methoden, praktijkvoorbeelden. Leiden, NIPG-TNO, 1985).

Het Nederlands Instituut voor Praeventieve Gezondheidszorg TNO houdt zich vanuit de invalshoek van preventie bezig met de relatie lawaai en gezondheid. Het is dan ook in dit verband dat het NIPG gaarne haar medewerking verleend heeft aan het tot stand komen van een vervolg op bovengenoemde publicatie over lawaaibestrijding in de praktijk. Wij hopen dat ook dit boekje een bijdrage zal leveren aan het voorkómen van gezondheidsschade bij diegenen die in of buiten het werk aan overmatig lawaai zijn blootgesteld.

Dr. C.L. Ekkers
onderdirecteur

1. INLEIDING

De materie der lawaaibestrijding is in de meeste gevallen zeer complex, waardoor vaak een diepgaand akoestisch onderzoek nodig zal zijn om uit te maken welke maatregelen in bepaalde gevallen de beste resultaten zullen geven.

In veel gevallen zijn ook verschillende oplossingen voor een geluidprobleem mogelijk. Deze zullen afgewogen moeten worden (kosten/baten-analyse) en is een kwantitatieve beoordeling nodig. Aan de hand van metingen en berekeningen kan door een deskundige een geluidprognose worden gegeven. Het wordt aanbevolen voor deze situaties een akoestisch adviseur in te schakelen.

Deze publicatie is bedoeld voor diegenen die zich uit hoofde van hun functie of anderszins bezighouden met de lawaaibestrijdingsproblematiek, in het bijzonder op de arbeidsplaats, zonder dat zij hiervoor een gespecialiseerde opleiding hebben gevolgd. Te denken valt bijvoorbeeld aan veiligheidsfunctionarissen, ondernemingsraadsleden, medewerkers van Technische Diensten en medewerkers van bedrijfsgezondheidsdiensten.

Deze publicatie kan een hulpmiddel zijn bij het opstellen van een globaal lawaaibestrijdingsplan, bijvoorbeeld als onderdeel van een gehoorbeschermingsprogramma, uit te voeren door een bedrijfsgezondheidsdienst.

Er wordt vanuit gegaan dat enkele groundbegrippen van de akoestiek bekend zijn. In dit verband zij vermeld dat er een eerdere publicatie is verschenen met vele praktijkvoorbeelden waarin deze begrippen zijn beschreven (Van den berg, 1985). Voorliggende publicatie zal deze publicatie voor een deel overlappen. Verder kan verwezen worden naar meer algemene publicaties (Beranek, 1971; Ginn, 1978; Harris, 1979; Hassall, 1979; Heckl, 1975; Kosten, 1964; Schmidt, 1968).

Zoals eerder vermeld zijn in veel gevallen verschillende manieren van lawaaibestrijding mogelijk. In deze publicatie wordt een overzicht gegeven van deze verschillende mogelijkheden zonder erg diep op de achtergronden ervan in te gaan. Er is getracht in getalvorm aan te geven hoe groot de mogelijke geluidreductie van een bepaalde maatregel kan zijn. Deze getallen zijn echter alleen bedoeld als gedachtenbepaling en kunnen natuurlijk niet exact aangegeven worden. Het zijn gemiddelden. Vaak is de te bereiken geluidreductie sterk afhankelijk van de omstandigheden. De mogelijkheden van lawaaibestrijding zijn zover mogelijk naar hun toepassing gerangschikt (bron, overdrachtsweg, ontvanger) (zie schema in

hoofdstuk 3). Het onderscheid naar type maatregel is soms zeer duidelijk maar vaak ook zullen zij in elkaar overgaan. Zo zullen voorzieningen buiten de bron vaak ook de bron zelf beïnvloeden.

In de eerste plaats zal moeten worden gezien of geluidreductie verkregen kan worden door het ontstaansmechanisme te beïnvloeden; dit is bestrijding aan de bron. Van groot belang is echter ook de geluiduitstraling. Door vermindering van deze uitstraling wordt ook geluidreductie verkregen.

Wanneer aan de bron zelf geen maatregelen getroffen kunnen worden om het geluidniveau te doen dalen moet gekeken worden naar de mogelijkheid om het lawaai te bestrijden in de overdrachtsweg tussen de bron en de ontvanger. Hiertoe zijn diverse mogelijkheden. Ook nu geldt weer dat maatregelen zo dicht mogelijk bij de bron de voorkeur verdienen, dus bijvoorbeeld door gedeeltelijke of gehele omkasting.

Wanneer maatregelen aan de bron of in de overdrachtsweg de situatie onvoldoende hebben kunnen verbeteren, zal men persoonlijke gehoorbescherming moeten gebruiken. Dit moet echter in alle gevallen als een lapmiddel worden beschouwd. Op het gebied van persoonlijke gehoorbeschermingsmiddelen is een Publicatieblad van de Arbeidsinspectie verschenen, Pl66-2, Lawaai op de Arbeidsplaats-Gehoorbeschermingsmiddelen.

2. WETGEVING

In het kader van een onderzoekprogramma lawaai op de arbeidsplaats van de Interdepartementale Commissie Geluidhinder (ICG) is een rapport verschenen (Passchier-Vermeer, 1986) waarin de regelingen en aanbevelingen voor de aanpak van de lawaaiproblematiek in bedrijven is beschreven. Uitgaande van de bestaande wetgeving worden diverse mogelijkheden beschreven.

2.1 Nederlandse wetgeving

Arbeidsomstandighedenwet.

De wettelijke voorschriften met betrekking tot de arbeidsomstandigheden zijn verspreid in een zeer groot aantal wetten en besluiten. Verreweg het belangrijkste op het gebied van de wetgeving inzake arbeidsomstandigheden is de Arbeidsomstandighedenwet van 8 november 1980 (Stb 664), hierna te noemen Arbowet. De Arbowet wordt gefaseerd ingevoerd. Het gehele proces van invoering zal een groot aantal jaren in beslag nemen; in dit verband is als einddatum 1990 genoemd.

In de Arbowet is de verplichting van de werkgever vastgelegd tot het voeren van beleid dat mede gericht is op een zo groot mogelijke veiligheid, een zo goed mogelijke bescherming van de gezondheid en het bevorderen van het welzijn van de werknemer binnen het bedrijf en tot regelmatige toetsing van het beleid aan de ervaringen die daarmee zijn opgedaan.

Tevens is in de Arbowet vastgelegd de verplichting van de werkgever tot het doeltreffend verstrekken van onderricht met betrekking tot de veiligheid, de gezondheid en het welzijn in verband met de arbeid.

Ook is er de verplichting van de werkgever en de werknemers om samen te werken in het behartigen van de zorg voor de veiligheid, de gezondheid en het welzijn binnen het bedrijf.

Veiligheidsbesluit voor fabrieken of werkplaatsen 1938 (Stb 872).

Ter uitvoering van de wetgeving inzake de arbeidsomstandigheden zijn voorschriften in vele besluiten vastgelegd. Een van deze besluiten, het

Veiligheidsbesluit van fabrieken of werkplaatsen 1938, dat is vastgelegd krachtens de Veiligheidswet 1934, wordt ingevolge artikel 47 van de Arbeidswet ook geacht te zijn vastgesteld krachtens de Arbeidswet. Op 1 augustus 1987 is artikel 179a van het Veiligheidsbesluit in werking getreden. Het handelt over het voorkomen of beperken van schadelijk of hinderlijk geluid of van andere schadelijke of hinderlijke trillingen. Tezelfdertijd is artikel 68a van het Landbouwveiligheidsbesluit 1950 (Stb K107) op analoge wijze geformuleerd. Artikel 179a vormt de kern van de specifieke regelgeving inzake schadelijk geluid.

In bijlage 1 van dit rapport is het artikel integraal overgenomen.

Artikel 179a geeft aan de Minister de mogelijkheid om voor diverse toepassingen schadelijke niveaus vast te stellen. Bij ministerieel besluit is dienaangaande het volgende vastgesteld:

- bij equivalente geluidsniveaus vanaf 80 dB(A) moet de werkgever gehoorbeschermingsmiddelen ter beschikking stellen;
- bij equivalente geluidsniveaus vanaf 90 dB(A) zijn de werknemers verplicht de ter beschikking gestelde gehoorbeschermingsmiddelen te dragen. (Het behoort tot de eigen verantwoordelijkheid van de werknemer om te beslissen of hij over wil gaan tot het dragen van gehoorbeschermingsmiddelen in het gebied tussen 80 en 90 dB(A));
- met betrekking tot de leden 1 tot en met 4 (zie bijlage 1) is een equivalent geluidsniveau van 80 dB(A) van toepassing. Deze grenswaarde treedt echter niet tegelijk in werking met de overige delen van artikel 179a. Tot een nader aan te geven tijdstip geldt met betrekking tot de leden 1 tot en met 4 een geluidsniveau van 85 dB(A).

Op langere termijn zijn er beleidsvoornemens waarvan de volgende facetten/aspecten de aandacht hebben:

- de al genoemde grenswaarde van 85 dB(A) waarboven technische en organisatorische lawaaibestrijdingsmaatregelen getroffen moeten worden zal te zijner tijd verlaagd worden tot 80 dB(A);
- ten aanzien van hinderlijk geluid (niveaus beneden 80 dB(A) wordt nagegaan of er mogelijkheden zijn tot normering hiervan en of het noodzakelijk is deze een wettelijke basis te geven;
- overwogen wordt een systeem in te voeren van audiometrische begeleiding door óf lawaaiige bedrijven aan te wijzen waaraan een bedrijfsgezondheidsdienst verbonden moet zijn, óf werknemers

die in lawaai werken in de gelegenheid te stellen regelmatig een gehooronderzoek te ondergaan.

In de Nota van Toelichting bij artikel 179a wordt gesteld dat aan de regeling het beginsel ten grondslag ligt dat schadelijk geluid aan de bron moet worden bestreden. Dit brengt mee dat lawaaibestrijding in de eerste plaats dient te geschieden door het treffen van technische maatregelen en voorzieningen zoals aanpassing van machines, werkzaamheden en werkruimtes. Wanneer technische maatregelen redelijkerwijs niet gevergd kunnen worden, dienen overdrachtsweggerichte en organisatorische maatregelen te worden getroffen, waarbij het aantal werknemers dat bloot staat aan het schadelijk geluid zoveel mogelijk beperkt moet worden.

Gezien het belang van het redelijkerwijsbeginsel en de heldere wijze waarop dit begrip in de Nota van Toelichting is uiteengezet, is in bijlage 2 de betreffende tekst integraal opgenomen.

Andere artikelen met betrekking tot lawaai zijn artikel 172j en artikel 184 van het Veiligheidsbesluit. In artikel 172j wordt de gebruiker van een schiethamer en hij, die bij zijn werkzaamheden is betrokken, verplicht tijdens het werk oorbeschermers te dragen. Artikel 184 geeft voorschriften over het hygiënisch gebruik van gehoorbeschermingsmiddelen. Beide artikelen zijn reeds van kracht.

Arbeidsbesluit jeugdigen.

In artikel 5 van het Arbeidsbesluit jeugdigen is opgenomen dat een persoon beneden de leeftijd van 18 jaar geen arbeid mag verrichten waarbij het geluidsniveau in de gehoorgang hoger is dan 90 dB(A).

2.2 Redelijkerwijsclausule

Wanneer het reduceren van het geluidsniveau tot beneden 85 dB(A) andere zwaarwegende belangen waarvoor de werkgever ook verantwoordelijk is, te zeer zou schaden, dient de werkgever tot een belangenafweging te komen, waarvan het resultaat op de redelijkheid wordt getoetst. Bij een dergelijke belangenafweging dienen met name de technische, operationele en

economische haalbaarheid van de geluidwerende maatregelen en de ernst van de situatie in beschouwing te worden genomen.

De ernst van een situatie in een bedrijf wordt bepaald door:

1. de hoogte van het equivalente geluidniveau dat door machines etc. geproduceerd wordt;
2. de duur van de optredende equivalente geluidniveaus;
3. de geluidexpositieniveaus van de betrokken werknemers. De hoogte en de duur van de equivalente geluidniveaus bepalen te zamen het geluidexpositieniveau waaraan werknemers blootstaan. Hoe hoger het geluidexpositieniveau, des te groter de kans op gehoorschade door lawaai;
4. het aantal betrokken werknemers;
5. lawaai in relatie tot andere belastende arbeidsomstandigheden. Wanneer er behalve lawaai ook andere belastende arbeidsomstandigheden zijn, dan dienen er prioriteiten gesteld te worden, rekening houdend met de technische, operationele en economische haalbaarheid van zowel de akoestische als de andersgerichte maatregelen;
6. factoren die het dragen van gehoorbeschermingsmiddelen onmogelijk of minder gewenst maken.

Daar waar machines etc. weliswaar schadelijk geluid veroorzaken maar hieraan geen werknemers worden blootgesteld of sprake is van een zodanig kortdurende blootstelling dat de individueel ontvangen geluidsdosis moet worden beschouwd als niet schadelijk voor het gehoor, zal in redelijkheid van de werkgever niet kunnen worden gevergd om voorzieningen aan te brengen ten behoeve van de lawaai-reductie.

Ten aanzien van de technische haalbaarheid dienen bedrijven zich in principe te houden aan datgene wat gebruikelijk is in de bedrijfstak en overeenkomt met de stand van de lawaai-bestrijdingstechniek. Informatie over dit aspect kan worden verkregen uit:

1. administratief-rechtelijke of strafrechtelijke beslissingen;
2. afspraken die op centraal niveau zijn gemaakt tussen werkgevers en werknemers;
3. algemene maatregelen van bestuur van het Ministerie van Volksgezondheid, Ruimtelijke Ordening en Milieubeheer ten aanzien van de geluidemissie van toestellen zoals van stroomaggregaten,

sloophamers en motorcompressoren;

4. richtlijnen in EEG-verband. Voor diverse apparaten etc. zijn op korte termijn geluidsrichtlijnen te verwachten, o.a. voor hydraulische- en kabelgraafmachines, dozers en laadschoppen, vorkheftrucks, torenkranen, gazonmaaimachines.

Er is reeds een richtlijn voor landbouwtractoren.

5. In het kader van het ICG-onderzoeksprogramma Lawaai op de Arbeidsplaats is een aantal rapporten verschenen over de stand van de lawaaibestrijdingstechniek in een bepaalde bedrijfstak of bij een bepaalde werkwijze (zie het literatuuroverzicht).

Indien de financiële situatie van een bedrijf van dien aard is, dat de technisch in de bedrijfstak gebruikelijke voorzieningen niet kunnen worden getroffen, zal de werkgever niet zonder meer met een beroep op de redelijkerwijsclausule de in zijn bedrijf bestaande te hoge geluidsniveaus kunnen rechtvaardigen. De werkgever zal in ieder geval aannemelijk dienen te maken dat zijn beleid planmatig is gericht op de verwezenlijking van de gewenste situatie. Afspraken, gemaakt met de werknemers dan wel de werknemersvertegenwoordigers met betrekking tot een goede planmatige aanpak van de lawaaiproblematiek en de voorzieningen en maatregelen die in overeenstemming met deze afspraken reeds zijn getroffen, zullen een rol kunnen spelen bij de beoordeling of al dan niet terecht een beroep op de redelijkerwijsclausule wordt gedaan.

Akoestisch goede technische voorzieningen kunnen in bepaalde gevallen operationeel niet haalbaar zijn. In die gevallen zal het aanbrengen van technische voorzieningen in redelijkheid niet kunnen worden gevergd. De operationele haalbaarheid van geluidwerende maatregelen hangt samen met de volgende factoren:

- andere arbeidsomstandigheden dan geluid. Wat zijn de gevolgen van bijvoorbeeld toxische dampen uit akoestische materialen, gewichtsverhoging van handwerktuigen door inbouwen dempers?
- brandveiligheid. Blijven de vluchtwegen intact en hoe is de brandbaarheid van het te gebruiken akoestisch materiaal; kunnen explosieve gasmengsels ontstaan?
- installatie-eisen. Is er invloed op het mechanische vermogen; wordt de levensduur van de machine verkort bijvoorbeeld bij trillingsisolatie?

Worden ventilatie- dan wel koelmogelijkheden beperkt door re-

- spectievelijk omkassen en gebruik van geluidsisolerend materiaal?
- proceseisen. Bestaat er een kans dat bijvoorbeeld luchtweerstand en afblaastijd ontoelaatbaar groot worden?
- operationele eisen. Hoe wordt de bereikbaarheid van de installatie bijvoorbeeld ten behoeve van controle, onderhoud, storing, maar ook voor inspectie van het product?
- productkwaliteit. Kan het akoestische materiaal dan wel de akoestische constructie de kwaliteit van het product beïnvloeden? Dit is vooral van belang in de voedingsindustrie, waar hoge hygiënische eisen worden gesteld.
- ruimtelijke eisen. Is er ruimte voor het aanbrengen van akoestische voorzieningen, vooral bij bestaande installaties?

De economische haalbaarheid van lawaaibestrijdingsmaatregelen speelt eveneens een rol bij de prioriteitstelling. Wanneer door bepaalde investeringen de concurrentieverhoudingen te sterk zouden worden verstoord of de investerings- en exploitatiekosten in absolute zin te hoog zouden zijn, zal de werkgever zich terecht op de redelijkerwijsclausule kunnen beroepen.

Overigens zal in de bestaande situaties rekening moeten worden gehouden met de economische levensduur van de machines. De economische levensduur als zodanig vormt evenwel geen absoluut gegeven: in die gevallen waarin bij overschrijding van de norm door het treffen van relatief eenvoudige voorzieningen een lager geluidsniveau gerealiseerd kan worden, zal dit ook in redelijkheid verlangd kunnen worden.

Het is duidelijk dat de interpretatie van de redelijkerwijsclausule een beslissende rol zal spelen. Wanneer op bedrijfsniveau geen overeenstemming bereikt kan worden, kunnen de partijen de Arbeidsinspectie vragen de wet toe te passen. Deze instantie kan dan een eis stellen, waarna partijen eventueel in beroep kunnen gaan bij de Minister van Sociale Zaken en Werkgelegenheid. Nadat deze de Arbo-raad gehoord heeft neemt hij een beslissing. Tenslotte kan eventueel een AROB-procedure volgen.

De Arbeidsinspectie heeft ook een zelfstandige toetsende taak om toe te zien of de wettelijke bepalingen worden nageleefd. Hij zal hierbij moeten nagaan of er voldoende aandacht is voor de lawaaiproblematiek, of er overleg is gevoerd binnen het bedrijf en of er een verantwoorde afweging is gemaakt tussen de ernst van de situatie en de technische en economische haalbaarheid. Een belangrijk instrument waaruit de aandacht van

het bedrijf voor de lawaaiproblematiek kan blijken is het opzetten en uitvoeren van een integraal gehoorbeschermingsprogramma. Hiermee wordt een samenhangend beleid gevoerd. De belangrijkste elementen in zo'n programma zijn: voorlichting, vaststelling van de geluidssituatie, periodiek audiometrisch onderzoek, persoonlijke gehoorbescherming en een lawaaibestrijdingsprogramma.

2.3 EG-richtlijnen lawaai op de arbeidsplaats

Sinds enige jaren zijn er besprekingen gaande over een ontwerp EG-richtlijn lawaai op de arbeidsplaats (1980, 1986). De ontwerp-richtlijn bevat de volgende elementen:

- meting en beoordeling van de geluidssituatie;
- overleg en samenwerking tussen werkgever en werknemers;
- voorlichting van werknemers door de werkgever;
- inzage-recht van werknemers in meetrapporten en dossiers;
- veiligheidssignalering op de arbeidsplaats;
- lawaaibestrijding, technisch en organisatorisch;
- gehoorbeschermingsmiddelen;
- gelegenheid tot het ondergaan van gehooronderzoek;
- registratie van gegevens door de werkgever;
- preventie bij nieuwbouw of wanneer nieuwe artikelen op de markt verschijnen;
- het vaststellen van grenswaarden.

Wanneer een dergelijke richtlijn tot stand komt moeten de lidstaten na een zekere periode minimaal aan de bepalingen uit die richtlijn voldoen. Zij mogen nationaal wel verder gaan. Aangezien op 5 december 1985 de ministerraad van de Europese Gemeenschappen een principe-akkoord heeft bereikt, zal het Nederlandse uitvoeringsbeleid te zijner tijd (in 1990) enigszins moeten worden aangepast om te voldoen aan alle bepalingen van de EG-richtlijn.

3. AANPAK VAN DE PROBLEMATIEK

3.1 Algemeen

Het voeren van beleid inzake arbeidsomstandigheden, waarvan lawaai één aspect is, veronderstelt een systematische planmatige aanpak. Deze aanpak kan uitgewerkt zijn in een meerjarenprogramma, waarin gefaseerd is aangegeven op welke wijze de lawaaiproblematiek in het bedrijf aangepakt zal gaan worden. Als uitgangspunt dient daarbij een overzicht van de ernst en de omvang van de diverse lawaaisituaties, met daarbij een inventarisatie van de lawaaibronnen die te hoge equivalente geluidniveaus op de arbeidsplaats produceren, een schema waarin prioriteiten met betrekking tot lawaaibestrijding zijn aangegeven en een schatting van de financiële middelen die aangewend kunnen worden met betrekking tot de aanpak van de lawaaiproblemen. Tevens kan worden aangegeven volgens welke methoden de diverse lawaaisituaties in principe verbeterd zullen worden. Met betrekking tot onderzoek naar mogelijkheden van lawaaibestrijding dient de werkgever zich te verzekeren van voldoende deskundigheid. Ook degenen die verantwoordelijk zijn voor de specificatie, lay-out en installatie van machines etc. dienen expertise te hebben op het gebied van de lawaai beheersing of door een deskundige geadviseerd te worden. Externe deskundigheid bestaat bij een aantal TNO-instituten, Akoestische Adviesbureaus, GAK, Nederlands Instituut voor Arbeidsomstandigheden, Bedrijfsgezondheidsdiensten en in een aantal gevallen bij leveranciers en/of producenten van machines en lawaai bestrijdingsmaterialen.

3.2 Nieuwbouw of vernieuwing

In het algemeen heeft men alleen bij nieuwbouw, vernieuwing of uitbreiding de mogelijkheid rekening te houden met de geluidproductie van machines of processen en de plaatsing in de werkruimten.

In zo'n situatie kan vaak worden gekozen voor stillere machines, of stillere werkmethoden. Bij plaatsing van nieuwe machines kan dan tevens worden gezorgd voor een goede isolatie of demping van de lucht- en contactgeluiden. Primair is echter de lawaai bestrijding - eigenlijk de lawaai beheersing - bij de bron in de ontwerp- en constructiefase.

Slechts incidenteel zal het mogelijk zijn om in bestaande situaties

maatregelen voor te stellen die in deze categorie vallen.

Dit vindt vooral z'n oorzaak in de complexiteit van de problematiek, waardoor zeer uitgebreide metingen nodig zijn om verantwoord elementaire voorstellen te kunnen doen.

Bij nieuwbouw en bij investeringen in nieuwe productiemiddelen dient in een vroeg stadium aandacht te worden besteed aan de lawaaiproblematiek. Bij een beroep op de redelijkerwijsclausule in nieuwe situaties zullen niet de kosten worden beoordeeld voor aanvullende voorzieningen achteraf, maar de kosten welke gemaakt hadden moeten worden ten tijde van de bestelling van de nieuwe installatie of apparatuur. Wanneer blijkt dat geen aandacht aan de lawaaibestrijding werd besteed, zal niet met succes een beroep op de redelijkerwijsclausule kunnen worden gedaan. Evenmin zullen in het verleden opgelopen achterstanden zonder meer met een beroep op de redelijkerwijsclausule kunnen worden gelegitimeerd.

Bij de aankoop van nieuwe productiemiddelen dient niet alleen gelet te worden op o.a. betrouwbaarheid en productiviteit, maar tevens op de geluidproductie. Bij de aanschaf van een machine etc. die mogelijk geluid produceert met equivalente geluidsniveaus van meer dan 85 dB(A) kan worden nagegaan of er andere, stillere machines in de handel zijn. Bij de aankoop van machines kunnen garanties over de geluidproductie gevraagd worden aan de leverancier.

3.3 Bestaande situaties

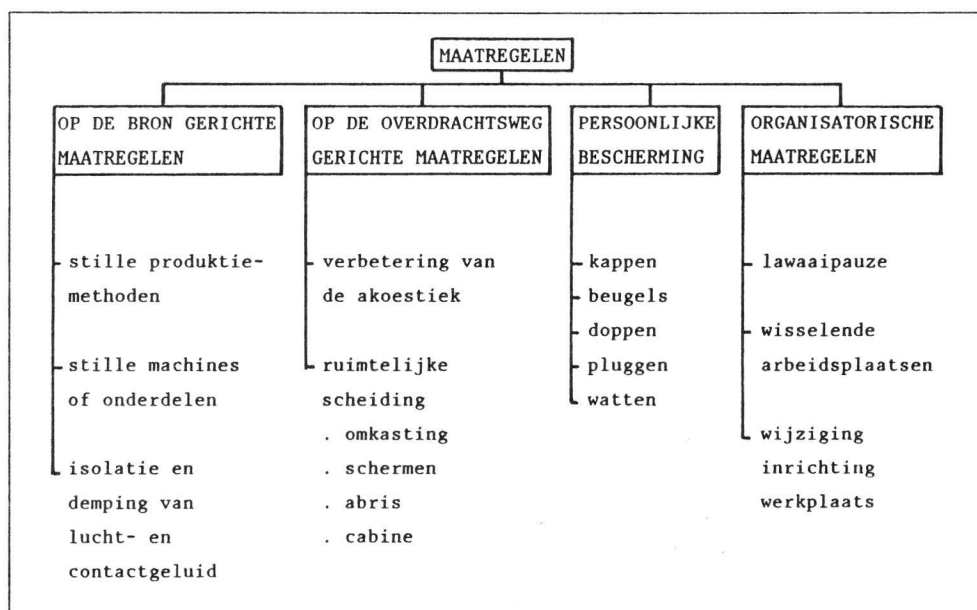
De maatregelen die achteraf - in bestaande situaties - kunnen worden getroffen, kunnen als secundair worden aangemerkt.

In artikel 179a wordt tevens de voorkeur aangegeven van de volgorde waarin de diverse mogelijkheden moeten worden afgewogen. Prioriteit heeft het bestrijden van lawaai aan de bron of aan aankopen van lawaai-arme machines etc., tenzij zulks niet gevergd kan worden. In dat geval hebben overdrachtsweggerichte maatregelen prioriteit. Kan redelijkerwijs niet gevergd worden dat deze maatregelen getroffen worden, dan dienen organisatorische maatregelen overwogen te worden.

Overdrachtsweggerichte maatregelen zijn onder meer het omkassen en afschermen van machines etc., het verhogen van de geluidabsorptie in de werkruimte, het plaatsen van schermen en abri's, het plaatsen van geluidsisolerende cabines van waaruit machines etc. bediend worden. Orga-

nisatorische maatregelen zijn het verkorten van de duur van de expositie van werknemers, het inlassen van 'stille' lawaai-pauzes, het verdelen van lawaaiige werkzaamheden over meer werknemers. Organisatorische maatregelen zijn over het algemeen weinig effectief: bijvoorbeeld het halveren van de expositietijd van een werknemer levert een reductie in het equivalente geluidniveau waaraan de werknemer is blootgesteld van 3 dB(A), als tenminste de andere helft van de arbeidstijd in een zodanig relatief rustige omgeving wordt doorgebracht dat er geen bijdrage is tot het equivalente geluidniveau bepaald over de gehele tijd.

Schematisch kunnen de diverse lawaai-bestrijdingsmaatregelen als onderstaand worden samengevat.



4. ONTSTAANSMECHANISMEN VAN GELUID

Bij de bestrijding van lawaai moet men zich altijd realiseren dat geluid zich zowel door de lucht als door constructies (contactgeluid, trillingen) voortplant. Bijna alle geluidbronnen veroorzaken tegelijkertijd zowel luchtgeluid als contactgeluid.

Alvorens men zich met de bestrijding van lawaai bezig houdt, is het van belang te weten hoe lawaai ontstaat. Dit is vooral belangrijk om lawaai-bestrijding aan de bron te kunnen toepassen.

In alle gevallen gaat het om trillingen van de lucht die door ons gehoor waargenomen worden. Een geluidbron moet dus in staat zijn een dergelijke trillingstoestand van de lucht te veroorzaken. Er zijn hierbij verschillende mogelijkheden te onderscheiden.

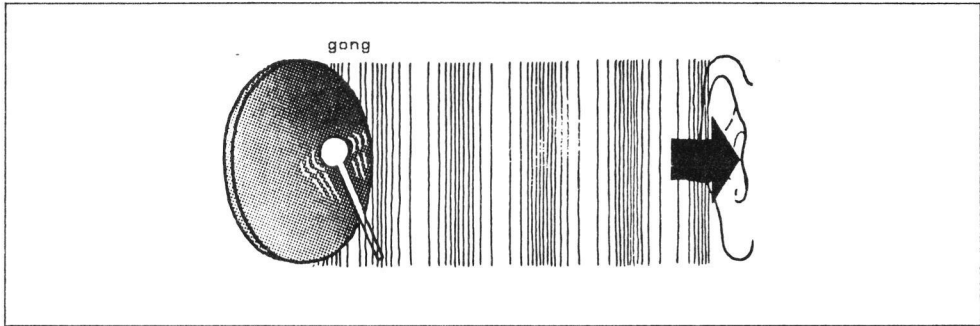
Soms maakt men onderscheid naar het medium waarin het geluid ontstaat:

- in gassen, vrijwel altijd ongelijkmatige uitstroming of turbulentie, bijvoorbeeld straalmotor van een vliegtuig of raket, ventilator;
- in vloeistoffen, turbulentie, maar veel belangrijker cavitatie. Het ontstaan van cavitatie is afhankelijk van de stroomsnelheid, dimensies van de leidingen, de vloeistof en de zuiverheid hiervan.
- in vaste stoffen, veel ontstaansmogelijkheden, bijvoorbeeld door stoten of wrijving (relaxatie-trilling), periodieke bewegingen door onbalans. Dit zijn alle mechanische trillingen. Geluid kan ook ontstaan door electro-magnetische krachten en magnetostrictieve aanstoting, dit is vormverandering van ijzer onder invloed van een wisselend magnetisch veld (transformator, electromotor). Ook spanningen in materialen kunnen vormverandering, en dus geluid, veroorzaken (tikken van radiator door temperatuurveranderingen).

In Tukker, (1984) wordt een uitgebreide indeling van ontstaansmechanismen naar het medium gegeven. Een andere manier om ontstaansmechanismen van geluid te onderscheiden is beschreven door Van Steenbrugge (1975):

- a. stilstaande lucht die in beweging (trilling) gebracht wordt door een trillend of periodiek bewegend (opper)vlak (zie figuur 1). (Voorbeelden zijn: de conus van een luidspreker, de waaier van een ventilator, vliegtuigpropellers, het aanzuig- respectievelijk uitlaatgeluid van verbrandingsmotoren).

Figuur 1. Voorbeeld van pulserende of gelijkmatige verdringing van de lucht die de geluidbron omgeeft.



- b. Stilstaande lucht die in contact is met een bewegend voorwerp (voorbeelden zijn een draaiende ventilator en een rijdende auto). Ook het omgekeerde kan het geval zijn namelijk dat bewegende lucht langs een stilstaand voorwerp of stilstaande lucht strijkt.

(Deze geluidopwekking heeft plaats in luchtkanalen bij bijvoorbeeld bochten, bij kleppen, roosters en dergelijke en wordt stromingsgeluid genoemd. Andere voorbeelden zijn de wind om een schoorsteen, de uitlaat van een straalmotor, afblazen van stoom, lucht of andere gassen, persluchtpistool)

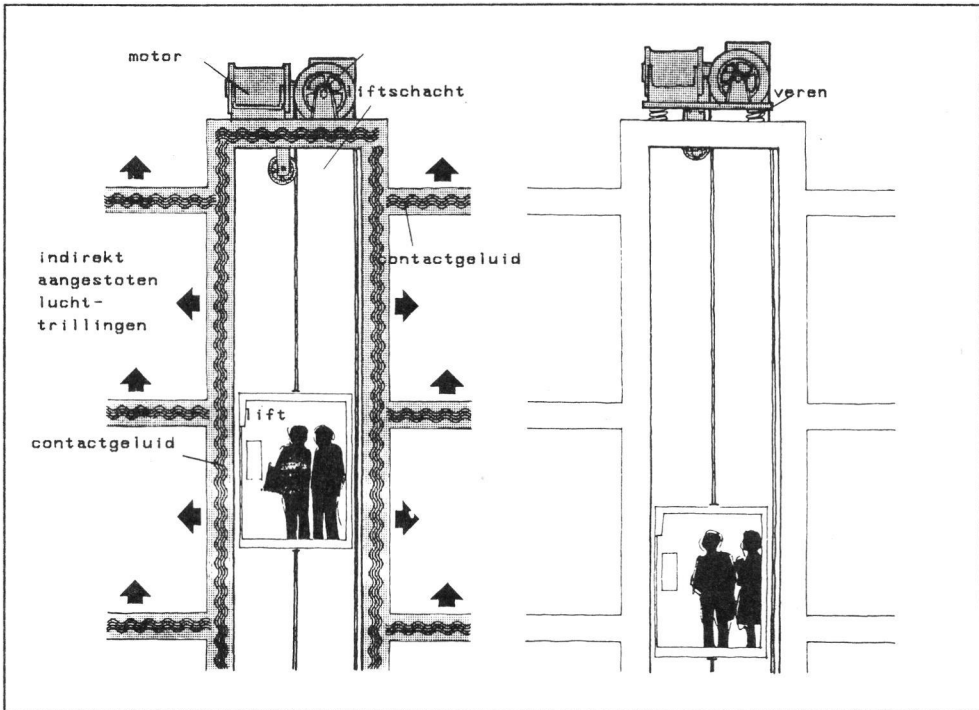
Tenslotte kan genoemd worden:

- c. het plotseling ontstaan van luchtbewegingen door volumeveranderingen bij verbrandingen of explosies (bijvoorbeeld: branders, elektrische ontladingen).

In alle bovengenoemde voorbeelden wordt de omgevingslucht direct aangestoten, wanneer bijvoorbeeld door bewegingen van machineonderdelen luchttrillingen worden opgewekt.

In een machine of installatie kunnen door allerlei oorzaken trillingen worden opgewekt, die via de constructie worden overgedragen op het oppervlak (zie figuur 2). Dit oppervlak kan vervolgens de trillingen als geluid naar de omgeving afstralen. We spreken dan van indirect aangestoten luchttrillingen.

Figuur 2. Voorbeeld van indirect aangestoten luchttrillingen en de bestrijding ervan door veren.



Aan het ontstaan van trillingen kunnen vele oorzaken ten grondslag liggen. De belangrijkste daarvan worden hieronder nader genoemd:

- Turbulente gas- of vloeistofstromen in leidingsystemen. Deze treden vooral op bij regelkleppen, afsluiters, meetflenzen e.d.
- Cavitatie in vloeistofleidingen. Dit verschijnsel doet zich vooral voor bij plotselinge drukverlagingen in het leidingsysteem, bijvoorbeeld achter een afsluiter of in een plotselinge diameterverkleining. Er vormen zich dan dampbellen, die na korte tijd imploderen. Daarbij treden schokgolven op in de vloeistof, die als trillingen op de leidingwanden worden overgedragen.
- Drukwisselingen, zoals bij verbrandingsmotoren, compressoren en hydraulische installaties.
- Massakrachten in de vorm van onbalans in roterende machinedelen of heen en weer bewegende sleden e.d.
- Wisselkrachten ten gevolge van niet-continue krachtoverbrenging zoals bijvoorbeeld bij tandwielaandrijvingen of bij lagers met te veel speling.
- Magnetische krachten in electromotoren, generatoren en transfor-

matoren.

- Het op elkaar botsen van machine-onderdelen, bijvoorbeeld bij persen of meeneem-mechanismen, of het rammelen van metalen delen tegen elkaar.
- Snijkrachten bij verspanende bewerkingen.
- Vervormingskrachten bij bepaalde bewerkingen, zoals smeden, klinken, hameren of persen.

5. LAWAAIBESTRIJDING AAN DE BRON

De meest elementaire methode van lawaaibestrijding is het ontstaan van het geluid te voorkomen dan wel te verminderen. Afhankelijk van de wijze waarop de geluidproductie tot stand komt zijn hiervoor verschillende mogelijkheden aan te geven. Het beperken van de geluidemissie van de bron is echter vaak zeer moeilijk, omdat veelal ingrijpende wijzigingen in de machines moeten worden verricht. Deze wijze van lawaaibestrijding, eigenlijk lawaaibeheersing, zou al in de constructiefase van de machine plaats moeten vinden. In een aantal gevallen zijn maatregelen aan de bron in bestaande situaties mogelijk.

De lawaaibestrijding aan de bron is weer in een drietal aspecten te onderscheiden namelijk:

- geluidopwekking (§ 5.1);
- geluidoverdracht binnen de machine (§ 5.2);
- geluidafstraling (§ 5.3).

Ook de geluidoverdracht is weer in drie onderdelen te verdelen naar gelang het medium waarin de overdracht plaatsvindt:

- luchtgeluid;
- vloeistofgeluid,
- constructiegeluid.

In dit hoofdstuk wordt getracht de maatregelen systematisch te beschrijven. Dit is echter niet in alle gevallen mogelijk. De indeling van de maatregelen is ook weer niet dezelfde als die van de ontstaansmechanismen in het voorgaande hoofdstuk.

Hoewel deze publicatie voornamelijk gericht is op de bestaande situaties zal in de laatste paragraaf van dit hoofdstuk (§ 5.4) worden ingegaan op mogelijke andere vervangende, stillere werkmethoden, fabricageprocessen en dergelijke, die overwogen moeten worden wanneer maatregelen aan de bestaande methoden/processen geen of onvoldoende succes hebben.

5.1 Geluidverminderende maatregelen bij geluidopwekking

5.1.1 Wervelvorming en turbulentie

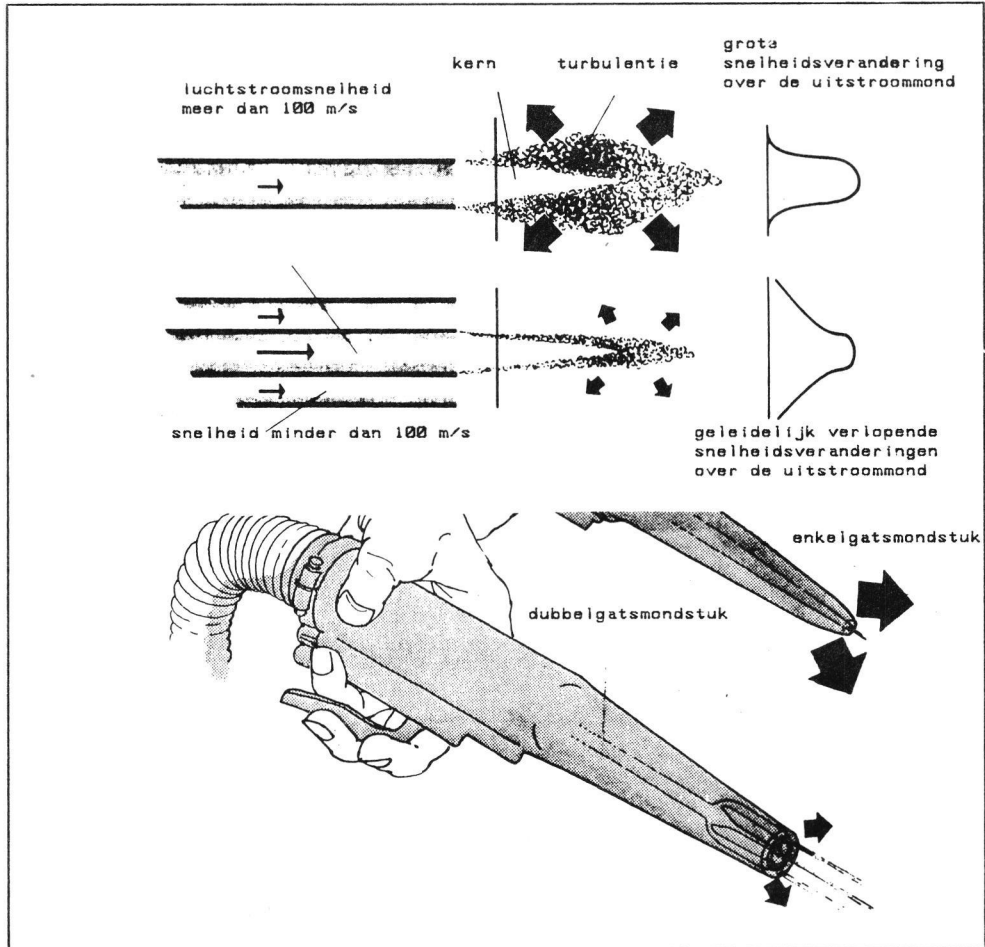
Turbulente gasstromen moeten worden voorkomen of de afmetingen van de turbulenties moeten dusdanig worden verkleind zodat het meeste geluid

wordt geproduceerd bij frequenties boven het hoorbare gebied.

Voorbeelden: Zodanige vormgeving van kanalen, bochten en aanzuig- respectievelijk uitstroomroosters van ventilatie-installaties dat turbulentie zoveel mogelijk wordt vermeden.

Toepassing van perslucht pistolen met vele kleine uitstroomgaatjes in plaats van één uitstroomopening (zie figuur 3).

Figuur 3. Geluidvermindering bij persluchtpistolen.



Bij luchtsnelheden boven ongeveer 100 m/s ontstaat turbulentiegeluid. De turbulentie voor de uitlaat is hevig.

In deze omstandigheden geeft een halvering van de uitstroomsnelheid een vermindering van het geluidsdrukniveau van ca. 20 dB. De sterkte van de turbulentie wordt bepaald door de uitstroomsnelheid ten opzichte van de snelheid van de omringende lucht.

Daardoor kan het geluidsniveau vaak belangrijk worden verlaagd door een extra luchtstroom rondom de jet met een lagere snelheid te creëren, zodat het snelheidsprofiel minder steil verloopt.

Algemene richtlijnen voor geluidarm blazen (ICG, LA-02-02)

In de industrie wordt in heel veel gevallen gebruik gemaakt van de energie van vrij uitstromende luchtstralen. Voorbeelden zijn het verwijderen van spaanders van werkstukken, het koelen van producten en gereedschap, het wegblazen van olie en waterdruppels, het spuiten van verf, het uitwerpen van producten uit een pers. Meestal maakt men voor het gemak gebruik van te hoge snelheden. Er wordt dan onvoldoende rekening gehouden met factoren als geluidopwekking en doelmatigheid.

Voor verschillende toepassingen is een ander soort luchtstraal gewenst. Voor het verwijderen van spaanders is een brede turbulente luchtstroom nodig en de meest effectieve straal is niet noodzakelijkerwijze de straal die het sterkst is gericht.

Aan de andere kant is bij koeling een maximale overdracht van warmte nodig en die wordt verkregen door de snelheid in de blaasrichting zo groot mogelijk te houden en door koude lucht te gebruiken.

Voor het verminderen van het geluid dat wordt opgewekt bij blazen met perslucht gelden de volgende algemene richtlijnen:

- reduceer de luchtdruk tot het minimum dat nodig is om de lucht zijn taak te doen uitvoeren;
- breng de blaasmond zo dicht mogelijk bij het werkstuk zodat de toevoerdruk gereduceerd kan worden;
- voorkom (in verband met de richtingskarakteristiek van het geluid) dat de luchtstroom op de gebruiker of een ander persoon is gericht;
- voorkomen dat de luchtstroom gericht is op scherpe objecten; verander het oppervlak van het gereedschap (afronden scherpe hoeken) of verander de hoek van inval (stroomlijnen van obstakels);

- gebruik, bijvoorbeeld voor het uitwerpen van producten uit een stempel, een intermitterende luchtstroom in plaats van een constante;
- houd de blaastijd altijd zo kort mogelijk;
- gebruik een aantal blaasmonden met een lage toevoerdruk in plaats van een enkele blaasmond met een hoge druk;
- gebruik een geluidarme blaasmond;
- bekijk of in bepaalde gevallen een vacuumsysteem kan worden toegepast;
- ga na of koelen met koude perslucht voordelen biedt.

De diverse in de handel verkrijgbare blaasmonden zijn zeer verschillend voor wat betreft hun richtingskarakteristiek, luchtverbruik, blaaskracht, geluidemissie enz. De door de fabrikanten verstrekte gegevens zijn in het algemeen slecht vergelijkbaar. Doorgaans is het noodzakelijk om proefondervindelijk vast te stellen of een bepaald type blaasmond de voor een bepaald werk vereiste functie kan uitvoeren. Door de Bond voor Materialenkennis (1982) is een vergelijkend onderzoek uitgevoerd.

5.1.2 Cavitatie

Cavitatie in vloeistofleidingen dient te worden voorkomen door grote drukverschillen over korte trajecten en het optreden van plotselinge snelheidsveranderingen in de leidingen (vernauwingen, bochten) te vermijden.

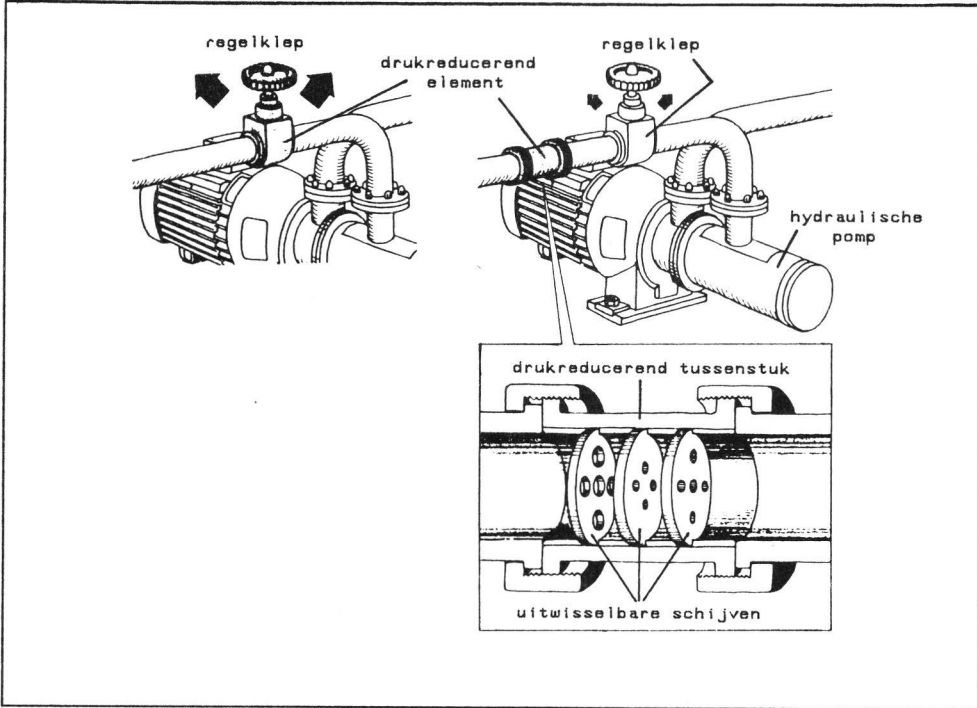
Voorbeelden: In plaats van afsluiters kan voor drukreductie in vloeistofleidingen gebruik worden gemaakt van vaste weerstanden. Dergelijke weerstanden kunnen bestaan uit na elkaar geplaatste schijven waarin gaten zijn gemaakt waarin door een speciale constructie een geleidelijke drukval wordt gerealiseerd (figuur 4) waardoor cavitatie wordt vermeden.

Net zoals in lucht, veroorzaken plotselinge drukveranderingen in vloeistof geluid. Bij plotselinge drukverlaging kunnen dampbelletjes ontstaan doordat de vloeistof plaatselijk gaat koken. Deze dampbelletjes imploderen spoedig daarna, waardoor geluid wordt opgewekt (turbulentie, cavitatie). Het drukverschil in de vloeistof wordt meestal veroorzaakt door een plotselinge verandering van doorsnede van de vloeistofleiding. Het drukverschil kan worden voorkomen door te zorgen voor een gladde en ge-

lijkmatige en geleidelijke overgang.

Afsluiters in vloeistoffen hebben vaak een kleine zittingdiameter waardoor de stroomsnelheid langs de klep erg hoog wordt.

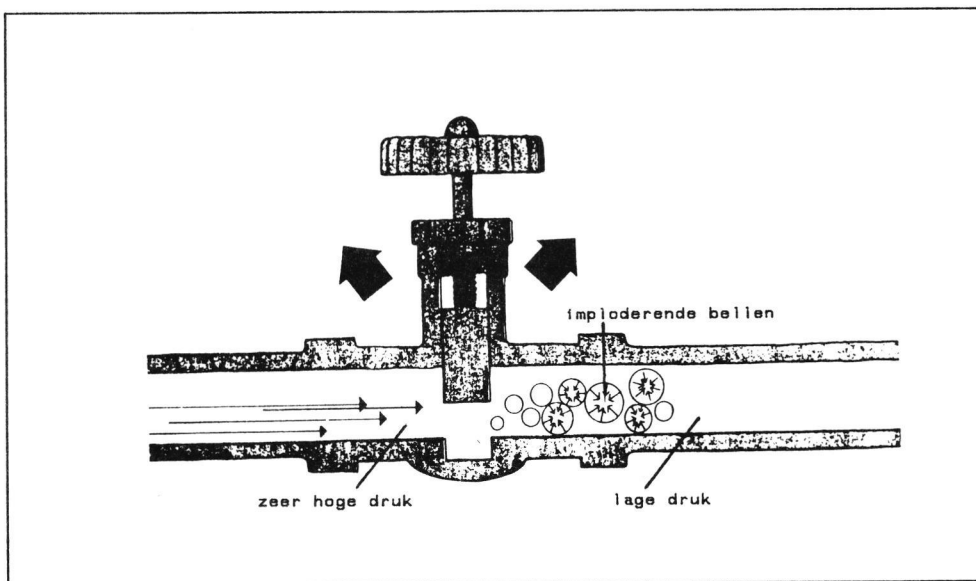
Figuur 4. Voorbeeld van een drukreducerend tussenstuk.



De gedwongen omweg en de scherpe bochten veroorzaken sterke turbulentie. Er wordt direct van de afsluiter geluid afgestraald en ook wordt de leiding zelf in trilling gebracht. Deze trillingen manifesteren zich verderop als contactgeluid (geluidoverdracht binnen de machine/constructie). De oplossing is een ander type afsluiter te kiezen.

Cavitatie kan ook optreden bij pompen in hydraulische systemen, waarin met een hoge druk wordt gewerkt (zie figuur 5).

Figuur 5. Voorbeeld van het ontstaan van cavitatie achter een afsluiter.



5.1.3 Plotselinge kracht- en drukwisselingen

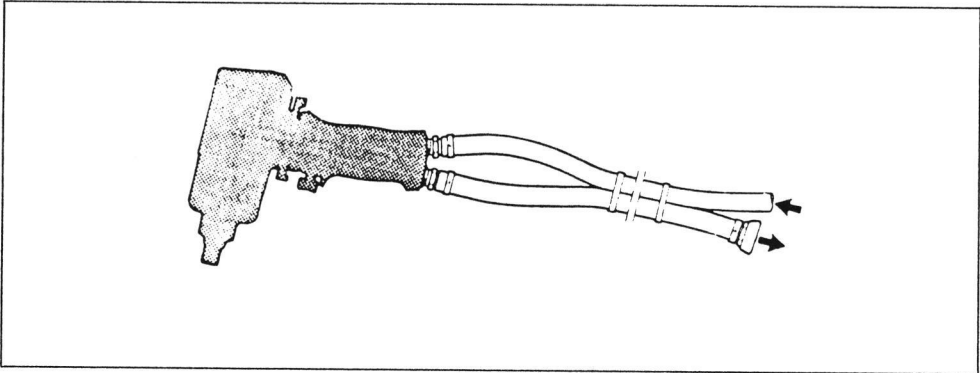
Plotseling optredende drukvereffening in lucht moet worden voorkomen.

Voorbeelden: Besturingslucht bij pneumatische installaties niet direct naar de omgevingslucht uitblazen, maar via een dempertje dat een zekere weerstand heeft en daardoor de drukpuls over een langere tijd uitsmeert (figuur 6).

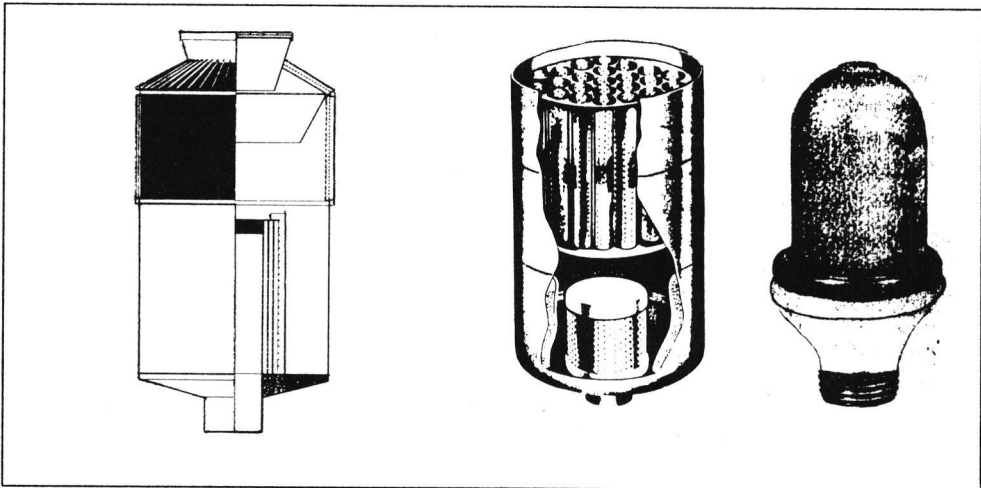
Afblaasdempers

Voor het afblazen van een medium (lucht, gas of stoom) stroomt het medium door een geluiddempend element waarbij geluidenergie in warmte wordt omgezet. Voor het afblazen van stoom wordt over het algemeen een diffusie- of smoorgeluiddemper toegepast. De werking van een smoordemper berust erop dat een zo groot mogelijke drukval wordt gecreëerd bij een zo laag mogelijke snelheid. Het geluiddempend element is bijvoorbeeld een geperforeerde plaat, of een pakket van meerdere platen, dan wel een laag poreus materiaal zoals staalwol, gesinterd metaal of metaalschuim. In het algemeen geldt dat de geluiddemping beter is naarmate de laag poreus materiaal dichter is. In figuur 7 worden voorbeelden gegeven (van Steenbrugge e.a., 1984; ICG, LA-02-05 en Purcell, 1982).

Figuur 6. Een ontluchtingsslang (lengte 3 m) met geluiddemper aan een slagmoersleutel (ICG, LA-02-02).



Figuur 7. Voorbeelden van smoorgeluidempers voor het afblazen van stoom naar atmosfeer.



Drukpulsen ten gevolge van periodieke vernauwingen van openingen waarlangs lucht moet passeren moet worden vermeden.

Voorbeelden: Tafellippen bij vlakbanken of vierzijdige schaafbanken vervangen door getande tafellippen, zodat drukvereffening kan plaatsvinden (zie figuur 8) (ICG, LA-02-03).

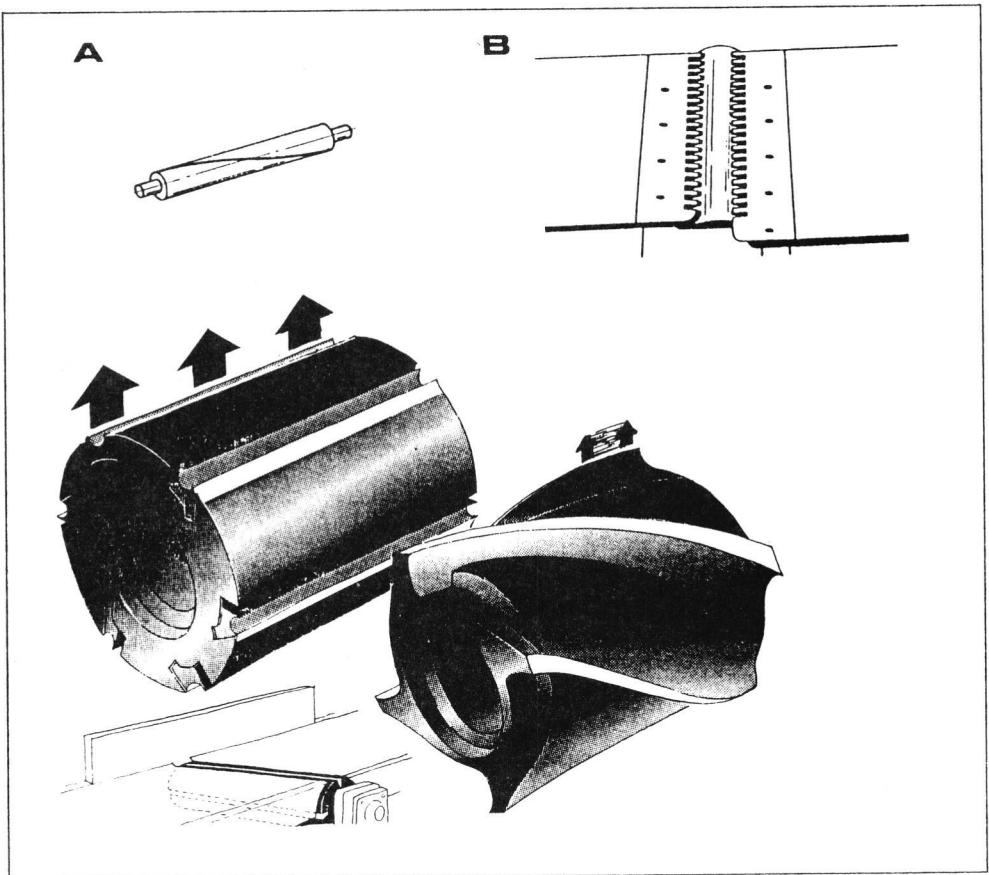
Krachten dienen zo geleidelijk mogelijk te worden overgebracht ter vermijding van impulsen.

Voorbeelden: Terugstootloze kunststofhamers in plaats van stalen hamers (zie figuur 9). Tandwielen met schuine of V-vormige vertanding (zie figuur 10). Stansgereedschap met schuine ponsnippels van verschillende

lengte. Houtbewerkingsmachines met spiraalvormige of schuine zijkanten. Drijfriemen met schuine las. Glijlagers in plaats van rollagers toepassen.

Een vlakker krachtverloop veroorzaakt minder geluid bij de hoge frequenties. Door het gebruik van terugstootloze kunststofhamers in plaats van stalen hamers daalden de maximum geluidsniveaus in een constructiewerkplaats 15 dB(A). In de kop van de kunststofhamer bevindt zich een kamer

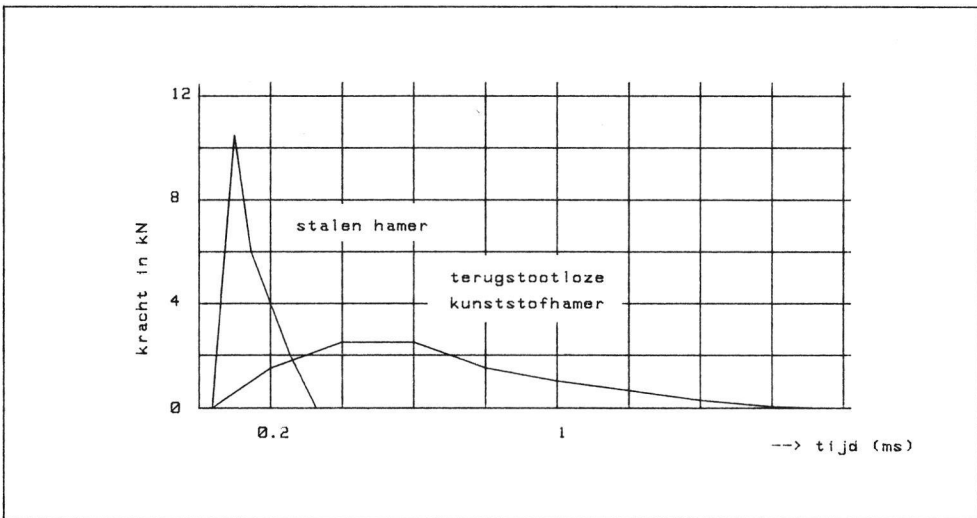
Figuur 8. A. Beitelblok met golfvormige beitelinzet.
B. Getande tafelinzetstukken van een vlakbank.



die gedeeltelijk met loden kogeltjes is gevuld. Door de naijlende beweging van de kogels wordt het terugspringen van de hamer voorkomen. Figuur 9 toont voor dezelfde beproevingsomstandigheden het kracht-tijdverloop gedurende het slaan met een terugstootloze kunststofhamer en een stalen hamer. De stalen hamer ontwikkelt in korte tijd een grote kracht

die ook snel weer afneemt. Bij de terugstootloze kunststofhamer werkt een kleinere kracht over een aanzienlijk langere tijd. De krachtstoot, dat wil zeggen de door de hamer afgegeven impuls, die overeenkomt met het oppervlak onder de curve, is voor de kunststofhamer meer dan twee maal zo groot. Behalve voor het verwerken van dunne metaalplaat is de terugstootloze kunststofhamer in de meeste gevallen ook goed bruikbaar voor het bewerken van wat dikkere plaat.

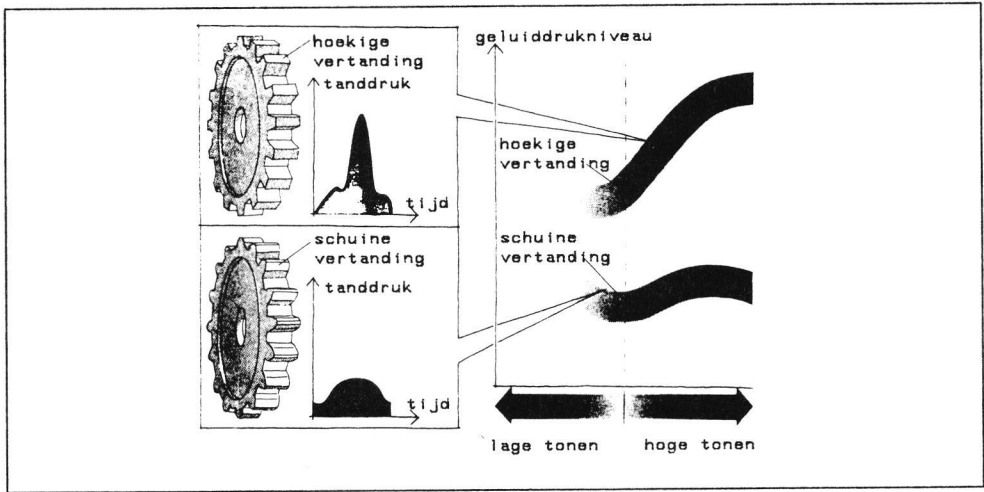
Figuur 9. Het kracht-tijdverloop van twee verschillende handhamers. (ICG, LA-02-04).



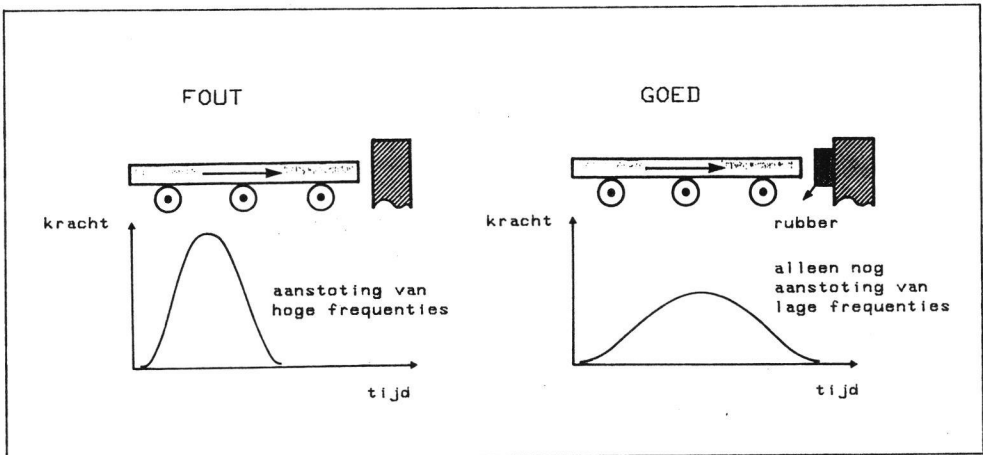
Door een elastische tussenlaag, bijvoorbeeld rubber stootnokken, op machine-onderdelen aan te brengen die bij botsprocessen zijn betrokken, kan de op te vangen kracht over een langere tijd worden uitgesmeerd, waardoor het geluidniveau daalt (zie figuur 11).

Drukwisselingen in verbrandingsmotoren moeten worden voorkomen, bijvoorbeeld bij dieselmotoren door indirecte insputing in plaats van directe insputing en bij hydraulische machines door middel van het aanbrengen van smoorgroeven en drukvereffeningskanalen.

Figuur 10. Voorbeeld van een tandwiel met schuine vertanding.



Figuur 11. Voorbeeld van een rubberen stootblok op de aanslag (Kurtz, 1985).

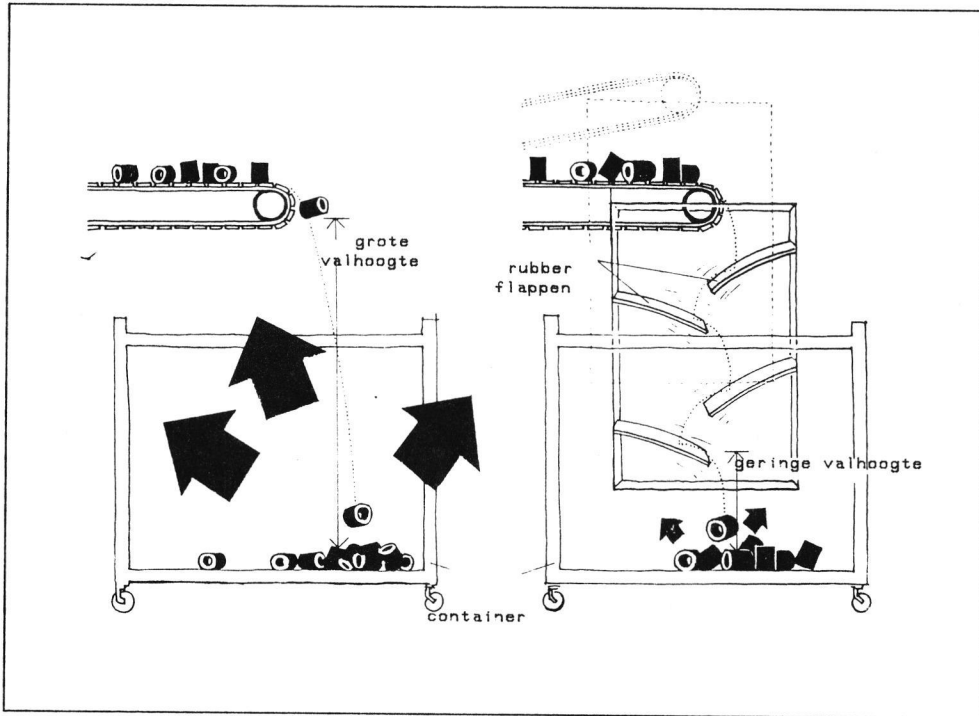


5.1.4 Aanstotende krachten, drukken en bewegingen

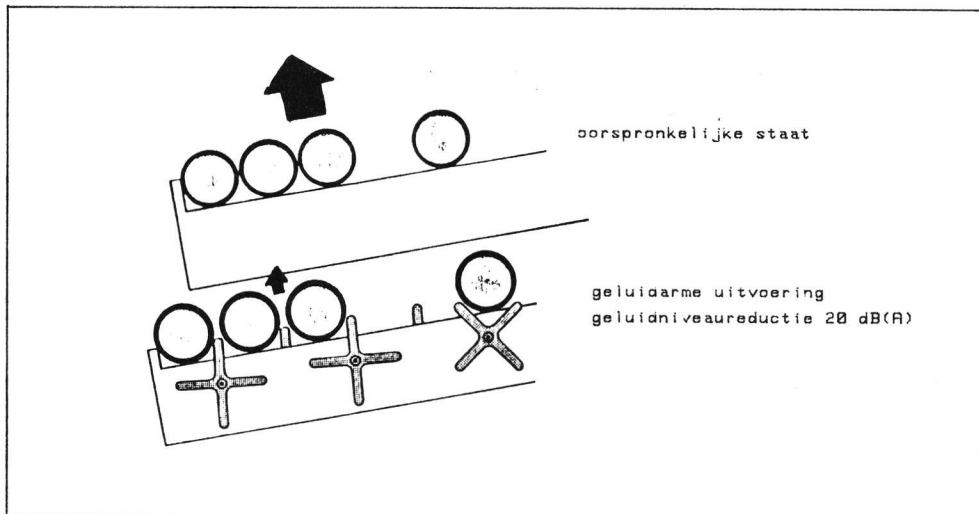
Botsingen tussen machine-onderdelen moeten worden voorkomen of, indien deze onvermijdelijk zijn, moet worden getracht de kracht als gevolg van de botsingen te verminderen door verkleining van de massa (bijvoorbeeld door toepassen van kunststof) en verlaging van de snelheid waarmee de delen elkaar treffen.

Materialen of producten mogen niet vallen, maar moeten worden opgevangen en gecontroleerd worden neergelaten (zie figuur 12 en 13) (valsnelheid verlagen).

Figuur 12. Voorbeeld van een transportband met een valremmende constructie.



Figuur 13. Voorbeeld van het gecontroleerd opvangen van producten waarmee de snelheid van de vrije val beperkt wordt (Kurtz, 1985).



Versnellingen of vertragingen bij het overbrengen van bewegingen moeten zo klein mogelijk worden gehouden.

Voorbeelden: Bij het omzetten van rotaties in heen- en weergaande of andersoortige bewegingen worden veelvuldig zogenaamde curve-schijven toegepast. Deze kunnen zodanig worden ontworpen dat bewegingen geleidelijk worden opgelegd, zodat de grootte van de optredende versnellingen wordt beperkt.

Het ontstaan van massakrachten moet worden voorkomen door zorgvuldig statisch en dynamisch balanceren van roterende machinedelen.

Heen en weergaande onderdelen moeten juist worden gesitueerd ten opzichte van elkaar waardoor de optredende massakrachten zo klein mogelijk gehouden kunnen worden.

Speling in lagers, drijfstangmechanismen, vervolgnokken op curveschijven e.d. moet worden voorkomen.

Magnetische en electrodynamische krachten bijvoorbeeld in transformatoren en electromotoren moeten zo klein mogelijk worden gehouden door materiaal met geringe magnetostrictie toe te passen en de kern trillingsgeïsoleerd op te stellen.

5.1.5 Samenvatting maatregelen aan de bron bij geluidopwekking

- 1/2. Wervelvorming, turbulentie en cavitatie vermijden
 - verlagen van de stromingssnelheid (drukverlaging);
 - geleidelijker verloop van de snelheidsverandering over een uitstroomopening;
 - voorkomen van obstakels in stromingen (vormgeving kanalen en bochten).
 - stroomlijning van obstakels;
 - vloeiend verlopen van doorsnede veranderingen in stromingskanalen;
 - verlagen omtreksnelheid bij ventilatoren;
 - zover mogelijk uit elkaar plaatsen van de discontinuïteiten;
 - verminderen en voorkomen van cavitatie in vloeistoffen door geleidelijke drukval.
3. Plotselinge kracht- en drukwisselingen over de tijd uitsmeren
 - plotselinge drukvereffening voorkomen (besturingslucht pneumatische installaties dempen);
 - elastische tussenlagen bij botsprocessen;
 - tandwielen met schuine vertanding;
 - rail- en riemverbindingen met schuine las;
 - pompen met vereffeningssleuven of boringen;
 - 'zachte' verbranding in een motor.
4. Amplitude van aanstotende krachten, drukken en bewegingen verkleinen
 - verminderen van onbalans;
 - verminderen van niet functionele lagerspeling;
 - verminderen van oppervlakteruwheid bij wrijving;
 - verminderen van massa's die bij botsprocessen betrokken zijn;
 - verminderen van snelheden die bij botsprocessen betrokken zijn.

5.2 Geluidverminderende maatregelen bij de geluidoverdracht binnen de machine: luchtgeluid

De geluidoverdracht binnen een machine of constructie kan op verschillende manieren tot stand komen. Afhankelijk van het medium waarin de geluidstrillingen worden overgedragen kunnen we als belangrijkste onderscheiden:

- luchtgeluidoverdracht;
- constructiegeluidoverdracht.

Een groot aantal geluidverminderende maatregelen gelden zowel voor geluidoverdracht binnen een machine als voor buiten de machine in de overdrachtsweg naar de ontvanger. Dit geldt met name voor maatregelen bij de luchtgeluidoverdracht. Deze maatregelen zoals absorptie, isolatie, omkasting en afscherming worden in hoofdstuk 6 behandeld.

Een maatregel die aan de machine of constructie genomen kan worden is het plaatsen van geluiddempers.

Ook voor constructiegeluid geldt, hoewel in mindere mate, dat geluidverminderende maatregelen zowel binnen als buiten de machine genomen kunnen worden. Over het algemeen zullen ze echter in of aan de machine genomen worden, temeer omdat hoe dichterbij de bron het geluid bestreden wordt, des te beter de resultaten zullen zijn.

Ter vermindering van luchtgeluidoverdracht kunnen geluiddempers in leidingen worden opgenomen. Naargelang de werking zijn er twee typen te onderscheiden, namelijk dissipatieve geluiddempers en reflectiedempers. De werking van dissipatieve dempers berust op het absorberen van geluidenergie of omzetten van geluidenergie in warmte (dissiperen) en die van reflectiedempers op het reflecteren van geluidenergie. Ook komen combinaties van beide typen dempers voor.

Bij de dissipatieve dempers is onderscheidt te maken in:

- absorptie- of coulissendempers;
- smoor- of diffusiedempers.

Bij de reflectiedempers wordt onderscheidt gemaakt in:

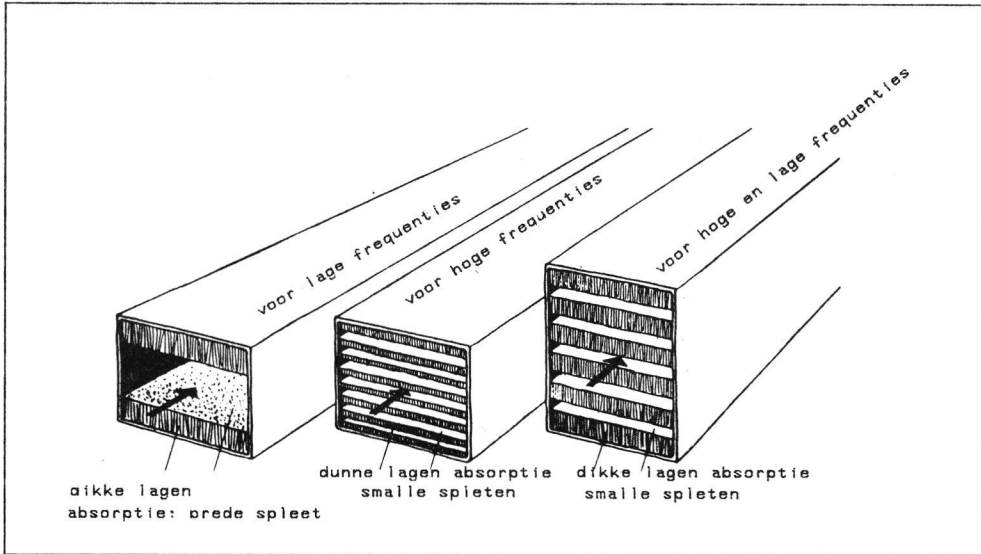
- resonantiedempers;
- interferentiedempers.

Absorptie- of coulissendempers.

De eenvoudigste vorm van een absorptiedemper is een kanaal met absorbe-

rend materiaal tegen de kanaalwanden. Hoe dikker het materiaal, hoe beter lage frequenties worden geabsorbeerd (figuur 14). Absorptiedempers kunnen in een breed frequentiegebied effectief zijn.

Figuur 14. Absorptiedempers.



Hoge tonen worden al goed gedempt door een dunne laag absorptiemateriaal, maar met een breed kanaal is het effect gering. Door meer dunne lagen op enige afstand van elkaar worden de hoge tonen beter gedempt, dit gebeurt bij de zogenaamde splittergeluid Dempers.

Voor een goede absorptie over een breed frequentiegebied zijn dikke lagen absorptiemateriaal en smalle openingen het beste. Bij het aanbrengen van absorberend materiaal moet rekening worden gehouden met het feit dat de netto doorsnede kleiner wordt; bij een gelijkblijvende volumestroom wordt de snelheid hoger, hetgeen meer turbulentie en geluidproductie tot gevolg kan hebben. Het is daarom beter bij deze dempers een grotere buitenafmeting te kiezen met dezelfde netto doorsnede, die met een verloopstuk aansluit op de kleinere kanaalsecties.

De dwarsdoorsnede mag vierkant of rechthoekig zijn als de beschikbare ruimte dit nodig maakt. De demping is evenredig met de lengte. Het is gunstig een lange demper op te delen in twee helften en deze zo mogelijk vóór en achter een bocht in de leiding te plaatsen. Nadeel is dat het absorberend materiaal bij bepaalde toepassingen verstopt kan raken door vuil- en koolafzetting, waardoor de werking na verloop van tijd sterk

sterk achteruit gaat.

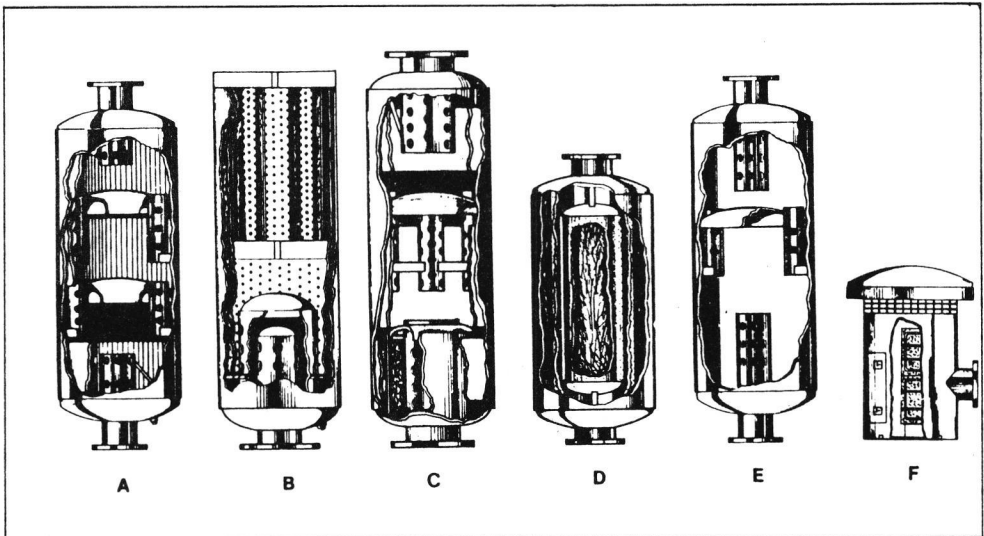
Smoor- of diffusiegeluiddempers.

Dit type geluiddempers is ook beschreven in § 5.1.3. De werking berust op het omzetten van geluidenergie in warmte door een drukval te creëren met behulp van een diffusor, dit is een poreuze constructie met een grote stromingsweerstand.

In figuur 15 is nog eens een aantal samengestelde geluiddempers afgebeeld met hun toepassingen.

Figuur 15. Opengewerkte afbeeldingen van een aantal samengestelde industriële geluiddempers als combinaties van absorptie-, resonantie- en smoorgeluiddempers. De verschillende typen worden aanbevolen voor de volgende toepassingen:

- A. aanzuig- en uitlaatdempers voor motoren;
- B. afblaasdempers;
- C. aanzuig- en uitlaatdempers voor zuigercompressoren;
- D. aanzuig- en uitlaatdempers voor roterende compressoren en turbines;
- E. pulsatiédempers;
- F. gecombineerde inlaatdemper-luchtfilter. (Purcell, 1982).

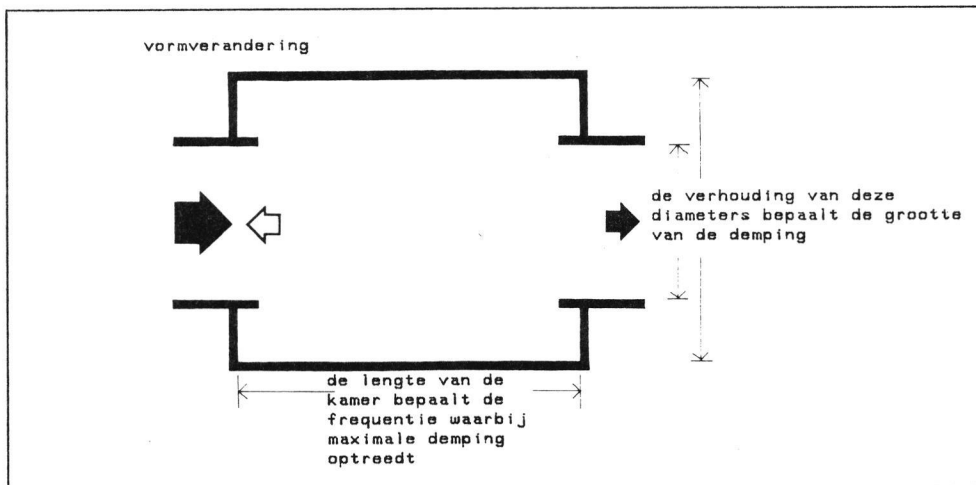


Reflectiedempers.

Ter plaatse van elke vormverandering in de demper wordt een gedeelte van het geluid gereflecteerd naar de bron. In kanalen kan de vormverandering zich voordoen als bocht, verwijding of vernauwing of aftakking (figuur 16). Met een reflectiedemper (of resonantiedemper) kan laagfrequent geluid over een smal frequentiegebied doeltreffend worden gedempt. Door

koppeling van een aantal van deze dempers van verschillende afmetingen kan een breder frequentiegebied worden bestreken (figuur 17). Vaak worden geperforeerde pijpen in de demper gebruikt om een betere gasstroom en een hogere demping te verkrijgen.

Figuur 16. Reflectiedempers.

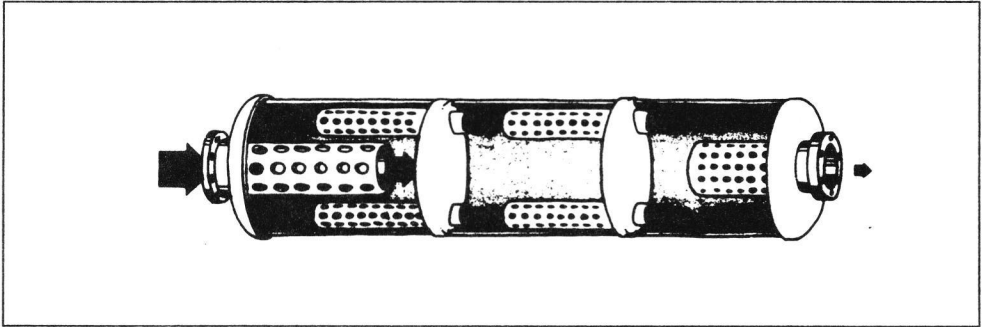


In figuur 17 is een voorbeeld gegeven van een meertrapsreflectiedemper, die ook over een breed frequentiegebied dempt en niet zo gevoelig is voor vervuiling en daardoor toegepast kan worden bij grote verbrandingsmotoren, waarvan het toerental weinig varieert.

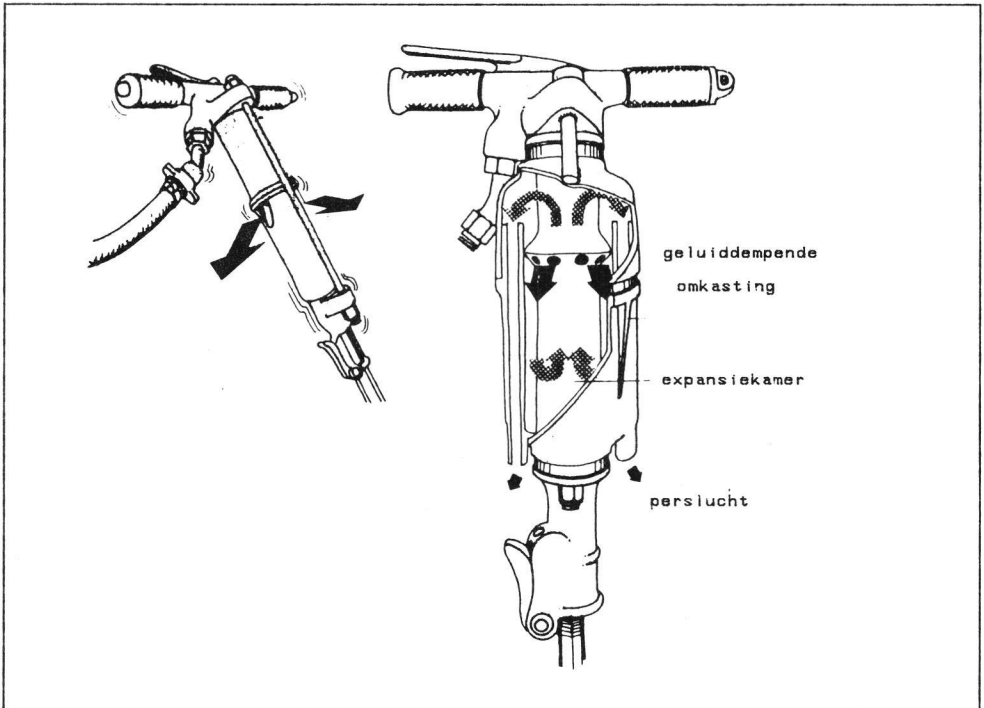
Een vorm van reflectiedempers zijn expansiekamers bij verbrandingsmotoren en compressoren. Daar waar regelmatige drukpulsen optreden geeft dit principe goede resultaten. Een goed voorbeeld hiervan is een expansiekamer van een drillboor (figuur 18).

Door om het huis een mantel aan te brengen, wordt een expansiekamer gevormd voor de lage tonen en worden de hoge tonen afgeschermd. Dit levert op zichzelf al een aanzienlijke niveauverlaging op. Daarbij komt nog dat de energie die bij de puls vrijkomt gelijkmatiger en over een langere periode wordt verdeeld, waardoor ook een niveauverlaging wordt bereikt.

Figuur 17. Drietrapsreflectiedemper voor een grote dieselmotor.



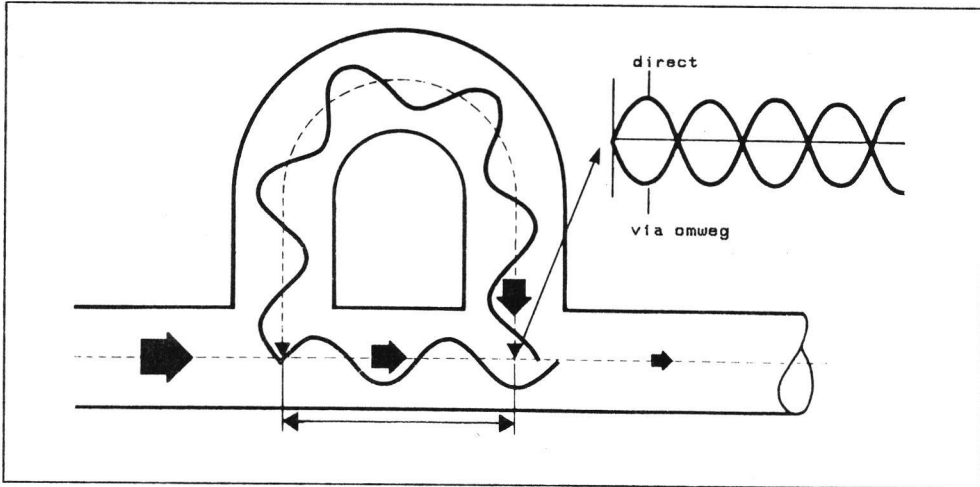
Figuur 18. Een expansiekamer bij een drillboor is een vorm van een reflectiedemper.



Interferentiedemper.

Lawaai bestaande uit één bepalende toon kan worden gedempt door interferentie. Dit houdt in dat op één plaats twee golven met dezelfde frequentie in tegenfase worden samengebracht waardoor ze elkaar als het ware opheffen (figuur 19).

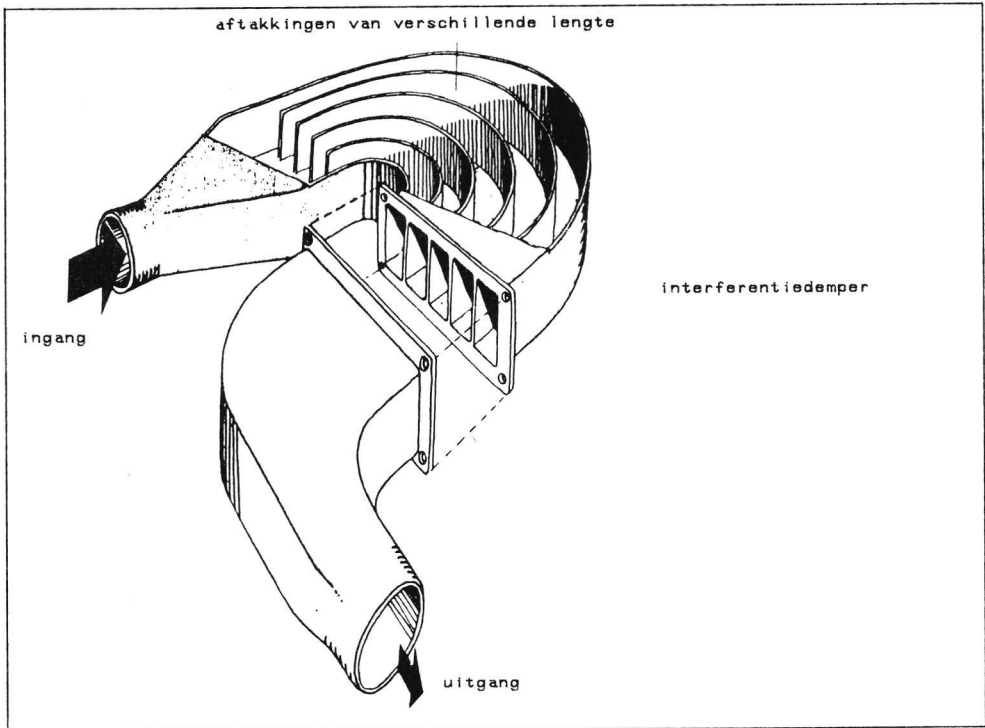
Figuur 19. Principe van een interferentiedemper.



Een interferentiedemper bestaat uit een omweg van het hoofdkanaal. Het geluid dat via de omweg gaat moet een oneven aantal halve golflengten meer afleggen dan het geluid in het hoofdkanaal, zodat de twee golven in tegenfase zijn als ze bij elkaar komen. Omwegen met andere lengten kunnen worden afgestemd op andere frequenties.

Als de frequentie van de toon wel eens varieert, kan het frequentiegebied waarin de demper werkzaam moet zijn worden verbreed door een aantal kanalen met enigszins verschillende lengten toe te passen. De verzwakking per frequentie zal iets minder worden (figuur 20). Dit type kan worden gebruikt voor motoren of ventilatoren met verschillende toerentallen.

Figuur 20. Uitvoering van een interferentiedemper.



5.3 Geluidverminderende maatregelen bij geluidoverdracht binnen de machine: contactgeluid

Het aantal overdrachtsmogelijkheden van constructiegeluid is groot. Om de juiste maatregelen te treffen moet worden nagegaan welke delen van de constructie aan bepaalde krachten worden blootgesteld. De overdracht van constructiegeluid is afhankelijk van de overdrachtsimpedantie, de afstraalfactor en de grootte van het stralende oppervlak.

Voor het verminderen van het door de constructie afgestraalde geluidvermogen moet de overdrachtsimpedantie zo groot mogelijk en de afstraalfactor en het geluidafstralende oppervlak zo klein mogelijk zijn. De overdrachtsimpedantie is de verhouding tussen de kracht op een punt van het aangestoten constructiedeel en de snelheidsresponsie op een punt van het afstralende constructiedeel.

De theorieën over impedanties zijn tamelijk ingewikkeld en worden in § 5.3.2 globaal behandeld (zie ook Tukker, 1984). Aan de hand van voor-

beelden zullen de mogelijke maatregelen worden toegelicht.

Mogelijkheden om de overdrachtsimpedantie te vergroten zijn:

- het vergroten van de mechanische ingangsimpedantie;
 - . dempen van resonanties
 - . aanbrengen van extra massa
 - . verstijven van de constructie
- het vergroten van de afstand tussen het aanstootpunt en het afstraalpunt (uitbreidingsverzwakking). Deze mogelijkheid is van weinig betekenis.
- het vergroten van de demping;
- het vergroten van de constructiegeluidisolatie en -reflectie
 - . het aanbrengen van verende lagen
 - . het aanbrengen van extra massa
 - . het aanbrengen van discontinuïteiten (bochten, doorsnedesprongen).

In het navolgende worden de volgende onderwerpen behandeld:

- demping van trillingen en
- isoleren van trillingen.

5.3.1 Dempen van trillingen

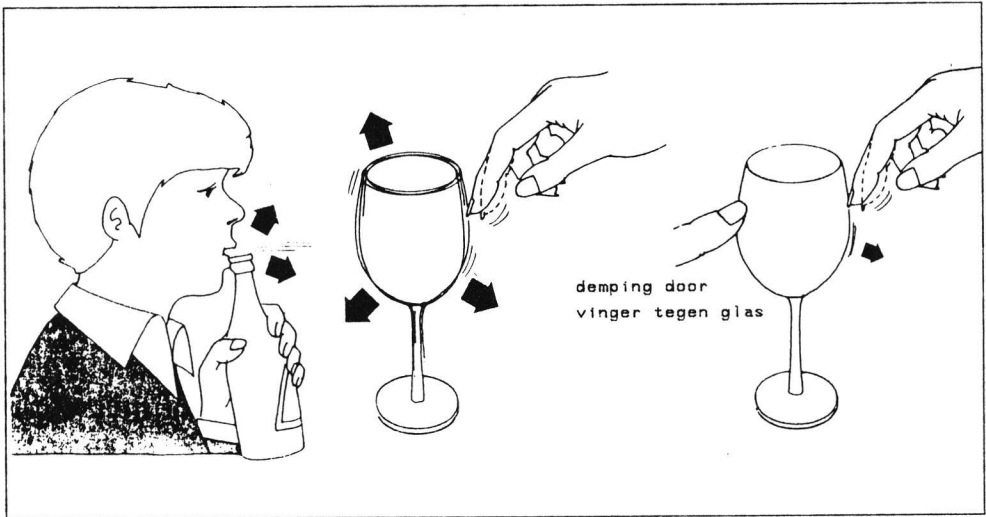
Systemen (constructies, machines of machine-onderdelen) kunnen bij bepaalde aanstootfrequenties gemakkelijk in trilling komen. De frequentie waarbij zo'n systeem gemakkelijk trilt noemt men de eigenfrequentie van het systeem. Wanneer de aanstootfrequentie - dit is de frequentie waarbij het systeem van buitenaf in trilling wordt gebracht - gelijk is aan de eigenfrequentie van het systeem dan kan het systeem sterk opslingeren. Men noemt dit 'resonantie'. De in dat geval optredende trillingsenergie wordt vaak ook gemakkelijk als geluid uitgestraald. Eenzelfde verschijnsel treedt op wanneer een gasstroom strijkt over een opening van een holte. De lucht in de holte kan in resonantie worden gebracht en er ontstaat een toon.

Voorbeelden van dit verschijnsel zijn bijvoorbeeld een stemvork of een glas dat aangetikt wordt. Bekend is ook de fluittoon uit fles wanneer over de opening geblazen wordt (figuur 21).

Door het wegnemen of wijzigen van de aanstootkrachten - dit is de be-

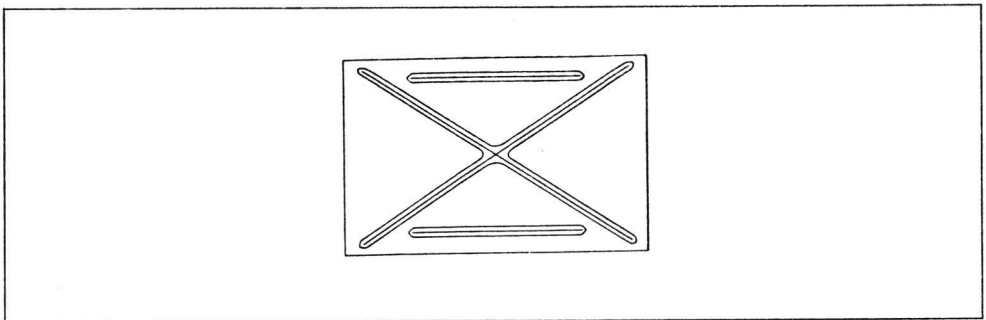
strijding aan de bron (bijvoorbeeld door opheffen van onbalans of toeren-
talverandering) - kan geluidafstraling door resonantie vaak opgeheven of
verminderd worden.

Figuur 21. Voorbeelden van resonantie.



Andere mogelijkheden om trillingen en resonantie te verminderen zijn
verandering van de massa en stijfheidsverdeling in het systeem. Een ma-
nier van verstijven is de constructie van profielen voorzien zoals de
plaat in figuur 22.

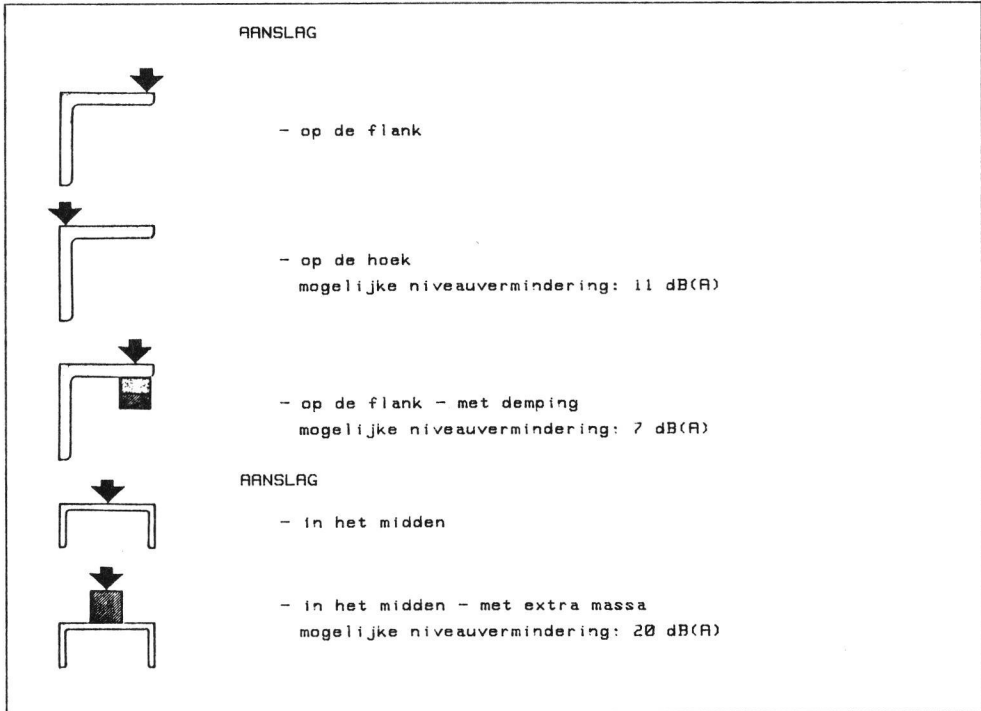
Figuur 22. Geprofileerde vlakken geven een grotere stijfheid (CARGO, 1972).



Een verstijving van de constructie zal vooral de resonanties van de con-
structie beïnvloeden. De grootste verandering is te verwachten als de
aangrijping (aanstoting) van een plaats met kleine stijfheid wordt ver-

legd naar een plaats met grote stijfheid of wanneer de mechanische impedantie van de constructie op die plaatsen wordt verhoogd waar de wisselkrachten op de constructie worden uitgeoefend.

Figuur 23. Geluidniveauvermindering door de aanslag te verplaatsen of door demping (Kurtz, 1985).



Het vergroten van de massa vergroot eveneens de ingangsimpedantie (zie § 5.3.2). Bij het toepassen van extra massa's is het belangrijk dat de massa's gesitueerd worden op de plaats waar de krachten op een constructie aangrijpen.

Absolute geluidniveauverminderingen kunnen ten gevolge van de zeer verschillende invloedsfactoren niet aangegeven worden. In figuur 23 is een aantal voorbeelden gegeven van goede en slechte geluidarme constructies (zie ook figuur 45).

Wanneer de trilling wordt tegengegaan, bijvoorbeeld door een vinger tegen een glas te drukken (figuur 21), dan wordt het trillend oppervlak gedempt en gaat de trillingsenergie over in het dempende materiaal (de vinger tegen het glas) en wordt niet naar de omgeving afgestraald. Bij demping wordt trillingsenergie in warmte omgezet voordat het kan worden

uitgestraald als geluid. Hoe dichter bij de bron de trillingsenergie in warmte wordt omgezet des te beter het is. Een maat voor de demping van trillingen is de verliesfactor η . De verliesfactor is gedefinieerd als de verhouding tussen de per trillingsperiode gedissipeerde energie en de toegevoerde trillingsenergie en kan onder andere worden bepaald uit de resonantiecurve van een trillend systeem of uit de uitklinktijd. Voor de inwendige demping van materialen kan de verliesfactor gedefinieerd worden met behulp van de complexe elasticiteitsmodulus van het materiaal. Theoretisch is de geluidvermindering ten gevolge van een materiaalverandering globaal te berekenen uit:

$$\Delta L \sim 10 \times \lg \left(\frac{\eta_2}{\eta_1} \right) \quad (\text{dB}) \quad \text{waarin } \eta_1 \text{ en } \eta_2 \text{ de verliesfactoren van materiaal 1 en materiaal 2.}$$

In tabel 1 wordt voor enkele materialen de verliesfactor η gegeven.

Tabel 1. Globale waarde voor verliesfactoren bij 20°C.

materiaal	verliesfactor η
aluminium	0,0001
staal	0,0001-0,0003
ijzer	0,0002-0,0006
messing	0,001
glas	0,0006-0,002
koper	0,002
beton	0,004 -0,008
gips	0,005 -0,006
asbestcement	0,007 -0,02
koper/mangaan legering	0,01
celbeton/gasbeton/lichtbeton	0,01
kalkzandsteen	0,01
poriso	0,01
gipskarton	0,03
hout	0,008 -0,01
triplex	0,013
spaanplaat	0,01 -0,03
gietijzer	0,01 -0,02
lood	0,01 -0,03
baksteen	0,01 -0,02
hogedruk poly-etheen en poly-propeen	0,1
droog zand	0,06 -0,12

staalplaat met ontdreuning	0,1
sandwichplaat	0,1
kurk	0,15
vezelmatten	0,1

Uit bovenstaande formule volgt dat bijvoorbeeld bij het vervangen van aluminium ($\eta=0.0001$) door gietijzer ($\eta=0,01$) een geluidvermindering van ongeveer 20 dB optreedt.

De in de praktijk optredende verliesfactoren van constructie-elementen zijn een factor 10 tot 300 groter als van het niet bewerkte materiaal ten gevolge van onder andere de demping bij de overgangen.

Wanneer de trillingsenergie ook via aansluitingen op andere bouwdeelen of constructies kan wegvloeien bedraagt de verliesfactor in de praktijk zelden minder dan 0,01.

Op grond van metingen kunnen voor de verliesfactoren van constructies de volgende waarden aangehouden worden (Straatsma, 1981):

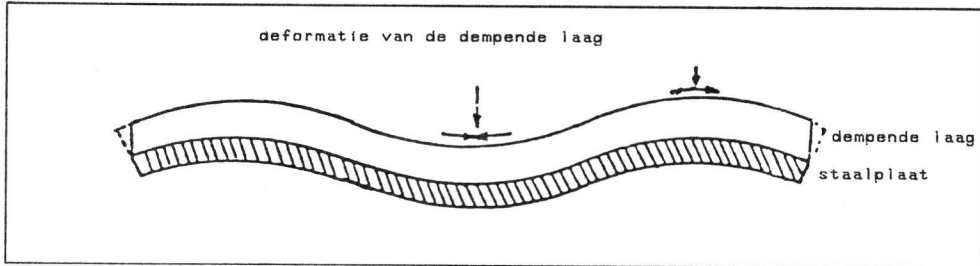
- constructies uit dunne platen, gepuntlast, geklonken of geschroefd (auto's): $\eta= 0,01$;
- constructies uit dikke staalplaten, gelast (schepen): $\eta= 0,001$.

Vergroting van de verliesfactor van een constructie (onderdeel) kan worden verkregen door:

- Het toepassen van materialen met grote inwendige demping.
Het is bekend dat een aluminium machineframe gemakkelijker geluid uitstraalt dan een gietijzeren frame, omdat aluminium een kleinere (inwendige) dempingsfactor dan gietijzer heeft. Aluminium geleidt de trillingsenergie gemakkelijker naar alle uitstralende vlakken van de machine dan gietijzer dat doet (η aluminium $>$ η gietijzer, zie tabel 1). Vergelijk ook een hamerslag op een stalen plaat ($\eta < 10^{-3}$) en op een kunststofplaat ($\eta = \text{ca. } 0,1$).
- Het benutten van de wrijving tussen constructie-onderdelen, bijvoorbeeld door 'soepele' verbindingen toe te passen in plaats van starre.
Bij klink- en boutverbindingen vinden microscopisch kleine verschuivingen plaats wanneer een trilling hierlangs tracht te passeren. Bij deze verschuivingen treedt wrijving op die de trillingsenergie voor een deel in warmte omzet; gevolg: er wordt minder geluid uitgestraald.
Een lasverbinding is in akoestisch opzicht slechter, de metalen zijn in elkaar gesmolten, wrijving treedt niet op.
- Het combineren van ongedempte constructie-onderdelen met sterk dempende materialen (figuur 24 en 25).
Wrijving treedt ook op tussen de opgebrachte dempende lagen en de trillende constructie (oppervlak).
Dempende lagen worden ook wel visko-elastische lagen genoemd. Over het algemeen zijn het taaie lagen van kunststof of bitumen, waarin gemakkelijk door verschuiving warmte wordt opgewekt.
De dempende werking is beter naarmate de mate van verschuiving groter is. Dat wordt bevorderd door een tegenlaag van een zwaar materiaal (bijvoorbeeld staalplaat) aan te brengen (zogenaamde sandwich-plaat).

Een dempende laag vergroot eveneens de ingangsimpedantie omdat de massa en de stijfheid van het trillende oppervlak zijn vergroot. Het aanbrengen van een dempende laag heeft alleen zin bij relatief dunwandige plaatachtige constructiedelen. Een dempende laag op een uit verstijfde staalplaat opgebouwde constructie heeft weinig of geen effect op de resonantiepieken in het laagfrequente gebied.

Figuur 24. Staalplaat met dempende laag in buigtrilling. Hoe dikker de dempende laag in verhouding tot de dikte van de staalplaat, des te groter de deformatie van de laag, des te groter de demping.



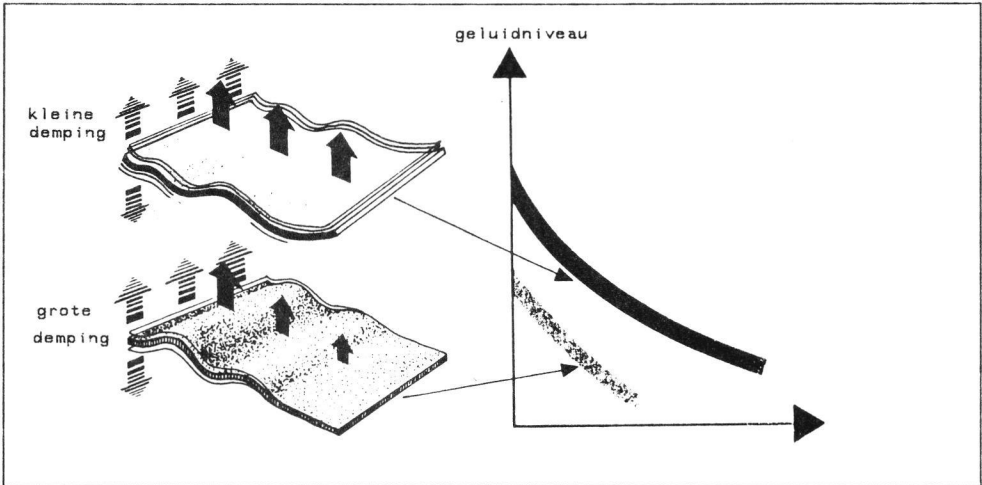
De verliesfactor η van dempende lagen is nauwelijks afhankelijk van de frequentie, daarentegen is de verliesfactor wel sterk temperatuursafhankelijk. Dit komt omdat wanneer de temperatuur zeer laag is alle kunststoffen (ook bitumen) glashard worden. Ze krijgen dan het karakter van een veer en hebben bij lage temperatuur een lage verliesfactor. Ze dempen dan niet goed meer.

Omgekeerd worden kunststoffen bij hoge temperatuur zeer week, ze bieden aan de vervormingskrachten geen weerstand meer, hetgeen resulteert in een geringe omzetting van trillingsenergie in warmte. Ze dempen nauwelijks meer. Het is dus belangrijk om dempende lagen te kiezen die optimaal actief zijn in het beschouwde temperatuurgebied (VDI 3727 blatt 2).

Voorwaarden voor grote demping door lagen (grote verliesfactor) zijn:

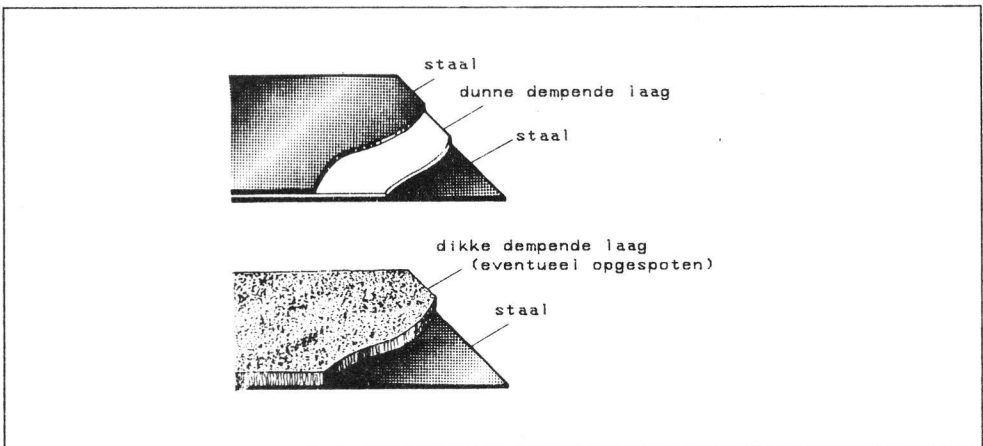
- de laag moet veel minder elastisch zijn dan de plaat;
- de laag moet een grote verliesfactor η bezitten;
- de dikteverhouding (dikte laag/dikte plaat) moet groot zijn.

Figuur 25. Een in trilling gebrachte plaat met geringe inwendige demping (kleine verliesfactor, bijvoorbeeld staal) zal langer uitklinken dan een plaat met een grote inwendige demping (grote verliesfactor, bijvoorbeeld kunststof).



In de praktijk onderscheiden we eenzijdig aangebrachte dempende lagen en dempende lagen die tussen twee platen worden aangebracht, zogenaamde sandwich-platen (zie figuur 26).

Figuur 26. Voorbeeld van twee typen dempende constructies.



Bij eenzijdig aangebrachte lagen moet de visco-elastische (dempende) laag ongeveer drie maal zo dik zijn als de plaat. Er zijn verschillende uitvoeringsvormen, bijvoorbeeld als

- thermoplastische folie (moet worden geplakt);

- twee componenten harsen (aanbrengen door middel van spuiten of plamuren);
- bitumen (deze zijn zelfklevend of moeten worden gesmolten).

Bij de sandwich-plaat is de dikte van de visco-elastische laag van gering belang.

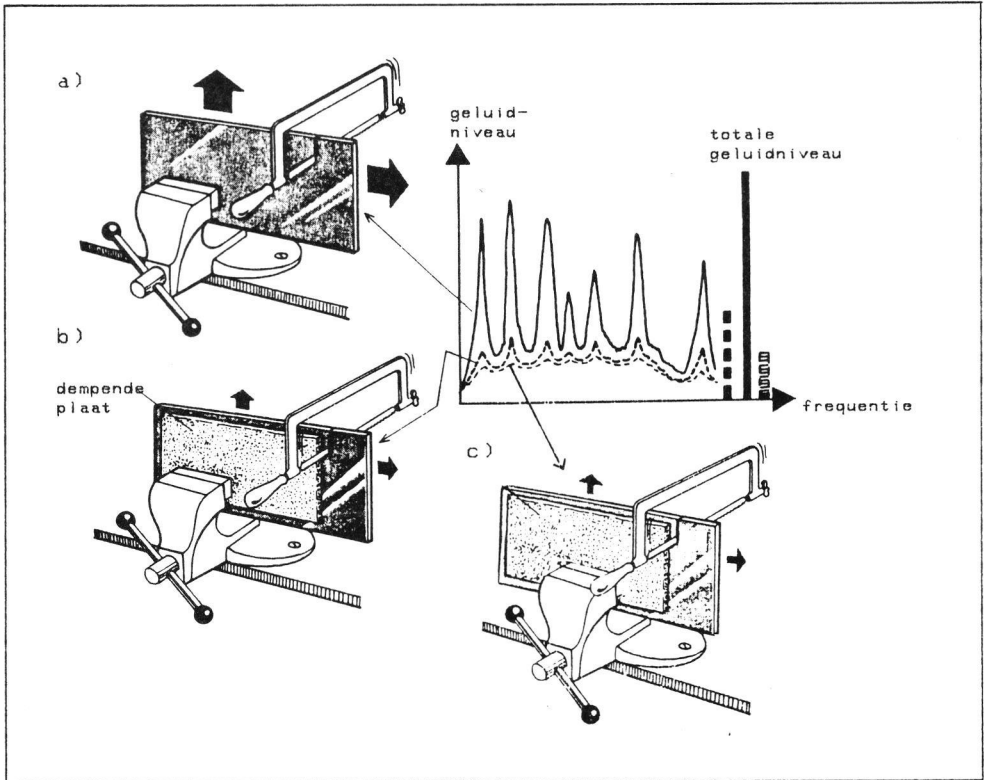
Symmetrische dikteverhoudingen geven een iets beter resultaat dan asymmetrische dikteverhoudingen.

De grootte van geluidvermindering door het aanbrengen van dempende lagen ligt in de orde van 6 tot 12 dB(A). Tukker (1984) geeft een rekenschema met toelichting waarmee het effect van de dempende lagen voorspelt kan worden.

Tot slot van deze paragraaf nog een tweetal voorbeelden van demping. Krachten die bij het verspanen van hout, kunststof of metaal vrijkomen kunnen hoge geluidsniveaus veroorzaken. Vaak komt hierbij het werkstuk of het gereedschap in trilling en kan gaan resoneren. Door scherp gereedschap toe te passen, beitels niet verder als nodig te laten uitsteken en het werkstuk voldoende te ondersteunen of in te klemmen en te dempen kan het geluid bestreden worden (zie figuur 27).

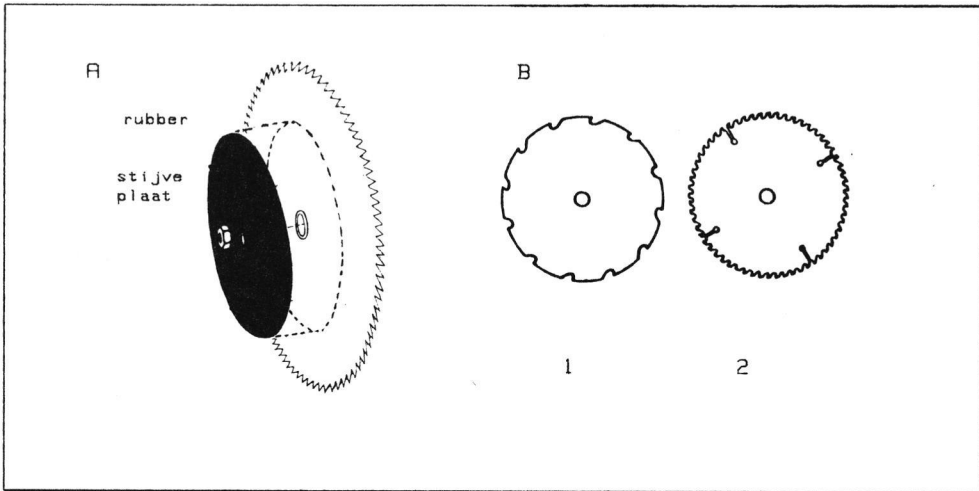
Figuur 27. Door middel van dempingsmateriaal en goede inklemming kan worden voorkomen dat het werkstuk sterk in trilling wordt gebracht:

- a) zaagsnede ver van de bekken: hoog geluidniveau, sterke resonanties
- b) als a, maar met een dempende plaat: lager geluidniveau, minder resonantie
- c) als b, zaagsnede dicht bij de bekken: nog iets lager geluidniveau en nog minder scherpe resonantiepieken

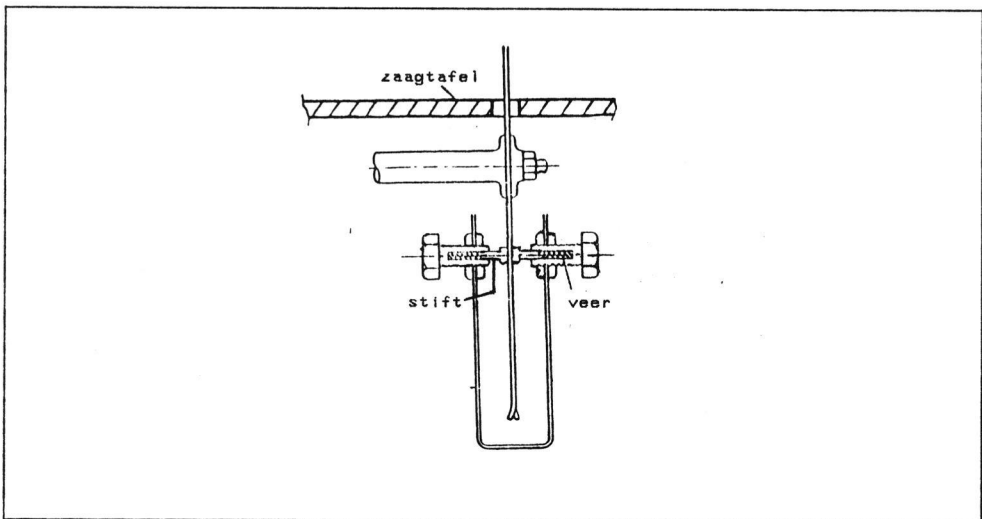


Aerodynamische krachten kunnen trillingen (resonanties) veroorzaken in roterende bladen, bijvoorbeeld zaagbladen tijdens vrijloop. Door dempschijven of dempplaten aan te brengen kunnen deze trillingen worden gedempt (zie figuur 28 en 29). Ook kunnen sandwich-zaagbladen worden toegepast of zaagbladen met een groot aantal hardmetalen tanden en spanningsgleuven. Een dergelijke demping van zaagbladen geeft een niveauvermindering van 5 tot 8 dB(A).

Figuur 28. A. Damping van een zaagblad door middel van meedraaiende dempschijf.
B. Cirkelzaagbladen met 1. speciale tandvorm;
2. spanningsgleuf met aluminium propje.



Figuur 29. Voorbeeld van een dempstift, gemonteerd onder de zaagtafel, ten behoeve van het onderdrukken van de eigenfrequenties in het zaagblad.



Overige maatregelen die aan een cirkelzaag genomen kunnen worden zijn:

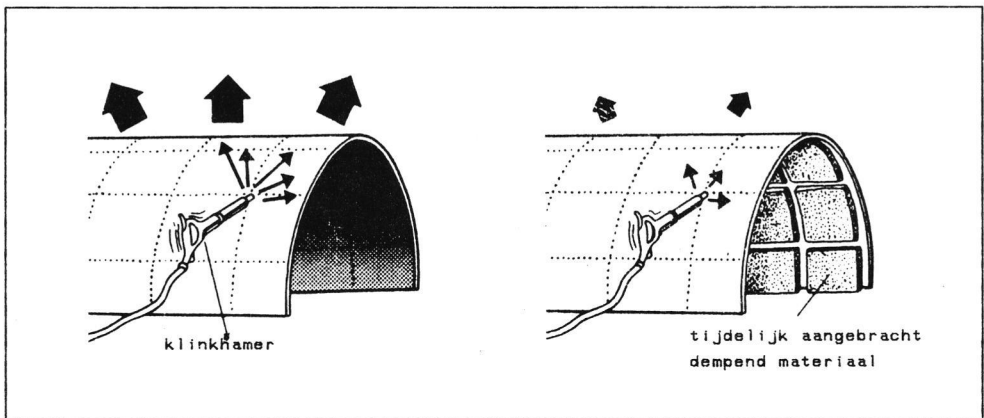
- het zaagblad moet zo min mogelijk boven het tafelblad uitsteken, uitgaande van de dikte van het werkstuk;
- de diameter van de zaag moet niet groter worden genomen dan strikt noodzakelijk is;

- het toerental van het zaagblad moet niet hoger worden genomen dan noodzakelijk, zodat de minimale snijsnelheid behorend bij de zaag en het te zagen materiaal wordt bereikt;
- de dikte van het zaagblad moet niet groter worden genomen dan strikt noodzakelijk is.

Voor bronnen van tijdelijke aard, zoals bij de vervaardiging van werkstukken, is het zinvol om eenvoudig aan te brengen en te verwijderen dempingsmateriaal toe te passen. Hiervoor zijn magnetische matten en in sommige gevallen trillingsabsorbeerders (bloedzuigers) goed bruikbaar.

Magnetische matten zijn matten gevuld met magnetische korrels of kunststofmatten voorzien van een magnetische laag die kunnen worden toegepast op werkstukken met een geringe eigen demping, bijvoorbeeld bij het klinken van grote constructiedelen zoals bij vliegtuigen, schepen of onderdelen voor de installaties voor de procesindustrie (pijpen en ketels) (zie figuur 30).

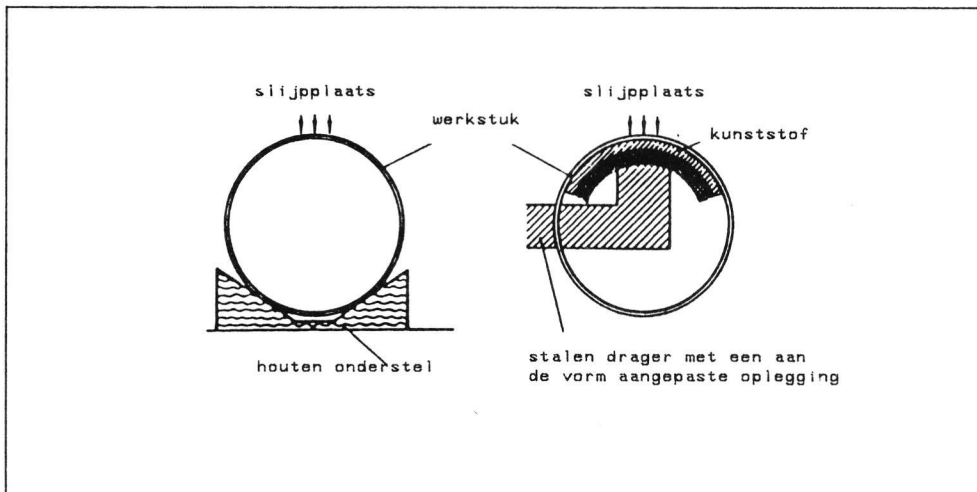
Figuur 30. Voorbeeld van tijdelijk aangebracht dempend materiaal.



De plaats waar het dempende materiaal wordt aangebracht is heel belangrijk voor de mate van demping: hoe dichterbij de bron des te beter de demping is. De te bereiken verbeteringen liggen in de ordegrrootte van 5 tot 12 dB(A).

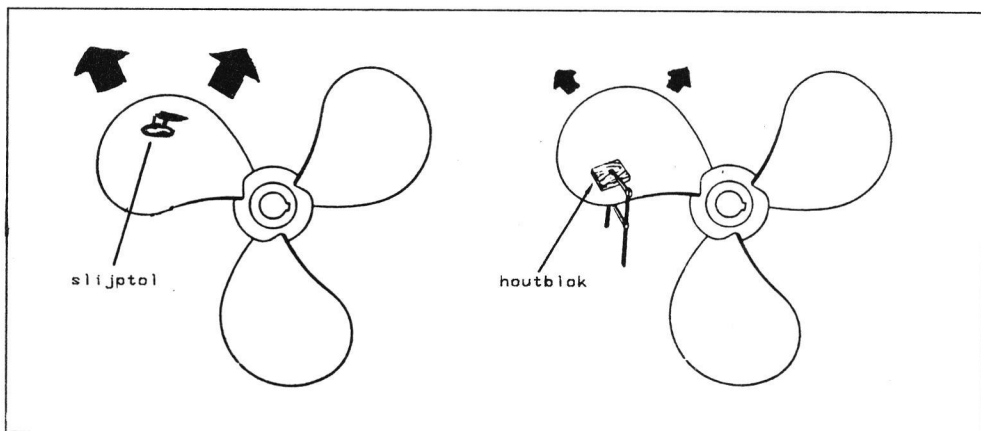
Ook door de draagconstructie te veranderen bij de vervaardiging en afwerking van bijvoorbeeld trommels, pijpen, ketels en dergelijke kunnen aanzienlijke verbeteringen worden verkregen (zie figuur 31).

Figuur 31. Voorbeeld voor het aankoppelen van massa en dempend materiaal aan een trommel voor een kabellier (ICG, LA-02-04).



Ook kan het te bewerken werkstuk worden ingeklemd. Hierdoor wordt de inwendige impedantie vergroot waardoor de geluidafstraling verminderd. Als voorbeeld kan worden genoemd het inklemmen van een schroef tussen houtblokken tijdens het slijpen (zie figuur 32 en 27).

Figuur 32. Voorbeeld van inklemmen van een werkstuk.



Een andere vorm om trillingen te dempen is met zogenaamde trillingsabsorbeerders of bloedzuigers. Deze bestaan in principe uit een gevouwen en geleidelijk dunner wordende aluminium staaf die in een dempende kunststof is ingegoten. Met de breedste zijde wordt de bloedzuiger zo

vast mogelijk aan het te dempen object bevestigd, bijvoorbeeld door vast te schroeven, te lassen of te lijmen. Voor tijdelijke werkzaamheden, zoals bij montagewerk, zijn er bloedzuigers met magnetische hechting of met onderdrukhouders. Ook kan een aantal bloedzuigers met behulp van een ketting worden samengevoegd en gespannen rond ronde objecten.

De trillingsbeweging van het werkstuk induceert eveneens een trilling in de metalen staaf van de bloedzuiger. Door het taps toelopen van de staaf krijgt het uiteinde de grootste trillingsuitslagen. Door de ingieting in kunststof worden deze gedempt, er wordt dus trillingsenergie aan het werkstuk onttrokken. Het effect van trillingsabsorbeerders is niet spectaculair: maximaal ongeveer 5 dB(A) niveaudaling.

5.3.2 Isolatie van trillingen

De vermindering van trillingsoverdracht kan weer op verschillende manieren worden verkregen. De belangrijkste methoden zijn de structuur van de trillingsgeleidende constructie-elementen met betrekking tot massa en stijfheid plaatselijk te veranderen.

De volgende methoden kunnen worden toegepast:

- tussenschakelen van elastische delen;
- aanbrengen van star bevestigde compacte spermassa's;
- aanbrengen van bochten en aftakkingen in leidingen;
- aanbrengen van doorsnede-veranderingen in leidingen.

Elastische delen

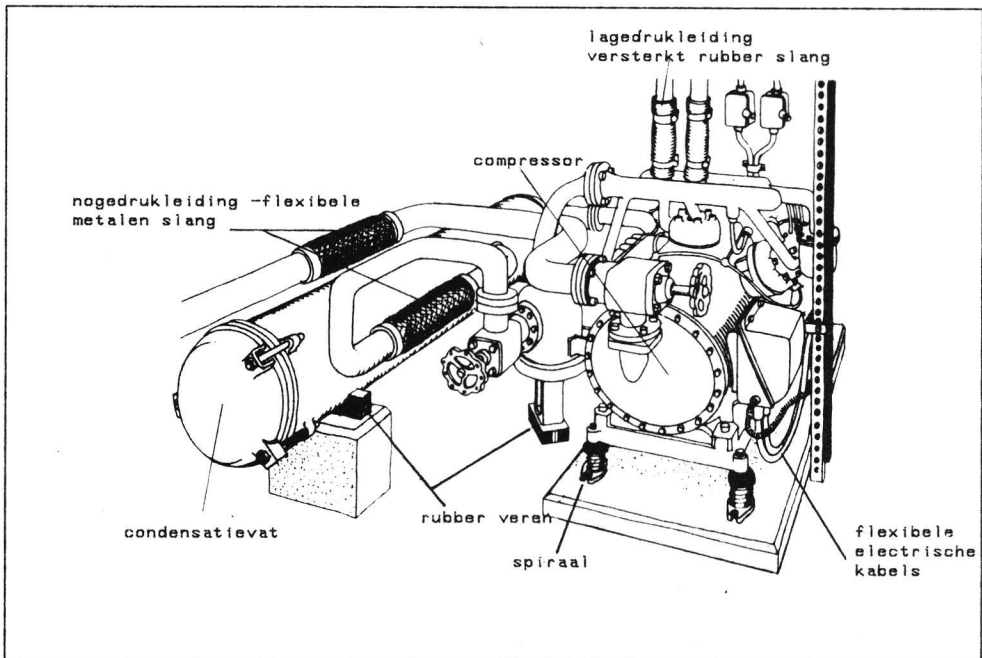
De ontkoppeling van trillingen is over het algemeen beter naarmate de tussengeschatelde delen elastischer zijn. Toepassingen van elastische elementen kunnen geschieden bij:

- opstelling van machines;
- bevestiging van lichte delen aan machines, bijvoorbeeld beplatingen;
- bevestiging van leidingen (figuur 34);
- verbinding van leidingen onderling (flexibele leidingstukken, compensatoren) (figuur 33 en 35);
- flexibele askoppelingen;
- flexibele bevestiging van wielen (trams) en tandkransen op naven;
- flexibele bevestiging van rails.

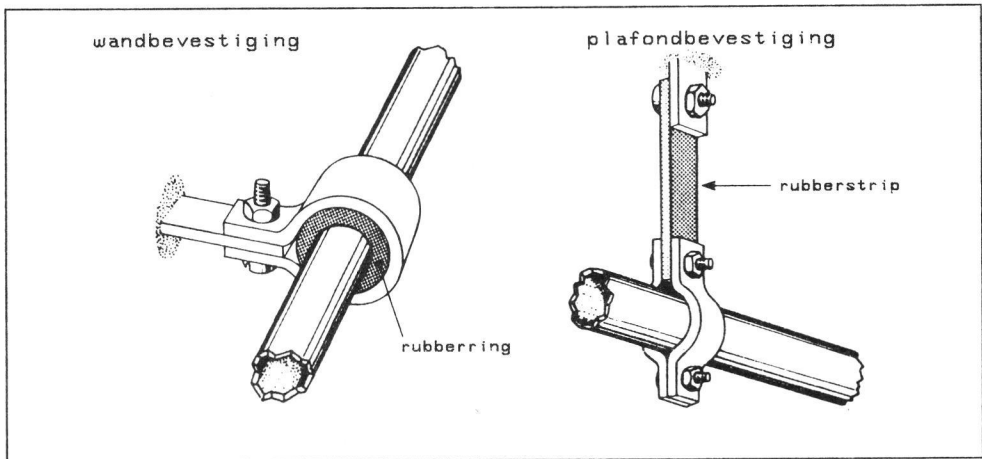
Het isoleren van trillingen gebeurt meestal door de overdrachtsweg waarlangs de trilling zich voortplant te onderbreken.

Omdat er veel wegen zijn waarlangs een trilling zich in een constructie of machine kan voortplanten is dit vaak een ingewikkelde zaak. Veelal wordt een hele machine ten opzichte van de fundatie voor trillingen geïsoleerd door de machine op veren op te stellen, starre leidingen te onderbreken met flexibele slangen en starre bevestigingen aan wanden en plafond te voorkomen (zie figuur 33 en 34).

Figuur 33. Voorbeeld van het toepassen van flexibele slangen en veren om trillingen te isoleren.

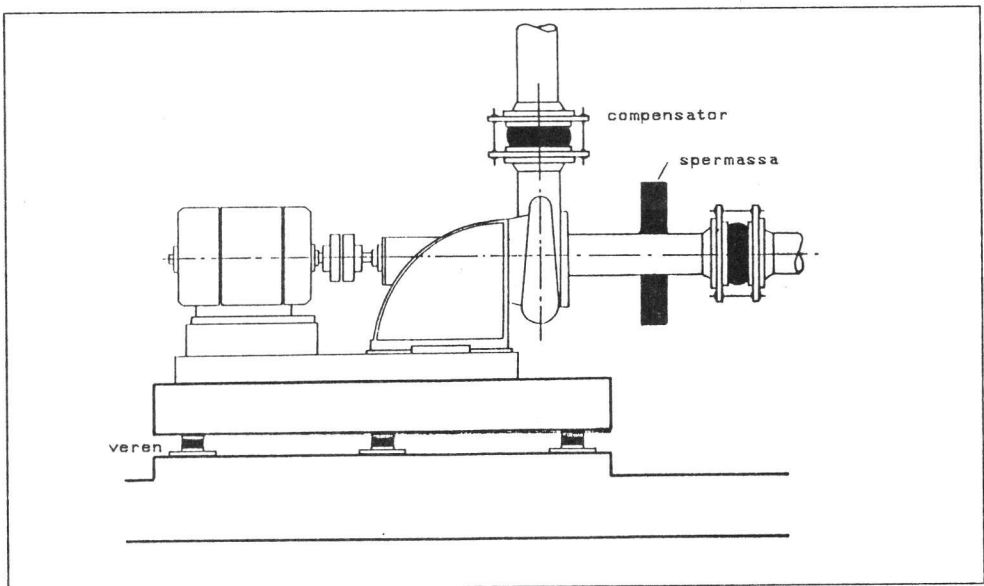


Figuur 34. Voorbeelden van bevestiging van pijpleidingen waarmee de voortplanting van trillingen in de wandconstructies wordt voorkomen.



Verder moet ook aandacht besteed worden aan andere overdrachtswegen zoals kabels, assen, slangen en dergelijke.

Figuur 35. Toepassing van een spermassa in combinatie met een rubbercompensator aan een trillende machine (ICG, LA-02-05).



Bij gebruik van compensatoren dient men zorgvuldig te werk te gaan:

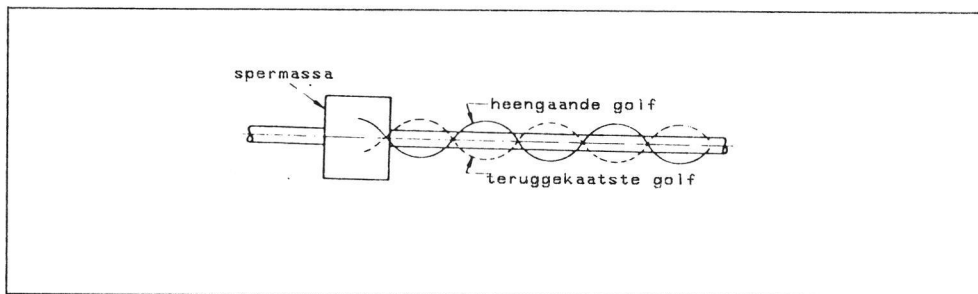
- om voldoende bewegingsvrijheid te waarborgen, mogen de leidingen maar aan één zijde van de compensator gefixeerd worden. Aan de andere kant mag ten hoogste een geleiding worden aangebracht, die een onbelemmerde beweging in axiale richting waarborgt;
- de compensatoren dienen zo dicht mogelijk bij de geluidbron te worden geplaatst;
- om een hoge impedantie te verkrijgen, kan aan de niet-gefixeerde zijde een spermassa worden aangebracht (zie figuur 35).

Spermassa's

In principe geldt dat de impedantie beduidend groter moet zijn dan die van het aangekoppelde constructie(deel) om een belangrijke reflectie van trillingen te verkrijgen. Hoe groter een spermassa is in verhouding tot de massa van de aangekoppelde delen, des te moeilijker zal deze meetrillen. Bij pijpleidingen kunnen deze spermassa's worden aangebracht bijvoorbeeld in de vorm van stalen of betonnen ringen. Deze veroorzaken een reflectie van de trillingen in de pijpwand. De spermassa moet tenminste 10 maal zo zwaar zijn als de gebruikelijke flenzen voor de betreffende leiding. De massa's moeten zo dicht mogelijk bij de trillingbron worden aangebracht, zodat in een zo groot mogelijk deel van de constructie een vermindering van het trillingsniveau wordt verkregen.

Spermassa's kunnen toegepast worden op leidingen, direct onder veerelementen bij elastische bevestigingen en in de onmiddellijke nabijheid van trillingbronnen (zie figuur 35 en 36).

Figuur 36. Een spermassa houdt de geluidgolven, die door pijpen worden voortgedragen tegen.



Dezelfde beperking geldt voor ontdreunende pasta's en folies. Zolang het geluid in de pijp niet wordt gereduceerd, moeten zeer grote lengten pijp behandeld worden. Het effect is in het algemeen gering.

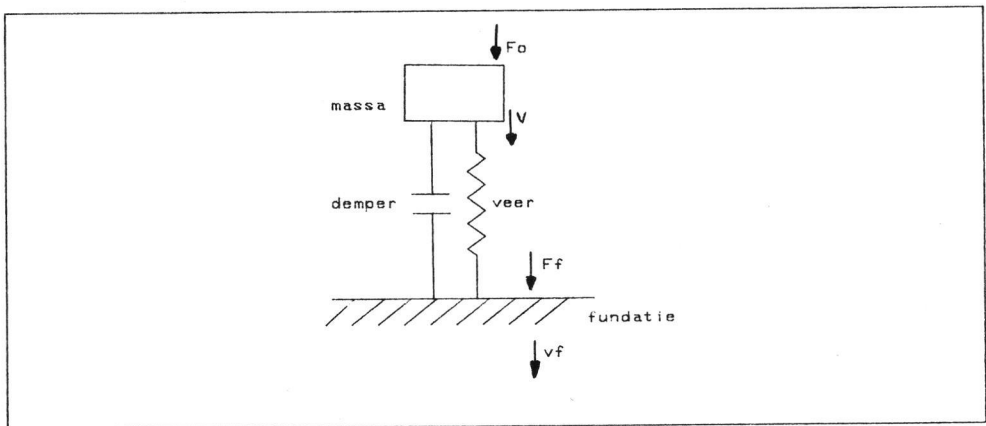
De 'klassieke' theorie

Bij het berekenen van de trillingsoverdracht wordt een aantal vereenvoudigingen aangebracht, namelijk:

- machines worden voorgesteld door een starre massa;
- de machine trilt slechts in één richting (één vrijheidsgraad);
- trillingsisolatoren worden beschreven als veren met een veerconstante en zonder massa.

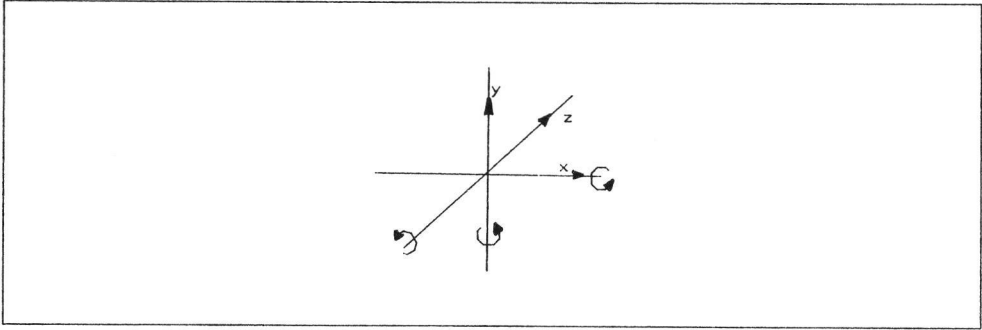
Te zamen vormen machine en trillingsisolatoren een massa-veersysteem (zie figuur 37) waarop een kracht F_0 werkt, de bron van de opgewekte trillingen. Deze moet dus bekend zijn als functie van de frequentie om het gehele systeem te kunnen berekenen.

Figuur 37. Massa-veersysteem.



In de praktijk kunnen de massa-veersystemen er veel ingewikkelder uitzien. Wanneer bijvoorbeeld de vloer gaat doorbuigen ten gevolge van de massa van de machine(s) dan resulteert dit in een complex systeem met meerdere massa's en met verschillende stijfheden die kunnen trillen langs de verticale en horizontale vlakken (meerdere vrijheidsgraden).

Figuur 38. De zes vrijheidsgraden waarin een systeem kan trillen.



In figuur 38 zijn de verschillende trillingsmogelijkheden (vrijheidsgraden) van een systeem aangegeven.

De eerder aangegeven vereenvoudigingen komen in de praktijk vrijwel niet voor omdat:

- de machine in kwestie in meerdere richtingen zal trillen (meer vrijheidsgraden);
- de machine boven een bepaalde frequentie geen starre massa is;
- de veer niet ideaal is en massa heeft;
- de geluidoverdracht via nevenwegen (kabels, assen, leidingen) over het algemeen niet te verwaarlozen is.

Voor frequenties boven 100 Hz kan een trillingsgeïsoleerde opstelling doorgerekend worden met een systeem waarbij mechanische impedanties worden gebruikt. De mechanische (ingangs-)impedantie (Z) is gedefinieerd, analoog aan de overgangsimpedantie, als de verhouding tussen de kracht (F) die op een constructie-onderdeel werkt en de daardoor veroorzaakte trillingsnelheid (v) op die plaats. Feitelijk is dit een maat voor de weerstand die een constructie biedt tegen de aanstoting door een kracht. In formulevorm:

$$Z = \frac{F}{v}$$

De ingangsimpedantie is een complexe grootte omdat de snelheid ten opzichte van de kracht in fase verschoven is. Elk element van een constructie heeft zijn eigen impedantie. De in de praktijk voorkomende impedanties zijn in het algemeen samengesteld uit impedanties van een veer, demper en massa.

Hoe groter de mechanische impedantie is, des te lager zal de snelheid

van het voorwerp zijn. Voor trillingsgeïsoleerde constructies houdt dit in dat een hoge mechanische impedantie een lage snelheid ten gevolge heeft en dit wordt merkbaar door een laag trillingsniveau.

Voor een massa onder invloed van harmonische trillingen geldt:

$$F = m * a = m * \frac{dv}{dt} = \omega m v$$

waarin: m = massa (kg)
 a = versnelling (m/s^2)
 v = snelheid (m/s)
 $\omega = 2\pi f$ = hoekfrequentie (rad/s)

Hieruit volgt dat de absolute waarde van de mechanische impedantie van een massa gelijk is aan:

$$\left| Z_m \right| = \frac{F}{v} = \omega m = 2\pi f m \text{ (kg/s)}$$

In het frequentiespectrum is dit een rechte met een stijging van 6 dB per octaaf (zie figuur 39):

$$\text{impedantieniveau} = 20 \cdot \lg Z_m = 20 \cdot \lg (2\pi f m)$$

Hieruit is nu ook te verklaren dat de impedantie toeneemt wanneer de massa groter wordt.

Voor een veer geldt de relatie:

$$F = Kx$$

waarin K = dynamische veerstijfheid (N/m)
 x = verplaatsing (m)

Gedifferentieerd naar de tijd:

$$\frac{dF}{dt} = K * \frac{dx}{dt} \text{ of}$$

$$\omega F = kv$$

De impedantie van een veer is dan:

$$\left| Z_v \right| = \frac{F}{v} = \frac{K}{\omega} = \frac{K}{2\pi f} \text{ (kg/s)}$$

Het impedantieniveau als functie van de frequentie is een rechte die met 6 dB per octaaf afneemt (zie figuur 39)

$$20 \cdot \lg Z_v = 20 \cdot \lg \left(\frac{K}{2\pi f} \right)$$

Op dezelfde wijze kan de impedantie van een demper berekend worden. Een ideale visceuze demper wordt gekenmerkt door een lineair verband tussen de kracht en de daardoor veroorzaakte snelheid:

$$F = \delta \cdot v$$

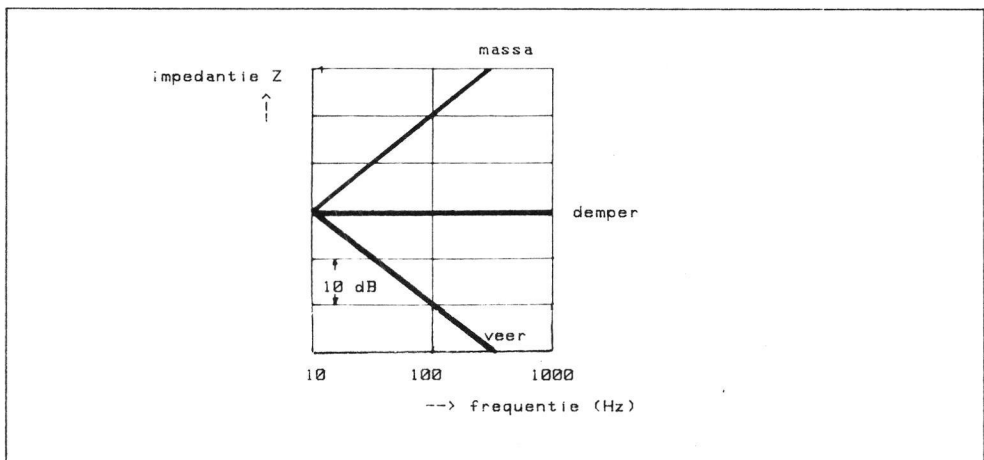
waarin δ = dempingsfactor (Ns/m)

De mechanische ingangsimpedantie van de demper is nu:

$$\left| Z_d \right| = \frac{F}{v} = \delta, \text{ dus onafhankelijk van de frequentie.}$$

Op iets ingewikkelder wijze kunnen de veel gebruikte mechanische ingangsimpedanties van vloeren (of platen) en balken berekend worden.

Figuur 39. Impedantieniveaus als functie van de frequentie van een massa, demper en veer.



De totale ingangsimpedantie van samengestelde systemen wordt berekend uit de wortel uit de som van de kwadraten van de afzonderlijke impedanties:

$$Z_{\text{tot}} = \sqrt{Z_1^2 + Z_2^2 + \dots}$$

Ook de fundatie heeft een bepaalde impedantie:

$$Z_f = \frac{F_f}{v_f} \quad (\text{kg/s})$$

De eigenfrequentie of resonantiefrequentie (ook wel grensfrequentie genoemd), geldend voor een mass-veer-systeem met één vrijheidsgraad, wordt berekend uit:

$$f_o = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{m}} \quad (\text{Hz})$$

De resonantiefrequentie zal laag zijn als de veerstijfheid (K) laag is (slappe veren) of als de massa (m) groot is.

Hoe lager de resonantiefrequentie ligt des te beter zal de trillingsisolatie zijn.

De resonantiefrequentie f_o van het systeem is van groot belang omdat in het algemeen geldt dat:

- bij deze frequentie de isolatie nihil is, er zelfs versterking van de trilling kan optreden, wanneer de interne demping van de veer gering is (overdracht > 1);
- bij frequenties hoger dan $1,5 * f_o$ er pas sprake is van enige isolatie van constructiegeluid (overdracht < 1);
- bij frequenties beneden f_o het effect van de veer op de trillingsoverdracht nihil is; dat wil zeggen dat de trillingen niet geïsoleerd worden (overdracht = 1) (zie ook figuur 40).

Wanneer de impedantie van de fundatie groot genoeg is ten opzichte van de veerimpedantie kan de isolatie van de trillingen uit de machine naar de fundatie worden bepaald uit:

$$D_{mf} = 20 * \lg \frac{v_m}{v_f} \approx 20 * \lg \frac{Z_f}{Z_v} = \quad (\text{dB})$$
$$20 * \lg \left| Z_f \right| - 20 * \lg (K) + 20 * \lg (f) + 16$$

De formule geldt voor aanstootfrequenties die minimaal tweemaal de resonantiefrequentie bedragen. Voor hogere frequenties neemt de isolatie met 6 dB per octaaf toe, zoals de formule aangeeft.

De tussenschakelverzwakking D_t is van meer praktisch belang dan de isolatie van trillingen.

De tussenschakelverzwakking geeft aan hoeveel zwakker het trillingniveau van de fundatie is nà het aanbrengen van de veer ten opzichte van de toestand voor het aanbrengen van de veer. Deze wordt bepaald uit de formule:

$$D_t = 20 \lg 1 + \left| \frac{Z_f Z_m}{Z_v (Z_f + Z_m)} \right| \text{ (dB)}$$

Onder de voorwaarden dat de impedantie van de fundatie veel groter is dan die van de massa en deze weer veel groter dan de impedantie van de veer, kan bovenstaande formule vereenvoudigd worden tot:

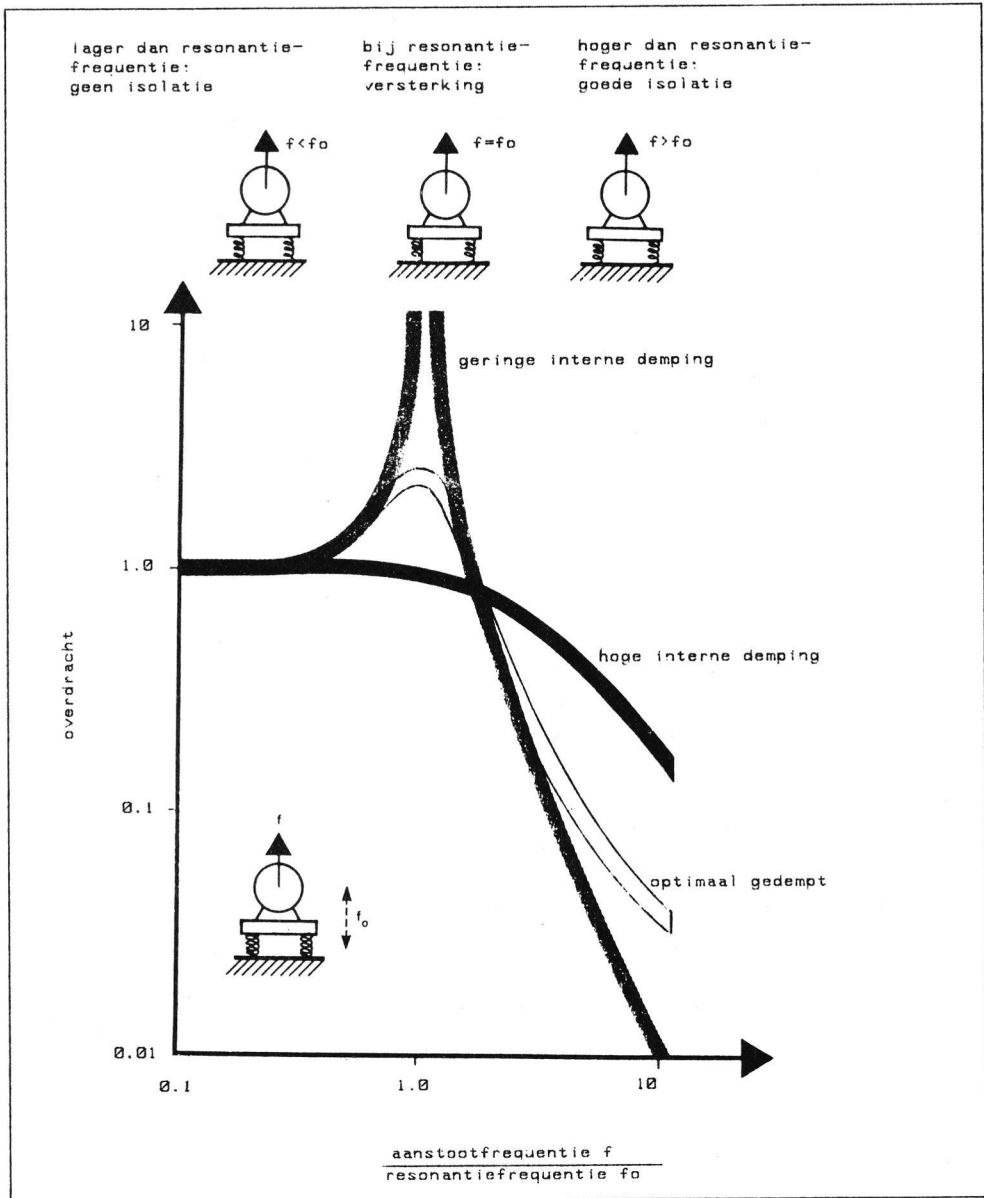
$$D_t \approx 20 \lg \left| \frac{Z_m}{Z_v} \right|$$

Onder dezelfde voorwaarden ($Z_f \gg Z_m \gg Z_v$) is de isolatie:

$$D_{mf} \approx 20 \lg \left| \frac{Z_f}{Z_v} \right|$$

Hieruit blijkt dat de tussenschakelverzwakking veel geringer is dan de isolatie van trillingen van de machine naar de fundatie.

Figuur 40. De overdracht van trillingen als functie van de verhouding van de aanstootfrequentie en de resonantiefrequentie.



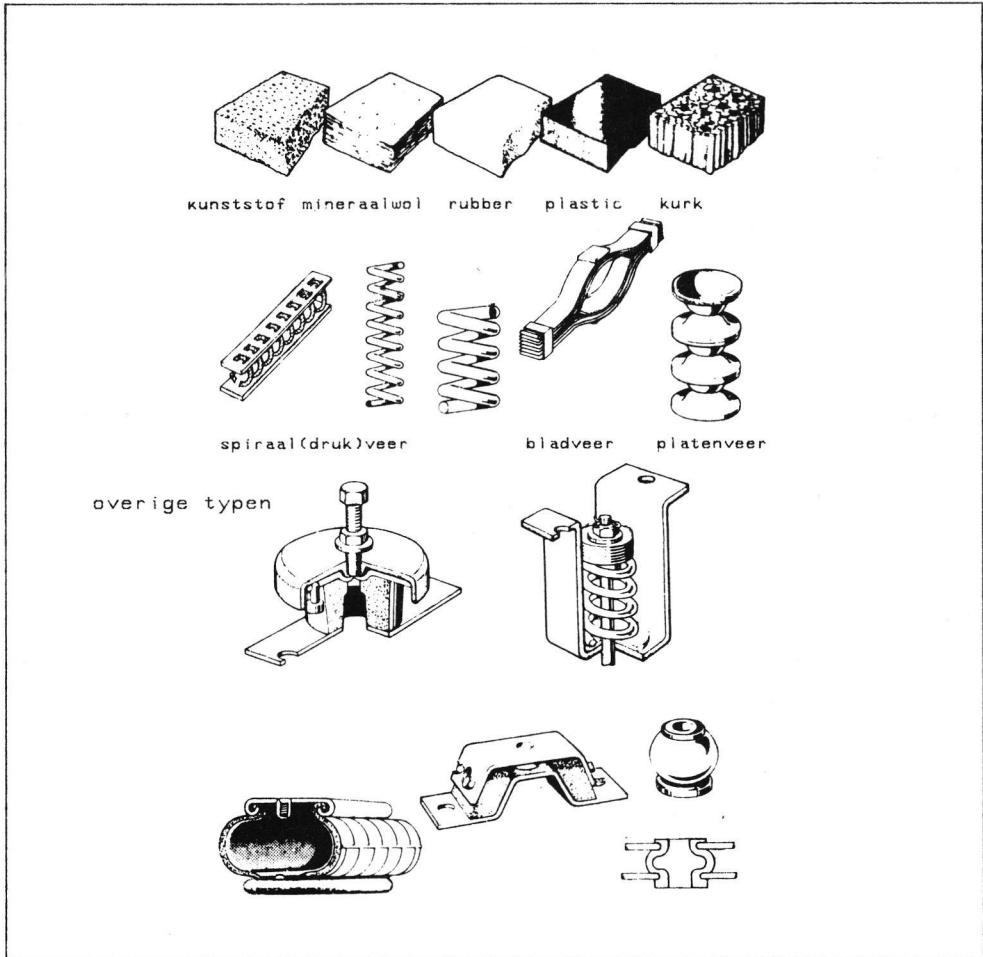
Veerkeuze

In de handel zijn veel typen veren verkrijgbaar, zowel qua vorm als materiaal waarvan ze gemaakt zijn, met allerlei door de fabrikant vermelde specifieke eigenschappen. Vele van deze isolatoren zijn ontworpen voor zeer speciale toepassingen en met bijkomende aspecten als montage,

bepeking van de toelaatbare vervorming, weerstand tegen oxidatie, veroudering, olie en dergelijke.

In figuur 41 is een aantal voorbeelden van veren gegeven.

Figuur 41. Voorbeelden van verschillende typen veren.



Luchtveren zijn akoestisch gezien het best. Ze hebben de laagste massa en hebben daardoor pas bij hogere frequentie dan bij andere typen veren een resonantiefrequentie. Daarentegen zijn zeer lage resonantiefrequenties van het massa-veersysteem mogelijk.

Rubber veren zijn akoestisch ook zeer goed. Ook bij veren van dit materiaal treden resonantietrillingen van de veer zelf pas bij hoge frequenties op, terwijl de demping in de veer over het algemeen voldoende is om het schadelijk effect hiervan tegen

te gaan. Ook lage resonantiefrequenties van het gehele systeem zijn mogelijk.

Voordeel van luchtveren en de meeste rubberveren is dat ze ook trillingen isoleren die in andere richtingen trillen (de andere vijf vrijheidsgraden).

Stalen veren zijn minder goed, akoestisch gezien: weinig gedempte eigen trillingen bij lage frequenties, grote stijfheid.

In combinatie met rubber kan de werking aanzienlijk verbeterd worden.

Veren van andere materialen, zoals vilt, kurk, geschuimde kunststoffen en mineraalwol zijn ook minder goed: de eigenschappen zijn onzeker, resonantiefrequenties lager dan 20 Hz zijn nauwelijks mogelijk.

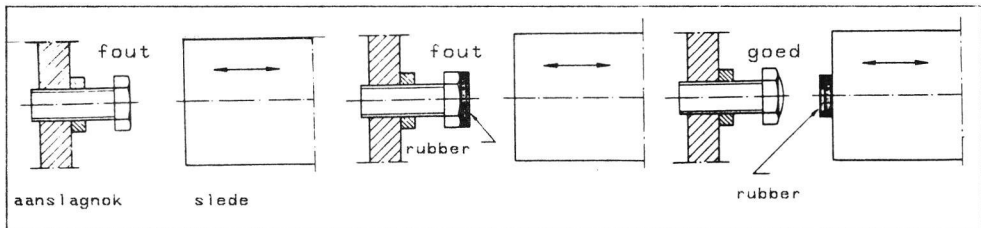
Wanneer machines verend worden opgesteld om de trillingsoverdracht vanaf de machine te verminderen dan moet men ervoor zorgen dat de impedantie-sprongen aan beide zijden van de verende elementen groot genoeg zijn voor het gehele van belang zijnde frequentiegebied.

Om dit te bereiken moeten de veren slap zijn, de machine voldoende zwaar en stijf en de fundatie zwaar en stijf.

Over het algemeen kan hieraan voldaan worden wanneer machines op rubber veren worden geplaatst en de fundatie uit beton bestaat. Bij frequenties hoger dan tweemaal de resonantiefrequentie van het massa-veersysteem worden goede tussenschakelverzwakkingen behaald.

Een veel gemaakte fout met rubber heeft te maken met het feit dat rubber niet samendrukbaar, maar alleen vervormbaar is. Dit betekent dat wanneer rubber als verend element gebruikt wordt, het materiaal de mogelijkheid moet hebben om van vorm te veranderen (figuur 42).

Figuur 42. Rubber moet de mogelijkheid hebben om van vorm te veranderen.



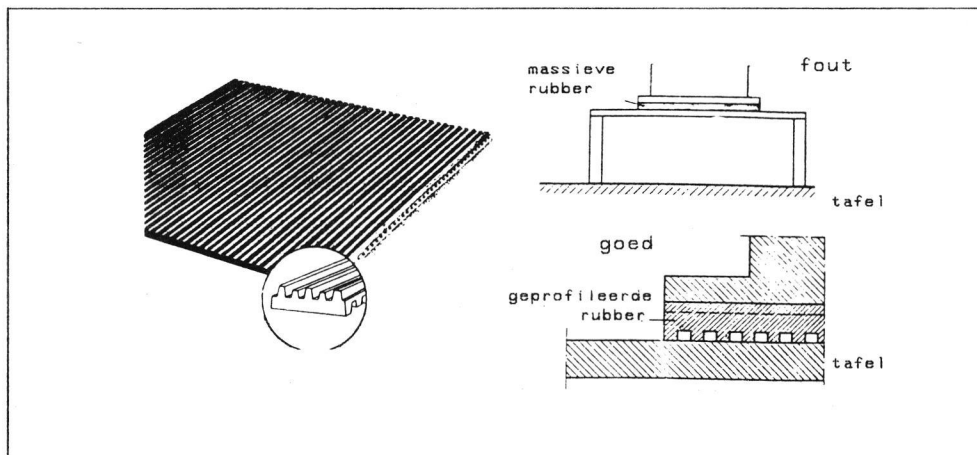
Bij het toepassen van rubber matten dienen deze dan ook geprofileerd te zijn (figuur 43).

Een andere fout wordt wel gemaakt met de bevestiging waardoor een veren-
de laag niet meer werkzaam is. Door een 'hard' mechanisch contact worden
de trillingen overgedragen. In figuur 44 zijn voorbeelden gegeven van
slechte en goede verbindingen.

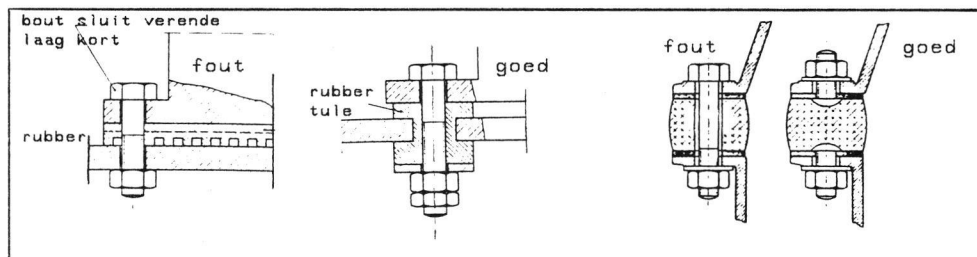
De trillingsoverdracht kan verkleind worden door een ontkoppeling van de
bevestigingspunten door bijvoorbeeld het tussenbouwen van stalen of rub-
ber veren. Bij het ontkoppelen dient evenwel gelet te worden op de in-
vloed van eigen frequenties van de ontkoppelde delen en van de veren.

Om vermindering van het effect van de ontkoppeling zo klein mogelijk te
houden in de buurt van eigenfrequenties, dienen de bevestigingspunten
van de aangesloten onderdelen op die plaatsen gekozen te worden waar een

Figuur 43. Geprofileerde rubber mat.



Figuur 44. Goede en slechte bevestigingen.

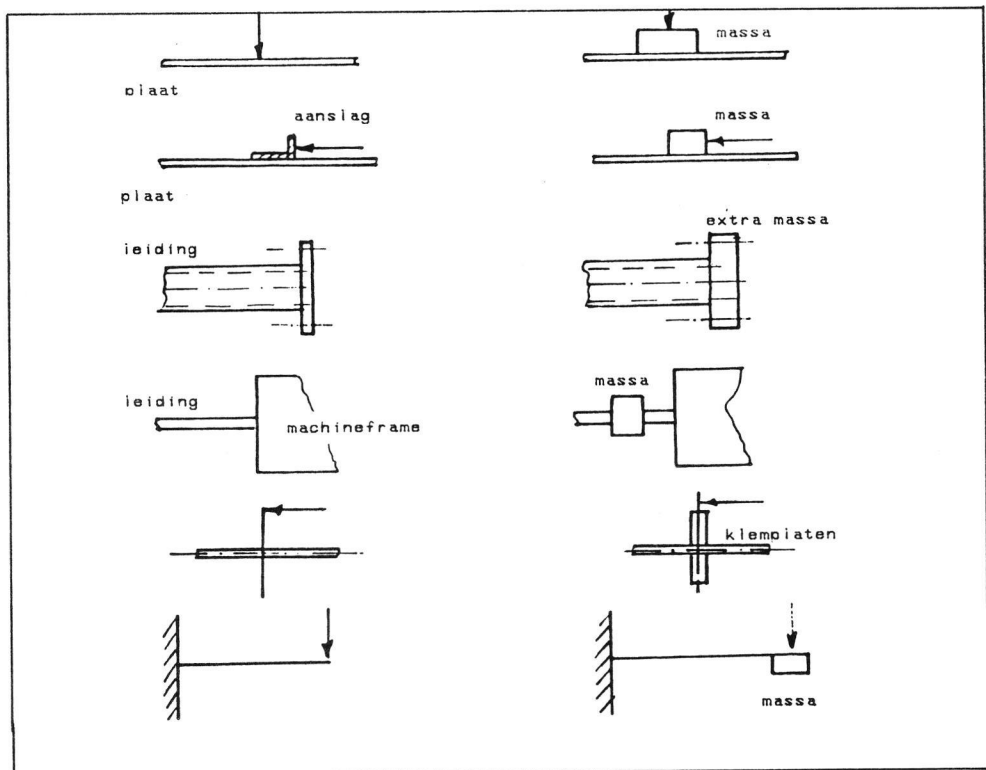


knoop in de trillingsvorm zal optreden. Voor de constructeur gelden de volgende regels:

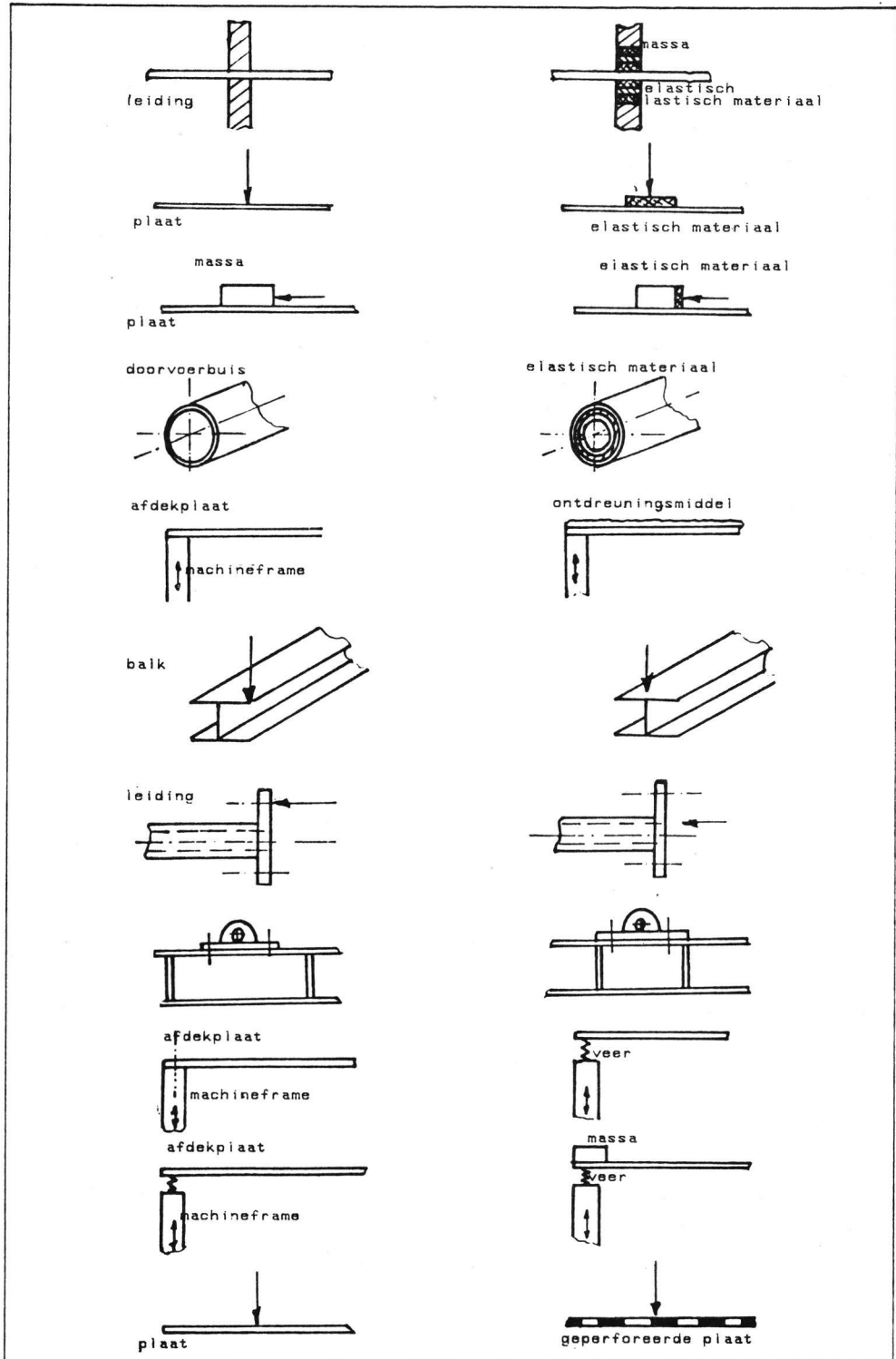
- de bevestigingspunten bij voorkeur niet kiezen op plaatsen waar de uitwijking door een trilling groot kan zijn, zoals in het midden van platen, wanden van een tank of ligger;
- de bevestigingspunten dienen te liggen op plaatsen die stijf geconstrueerd zijn, zoals op hoekpunten van een raamconstructie of op verdikte plaatsen van een gietconstructie;
- de veerstijfheid van de toegepaste verende elementen bij voorkeur zo kiezen dat de eigenfrequenties van het massa-veersysteem $\frac{1}{4}$ tot $\frac{1}{2}$ van de aanstootfrequentie bedraagt. De aanstootfrequentie wordt in het algemeen bepaald door het laagste toerental van een of meerdere ronddraaiende onderdelen in een systeem (Straatsma, 1981).

Tot slot van dit hoofdstuk over geluidverminderende maatregelen bij contactgeluidoverdracht binnen de machine een aantal voorbeelden van akoestisch slechte en akoestisch betere constructies.

Figuur 45. Akoestisch slechte (links) en betere constructies (rechts).



vervolg figuur 45.



5.4 Geluidverminderende maatregelen bij geluidafstraling

Ondanks alle hiervoor beschreven maatregelen zoals demping en isolatie van trillingen binnen de machine kunnen machine-onderdelen veelal toch nog geluid afstralen. In de praktijk zijn dit hoofdzakelijk plaatvormige onderdelen. Trillingen in plaatvormige constructies zijn over het algemeen buiggolven.

Voor het ontstaan van buiggolven zijn twee aspecten van belang: de massa of dichtheid van het medium en de weerstand tegen vormverandering, de elasticiteit. Het onderlinge verband in het medium bepaald de aard van de trillingwijze. In gassen is slechts overdracht van beweging mogelijk in de bewegingsrichting zelf, dit is een longitudinale trilling. In vaste stoffen is ook overdracht van beweging mogelijk loodrecht op de bewegingsrichting zodat naast de longitudinale ook transversale golven of trillingen voorkomen (vergelijk de golf in een touw).

Omdat de elastische eigenschappen van het medium in beide trillingsrichtingen verschillen is ook de voortplantingssnelheid in beide richtingen verschillend. De longitudinale voortplantingssnelheid is een functie van de massa en de elasticiteit van het medium:

$$c_L = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \text{ (m/s)}$$

waarin E = in vaste stoffen: elasticiteitsmodulus (N/m²)

ρ = dichtheid of soortelijke massa van het medium (kg/m³)

en c_L = voortplantingssnelheid van de longitudinale golf (m/s)

Wanneer een constructie op een punt door een kracht wordt aangestoten wordt de constructie plaatselijk uit de evenwichtsstand gebracht. Deze verstoring wordt doorgegeven omdat de constructie stijfheid bezit. Er ontstaat dan een lopende golf of buiggolf. Deze buiggolf heeft een bepaalde voortplantingssnelheid die afhankelijk is van de frequentie. Golven met hoge frequenties bezitten een hogere voortplantingssnelheid dan golven met een lagere frequentie (dispersie).

De formule voor de voortplantingssnelheid voor buiggolven in plaatconstructies luidt:

$$c_B = \sqrt{\frac{(E \cdot d^3)}{12m}} \cdot \sqrt{2\pi f} \quad (\text{m/s})$$

tevens geldt: $m = \rho \cdot d$

en $c_L = \sqrt{E/\rho}$

dit ingevuld levert:

$$c_B = \sqrt{(1,8 \cdot f \cdot d \cdot c_L)}$$

en $c_B = \lambda_B \cdot f$

dus $\lambda_B = \sqrt{(1,8 \cdot d \cdot c_L / f)}$

of $c_B^2 = 1,8 \cdot d \cdot c_L \cdot f$

waarin d = dikte van de plaat (m)

m = massa van de plaat per m^2 (kg/m^2)

f = frequentie (Hz)

c_B = voortplantingssnelheid van de buiggolf (m/s)

λ_B = golflengte van de buiggolf (m)

Wanneer de dikte van de plaat meer dan $\frac{1}{2} \lambda_B$ bedraagt treedt er geen normale buiggolf meer op.

Het afstraalgedrag van plaatvormige constructies wordt voornamelijk bepaald door de grensfrequentie. De grensfrequentie is de frequentie waarbij de golflengte van de buiggolven (λ_B) gelijk is aan de overeenkomstige golflengte in lucht.

De golflengte in lucht is:

$$\lambda = c/f \quad \text{waarin } c = \text{voortplantingssnelheid in lucht} \\ = 342 \text{ m/s}$$

de golflengte van de buiggolf is:

$$\lambda_B = \sqrt{(1,8 \cdot d \cdot c_L / f)}$$

Wanneer de golflengte in lucht en in de buiggolf samenvallen of wanneer de aanstootkracht 'meereist' met de vrije buiggolf dan treedt er 'coïncidentie' op, een soort resonantie waarbij de trilling in de lucht en in de constructie elkaar versterken. De frequentie waarbij dit optreedt (de grensfrequentie) wordt als volgt bepaald:

$$\lambda = \lambda_B \text{ en } c = c_B$$

$$c/f = \sqrt{(1,8 \cdot d \cdot c_L / f)}$$

$$f = c_B^2 / (1,8 \cdot d \cdot c_L)$$

$$f = f_g \text{ wanneer } c_B = c = 342 \text{ m/s}$$

$$f_g \cong \frac{65.000}{d \cdot c_L}$$

waarin

d = dikte van de plaat in m

c_L = longitudinale voortplantingssnelheid.

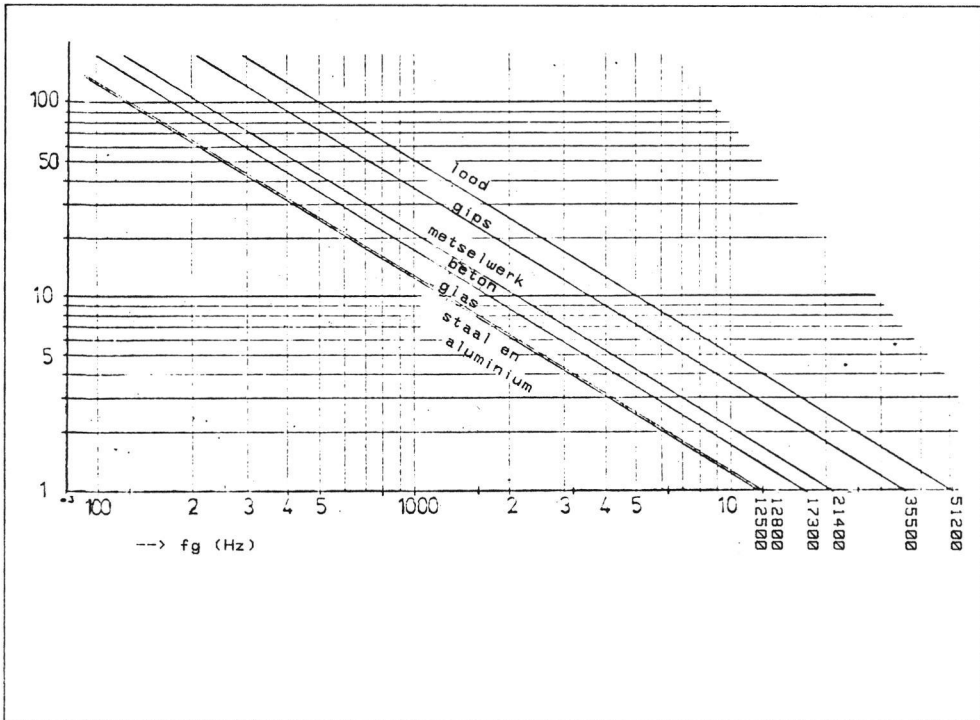
Zowel d als c_L zijn materiaalafhankelijke grootheden. Voor elk materiaal van een bepaalde dikte kan de grensfrequentie berekend worden (zie tabel 2).

Omdat c_L een materiaalconstante is, bepaald door E en ρ , geldt voor elk materiaal dat het product van d en f_g constant is:

$$d \cdot f_g = \text{constant.}$$

Hoe dikker de wand, des te lager de frequentie waarbij coïncidentie optreedt (figuur 46).

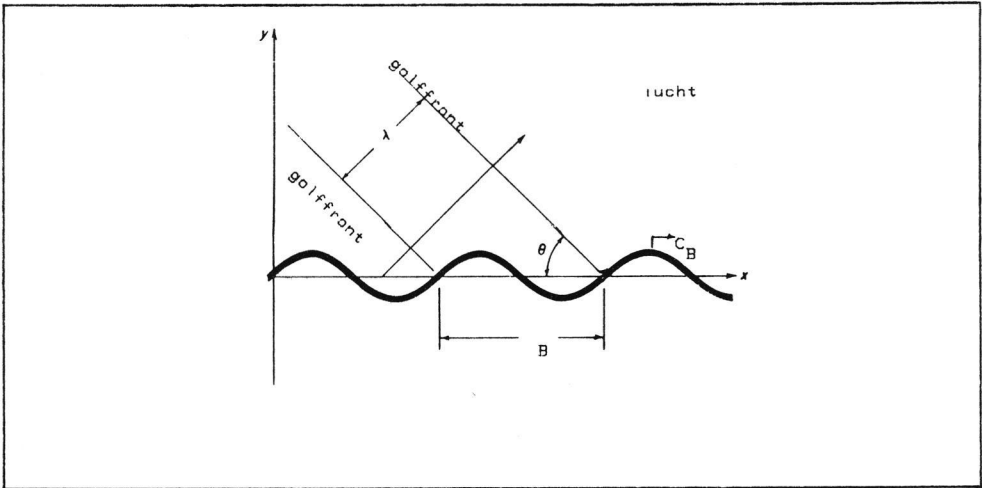
Figuur 46. De grensfrequentie als functie van materiaal en materiaaldikte (Lichtveld, 1974).



Men onderscheidt vrije buiggolven en gedwongen buiggolven. Men spreekt van vrije buiggolven wanneer bijvoorbeeld een plaat in trilling wordt gebracht door mechanische aanstoting waarna de plaat vrij kan uittrillen. Bij een gedwongen buiggolf loopt een geluidsgolf evenwijdig aan een constructie (bijvoorbeeld een wand). De drukvariaties van de geluidsgolf dwingen de wand tot een vervorming; de stijfheid van de wand verzet zich tegen deze gedwongen vervorming. Valt de geluidsgolf onder een hoek (θ) in dan verplaatst het patroon van maxima en minima zich met een hogere snelheid $c_B = c/\sin\theta$. Ook de golflengte van de gedwongen trilling is groter:

$$\lambda_B = \lambda/\sin\theta \text{ (zie figuur 47)}$$

Figuur 47. Geluidafstraling van een oneindige plaat die mechanisch wordt aangestoten en waarin een gedwongen buiggolf met snelheid c_B en golflengte λ_B optreedt.



Tabel 2. De voortplantingssnelheid van geluid in verschillende media en de grensfrequentie bij bepaalde materiaaldikte.

medium	$E(N/m^2) \cdot 10^9$	$\rho(kg/m^3)$	$c_L(m/s)$	d (mm)	fg(Hz) bij $\Theta=90$	gew.per opp. (kg/m ²)
lucht 15C	0,00014	1,2	342			
staal	210	7800	5050	1 2 3	12870 6400 4290	7,8 15,6 23,4
lichtbeton	3,6	900	2000	100	320	90
beton	25	2400	3700	100 150	175 117	240 360
gasbeton	1,9	650	1700	100	380	65
glas	70	2500	5200	2 4	6500 3250	5 10
hout	7,9	550	3800	10 18	1700 950	5,5 9,9
vezelplaat	4,4-6,3	700-1000	2500	10	2500	7-10
aluminium	72	2700	5150	1 2 3	12750 6370 4250	2,7 5,4 8,1
poriso metselwerk	7,5	1200	2500	100	260	130
½ steens	14	1600	3000	125	217	200
steens	14	1600	3000	250	144	400
kalkzand- steen	17	1900	3000	100	214	190
gipskarton	3,9	900	2080	18	1740	16,2
gips	3,9	1200	1800	100	355	120
lood	15,8	11000	1200	1 2 3	52000 26000 17330	11 22 33
plexiglas	3,7	1150	1800	2	18000	2,4
polyester	5,5	1200	2140	5	6080	6,0

Een en ander kan ook in een grafiek worden weergegeven (zie figuur 46).

Bij de grensfrequentie geldt dat de golflengten van de buiggolf en van de luchttrilling (akoestische golf) gelijk zijn, bij frequenties boven de grensfrequentie geldt dan dat de golflengte in lucht kleiner is dan de golflengte van de buiggolf (zie figuur 46 en 47) waardoor er een

golffront in de omringende lucht kan ontstaan die zich uitbreidt. De constructie straalt geluid af. De afstraalfactor bedraagt dan 1.

De afstraalfactor van een vlak bij een bepaalde frequentie is gedefinieerd als de verhouding tussen het werkelijk afgestraalde geluidvermogen en het geluidvermogen dat afgestraald zou worden door dit vlak wanneer deze oneindig groot zou zijn. De afstraalfactor is van vele factoren afhankelijk.

Boven de grensfrequentie is de geluidafstraling optimaal, omdat de golflengte van de door de buiggolf opgewekte geluidgolf in de lucht kleiner is dan de golflengte van de buiggolf:

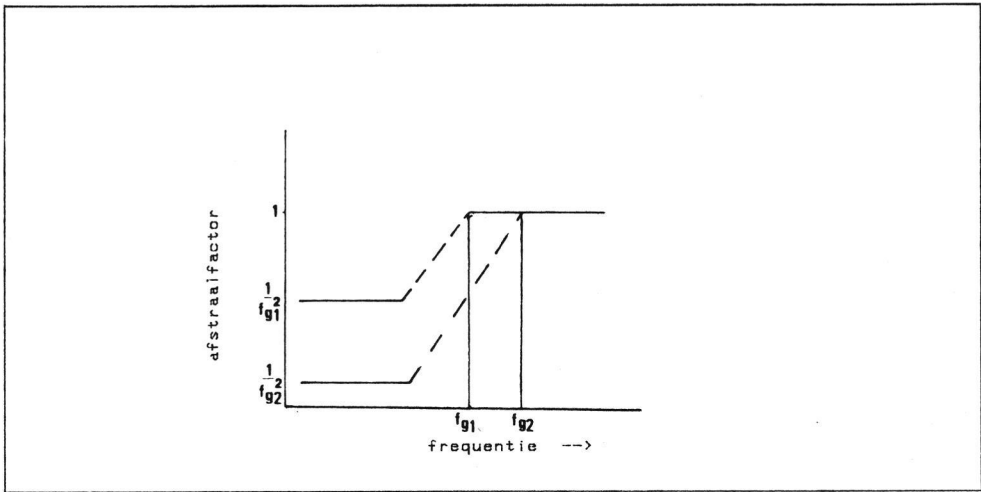
$$\begin{aligned} \text{bij } f > f_g \text{ geldt dat: } \lambda < \lambda_B \\ \text{en bij } f < f_g \text{ geldt dat: } \lambda > \lambda_B \text{ en } c > c_B. \end{aligned}$$

Omgekeerd wanneer de frequentie lager is dan de grensfrequentie dan is de golflengte in de omringende lucht groter dan de golflengte van de buiggolf. Hierdoor worden de luchtdrukverschillen (luchtverdichtingen en -verdunningen ten gevolge van de longitudinale luchtgeluidgolf) door de buiggolf vereffend. Er treedt een 'akoestische kortsluiting' op; de afstraalfactor is laag en kan voor grote plaatvormige onderdelen benaderd worden door de formule (Straatsma, 1981):

$$\text{afstraalfactor} = \sigma = \frac{1}{f_g^2} \quad \text{voor frequenties beneden } f_g.$$

Boven de grensfrequentie is de afstraalfactor onafhankelijk van de stijfheid en de massa. Hoe hoger de grensfrequentie ligt des te kleiner is de afstraalfactor voor frequenties beneden de grensfrequentie. Een indruk hiervan geeft figuur 48. De berekening van de afstraalfactor wordt bijzonder gecompliceerd wanneer de plaat of constructie ondersteund wordt of ingeklemd is.

Figuur 48. Afstraalfactor als functie van de frequentie (Straatsma, 1981).



Bij de berekening van de grensfrequentie is uitgegaan van loodrechte inval: $\theta = 90^\circ$ ($\sin\theta = 1$).

Coïncidentie kan echter ook optreden bij frequenties hoger dan de grensfrequentie, namelijk bij scheve inval van de geluidsgolf. De snelheid in de richting van de plaat van de geluidsgolf is dan $c' = c/\sin\theta$

Bij coïncidentie geldt dat c_B gelijk is aan c' . De frequentie waarbij dit optreedt bedraagt dan:

$$f_c = \frac{c_B^2}{1,8 \cdot c_L \cdot d} = \frac{c^2}{\sin^2\theta \cdot 1,8 \cdot c_L \cdot d} = \frac{65000}{c_L \cdot d \cdot \sin^2\theta}$$

Er geldt: $0 \leq \sin\theta \leq 1$

dus : $f_g \leq f_c < \infty$

Coïncidentie kan dus optreden vanaf de grensfrequentie. Dit is het geval bij scheve inval van het geluid, zoals bijvoorbeeld bij diffuse geluidsvelden het geval is. Voor elke frequentie bestaat er slechts 1 invalshoek waarbij coïncidentie optreedt. De grensfrequentie is de laagste frequentie waarbij coïncidentie kan optreden. De invalshoek is dan 90° .

Bij gedwongen trillingen, die bij normale luchtgeluidaanstoting ontstaan, is de afstraalfactor over het gehele frequentiespectrum ongeveer 1 à 2.

Bij vrije buiggolven, die bij puntvormige of lijnvormige aanstoting ont-

staan (bijvoorbeeld via ankers in een muur of via randverbindingen), is de afstraalfactor afhankelijk van de frequentie:

beneden de grensfrequentie $f < f_g : \sigma = 0,01 - 0,1$

bij de grensfrequentie $f \approx f_g : \sigma = 1 - 10$

boven de grensfrequentie $f > f_g : \sigma \approx 1$.

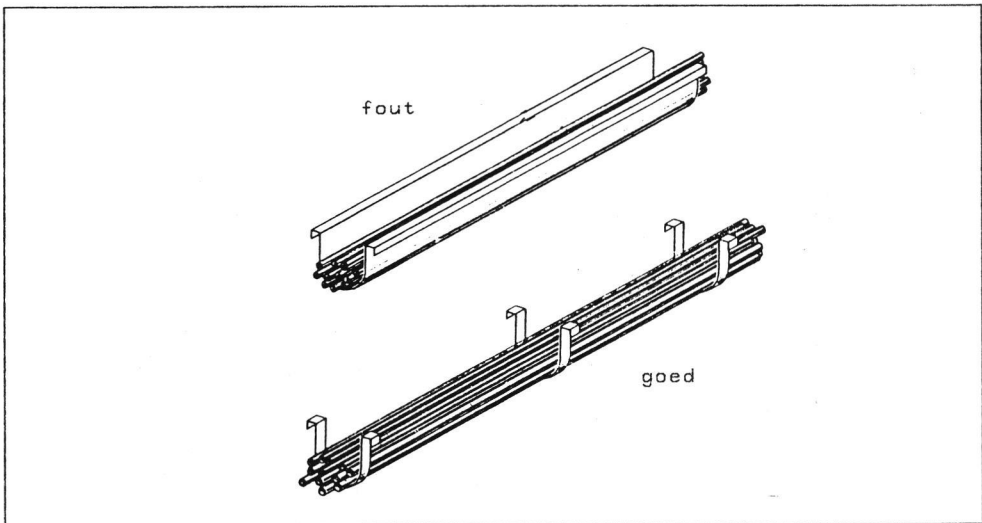
De geringe afstraalfactor beneden de grensfrequentie is het gevolg van de onmogelijkheid om luchtgeluidgolven op te wekken die een bij de buigtrilling passende golflengte bezitten.

Maatregelen ter beperking van de geluidafstraling

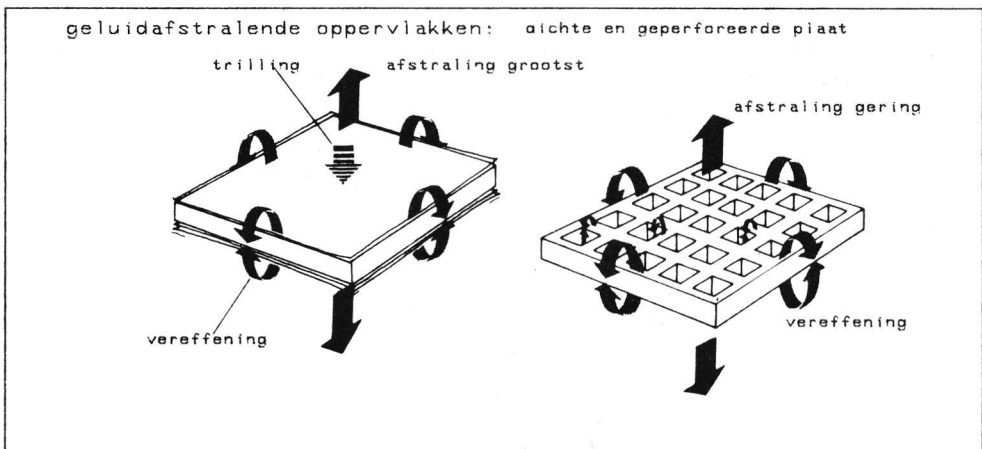
Geluidafstraling kan op een aantal manieren worden verminderd, namelijk:

- Door een ander materiaal te kiezen met gunstiger materiaalconstanten: een hogere inwendige demping, een lagere elasticiteitsmodulus (E) en/of een grotere dichtheid (ρ).
- Door afmetingen en dikte te wijzigen. Door dunne platen te kiezen wordt de grensfrequentie verhoogd. Het frequentiegebied waarin afstraling plaatsvindt neemt dus af.
Ook stralen kleine trillende vlakken minder geluid af dan grote vlakken; lange en smalle platen stralen ook minder af dan vierkante. Soms kunnen platen worden vermeden zoals in het voorbeeld van figuur 49.
- Door perforatie aan te brengen kunnen akoestische kortsluitingen gemaakt worden waardoor drukvereffening plaatsvindt (zie figuur 50 en 51).
- Door de inwendige demping te verhogen. De inwendige demping wordt gekarakteriseerd door de verliesfactor η die het ontstaan en voortplanten van een buiggolf tegengewerkt. Door een grote verliesfactor is het mogelijk het coïncidentie-effect te onderdrukken, waardoor afstraling van geluid afneemt (zie ook § 5.3.1 en figuur 24 t/m 26).

Figuur 49. Grote vlakken stralen veel geluid af. Vermijd ze dus waar mogelijk (Cargo, 1972).



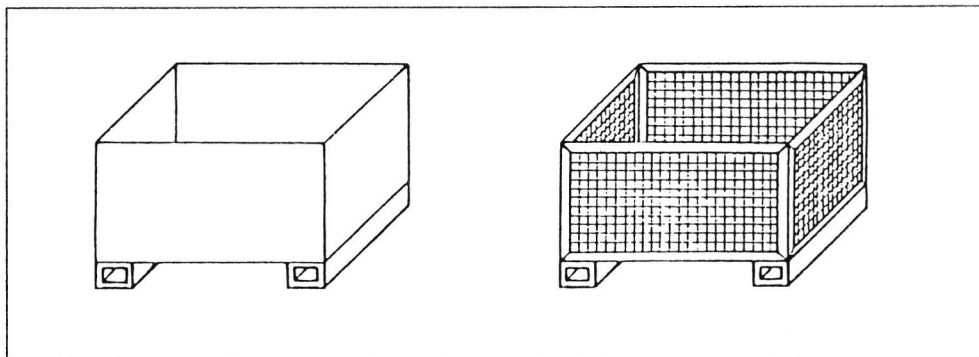
Figuur 50. Bij een geperforeerde plaat treedt niet alleen langs de randen drukvereffening op waardoor er minder geluid wordt afgestraald, maar ook bij de perforaties.



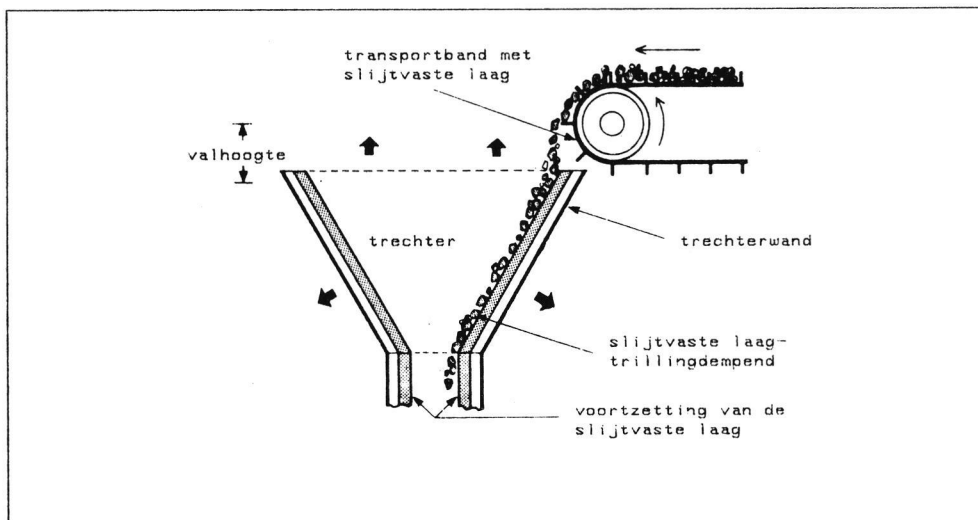
De geluidafstraling bij een gegeven trillingsamplitude (uitwijking) is des te kleiner naarmate het trillende oppervlak kleiner is. Wanneer het oppervlak met ongeveer 80% verminderd kan worden door het aanbrengen van gaten (perforatie) dan kan het geluidsniveau met ongeveer 20 dB(A) verminderen wanneer dit de belangrijkste geluidbron zou zijn.

Voorbeelden: Stalen goten voor afvoer van produkten en containers, vervangen door een korfconstructie (zie figuur 51) of vervaardigen uit sandwichplaat (dubbele staalplaat met elastische tussenlaag).
Stortkokers voor transport van producten of materialen inwendig bekleden met slijtvaste rubber (zie figuur 52).

Figuur 51. Voorbeeld van lawaaivermindering door de wanden van een metalen container door gaas te vervangen. Ook containers van kunststof of van hout produceren minder lawaai, evenals stalen containers voorzien van geluiddempend materiaal.



Figuur 52. Minimale geluidproductie door de trechter van een slijtvaste trillingdempende laag te voorzien en de valhoogte zo klein mogelijk te houden.



5.5 Geluidarme bewerkingsmethoden en werkingsprincipes

In dit hoofdstuk handelen de beschreven maatregelen hoofdzakelijk om oplossingen die een andere bewerking of werkzaamheid inhouden, of een verandering of vervanging van machines of machine-onderdelen betreffen. Deze maatregelen zijn niet altijd achteraf uitvoerbaar.

Bij aanschaf van nieuwe apparatuur of wanneer plannen worden gemaakt voor het opzetten van een nieuwe productiehal, maar zeker ook in bestaande situaties is het zinvol om na te gaan in hoeverre lawaaiproducerende bewerkingen, werktuigen of machine(onderdelen) vervangen kunnen worden door stillere. Een groot aantal voorbeelden is hiervan op te noemen. Ze zijn onderverdeeld in:

- wijziging van de bewerkingsmethode (§ 5.5.1);
- wijziging van machine(onderdelen) (§ 5.5.2).

5.5.1 Wijziging van bewerkingsmethode

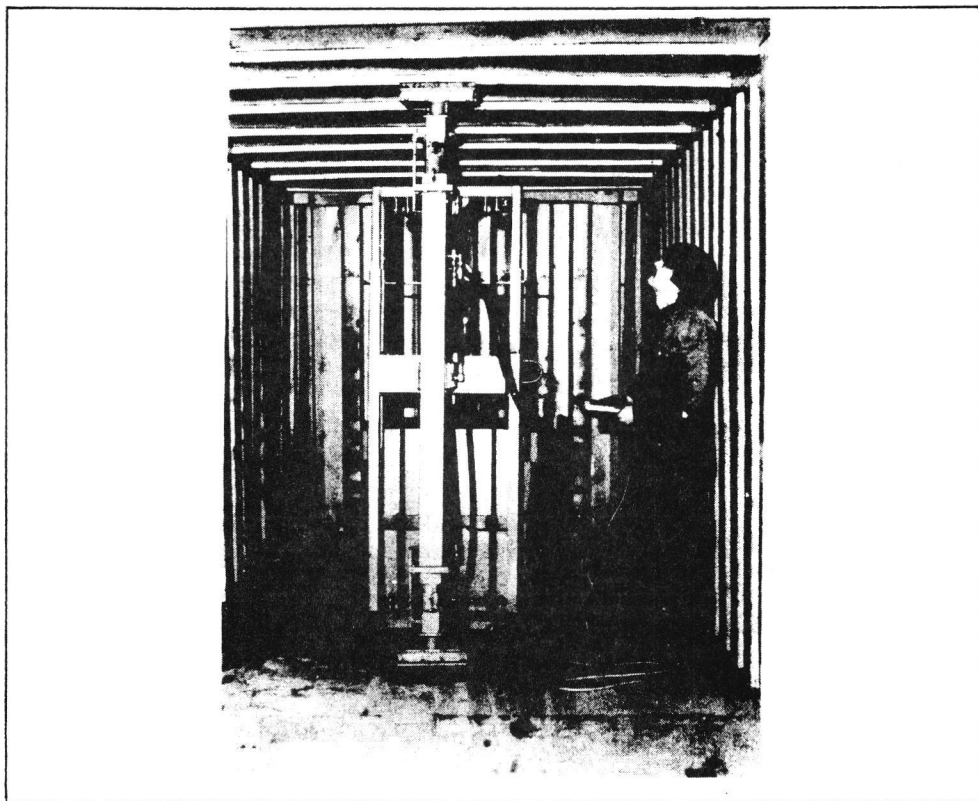
Uit akoestische overwegingen dienen onderstaande aspecten bij de bewerkingsmethoden of werkingsprincipes zoveel mogelijk te worden vermeden omdat zij over het algemeen oorzaak zijn van (te) hoge geluidniveaus:

- stoten van onderdelen;
- grote versnellingen en vertragingen;
- hoge toerentallen;
- hoge stromingssnelheden;
- plotselinge drukwisseling(en);
- grote wrijvingskrachten;
- pulserende aandrijfkraften.

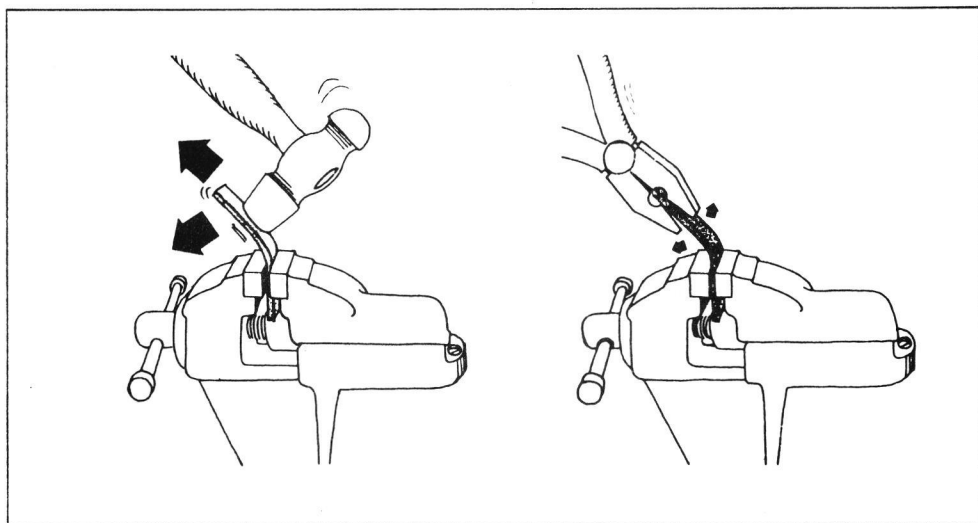
- a. Drukken of persen in plaats van slaan (hameren), vaak in de vorm van hydraulische in plaats van pneumatische of mechanische krachtoverbrenging (bijvoorbeeld hydraulisch richten, hydraulisch heiblok en drillboor in plaats van pneumatisch heiblok). Trillen in plaats van heien.

Schroeven met een slagmoersleutel is ook een lawaaige werkzaamheid; soms kan dit worden vervangen door hydraulisch nieten of klinken.

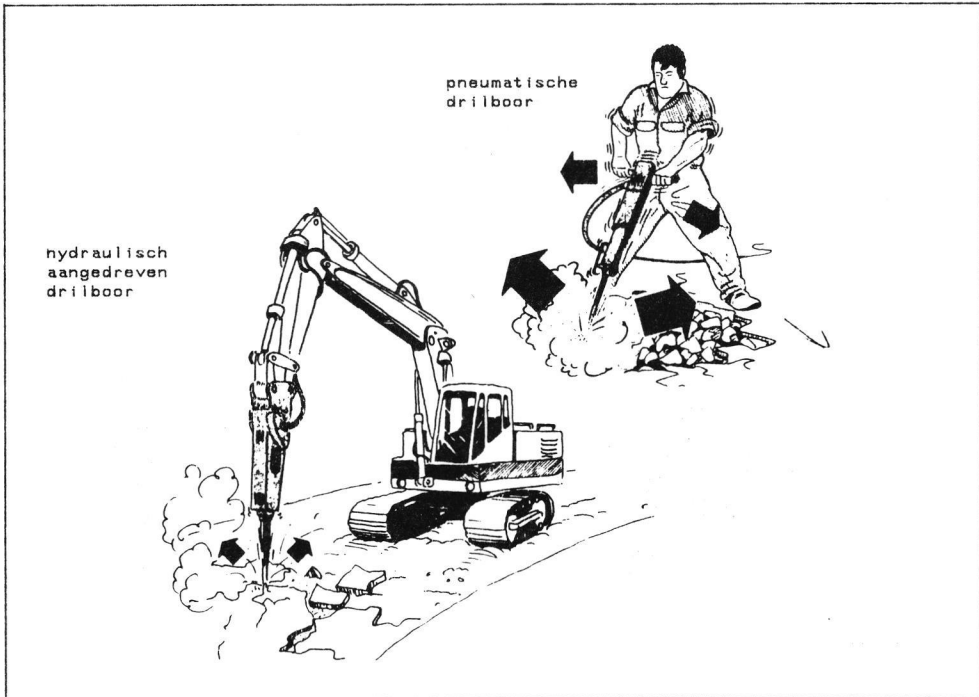
Figuur 53. Voorbeeld van hydraulisch richten (ICG, LA 02-04).



Figuur 54. Drukken in plaats van hameren veroorzaakt minder lawaai.

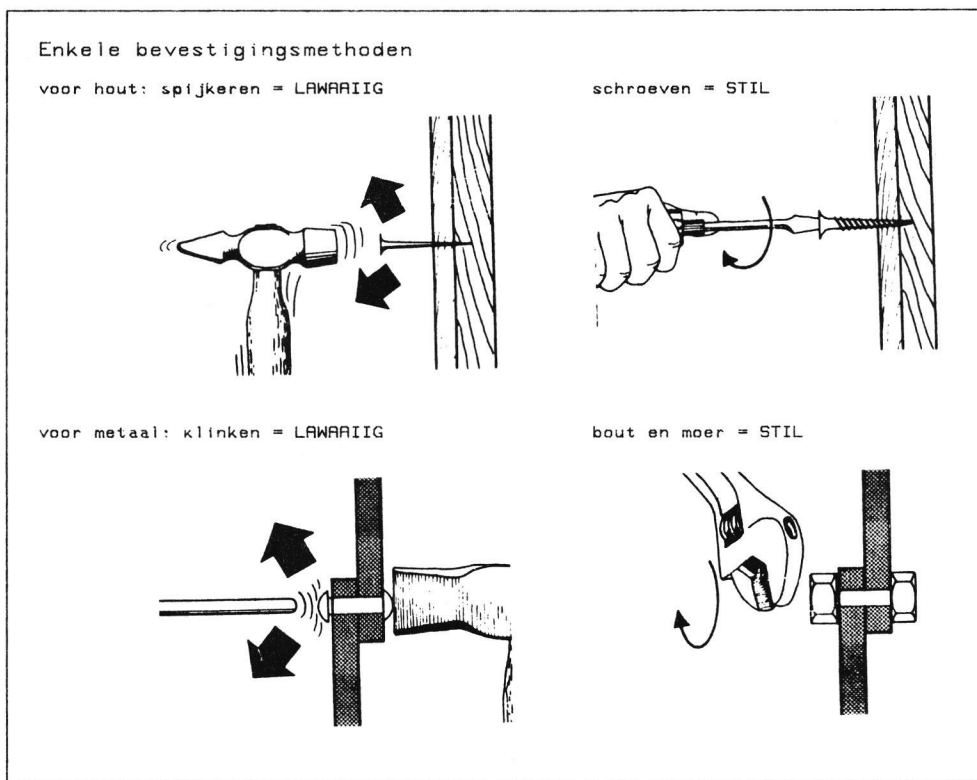


Figuur 55. Een hydraulisch aangedreven drillboor, gemonteerd op een hydraulische kraan of graafmachine, kan een zeer grote statische kracht opwekken evenals trillingen. Het plaveisel wordt in kleine stukken gebroken en deze kunnen door een bulldozer worden opgescheept. De geluidsniveaus zijn lager en de bedieners bevinden zich verder van de bron, vaak in afschermende cabines, dan bij gebruik van handbediende pneumatische drillboor.



- b. Lijmen in plaats van klinken, met bout en moer onderdelen verbinden in plaats van met klinknagels, schroeven in plaats van spijkereen.

Figuur 56. Voorbeelden van stillere bevestigingsmethoden.



- c. Snijden in plaats van zagen of scheuren.
- d. Drogen door middel van straling in plaats van stroming.
- e. Verminderen of voorkomen van lawaaiige handbewerkingen. Door een geschikte werkwijze (volgorde, maatvoering) te kiezen kan soms voorkomen worden dat constructies moeten worden nagericht of andere lawaaiige werkzaamheden moeten worden uitgevoerd voor het pasmaken. Ook kunnen gietstukken vaak zodanig worden geconstrueerd dat nabewerkingen met de slijpmachine zo veel mogelijk vermeden kunnen worden.

Een tweetal nieuwe basistechnologieën heeft de afgelopen jaren een sterke branchoverschrijdende ontwikkeling doorgemaakt, die voor wat betreft de geluidproductie gunstig uitvalt ten opzichte van de oude traditionele bewerkingen. Het betreft de informatietechnologie en de lasertechnolo-

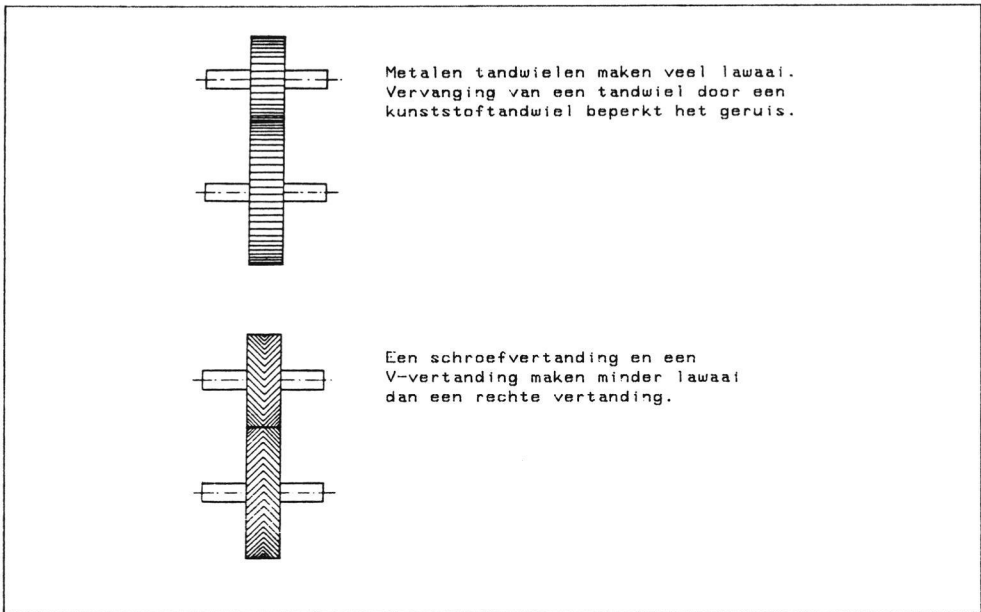
gie.

- f. De informatietechnologie kan zorgen voor een ver doorgevoerde automatisering in vrijwel alle bedrijfstakken. Hierdoor wordt het mogelijk machines op afstand te bedienen bijvoorbeeld vanuit een controlekamer of machines volautomatisch het werk te laten doen nadat ze eenmaal zijn ingesteld. Bekende voorbeelden zijn robots in de auto-industrie die onderdelen aan elkaar lassen en spuiten, CNC-machines (numeriek bestuurd slijp-, frees- en zaagmachines e.d.).
- g. De lasertechnologie kan een aantal zeer lawaaiige bewerkingen vervangen zoals snijden (bijvoorbeeld zaagbladen), lassen en boren.

5.5.2 Wijziging van machine(onderdelen)

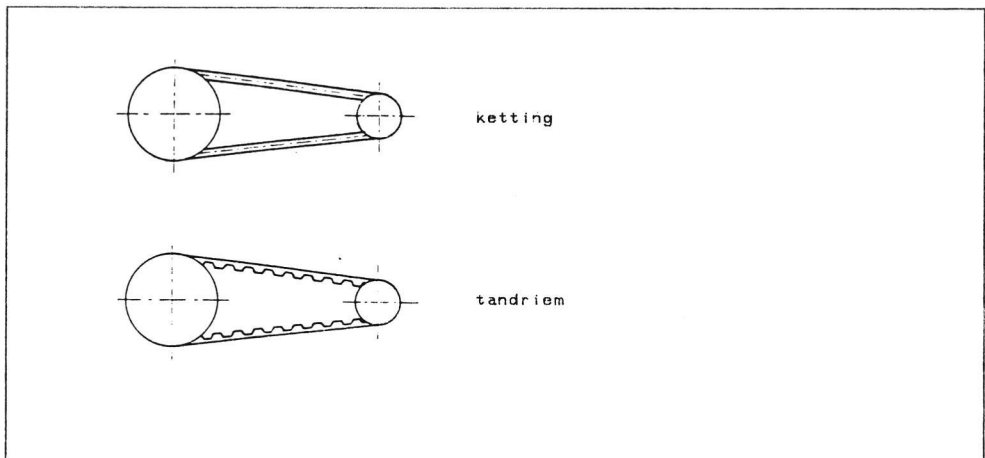
- a. Roterende in plaats van op en neergaande (oscillerende) massa's. Bij op en neer (of heen en weer) gaande bewegingen moeten de krachten steeds opgevangen worden (liefst zo geleidelijk mogelijk) en van richting veranderd worden.
- b. Toerental geregelde electromotoren in plaats van toerentalreductie door middel van tandwielkasten. Wanneer toch tandwielen toegepast worden moet worden nagegaan of één (metaal) tandwiel door een kunststof tandwiel vervangen kan worden. Dit maakt minder lawaai dan alleen metalen tandwielen. Ook een schroefvertanding en een V-vertanding maken minder lawaai dan een rechte vertanding (figuur 57).
- c. Riem- of snaaraandrijving in plaats van kettingaandrijving (zie figuur 58).
- d. Elastische in plaats van starre koppelingen.
- e. Glijlagers in plaats van wentellagers, rollen in plaats van (slecht gesmeerd) glijden.

Figuur 57. Tandwielen.



Figuur 58. Snaaroverbrengingen.

Een kettingoverbrenging maakt in principe meer lawaai dan een tandriemoverbrenging.



f. Electrische aandrijving in plaats van een verbrandingsmotor.

g. Meertraps- in plaats van enkeltraps-drukvereffening.

- h. Meerstroompompen in plaats van enkelstroompompen bij hydraulische installaties.
- i. Tandwielpompen met binnenvertanding in plaats van buitenvertanding bij hydraulische installaties.

6. LAWAAIBESTRIJDING IN DE OVERDRACHTSWEG

6.1 Inleiding

In het vorige hoofdstuk is een groot aantal mogelijke geluidverminderende maatregelen aan de bron beschreven. Deze maatregelen hebben tot doel de geluidemissie (uitstraling van de bron) en daarmee natuurlijk ook de geluidimmissie (geluidontvangst bij de ontvanger) te beperken. Men noemt dit ook wel de actieve maatregelen, te onderscheiden in primaire (beïnvloeding van de ontstaansmechanismen) en secundaire maatregelen (beïnvloeding van de geluid- en trillingsoverdracht binnen de machine en de geluidafstraling).

In dit hoofdstuk worden passieve maatregelen beschreven, die tot doel hebben de geluidimmissie bij de ontvanger te beperken. Dit zijn maatregelen die in de overdrachtsweg van de bron naar de ontvanger genomen kunnen worden.

Genoemd kunnen worden het aanbrengen van:

- absorptie (§ 6.2)
- isolatie (§ 6.3)

Het absorberend materiaal kan nog worden onderverdeeld in:

- poreus materiaal, baffles (absorptiewerking)
- panelen, resonatoren (resonatorwerking)

Het isolerend materiaal, in de vorm van:

- scheidingswanden en/of voorzetwanden
- schermen of abri's
- gehele of gedeeltelijke omkastingen
- cabines.

Alvorens op deze maatregelen wordt ingegaan wordt een beschouwing over geluiduitbreiding in ruimten beschreven.

Voor de eenvoud van deze beschouwing is voorlopig uitgegaan van één geluidbron in een ruimte. Het geluidveld in deze ruimte, en daarmee het geluidniveau ter plaatse van de ontvanger of waarnemer is onder te verdelen in twee componenten, namelijk:

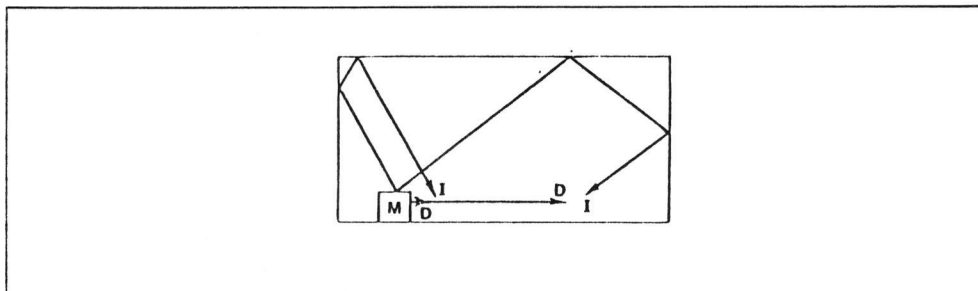
- het directe geluidveld en
- het indirecte geluidveld.

In figuur 59 zijn deze componenten aangegeven met de letters D (direct geluidveld) en I (indirect geluidveld).

Figuur 59. Geluidverdeling in een ruimte.

M: geluidbron (machine)

D: direct geluid I: indirect geluid (van Steenbrugge, 1984).



Het directe geluid bereikt de waarnemer rechtstreeks van de bron, het indirecte geluid bereikt de waarnemer via reflecties tegen plafond, wanden en vloer. De som van beide geluidvelden bepaalt het geluidsniveau op de plaats van de waarnemer.

Het directe geluid wordt zwakker naarmate de afstand tot de bron groter wordt. Om dit te verduidelijken veronderstellen we een puntbron, vrij in de ruimte. Deze puntbron straalt naar alle kanten evenveel geluidenergie uit. De intensiteit, het vermogen per oppervlakte-eenheid, zal dan met het kwadraat van de afstand afnemen:

$$I = W/4\pi r^2 \quad \text{waarin } I = \text{Intensiteit in Watt/m}^2$$

W = vermogen in Watt

r = afstand tot de bron in m

In figuur 60 is dit weergegeven.

Zonder dieper op de theorie van de akoestiek in te gaan kan de formule in termen van niveaus herschreven worden door de logaritme van beide termen te nemen:

$$I = W/4\pi r^2$$

$$L_{pd} = L_w + 10 \lg \left(\frac{1}{4\pi r^2} \right)$$

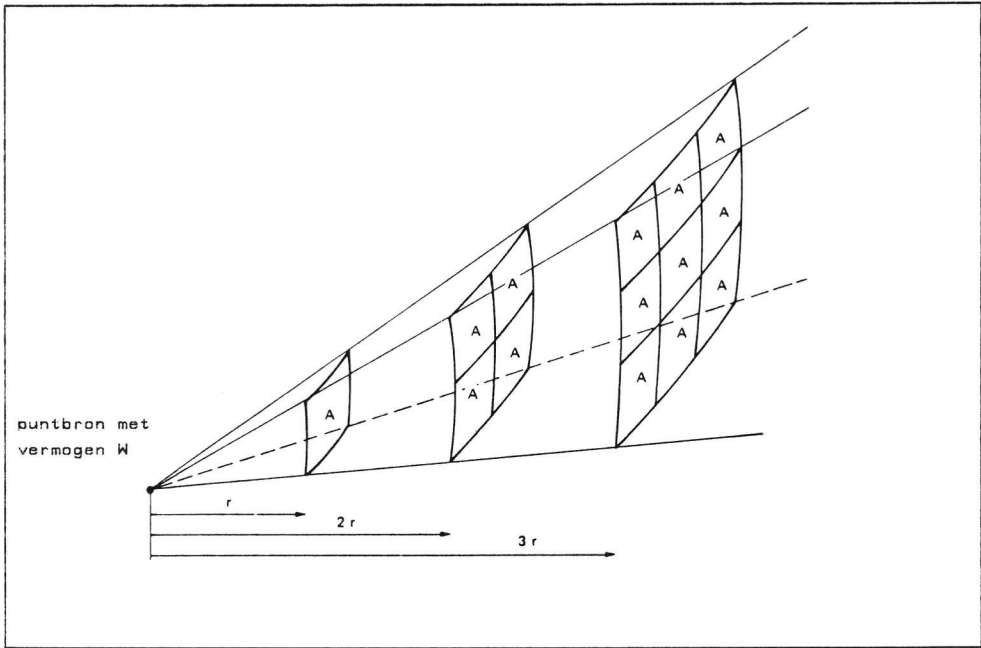
$$L_{pd} = L_w - 10 \lg (4\pi) - 20 \lg(r)$$

waarin L_{pd} = geluiddrukkniveau van het directe geluidveld in dB t.o.v. 20 μ Pa

L_w = geluidvermoggenniveau in dB t.o.v. 10^{-12} W

r = afstand tot de bron in m

Figuur 60. Geluiduitbreiding in het vrije veld (Hassall, 1979).



Uit deze formule blijkt dat elke verdubbeling van de afstand tot de bron een afname van het geluiddrukkniveau van $20 \lg(2) = 6$ dB betekent.

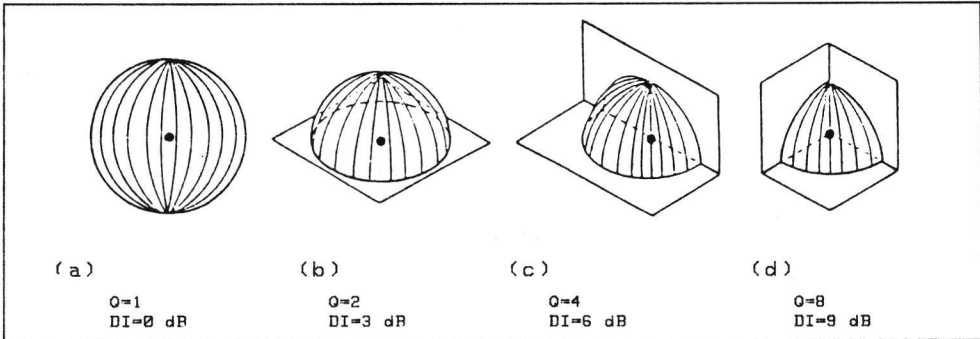
Tot nu toe is verondersteld dat de bron naar alle kanten evenveel energie uitstraalt (figuur 61a). Het is echter goed mogelijk dat een bron in een bepaalde richting meer uitstraalt dan in andere richtingen. We kunnen aan de bron dan een richtingsfactor Q toekennen. Bijvoorbeeld een bron die op de vloer is opgesteld zal in een halve bol geluidenergie uitstralen. De richtingsfactor Q is dan 2 (figuur 61 b). Het geluidniveau L_{pd} neemt dan met 3 dB toe.

In formulevorm:

$$L_{pd} = L_w + 10 \lg \left(\frac{1}{4\pi r^2} \right) + 10 \lg(Q)$$

$$\text{of} \quad L_{pd} = L_w + 10 \lg(Q) - 20 \lg(r) - 10 \lg(4\pi)$$

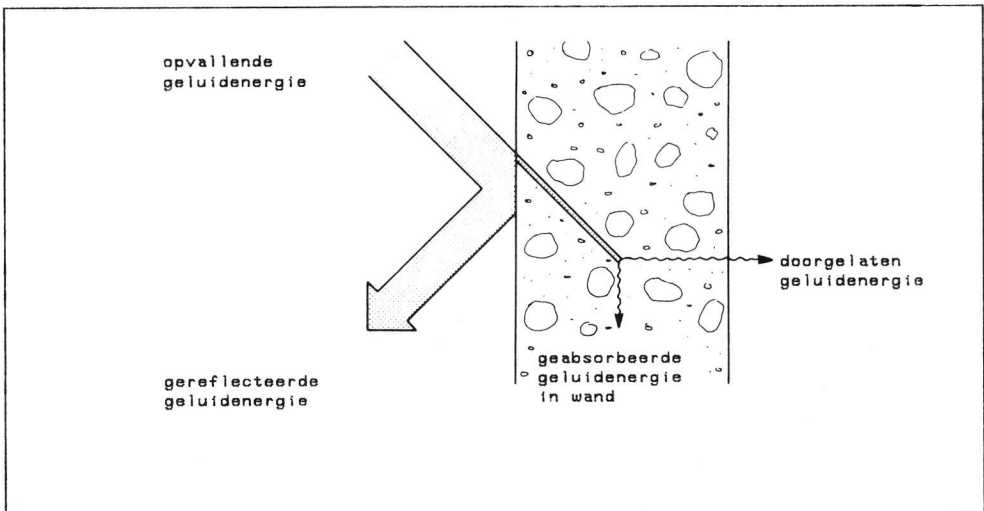
Figuur 61. Plaatsing van geluidbronnen in een ruimte (Q = richtingsfactor, DI = Directivity Index, $DI = 10 \lg Q$).



Veel voorkomende situaties zijn ook die waarin de bron langs een (reflecterende) muur is opgesteld ($Q = 4$) of in een hoek ($Q = 8$). Laatstgenoemde situaties hebben een toename van het geluidsniveau van respectievelijk 6 dB en 9 dB tot gevolg ten opzichte van de situaties waarin de bron vrij in de ruimte is opgesteld ($Q = 1$).

In het voorgaande zijn reflecties nog uitgesloten in de berekeningen. Bijna altijd zullen geluidgolven op een oppervlak vallen, bijvoorbeeld de vloer of de bodem in het vrije veld en in een vertrek ook op de zijwanden en het plafond en eventueel andere obstakels in het vertrek.

Figuur 62. Een deel van het geluid dat op een wand valt wordt teruggekaatst (gereflecteerd), een deel wordt omgezet in warmte (geabsorbeerd) en een deel gaat door de wand naar de andere zijde (transmissie).



Bij de berekening van geluidniveaus ten gevolge van reflecties wordt altijd uitgegaan van een energiebalans: de invallende geluidenergie is gelijk aan de som van de gereflecteerde (teruggekaatste) energie, de geabsorbeerde energie en de doorgelaten energie (figuur 62). De geluidenergie die door een oppervlak geabsorbeerd wordt, wordt in warmte omgezet. De hoeveelheid geabsorbeerde energie hangt af van het materiaal en de structuur van het oppervlak. Aan het oppervlak kan een absorptiecoëfficiënt worden toegekend. De hoeveelheid doorgelaten energie hangt af van de mate van isolatie van de wand.

6.2 Absorptie

6.2.1 Algemeen

De geluidabsorptiecoëfficiënt van een materiaal is een maat voor het absorberend vermogen van dat materiaal. Het is gedefinieerd als het gedeelte van de willekeurig invallende geluidenergie dat wordt geabsorbeerd, of anders gezegd: niet wordt gereflecteerd door het materiaal. Bijvoorbeeld een absorptiecoëfficiënt van 0,75 betekent dat 75% van de opvallende geluidenergie door het materiaal wordt geabsorbeerd, 25% wordt gereflecteerd en/of doorgelaten. De absorptiecoëfficiënt van een materiaal is frequentie-afhankelijk. De absorptiecoëfficiënten van materialen worden daarom meestal voor zes octaafbanden gegeven: 125, 250, 500, 1000, 2000 en 4000 Hz. De absorptiecoëfficiënt is ook afhankelijk van de hoek van inval. In de praktijk zal het geluid nooit uit één richting komen.

Er worden verschillende definities voor geluidabsorptiecoëfficiënten gebruikt, afhankelijk van de manier waarop ze bepaald zijn.

De statistische geluidabsorptiecoëfficiënt, α , is gedefinieerd, voor een oneindig oppervlak, als de verhouding van de door het oppervlak geabsorbeerde geluidenergie tot de opvallende geluidenergie wanneer het opvallende geluidveld diffuus is. Het bereik van deze coëfficiënten ligt tussen ongeveer 0,01 voor marmer tot ongeveer 0,996 voor een oppervlak dat bedekt is met lange schuimplastic wiggen zoals die in reflectievrije ruimten worden toegepast.

Over het algemeen worden de geluidabsorptiecoëfficiënten berekend door de nagalmtijden te meten in een nagalmkamer met en zonder een voorgeschreven hoeveelheid materiaal waarvan men de absorptiecoëfficiënt wil

weten. Dit noemt men de absorptiecoëfficiënt volgens Sabine, α_{sab} . Absorptiecoëfficiënten die op deze wijze bepaald zijn kunnen de eerder genoemde statistische absorptiecoëfficiënt α soms met meer dan 50% overschrijden bij frequenties rond 500 Hz en met 20% bij 4000 Hz. De reden van deze overschrijding is onder andere de verstoring van het geluidveld ter plaatse van het materiaal. Dit geldt met name voor de lagere frequenties en voor een deel bij hogere frequenties. Om deze reden kunnen de waarden van α_{sab} groter dan 1 worden. Het oppervlak van het te testen materiaal is een compromis: wordt het oppervlak te groot gekozen dan is de totale absorptie in de kamer te groot en het geluidveld niet meer diffuus. Is het oppervlak te klein dan wordt de correctie van de gemeten waarden om de verstrooiing in rekening te brengen groot. Bij het vermelden van absorptiecoëfficiënten moet dus eigenlijk altijd vermeld worden hoe deze waarden tot stand zijn gekomen.

Wanneer het oppervlak een harde, gesloten structuur heeft dan zal veel geluidenergie worden teruggekaatst en weinig worden geabsorbeerd. In het uiterste geval wordt α gelijk aan nul: alle energie wordt gereflecteerd. In het andere uiterste geval wordt alle energie geabsorbeerd, in warmte omgezet. De absorptiecoëfficiënt is dan 1. Meestal zal een oppervlak een absorptiecoëfficiënt bezitten tussen 0 en 1. In tabel 3 wordt voor een aantal materialen de absorptiecoëfficiënt gegeven. Hoeveel energie er wordt geabsorbeerd per oppervlakte-eenheid en daarmee de absorptiecoëfficiënt is sterk afhankelijk van de frequentie. Bij metingen en berekeningen waarbij absorptiecoëfficiënten een rol spelen worden deze dan ook altijd uitgevoerd in octaafbanden, meestal in de middenfrequenties van 125, 250, 500, 1000, 2000 en 4000 Hz. Soms ook in de octaafbanden met middenfrequenties van 31.5, 63 en 8000 Hz.

De absorptie A_i van een oppervlak is gelijk aan het product van de absorptiecoëfficiënt en de oppervlakte en wordt uitgedrukt in Sabines of 'open raam' (O.R.) in m^2 :

$$A_i = \alpha_i \cdot S_i \quad (\text{m}^2)$$

waarin α_i = absorptiecoëfficiënt van oppervlak S_i .

De totale absorptie (A) in een ruimte is gelijk aan de som van alle deelabsorpties A_i :

$$A = \sum_{i=1}^n A_i = \sum_{i=1}^n (\alpha_i S_i) \quad (\text{m}^2)$$

De gemiddelde absorptiecoëfficiënt $\bar{\alpha}$ kan worden gevonden uit:

$$\bar{\alpha} = \frac{\alpha_1 S_1 + \alpha_2 S_2 + \dots + \alpha_n S_n}{S} = \frac{\sum_{i=1}^n (\alpha_i S_i)}{\sum_{i=1}^n S_i}$$

Tabel 3. Absorptiecoëfficiënten van diverse materialen (in m² Open Raam/m² * 100).

materiaal/omschrijving	frequentie (Hz)					
	125	250	500	1000	2000	4000
grindbeton	1	1	2	2	3	3
gasbeton	14	19	24	32	41	-
schoon metselwerk (harde afwerking)	2	3	3	4	5	7
schoon metselwerk (open stootvoegen)	6	44	30	31	42	45
kalkcementpleister op steen	2	2	3	4	5	6
akoestische pleister (meer lagen)	15	20	35	60	60	50
linoleum of PVC op vloer	2	3	3	4	6	5
tapijt 2kg/m ² 5 mm dik	0	3	5	11	31	58
idem tapijt op 8 mm vilt	4	10	31	70	93	74
kokos 4 mm dik	3	4	7	15	28	43
enkel glas	1	4	3	2	2	2
gordijn katoen strak 0,4 kg/m ² spouw 50 mm	4	9	37	68	89	72
gordijn katoen geplooid 3:1	15	45	96	91	106	102
wollen tapijt 1,2 kg/m ² poolhoogte 2,4 mm	10	16	11	30	50	47
zittend persoon : 1 per m ²	15	25	60	70	90	80
mineraalwolplaat 40 kg/m ² , 30mm	14	39	79	89	88	87
mineraalwolplaat 40 kg/m ² , 30mm op spouw 50mm	21	55	92	87	80	88
mineraalwolplaat 40 kg/m ² , 50mm	20	60	87	93	98	97
mineraalwolplaat 40 kg/m ² , 50mm op spouw 50mm	42	92	102	94	97	87
mineraalwolplaat poreus oppervlak, plafondtegels 70 kg/m ³ , 25mm	6	29	69	88	89	91
idem op spouw 120 mm	30	86	96	97	97	100
mineraal vezelplaat, poreus oppervlak, plafondtegels 350 kg/m ³ , 15 mm, spouw 50mm	21	61	69	78	96	99
idem spouw 200mm	41	54	61	76	97	102
houtvezelplaat, microporeus oppervlak, 360 kg/m ³ , 18mm dik, spouw 50mm	16	42	55	72	55	60
idem, spouw 200mm	32	28	50	75	57	67
idem poreuze afwerking spouw 50mm	23	60	83	52	62	64
idem, spouw 200mm	68	82	60	55	68	58
houtwolcementplaat 390kg/m ³ 35mm	6	11	25	46	62	63
idem 50mm	13	19	43	76	55	83
polyurethaan schuim, pyramide open poriën, 25kg/m ³ 70mm	16	32	65	85	90	101
baffles, steenwolplaten 60 kg/m ³ 75mm, 600mm h.o.h.	37	47	83	79	71	59

Met deze gegevens kan dan tevens de ruimteconstante R berekend worden. Deze is gedefinieerd als:

$$R = \frac{S \cdot \bar{\alpha}}{1 - \bar{\alpha}} = \frac{A}{1 - \bar{\alpha}} \quad (\text{m}^2)$$

De geluidgolven in de hal kaatsen na de eerste reflectie nog vele malen terug. Bij elke reflectie zal het teruggekaatste geluid iets minder worden, afhankelijk van de absorptiecoëfficiënt. Hoe kleiner de absorptiecoëfficiënt is des te groter zal de invloed zijn van de reflecties op het geluiddrukkniveau van het indirecte veld. In dit geval zal de ruimteconstante R gelijk worden aan de absorptie A. In sommige formules wordt daarom voor R ook wel A geschreven, hoewel dit eigenlijk niet juist is. Hoe groter de absorptiecoëfficiënt des te minder invloed zullen de reflecties hebben en zal het geluidniveau van het indirecte geluidveld tot nul dalen. In dit geval blijft alleen het directe geluidveld over en wordt de situatie benaderd alsof er geen wanden zijn (vrije veld).

Het geluiddrukkniveau dat door het indirecte geluidveld wordt veroorzaakt kan berekend worden uit:

$$L_{pi} = L_w + 10 \lg \left(\frac{4}{R} \right) \quad (\text{dB})$$

waarin L_{pi} = geluiddrukkniveau van het indirecte geluidveld
in dB t.o.v. 20 μPa

L_w = geluidvermoggenniveau in dB t.o.v. 10^{-12} W

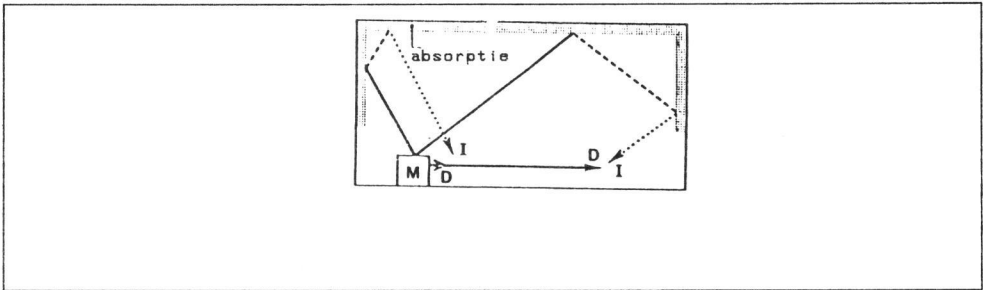
R = ruimteconstante in m^2 .

Het totale geluidniveau L wordt nu bepaald uit de som van de directe en indirecte geluidcomponent:

$$L = L_w + 10 \lg \left(\frac{Q}{4\pi r^2} + \frac{4}{R} \right) \quad (\text{dB})$$

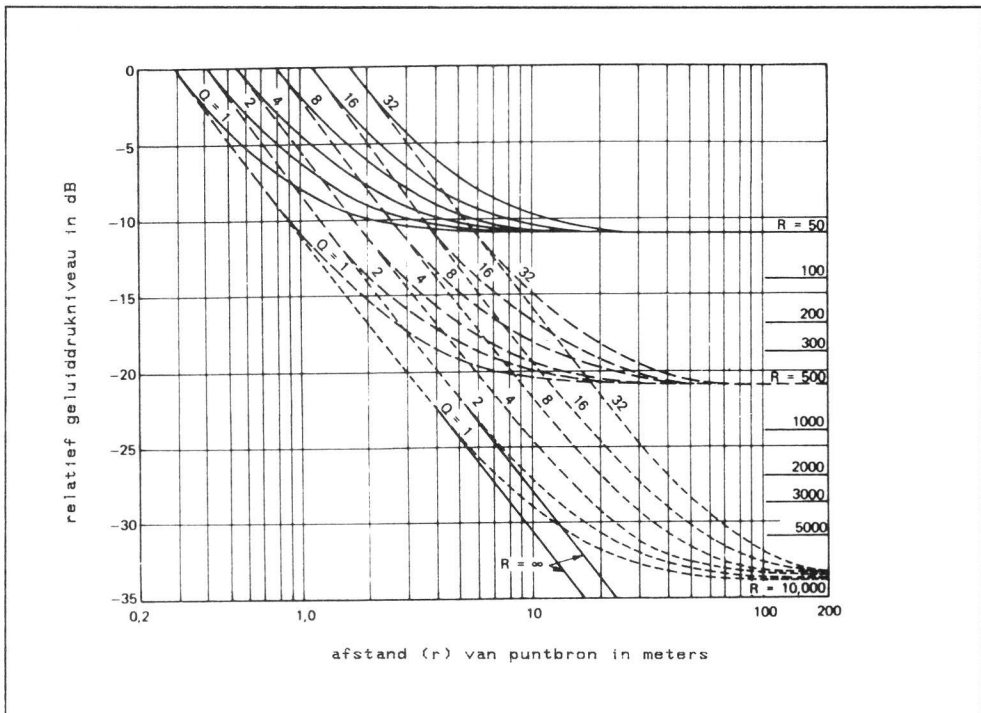
Wanneer nu geluidabsorberend materiaal wordt aangebracht aan plafond en/of wanden waardoor reflecties sterk worden verzwakt dan zal dit alleen invloed hebben op het indirecte geluidveld (zie figuur 63). Dit betekent dat dicht bij de geluidbron, waar het directe geluidveld sterk overheerst, het geluidniveau niet daalt door het aanbrengen van geluidabsorptie.

Figuur 63. Geluidabsorptie verzwakt bij elke reflectie het indirecte geluid maar laat het directe geluid ongemoeid (van Steenbrugge, 1982).



De geluidsdrukkniveauvermindering als functie van de afstand tot de bron (r), de ruimte constante (R) en de hoeveelheid absorptie (A), te berekenen uit de laatste formule is in figuur 64 grafisch weergegeven.

Figuur 64. Geluidsdrukkniveauvermindering als functie van r en R (Hassall, 1979).



De vrije-veld-situatie, het geluidveld dat uitsluitend bepaald wordt door het directe geluidveld, wordt weergegeven door de lijn die 6 dB per afstandsverdobbeling toeneemt.

Wanneer de gemiddelde absorptiecoëfficiënt $\bar{\alpha}$ de 1 nadert (alle energie wordt dan geabsorbeerd) dan zal de ruimteconstante R oneindig groot worden en de term $4/R$ in de laatste formule nihil worden.

Anderzijds zal, afhankelijk van de absorptiecoëfficiënt van de reflecterende oppervlakken, op voldoende afstand van de geluidbron het geluidniveau constant blijven, onafhankelijk van de afstand. Er is een diffuus geluidveld ontstaan.

In dit geval moet de gemiddelde absorptiecoëfficiënt tot nul naderen, waardoor de ruimteconstante R gelijk wordt aan A. De absorptie A zal ook een kleine waarde aannemen, waardoor de term $\frac{4}{R}$ groot wordt en de andere term $\frac{1}{4\pi r^2}$ bij voldoende grote r klein wordt ten opzichte van $\frac{4}{R}$. De lijn in figuur 64 zal dan horizontaal gaan lopen. Er is nu een situatie ontstaan als in een nagalm- of reflectiekamer met een diffuus geluidveld: dat wil zeggen dat het geluiddrukkniveau op alle plaatsen even hoog is.

In praktijksituaties zal de geluiddrukkniveauvermindering een lijn volgen die hiertussen ligt. Er geldt dat een verdubbeling van de totale absorptie een afname van 3 dB van het geluiddrukkniveau in het diffuse veld tot gevolg heeft.

Als de termen $\frac{1}{4\pi r^2}$ en $\frac{4}{R}$ uit de laatste formule gelijk zijn is de invloed van het directe en indirecte geluidveld op het totaal geluiddrukkniveau even groot:

$$\frac{1}{4\pi r^2} = \frac{4}{R} \text{ en dus}$$

$$L_{pd} = L_{pi}$$

Deze situatie treedt op, op een afstand tot de bron van:

$$r_0 = \sqrt{(R/16\pi)} \approx \frac{1}{7} \sqrt{R} \quad (\text{m})$$

Deze afstand wordt de galmstraal genoemd. Binnen deze afstand overheerst het directe geluidveld, daarbuiten het indirecte geluidveld. In de praktijk is voor 'akoestisch harde' ruimten (weinig absorptie) de galmstraal ongeveer een halve meter.

Het zal duidelijk zijn dat het gereflecteerde geluiddrukkniveau van een geluidbron vermindert wanneer de absorptie toeneemt. Bij het aanbrengen of toevoegen van absorberend materiaal kan de vermindering van het indirecte geluidveld berekend worden uit:

$$\Delta L_{pi} = 10 \lg \left(\frac{\bar{\alpha}_{na} (1 - \bar{\alpha}_{voor})}{\bar{\alpha}_{voor} (1 - \bar{\alpha}_{na})} \right)$$

waarin $\bar{\alpha}_{\text{voor}}$ = de gemiddelde absorptiecoëfficiënt voor behandeling en
 $\bar{\alpha}_{\text{na}}$ = de gemiddelde absorptiecoëfficiënt na behandeling met absorberend materiaal.

Wanneer het indirecte geluidveld overheerst, dus in het diffuse geluidveld op afstanden groter dan de galmstraal is ΔL_{pi} uit bovenstaande formule tevens de geluiddrukkniveauvermindering van het totale geluidveld, mits het directe geluidveld niet gaat overheersen.

Ook bij deze formule wordt voor de ruimteconstante R wel de absorptie A ingevuld. We krijgen dan:

$$\Delta L_{\text{pi}} = 10 \text{ Lg} \left(\frac{A_{\text{na}}}{A_{\text{voor}}} \right) \quad (\text{dB})$$

waarin A_{voor} = de totale absorptie vóór behandeling en
 A_{na} = de totale absorptie na behandeling met absorberend materiaal (in m² open raam).

Bij verdubbeling van de hoeveelheid absorptie zal het geluiddrukkniveau dus met 3 dB verminderen.

De totale geluidabsorptie A in een ruimte kan ook door meting worden vastgesteld. Sabine heeft namelijk een verband gevonden tussen de nagalmtijd T en de totale geluidabsorptie, afhankelijk van het volume van de ruimte. Dit verband luidt:

$$A = 0,164 \frac{V}{T} = \frac{V}{6T} \quad (\text{m}^2 \text{ Sabines of 'open raam'})$$

(formule van Sabine)

waarin A = totale geluidabsorptie in m² open raam

V = Volume van de ruimte in m³

T = nagalmtijd in seconden.

De nagalmtijd is gedefinieerd als de tijd die nodig is om het geluiddrukkniveau van een geluidbron, die uitgeschakeld wordt, 60 dB te doen afnemen. In figuur 65 is een registratie van het geluiddrukkniveau weergegeven. Uiteraard moet dit weer voor elke octaafband gebeuren.

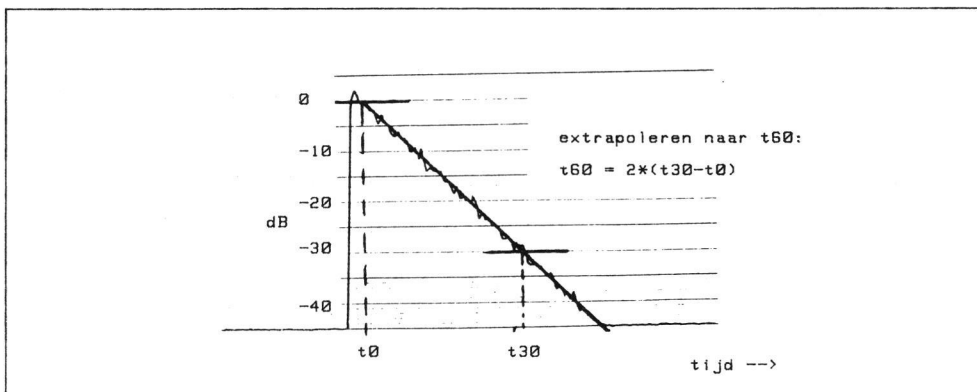
De formule kan ook herschreven worden als:

$$\bar{\alpha} = 0,164 \frac{V}{S.T.}$$

waarin $\bar{\alpha}$ = gemiddelde absorptiecoëfficiënt en

S = binnenoppervlak van de ruimte in m².

Figuur 65. Bepaling nagalmtijd.



De tot nu toe behandelde theorie over geluidabsorptie en geluiduitbreiding in ruimten geldt uitsluitend in bepaalde vereenvoudigde situaties en wordt wel de klassieke theorie genoemd.

De voorwaarden waaronder deze theorie geldt, luiden:

- de ruimte moet vrij regelmatige afmetingen hebben. De grootste vloerafmeting mag niet groter zijn dan ongeveer 5 maal de plafondhoogte;
- een gelijkmatige verdeling van de geluidabsorptie;
- de gemiddelde absorptiecoëfficiënt van de vlakken in de ruimte mag niet hoger zijn dan ongeveer 0,2 (zie ook tabel 3);
- de vlakken van de ruimte moeten regelmatig zijn;
- de geluidbron mag geen overheersende frequentiecomponenten bevatten;
- geen extreem grote ruimten (hierin treedt ook luchtdemping op).

In die gevallen waarin extra absorptie is of wordt aangebracht aan plafond en/of wanden gaat de hiervoor beschreven theorie niet op. In veel praktijksituaties voldoen de afmetingen van (fabrieks)hallen ook niet aan de voorwaarden. De meeste hallen met wat grotere afmetingen hebben een hoogte die verhoudingsgewijs klein is ten opzichte van de lengte en breedte of ten opzichte van alleen de lengte, de zogenaamde 'platte' en 'lange' hallen.

Bovendien staat er in de praktijk over het algemeen een groot aantal machines in fabriekshallen opgesteld, die mede de uitbreiding van het

geluid in de hal bepalen doordat zij ook het geluid reflecteren. Hierdoor wordt het geluid min of meer op gelijkmatige wijze in alle richtingen verstrooid.

Wanneer de vloerafmetingen van de ruimte groter zijn dan 5 maal de hoogte van het plafond dan zijn de reflecties aan de wanden te verwaarlozen. Onder die voorwaarde vervalt het diffuus geluidveld. Het indirecte geluidveld is niet meer uniform en blijft afnemen met groter wordende afstand tot de bron

In een uitgebreid onderzoek (Lazarus, 1978) is proefondervindelijk het verloop van het geluidniveau als functie van de afstand tot de bron in 'platte' en 'lange' hallen vastgesteld.

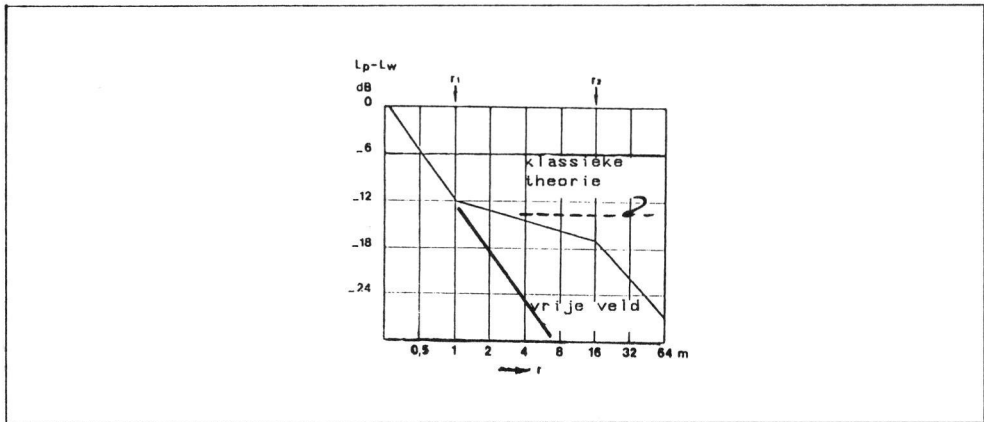
Het verloop blijkt in drie delen te splitsen te zijn (zie figuur 66), namelijk:

- een deel dicht bij de bron dat verloopt als volgens de klassieke theorie is beschreven. Het beschrijft alleen het directe geluidveld; dus een afname van 6 dB per afstandsverdubbeling.
- het middelste deel, dat ongeveer begint op een afstand r_1 gelijk aan de galmstraal, vertoont een geringere daling. In genoemd onderzoek wordt voor de afstand r_1 in 'platte' hallen de verhouding $\frac{h}{\pi}$ genomen, oftewel ongeveer $0,3h$, waarin h de hoogte van de hal in meters. De helling wordt bepaald door de absorptiecoëfficiënt. Voor lage absorptiecoëfficiënten bedraagt de helling ongeveer 2 dB per afstandsverdubbeling. Hoe groter de absorptiecoëfficiënt, des te steiler de helling.
- Het derde deel zet in op een afstand r_2 van ongeveer de verhouding $\frac{h}{\alpha}$. Dit komt neer op een afstand van ongeveer $4h$ tot $5h$. Op afstanden groter dan deze waarde neemt de helling van de curve weer toe tot ongeveer 6 dB per afstandsverdubbeling.

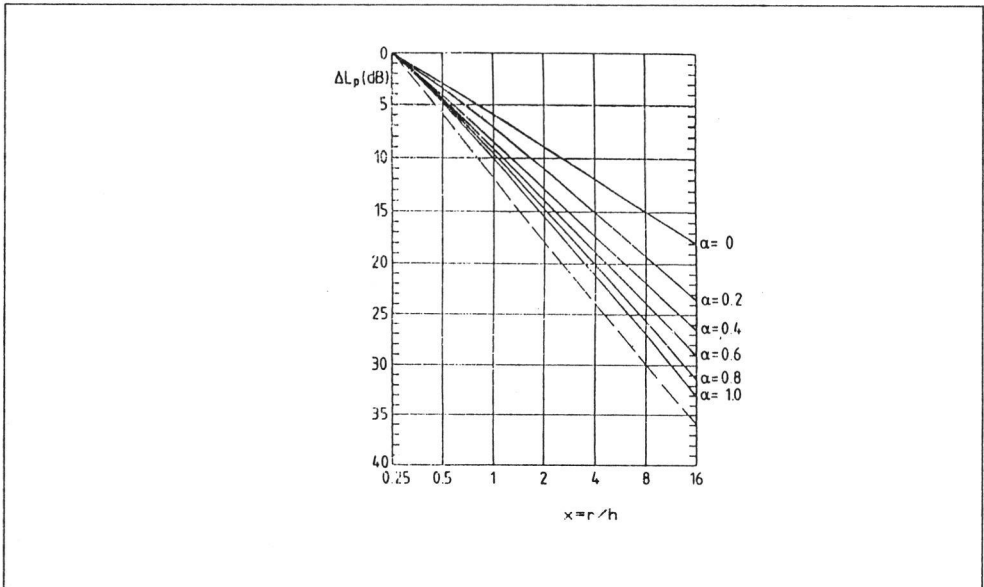
In een ander onderzoek (Sacerdote, 1980) wordt niet gesproken over de twee knikpunten r_1 en r_2 , maar alleen van een afname van minimaal 3 dB per afstandsverdubbeling voor plafonds met een zeer lage absorptiecoëfficiënt, tot maximaal 6 dB per afstandsverdubbeling voor plafonds met een hoge absorptiegraad (zie figuur 67).

In vergelijking hiermee wordt in figuur 68 de niveaudaling tussen r_1 en r_2 gegeven als functie van de absorptiecoëfficiënt α (Lazarus, 1978).

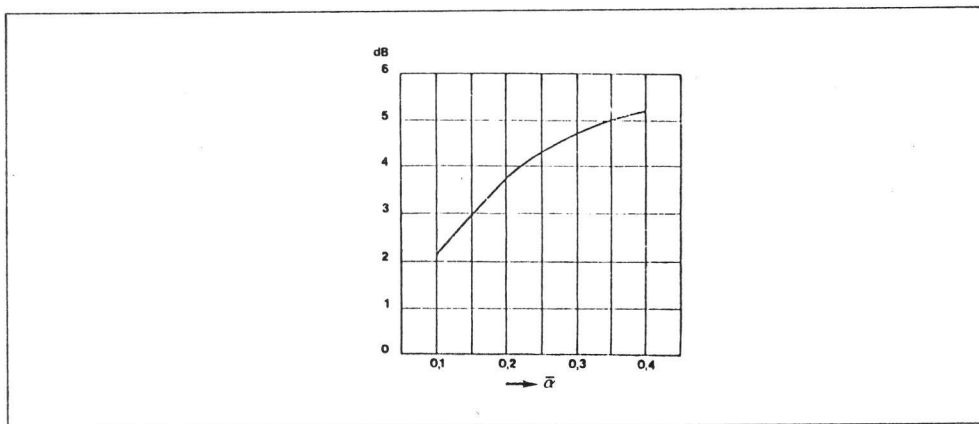
Figuur 66. Geluidniveau als functie van de afstand, in relatief lage fabriekshallen
 $r_1 = 1 \text{ m}$, $r_2 = 16 \text{ m}$, $\alpha = 0,1$ (Van Steenbrugge, 1982).



Figuur 67. Geluidsdrukkniveauvermindering ΔL_p als functie van de verhouding $x = r/h$ (r is de afstand tot de bron en h is de hoogte van de ruimte) voor verschillende waarden van de absorptiecoëfficiënt van het plafond in een niet-diffuse ruimte (Cops, 1985).



Figuur 68. Niveaudaling tussen r_1 en r_2 (zie figuur 66) per afstandsverdubbeling, als functie van $\bar{\alpha}$.



Tot nu toe zijn alleen situaties beschreven waarbij er slechts één geluidbron aanwezig was. In de praktijk zijn er meestal meer geluidbronnen. In deze situaties moet de berekening voor elke bron apart worden uitgevoerd en in de van belang zijnde punten worden gesommeerd.

Geconcludeerd kan worden dat berekeningen van het geluidniveau volgens de klassieke methode gebaseerd op een energiebalans en een homogeen geluidveld enigszins ondergewaardeerd worden als het gaat om platte en/of uitgestrekte ruimten. Het gebruik van geluidabsorberende materialen kan een belangrijke bijdrage leveren aan de vermindering van het geluidniveau op de arbeidsplaats, mits de vorm daarvoor geschikt is. Het effect van geluidabsorptie moet echter zeker niet overschat worden omdat het effect beperkt is tot relatief grote afstanden tot de geluidbronnen. Met name in de nabijheid van geluidbronnen wordt het directe geluid vaak nog versterkt door reflecties tegen wanden en obstakels.

Hoe gaat men te werk bij het voorspellen van de geluiddrukvermindering?

Een voorbeeld.

We gaan uit van een situatie waarin één geluidbron duidelijk overheerst en waarvan we op enige afstand (in het diffuse veld) het geluidniveau willen verminderen. De ruimte is 15 x 15 meter en 4 m hoog, de absorptiecoëfficiënten van wanden, vloer en plafond zijn ongeveer gelijk.

Allereerst worden op de plaats waar men het geluidniveau wil verminderen de geluiddrukkniveaus in de diverse octaafbanden gemeten.

Vervolgens wordt ook weer per octaafband de gemiddelde absorptiecoëfficiënt bepaald door middel van nagalmtijdmetingen of door berekeningen.

Wanneer de binnenoppervlakken (wanden, vloer en plafond) niet homogeen zijn, bijvoorbeeld doordat zij uit verschillende materialen zijn opgebouwd, dan moet de gemiddelde absorptiecoëfficiënt berekend worden, waarbij de absorptiecoëfficiënten van de verschillende delen uit de tabel geschat worden (zie tabel 3).

In tabel 4 zijn de gegevens vóór de behandeling samengevat.

We zouden graag een situatie creëren waarbij het geluidniveau op de arbeidsplaats niet meer dan 80 dB(A) bedraagt. Dit betekent dat met name in de octaafbanden met middenfrequenties van 500, 1000, 2000 en 4000 Hz de geluidenergie sterk geabsorbeerd moet worden.

We kiezen hiertoe een absorberend materiaal dat in deze frequentiebanden een hoge absorptiecoëfficiënt heeft. Daarbij moet wel gedacht worden aan specifieke eisen die aan de ruimte gesteld zijn in verband met machines, processen of werkzaamheden, zoals bijvoorbeeld hygiënische eigenschappen (voedingssector) of onbrandbaarheid, waarvoor het materiaal geschikt moet zijn.

Tabel 4. Situatie voor de behandeling.

	frequentie (Hz)								A	V=900m ³ S=690m ²
	63	125	250	500	1000	2000	4000	8000		
meting L voor (dB)	78	82	87	86	90	85	83	78	92	
A weging	-26	-16	-9	-3	0	1	1	0		
berekening L _A gewogen	52	66	78	83	90	86	84	78	-	
meting T (S)	5,3	5,3	4,3	3,5	2,7	3,5	3,5	4,3	-	
berekening $\bar{\alpha}$ voor	0,04	0,04	0,05	0,06	0,08	0,06	0,06	0,05	-	
berekening A (m ²)	28	28	34	41	55	41	41	34		
berekend r _o (m)	0,77	0,77	0,85	0,94	1,10	0,94	0,94	0,85		

In tabel 5 zijn van het gekozen materiaal de absorptiecoëfficiënten gegeven, volgens opgave van de fabrikant. Het materiaal is alleen over de gehele oppervlakte van het plafond aangebracht (225 m²). Dit levert de hoeveelheid absorptie van het plafond op. Uitgaande van een homogeen binnenoppervlak vóór de behandeling kan de totale hoeveelheid absorptie

berekend worden, en de absorptiecoëfficiënt na behandeling = α_{na} .

Met behulp van de absorptiecoëfficiënten voor en na het aanbrengen van het materiaal kan de geluidniveauvermindering berekend worden in het diffuse (dus indirecte) veld, dit is op afstanden groter dan de galmstraal r_0 . Op kortere afstand zal het directe veld een grotere invloed hebben op het heersende geluidniveau (het directe veld wordt niet door het absorberende materiaal beïnvloed), en zal de geluidniveauvermindering geringer zijn.

Uit de berekeningen in tabel 5 blijkt dat het niveau in het diffuse veld met ruim 7 dB(A) is afgenomen. De streefwaarde van 80 dB(A) is hiermee niet gehaald.

Tabel 5. Situatie na aanbrengen extra absorptiemateriaal.

($S_{\text{plafond}} = 225 \text{ m}^2$, $S_{\text{rest}} = 465 \text{ m}^2$)

	frequentie (Hz)						A
	125	250	500	1000	2000	4000	
opgave fabrikant							
α_{plafond}	0,10	0,40	0,68	0,97	0,86	0,62	
berekend: $A_{\text{plafond}} \text{ (m}^2\text{)}$	22	90	153	218	193	139	
opgegeven: $\alpha_{\text{rest}} \text{ (voor)}$ uit tabel 4	0,04	0,05	0,06	0,08	0,06	0,06	
berekend: $A_{\text{rest}} \text{ (m}^2\text{)}$	18	23	28	37	28	28	
berekend: $A_{\text{totaal}} \text{ (m}^2\text{)}$	40	113	181	255	221	167	
$\bar{\alpha}_{na}$	0,057	0,164	0,262	0,370	0,320	0,242	
berekend:							
$\Delta L = 10 \lg \left(\frac{\bar{\alpha}_{na} (1 - \bar{\alpha}_{\text{voor}})}{\bar{\alpha}_{\text{voor}} (1 - \bar{\alpha}_{na})} \right) \text{ (dB)}$	1,6	5,7	7,4	8,3	8,7	7,0	
$L_{na} \text{ (dB)}$	80,4	81,3	78,6	81,7	76,3	76,0	
$L_{na} \text{ A gewogen (dB(A))}$	64,4	72,7	75,4	81,7	77,3	77,0	84,9
berekend $r_0 \text{ (m)}$	0.93	1.66	2.24	2.87	2.57	2.12	

Doelmatigheid.

In een aantal situaties is het niet doelmatig om extra geluidabsorberend materiaal aan te brengen.

Dit is het geval wanneer

- de plaats waar het geluidniveau moet worden verminderd, zich

- vlak bij de geluidbron bevindt, dat wil zeggen in het directe veld (binnen de galmstraal);
- de te verwachten geluidniveauvermindering niet meer dan 3 dB(A) bedraagt. Een niveauverschil van 3 dB(A) is voor het menselijk gehoor juist waarneembaar. In dit geval is er al voldoende geluidabsorptie aanwezig.
 - het spectrum van de geluidbron zodanig is dat het A-gewogen niveau bepaald wordt door de lage frequenties. Geluidenergie in de lage frequenties is vrij moeilijk te absorberen.

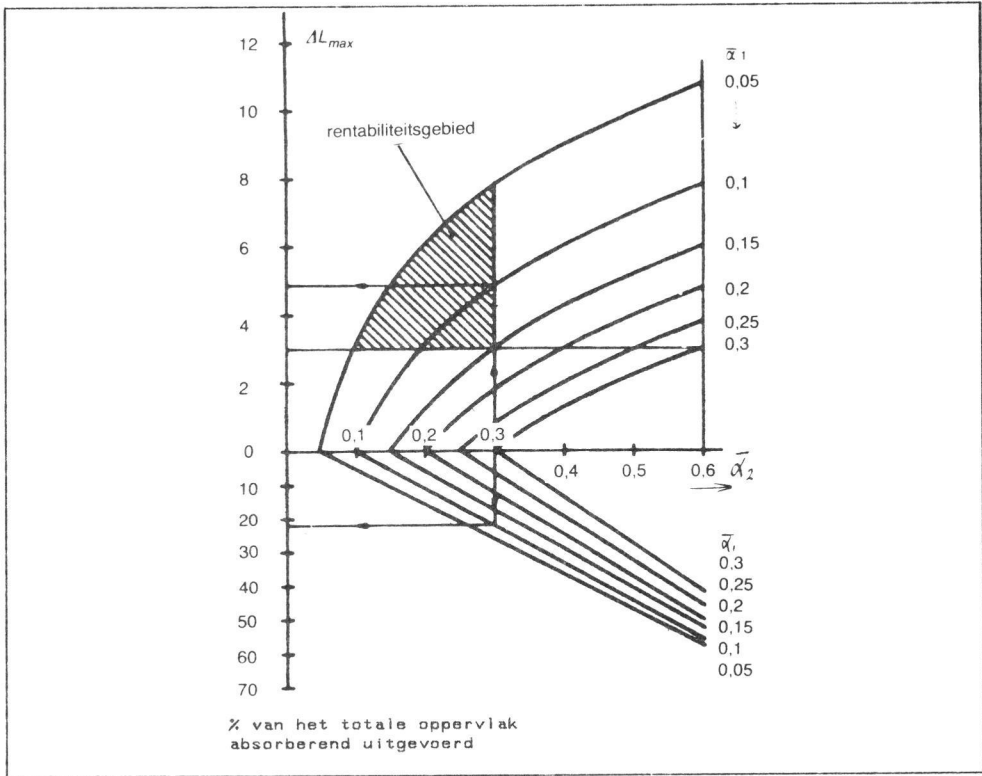
Geluidabsorberend materiaal is het meest effectief in die situaties waarin de geluidbronnen zich aan het ene eind van de ruimte bevinden, terwijl aan het andere eind personen werken die geen lawaaiige werkzaamheden uitvoeren. In dit geval kan het aanbrengen van absorberend materiaal een aanzienlijke verbetering geven bij deze personen aan de stille zijde van de ruimte.

Voorbeelden van geluidabsorberende materialen zijn: minerale wol (steenwol of rotswol, glaswol), houtcementplaten, tapijt, bekledingsstoffen, poreuze pleisters of besputtingen, zand, gras enz.

In de praktijk kan ongeveer 70% van het totale oppervlak in een ruimte met absorberend materiaal behandeld worden.

Een goed absorberend materiaal heeft een absorptiecoëfficiënt van ongeveer 0,9 (zie ook tabel 3). De maximaal te bereiken gemiddelde absorptiecoëfficiënt van het totale oppervlak is dan slechts 0,6 (70% van 0,9). De Studiekern Geluid (Bond voor materialenkennis, 1981) heeft uitgaande van deze getallen globaal het rentabiliteitsgebied aangegeven, waarin het zinvol is (extra) absorberend materiaal aan te brengen (figuur 69). Hieruit volgt dan dat in ruimten waarvan de absorptiecoëfficiënt 0,3 of hoger is geen 3 dB(A) geluidvermindering verkregen kan worden door extra absorberend materiaal aan te brengen. Voor dit model zijn echter de voorwaarden van de klassieke theorie van toepassing zoals eerder beschreven.

Figuur 69. Het rentabiliteitsbereik, onder welke condities het zinvol is absorberend materiaal aan te brengen.



Voorbeeld uit figuur 69: Een ruimte met een gemiddeld absorptiecoëfficiënt van $\bar{\alpha}_1 = 0,1$ wordt voorzien van absorberend materiaal waardoor de gemiddelde absorptiecoëfficiënt toeneemt tot $\bar{\alpha}_2 = 0,3$. Hiervoor moet minimaal 22% van het totale oppervlak met dit materiaal ($\alpha \sim 0,8$ à $0,9$) bedekt worden. De behaalde geluidreductie bedraagt dan ongeveer 5 dB(A).

6.2.2 Uitvoeringsvormen

Baffles.

Een manier om de hoeveelheid absorptie in een ruimte te vergroten is het aanbrengen van verticaal opgehangen absorptiepanelen, baffles genaamd. Deze baffles worden tegenwoordig veel toegepast omdat ze vrij gemakkelijk aangebracht kunnen worden in bestaande situaties.

Naar de geluidabsorberende eigenschappen van baffles is een aantal onderzoeken verricht (Cops, 1983; van Steenbrugge, 1982; Wijnia, 1975). De hoeveelheid absorptie wordt hierbij bepaald door het verschil in nagalm-tijd te meten in een proefruimte met en zonder het absorberende materiaal. Met behulp van de formule van Sabine kan dan de absorptiecoëffi-

ciënt bepaald worden.

Omdat de coëfficiënt bepaald wordt uit het plafondoppervlak waaronder de elementen hangen en niet uit het oppervlak van de elementen, kan de absorptiecoëfficiënt waarden bereiken die veel hoger dan 1 liggen. De absorptie in "m² open raam" is dan groter dan het aantal m² van het plafond.

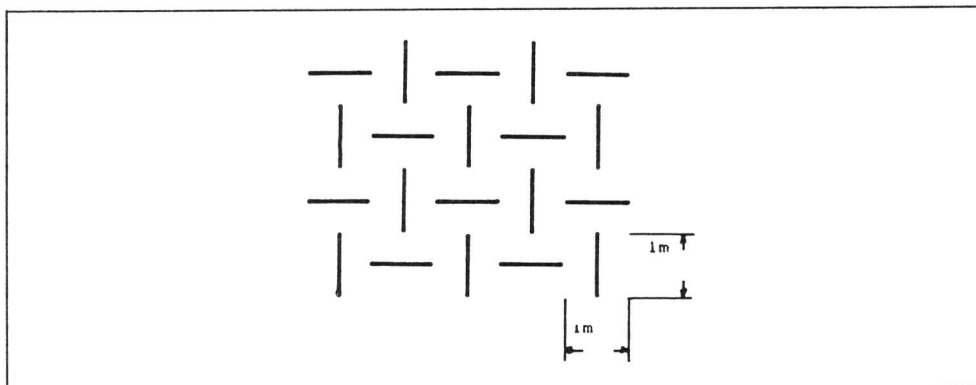
Omdat de geluidabsorberende materialen verticaal aan het plafond hangen is het oppervlak van de baffles tot op zekere hoogte niet gebonden aan het oppervlak van het plafond, dat wil zeggen de hoeveelheid absorptie kan meer zijn dan wanneer het materiaal alleen horizontaal aan het plafond wordt aangebracht. Bovendien blijkt uit de onderzoeken dat voor eenzelfde hoeveelheid geluidabsorberend materiaal de absorptiecoëfficiënt voor verticaal opgehangen elementen voor frequenties hoger dan 500 Hz betere resultaten geeft dan voor dezelfde panelen maar nu horizontaal bevestigd. Verticaal bevestigde elementen hebben het voordeel aan twee zijden te absorberen, waardoor het oppervlak in feite tweemaal zo groot wordt.

Een moeilijkheid bij het bepalen van het absorberend vermogen van baffles is dat zij elkaar onderling kunnen beïnvloeden, afhankelijk van de onderlinge afstand en de configuratie.

Een verhoging van het aantal panelen per oppervlakte-eenheid levert weliswaar een hogere totale absorptie maar dit is geen lineaire stijging waardoor de hoeveelheid absorptie per paneel lager wordt. Dit is daarom niet de meest economische manier om de hoeveelheid absorptie te verhogen. Verticaal opgehangen baffles hebben de meest gunstige geluidabsorberende werking wanneer zij in loodrecht verband gehangen worden. Het verschil met evenwijdig opgehangen baffles is echter niet groter dan 20% bij een zelfde aantal elementen per oppervlakte-eenheid.

De structuur of configuratie zal des te efficiënter zijn naarmate de panelen beter verspreid zijn over de beschikbare oppervlakte, zodat de invloedssferen van de afzonderlijke panelen elkaar zo min mogelijk overlappen. Er moet naar gestreefd worden zoveel mogelijk geluidgolven te onderscheppen waarvoor een schikking volgens twee onderling loodrechte richtingen voordelig is (zie figuur 70).

Figuur 70. De meest efficiënte configuratie.



Baffles zijn meestal rechthoekig van vorm. Bij eenzelfde aantal elementen is de absorptiecoëfficiënt vrijwel over het hele frequentiegebied gunstiger wanneer de elementen aan de korte zijde in plaats van aan de lange zijde bevestigd worden.

Ook de dikte van de toegepaste baffles speelt een rol. Met het toenemen van de dikte van de panelen, maar bij eenzelfde aantal per oppervlakte-eenheid, neemt de absorptiecoëfficiënt bij frequenties tussen 100 Hz en 1000 Hz sterk toe. Dit is van groot belang voor het absorberen van geluid met voornamelijk lage frequenties. In bovengenoemd geval is het volume van het absorberende materiaal toegenomen.

Wanneer nu het volume constant gehouden wordt maar het aantal elementen verhoogd wordt door dunnere elementen te gebruiken stijgt de absorptiecoëfficiënt bij alle frequenties hoger dan 500 Hz.

Ten slotte kunnen baffles voorzien zijn van een beschermende laag. Zo'n bescherm laag vermindert de absorberende werking uitsluitend bij hoge frequenties vanaf 1000 Hz. Baffles met een bescherm laag worden voornamelijk toegepast in vochtige ruimten (zwembaden) of in ruimten waar veel stofvorming voorkomt waardoor de absorberende werking verminderd zou kunnen worden na verloop van tijd.

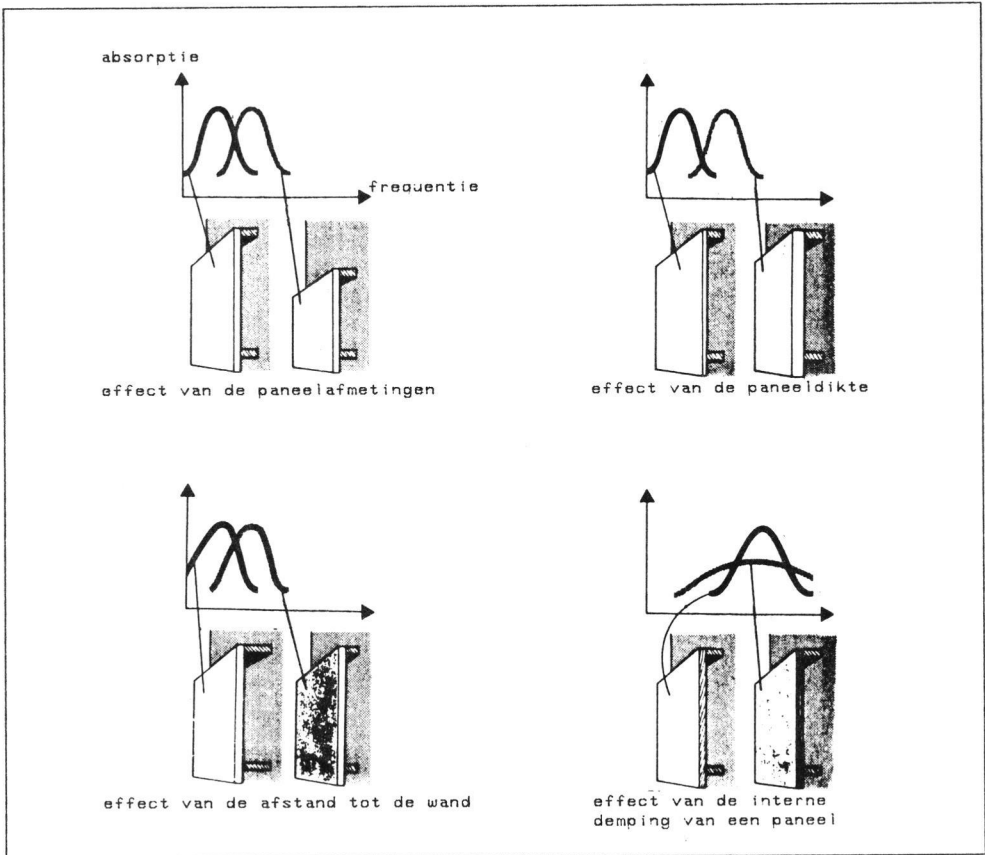
Behalve absorberende werking van materialen vanwege hun poreusheid kan absorberende werking optreden door bepaalde constructies:

- membraanresonantie, of paneelabsorptie;
- resonatorwerking en
- een combinatie van beiden met poreuze materialen.

Paneelabsorptie.

Paneelabsorptie wordt verkregen uit luchtdichte panelen, aangebracht op een bepaalde afstand (spouw) voor een vaste wand. De afgesloten luchtlaag kan worden opgevuld met poreuze materialen. De invallende geluidsgolven brengen membraan en luchtlaag in trilling, waardoor de geluid-energie weer in thermische energie wordt omgezet. De grootste absorptie treedt op voor de resonantiefrequentie van het totale systeem: paneel en luchtlaag. Deze resonantiefrequenties liggen meestal laag en dalen naarmate het paneel zwaarder en de luchtlaag (spouw) dikker wordt. Hoe lichter het membraan is, des te breder de absorptiecurve wordt. Een licht paneel, soepel gemonteerd op een grotere spouwafstand zal de lage frequenties in een breed gebied absorberen. Het frequentiegebied waarin wordt geabsorbeerd hangt ook af van de inwendige demping van de plaat; enige inwendige demping geeft een bredere resonantiecurve met een lagere top. Om met een poreus materiaal dezelfde absorptie te halen, moet het extreem dik worden gemaakt. Vooral waar eisen worden gesteld aan de mechanische sterkte of hygiënische aspecten verdient dit principe de voorkeur boven de 'zachte' (poreuze) absorberende materialen (zie ook figuur 71).

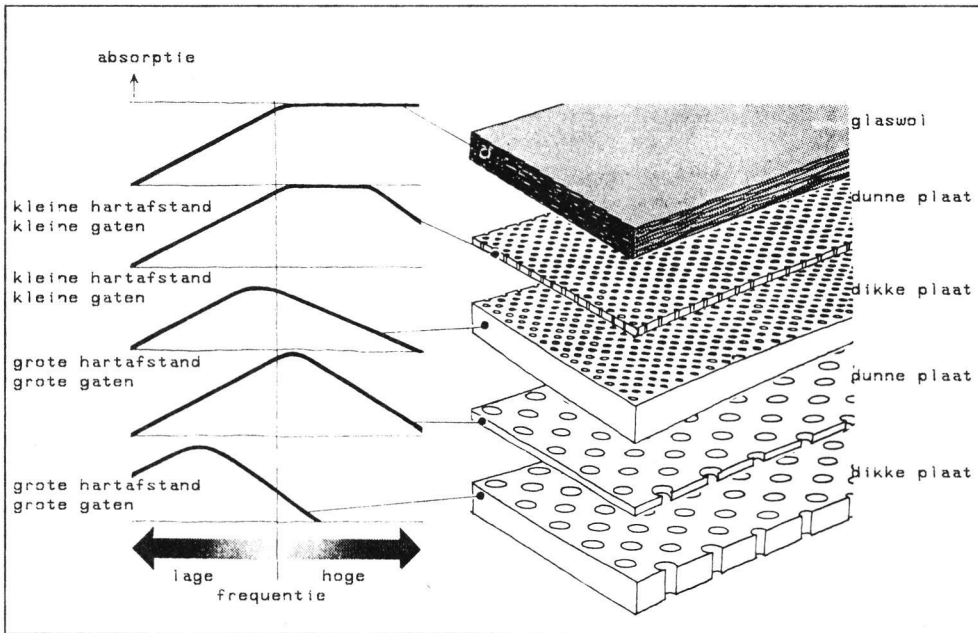
Figuur 71. Effecten van afmetingen, dikte, spouw en interne demping op de absorptie (v.d. Berg, 1985).



Resonatoren.

Op resonatorwerking berusten onder andere geperforeerde platen of open-latten-constructie, aangebracht op een spouw voor een wand. De plaat zelf telt hier nauwelijks mee, wel de lucht in de perforaties en achter de plaat. Door de afmetingen en aantal perforaties, plaatdikte en materiaal, dikte en opvullingsgraad van de achterliggende spouw te variëren kan men hoge absorptiegraden bereiken in een smal frequentiegebied. Hoe dunner de plaat, des te breder het frequentiegebied (afhankelijk van achterliggend materiaal). Hoe minder het aantal openingen (perforaties) des te lager zal de resonantiefrequentie liggen (zie figuur 72).

Figuur 72. Invloed van de dikte van de plaat en de perforatiegraad op de absorptie.



Om verschillende redenen kan het nodig zijn absorberend poreus materiaal te beschermen. Dit kan met een geperforeerde afdekking zonder de werking van het materiaal te verminderen. Voorwaarde is dat het beschermende materiaal voldoende openingen heeft, dat wil zeggen minstens 15%. Bij een dikkere beschermmlaag zijn grotere openingen nodig, de diameter dient liefst minstens driemaal de plaatdikte te zijn.

In de regel is het beter een groot aantal kleine perforaties te gebruiken dan minder, maar grotere perforaties.

6.3 Isolatie van luchtgeluid

6.3.1 Inleiding

Bij isolatie kunnen we onderscheid maken tussen isolatie van luchtgeluid en isolatie van contactgeluid. Voor wat betreft de isolatie van contactgeluid in de overdrachtsweg, kan verwezen worden naar § 5.3. De in dat hoofdstuk beschreven maatregelen voor beperking van overdracht van contactgeluid binnen de machine gelden ook voor buiten de machine. Voor de beperking van de overdracht van luchtgeluid tussen de bron en de ontvan-

ger door middel van isolatie is een aantal uitvoeringsvormen mogelijk, namelijk isolatie (of ook wel afscherming) door middel van:

- gedeeltelijke of gehele scheidingswanden
(ook voorzetwanden)
- schermen,abri's en kappen
- gedeeltelijke of gehele omkastingen
- cabines

6.3.2 Scheidingswanden

6.3.2.1 Algemene theorie

Onder geluidisolatie wordt verstaan het verschil tussen de invallende geluidenergie en de doorgelaten energie (zie ook figuur 62).

Als geluid op een wand valt wordt de wand in trilling gebracht en wordt aan de andere kant geluid afgestraald. De sterkte van de afstraling is afhankelijk van de isolatie-eigenschappen van de wand. Voor de isolatie van enkelvoudige wand- en vloerconstructies geldt dat hoe zwaarder de constructie des te hoger de geluidisolatie zal zijn (massawet).

De massawet voor de berekening van de luchtgeluidisolatie luidt (Lichtveld, 1974):

$$\begin{aligned} R &= 20 * \lg (m) + 20 * \lg (f/250) \\ &= 20 * \lg (m * f) - 48^* & (\text{dB}) \\ \text{waarin } R &= \text{luchtgeluidisolatie} & (\text{dB}) \\ m &= \text{massa per oppervlakte-eenheid (kg/m}^2\text{)} \\ f &= \text{frequentie} & (\text{Hz}) \\ (* &= \text{vlgs. Ginn, 1978: 47 dB}) \end{aligned}$$

Deze wet geldt voor lage frequenties.

Theoretisch geldt dat bij verdubbeling van de massa per m² de isolatie met 6 dB toeneemt. De massa per m² is dus een zeer belangrijke grootheid bij luchtgeluidisolatie. Tot een zekere frequentie geldt dat ook bij verdubbeling van de frequentie de isolatie met 6 dB toeneemt. In de praktijk bedraagt deze waarde ongeveer 5 dB.

Algemeen geldt dus dat

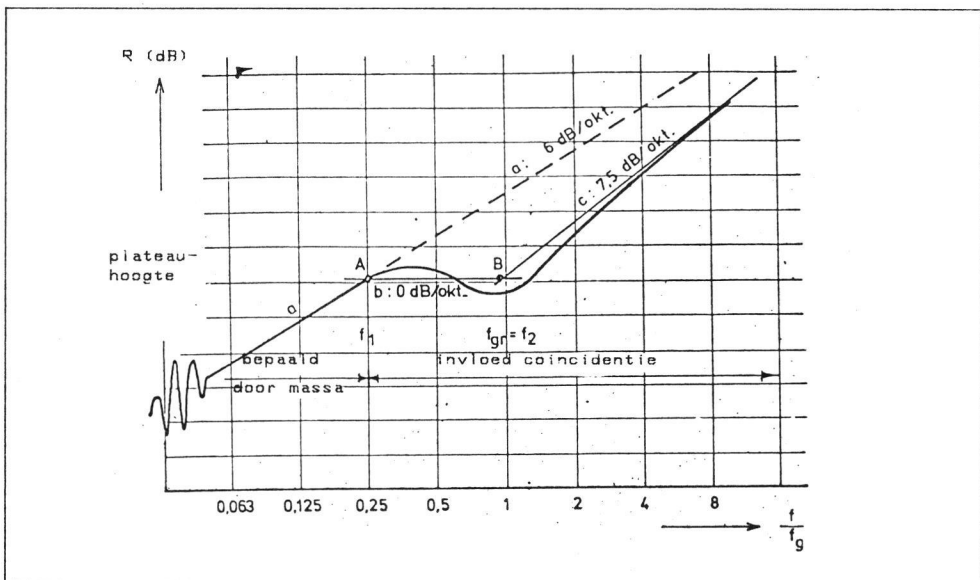
- lage frequenties slechter geïsoleerd worden dan hoge,
- zwaardere afschermingen beter isoleren dan lichte.

Bij bepaalde frequenties, die voor ieder materiaal weer anders zijn, treedt 'coïncidentie' op. Coïncidentie is het verschijnsel dat vanaf een bepaalde frequentie - de grensfrequentie - een constructie gemakkelijk in trilling komt. Rond deze frequentie is de isolatie veel geringer. Als een wand dikker wordt gemaakt verschuift deze coïncidentiedip naar een lagere frequentie. De meeste enkelvoudige steenachtige wanden (metselwerk, beton) hebben een coïncidentiedip rond 100 Hz (zie ook tabel 2). Boven deze frequentie neemt de isolatie toe met grotere massa en stijfheid.

Uit het bovenstaande blijkt dat de isolatiecurve uit drie delen (zie ook figuur 73) bestaat, namelijk

- a) de isolatie beneden de grensfrequentie (wordt bepaald door de massa);
- b) de isolatie rondom de grensfrequentie, en
- c) de isolatie boven de grensfrequentie.

Figuur 73. Isolatiecurve waarin de frequentieschaal is genormeerd naar de grensfrequentie.



Het eerste deel van de curve is reeds beschreven en verloopt volgens de massawet tot een bepaalde frequentie. Daarboven treedt een effect op dat te maken heeft met de afstraling van geluid aan de van de bron afgekeerde zijde. Bij deze frequenties vallen de buiggolven in de wand samen met de geluidgolven die aan de bronzijde invallen (zie ook § 5.4). Bij deze frequentie, coïncidentiefrequentie, wordt de wand zeer gemakkelijk in

trilling gebracht en straalt aan de andere zijde zeer gemakkelijk geluid af. De isolatie is bij deze frequentie dan ook zeer gering en komt tot uiting in een dip in de isolatiecurve.

De coïncidentiedip zal scherper en dieper zijn naarmate de geluidinval gerichter is, meer strikend invalt (evenwijdig met de wand) en de inwendige demping in de constructie geringer is.

Ook de afmetingen van de wand spelen een rol, namelijk wanneer de buig golflengte veel kleiner is dan de afmetingen van de wand, zal het coïncidentie-effect groter zijn. Dit treedt dan op rond de frequentie

$$f_c = 65.000 / (c_L * d * (\sin\theta)^2)$$

De laagst mogelijke coïncidentiefrequentie noemt men de grensfrequentie. Deze wordt bepaald door de hoek van inval namelijk wanneer $\theta = 90^\circ$, dus bij loodrechte inval. Beneden de grensfrequentie treedt er geen coïncidentie op, daarboven wel.

Hoe dunner de constructie is des te hoger ligt de grensfrequentie.

De inwendige demping gekarakteriseerd door de verliesfactor η van een materiaal werkt het ontstaan van buiggolven in het materiaal tegen. Materialen met een hoge verliesfactor zullen het coïncidentie-effect sterk onderdrukken (tabel 1).

Bij alzijdige inval, dus in een diffuus geluidveld, zoals in fabrieksruimten vaak voorkomt, zal de coïncidentiedip vrij vlak verlopen. De isolatie is dan min of meer onafhankelijk van de frequentie.

Dit gedeelte wordt ook wel plateau genoemd. De hoogte van de isolatie voor alzijdige inval wordt bepaald uit (Lichtveld, 1974):

$$R_{pl} = 20 * \lg(m) + 20 * \lg(f_g) + 10 * \lg(\eta) - 44 \text{ (dB)}$$

waarin R_{pl} = isolatiewaarde plateau in dB

m = massa van de wand in kg/m^3

f_g = grensfrequentie in Hz

η = de verliesfactor (zie ook § 5.3.1).

Het 'plateau' strekt zich bij benadering uit tussen de frequentie $\frac{1}{2} f_g$ en f_g .

In het derde deel van de curve neemt de isolatie weer toe met de frequentie en wel met ongeveer 6 à 10 dB per octaaf (7,5 dB volgens Lichtveld, 1974), vanaf de grensfrequentie. De formule luidt:

$$R = R_{pl} + 25 * \lg (f/f_g) \quad (\text{dB})$$

Met behulp van de drie bovenstaande formules kunnen de twee snijpunten f_1 en f_2 worden berekend (zie figuur 73):

$$\begin{aligned} f_1 &= 2f_g \sqrt{\eta} \approx 0,1 f_g \text{ à } 0,25 f_g \\ \text{en } f_2 &= f_g \end{aligned}$$

Zoals in § 5.4 is beschreven hangt het coïncidentieverschijnsel samen met materiaaleigenschappen als elasticiteitsmodulus en dichtheid. Deze bepalen de longitudinale voortplantingssnelheid van geluidgolven in het materiaal. De grensfrequentie neemt toe naarmate de elasticiteitsmodulus kleiner (materiaal slapper) is en de dichtheid groter wordt (materiaal zwaarder). Hoe stijver het materiaal des te lager de coïncidentiefrequenties.

6.3.2.2 Zware enkelvoudige wanden, buigstijve wanden

Stenen en betonnen wanden zijn relatief veel dikker dan wanden bestaande uit bijvoorbeeld staalconstructies.

Het coïncidentie-effect ligt bij eerstgenoemde materialen dan ook veel lager (ongeveer tussen 100 en 1000 Hz) dan bij de laatstgenoemde (ongeveer 10.000 Hz) (zie ook figuur 46 en tabel 2). Bij stenen constructies zal men dan ook liefst een hoge stijfheid nastreven waardoor de grensfrequentie lager wordt en bij stalen constructies het omgekeerde waardoor het coïncidentie-effect buiten het voor de isolatie zo belangrijke frequentiegebied wordt gehouden.

Wanden met een lage grensfrequentie ($f_g < 1000$ Hz) noemt men buigstijve wanden. Dit zijn wanden met een oppervlaktegewicht van meer dan 30 kg/m². Voor deze wanden, waarbij het coïncidentie-effect beperkt blijft tot de lage frequenties, kan de isolatie berekend worden met behulp van de praktische massawet, die luidt (van Steenbrugge, 1985):

$$R_f = 17 * \lg (m * f/500) + 4 \quad (\text{dB})$$

$$\text{of } R_f = 17 * \lg (m * f) - 42 \quad (\text{dB})$$

waarin R_f = transmissieverlies in dB voor frequentie f

f = frequentie in Hz

m = massa per oppervlakte-eenheid in kg/m².

Kosten (1964) geeft de formule als:

$$R^1 = 17,5 * \lg (m) + 3 \quad (\text{dB})$$

waarin R^1 = de luchtgeluidisolatie bij 500 Hz.

(Per octaaf hogere frequentie moet men 5 dB
hierbij optellen om de isolatiewaarde te
kennen.)

m = massa per oppervlakte-eenheid (kg/m^2).

De uitkomsten van de formules ontlopen elkaar niet veel.

Een massieve betonwand is stijver dan een blokkenwand en zal bij een geringere dikte dezelfde isolatie geven. Over het algemeen geldt dat metselwerk, beton en dergelijke een grote massa hebben, dik zijn en dus stijf en daardoor een lage coïncidentiefrequentie bezitten. Voor isolatiedoeleinden zijn deze wanden daarom geschikt voor vrijwel alle geluid. Lichte panelen daarentegen zijn meestal dun, slap en hebben een hogere coïncidentiefrequentie die vaak midden in het te isoleren gebied ligt. Met deze constructies moet men dus oppassen voor wat betreft de isolatie.

6.3.2.3 Lichte enkelvoudige wanden, buigslappe wanden

Buigslappe wanden zijn wanden met een grensfrequentie hoger dan ongeveer 2000 Hz. Over het algemeen hebben ze een gewicht per oppervlakte-eenheid van niet meer dan 20 kg/m^2 . Ook de dikte is meestal gering, niet meer dan 2 cm.

De isolatie van enkelvoudige lichte wanden kan berekend worden volgens de formule van de theoretische massawet voor frequenties veel lager dan de grensfrequentie en de formule voor de plateauhoogte voor frequenties rond de grensfrequentie. Hiervoor zijn de volgende materiaalgegevens nodig:

- massa per oppervlakte-eenheid (is product van dichtheid (tabel 2) en dikte);
- elasticiteitsmodulus en dichtheid en dikte (tabel 2) voor de berekening van de grensfrequentie;
- verliesfactor (tabel 1).

Beraneek (1971) en Lichtveld (1974) geven in tabellen voor verschillende materialen de plateauhoogte en plateaubreedte aan (zie tabel 6). Het

derde deel van de isolatiecurve neemt dan toe met ongeveer 10 dB per octaaf, afhankelijk van de demping en inklemming van het materiaal.

Tabel 6. Plateauhoogte en -breedte voor enkele materialen.

materiaal	dikte mm	f _g Hz	plateauhoogte dB	plateaubreedte freq.verhouding	kg/m ²
aluminium	2	6370	29* (28)	5	5,4
beton	125	140	38 (29)	6	285
glas	2	6500	27*	5	5
lood	1	52000	56	3,5	11,2
staal	1	12870	40* (38)	5	7,6
steen	125	217	37	-	262
gasbeton	125	306	26	5	81
kalkzandsteen	125	173	30	5	237
poriso	125	208	28	5	150
lichtbeton	125	260	27	5	112
gips	18	2006	28	7	21,6
gipskarton	18	1740	35	2,9	21,6
spaanplaat	18	1444	24	5	13-18
triplex	18	950	19	4,4	10,3

* Vanwege de theoretisch lage verliesfactor zou de plateauhoogte veel lager zijn. Er is bij de berekening echter rekening gehouden met een meer praktische waarde van 0,01. Naarmate de verliesfactor kleiner wordt kunnen grotere afwijkingen in de plateauhoogte optreden van zeker ± 3 dB!

In tabel 7 worden voor enkele constructies de luchtgeluidisolatiewaarden per octaafband gegeven.

6.3.2.4 Dubbelwandige constructies

Tot nu toe is alleen het isolatiegedrag van enkelvoudige massieve constructies beschreven. Door het toepassen van dubbelwandige constructies waarvan de spouw al of niet opgevuld is met absorberend materiaal, kan de luchtgeluidisolatie worden vergroot. Zonder stijfheid van de lucht in de spouw zou de geluidisolatie van een dubbele wand ongeveer de som van de geluidisolatie van beide enkele wanden bedragen. De lucht in de spouw fungeert echter als een luchtveer, waardoor een massaveersysteem is ontstaan: de geluidgolf die op de eerste wand valt brengt deze in trilling, beïnvloedt de luchtlaag in de spouw die vervolgens de tweede wand en de aangrenzende lucht in trilling brengt. Er kunnen dus resonanties optreden die de geluidisolatie sterk nadelig kunnen beïnvloeden. Door echter de breedte van de spouw en de dikte van de spouwbladen zodanig te kiezen dat de resonantiefrequentie niet in het voor de isolatie belangrijke

frequentiegebied ligt kan het negatieve effect zo klein mogelijk worden gehouden. Hierbij werkt absorberend materiaal in de spouw dempend op de resonanties.

De resonantiefrequentie kan berekend worden door de dubbele wandconstructie te beschouwen als een massa-veer-massa systeem. De massa-veer-resonantie-frequentie bedraagt dan voor alzijdige inval en bij invulling van de constanten:

$$f_o = \frac{60}{\sqrt{d}} * \sqrt{\left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right)} \quad (\text{Hz})$$

waarin f_o = resonantiefrequentie
 m_1 en m_2 = massa's van wand 1 en wand 2
 d = spouwdiepte.

Voor frequenties lager dan de massa-veer-resonantiefrequentie verloopt de isolatiecurve van de dubbelwandige constructie als die van een enkelwandige constructie die even zwaar is (zie voorgaande hoofdstukken). Het voordeel van een dubbele wand gaat hier verloren.

Pas wanneer de resonantiefrequentie voldoende laag ligt, bijvoorbeeld lager dan 200 Hz, dan hebben dubbele wanden zin.

Resonantiefrequenties tussen 200 en 4000 Hz zijn zeer ongunstig. De isolatie rondom de resonantiefrequentie is zeer gering. Vanaf frequenties iets hoger dan de resonantiefrequentie neemt de isolatie met 18 dB per octaaf toe. Hierdoor kunnen met dubbele wanden hoge isolaties worden behaald.

Voor frequenties waarvan een geheel aantal halve golflengten tussen de spouwbladen past treedt spouwresonantie op:

$$f_n = \frac{n \cdot c}{2d} = \frac{n \cdot 170}{d}$$

waarin f_n = spouwresonantiefrequentie (Hz)
 n = geheel getal
 c = 340 m/s, geluidsnelheid in lucht
 d = spouwdiepte (m).

De spouwdiepte ligt meestal in de ordegrootte van 5 à 10 cm zodat de spouwresonantiefrequentie optreedt vanaf ongeveer 1700 Hz. Tevens kunnen evenwijdig aan de spouwbladen staande golven (resonanties) optreden,

waarvan de frequentie afhankelijk is van de afmetingen (meestal tussen 50 en 500 Hz).

Door geluidabsorberende materialen in de spouw toe te passen kunnen deze resonanties worden gedempt. Het absorptiemateriaal dient licht te zijn en zeer poreus, bijvoorbeeld minerale wol. Andere materialen als tempex zijn minder geschikt.

Spouwresonanties zijn er de oorzaak van dat de luchtgeluidisolatie voor hogere frequenties 'slechts' met 12 dB per octaaf toeneemt.

Naarmate de spouwbladen zwaarder zijn heeft spouwabsorptie minder effect, bij lichte wanden is het onmisbaar.

Door de dikte van de twee spouwbladen verschillend te kiezen vallen de coïncidentiefrequenties van de wanden niet samen zodat een extra dip (geringe isolatie) voor deze frequenties wordt voorkomen.

Koppelingen

Het verloop van de luchtgeluidisolatie van een dubbele wand zoals hiervoor beschreven gaat uit van volkomen gescheiden spouwbladen. In de praktijk is dit vrijwel nooit haalbaar.

Koppelingen tussen de spouwbladen kunnen op veel verschillende manieren tot stand komen:

- onnodige koppelingen
 - . valspecie, speciebruggen
 - . leiding doorvoeren
 - . hard thermisch isolatieschuim (alleen voor buitenmuren).

Deze koppelingen kunnen door een goede constructie en uitvoering worden voorkomen.

- constructieve koppelingen
 - . spouwankers; de normale, met spouwankers uitgevoerde wanden gedragen zich in akoestisch opzicht als even zware enkelvoudige wanden;
 - . stijl- en regelwerk; kunnen akoestisch gunstig worden ontworpen en uitgevoerd (bijvoorbeeld door middel van flexibele puntkoppelingen).

De isolatie is afhankelijk van het aantal koppelingen per wandoppervlak en de manier van koppelen (puntvormig, lijnvormig). De geluidoverdracht tussen twee spouwbladen via een koppeling is een zeer ingewikkeld proces

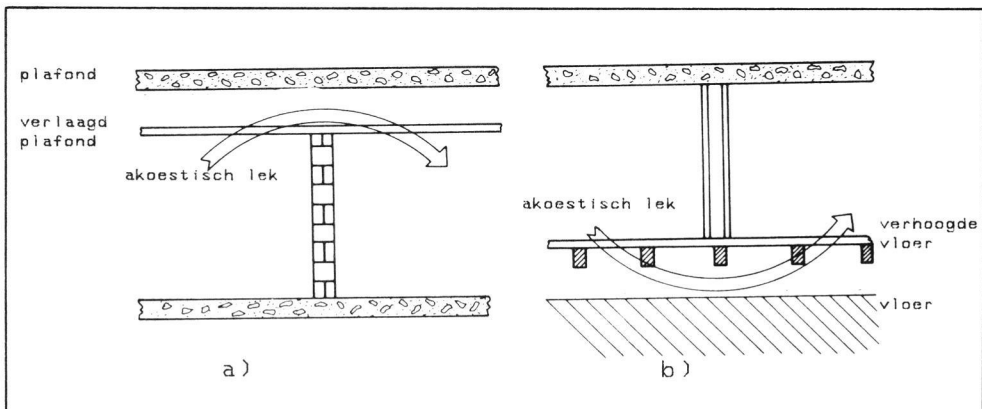
en de invloed op de isolatie is daarom moeilijk aan te geven.

Naast de genoemde koppelingen kan bij de geluidoverdracht tussen vertrekken ook flankerende geluidoverdracht plaatsvinden: door de geluidbron worden de begrenzendende constructies (wanden, vloer, plafond) in trilling gebracht (zowel luchtgeluid als contactgeluid) en via de bouwkundige constructie worden de trillingen voortgeplant naar naburige vertrekken (zie bijvoorbeeld ook figuur 2). Deze trillingen worden met name bij verbindingen tussen wanden en vloeren verzwakt, maar er zijn vaak veel flankerende wegen waardoor de totale isolatie tussen vertrekken gering kan zijn. De luchtgeluidisolatie-eigenschappen van materialen of samenstelling van materialen kunnen dus teniet gedaan worden door flankerende geluidoverdracht via de constructie. Een goed ontwerp in de constructiefase ter voorkoming van flankerende transmissie is hierbij van groot belang, omdat in een later stadium verbeteringen zeer moeilijk zijn aan te brengen.

Dit geldt in mindere mate voor een andere vorm van geluidoverdracht, namelijk omloopgeluid, bijvoorbeeld via

- gangen, deuren, ventilatiekanalen (vooral gemeenschappelijke);
- spouwruimte boven verlaagd plafond en onder verhoogde vloeren zoals die vaak in computerruimten ten behoeve van bekabeling wordt toegepast (zie figuur 74). In dit geval dienen scheidingswanden te worden doorgetrokken tot de dragende constructies, liefst met een onderbreking in de verhoogde vloer en/of verlaagd plafond (flankerende transmissie).
- spouw in gevel- en dakconstructies.

Figuur 74. Voorkom geluidoverdracht via spouwruimten.



In dit kader moet worden vermeld dat ook kieren goed moeten worden afgedicht. Een heelsteensmuur heeft bij 500 Hz een isolatiewaarde van 48 dB. Een isolatie van 40 dB betekent dat de doorgelaten fractie 10^{-4} bedraagt. Een gat van 1 cm² per oppervlakte-eenheid van 1 m² in een muur betekent eveneens een doorlating van 10^{-4} (1 cm² op 10000 cm²). Hoe goed de muur ook zou isoleren, bij een gat van 1 cm² zou de isolatie van de muur nooit meer dan 40 dB bedragen. Gaten, leiding doorvoeren en kieren vormen geluidlekken en zijn dan ook funest voor de isolatie van constructies.

Samengestelde wanden

Soms bestaan wanden uit twee of meer delen, opgebouwd uit verschillende materialen en/of constructies. Om hiervan de luchtgeluidisolatie te berekenen kan een eenvoudige grafische methode worden toegepast (zie figuur 75). Ook de invloed van openingen (isolatie=0) kunnen hiermee worden bepaald. De volgende grootheden dienen bekend te zijn:

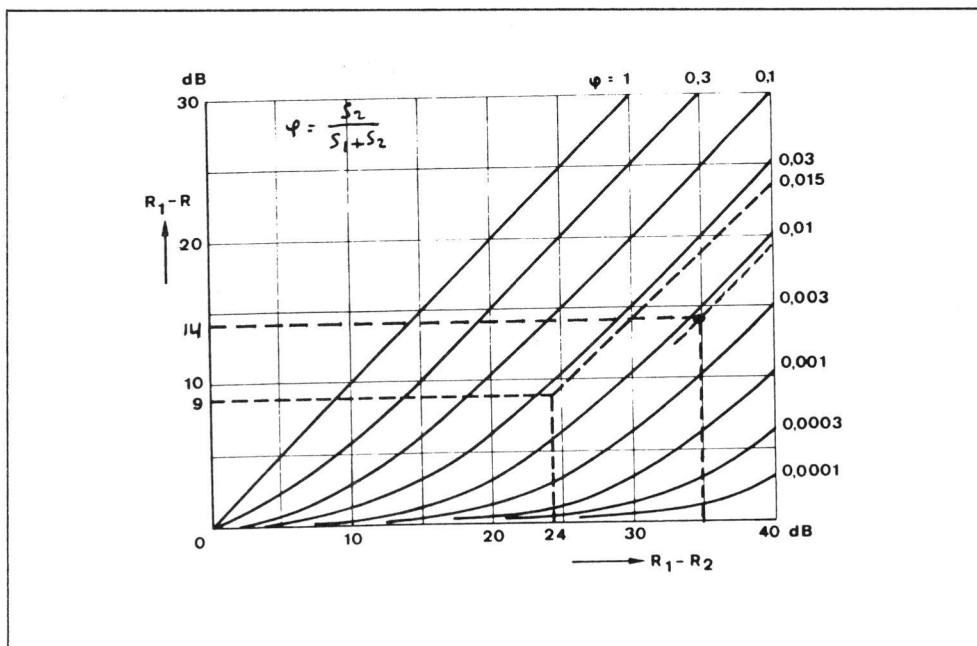
R_1 = reductie wand 1 in dB

R_2 = reductie wand 2 in dB

S_1 = oppervlakte wand 1 in m²

S_2 = oppervlakte wand 2 in m²

Figuur 75. Vermindering van de geluidsreductie van openingen en samengestelde wanden (Kosten, 1964).



Door op de x-as het verschil in geluidreductie $R_1 - R_2$ uit te zetten en de verticale lijn door dit punt te snijden met de diagonale lijn die de oppervlakteverhouding, $S_2 / (S_1 + S_2)$, vertegenwoordigt, wordt de geluidreductie verkregen ten opzichte van de wand met de hoogste isolatie. Bijvoorbeeld in een wand van 10 m², isolatiewaarde 35 dB, wordt een doorvoeropening gemaakt van 30x30 cm. De geluidisolatie van de totale wand neemt nu af van 35 dB naar 35-14=21 dB!.

Samenvatting dubbele wanden

De eisen die aan dubbelwandige constructies gesteld moeten worden om een goede luchtgeluidisolatie te krijgen zijn:

- de massa-veer-resonantiefrequentie zo laag mogelijk houden ($f_0 < 100$ Hz);
- de grensfrequentie zo hoog mogelijk ($f_g > 2000$ Hz), liefst voor beide wanden verschillend om het coincidentie-effect van beide wanden niet te laten samenvallen;
- spouwresonanties voorkomen door spouw te vullen met minerale wol;
- zo min mogelijk, liefst slappe (verende) koppelingen tussen de spouwbladen;
- kieren dichten en omloopgeluid voorkomen.

Om aan de eerste eis te voldoen moet er een minimum aan de breedte van de spouw worden gesteld. Wanneer de massa-veer-resonantiefrequentie niet meer dan 100 Hz mag bedragen dan kan de spouwbreedte worden berekend uit:

$$d_{\text{spouw}} = 0,36 \left(\frac{1}{m_1} + \frac{1}{m_2} \right) \quad (\text{m})$$

Hoe breder de spouw, des te lager zal de massa-veer-resonantiefrequentie liggen. Uit praktische overwegingen kan de spouwbreedte natuurlijk niet bijzonder groot gekozen worden.

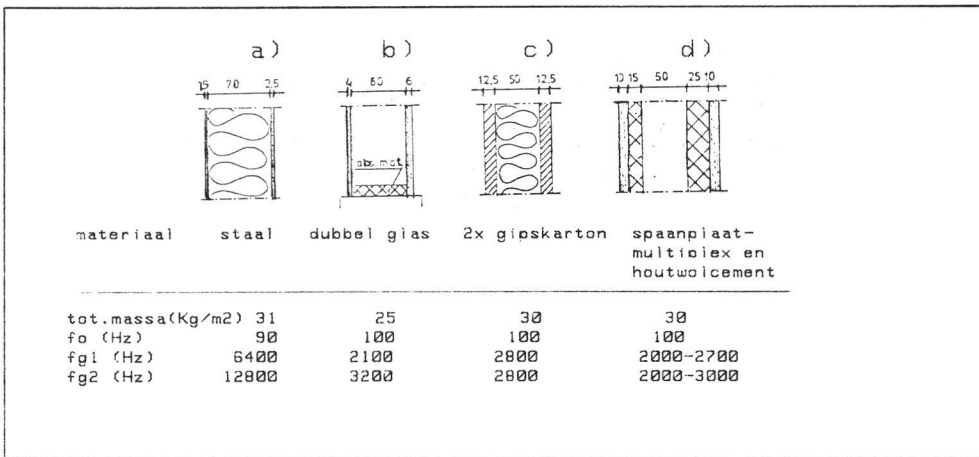
Ten aanzien van de tweede eis ($f_g > 2000$ Hz) kan de maximum dikte worden berekend voor ieder materiaal:

$$f_g = 65000 / (c_L * d) \\ \text{of } d = 32,5 / c_L \quad (\text{voor } c_L \text{ zie tabel 2})$$

Voor aluminium, staal en glas geldt dan een maximum dikte van 6,4 mm, voor hout 1 cm en voor gips 2 cm.

Voorbeelden van een goede samenstelling van lichte dubbele wanden zijn in figuur 76 gegeven.

Figuur 76. Voorbeelden van goede samenstelling.



Toelichting op de voorbeelden uit figuur 76.

ad a In verband met de geringe verliesfactor van staal moeten deze worden voorzien van dempend materiaal. Ze worden als verplaatsbare wanden op de markt gebracht.

ad b De spouwbreedte dient maximaal 60 mm te bedragen. De thermische dubbele beglazingen waarvan de spouwbreedte ongeveer 1 cm bedraagt zijn akoestisch minder geschikt. Voor een venster kan men wel twee verschillende glasdikten toepassen om de coïncidentiefrequenties van beide ramen niet te laten samenvallen maar het toepassen van spouwabsorptie is natuurlijk niet mogelijk. Hier moet echter wel rond het venster absorberend materiaal worden aangebracht. Het verdient aanbeveling een elastische dichting tussen het kader en het glas aan te brengen om contactresonanties te vermijden.

ad c Gipskarton wordt in verband met de gemakkelijke verwerking vaak als paneel toegepast. De standaarddikten van gipskarton zijn 9,5 en 12,5 mm, zodat binnen de gestelde criteria weinig speelruimte is. Wel worden dubbele lagen gipskarton toegepast bij montagewanden. Deze wanden zijn ongeveer twee-

maal zo zwaar. De dubbele laag van 2 x 12,5 mm i.p.v. een 25 mm dik paneel voorkomt verlaging van de grensfrequentie.

ad d Spaanplaat is een grensgeval binnen het kader van de eisen. Een paneeldikte van 10 mm mag niet overschreden worden. De paneelmasa kan echter worden verhoogd door aan de spouwzijde platen houtwolcement op de spaanplaat vast te lijmen. Deze platen verhogen de massa zonder de stijfheid sterk te beïnvloeden. Tevens dienen ze als spouwabsorptie en kunnen ze door hun ongelijke dikte de grensfrequentie van de beide spouwbladen enigszins van elkaar doen verschillen.

Tabel 7. Globale geluidisolatiewaarden van enige constructies, geen kieren, akoestisch goede randaansluitingen (Straatsma, 1982; Tukker, 1984).

constructie	dikte (mm)	opp. masa (kg/m ²)	middenfrequentie oktaafband (Hz)					
			125	250	500	1000	2000	4000
1 mm staalplaat (vlak)	1	8	11	17	22	27	33	40
1 mm staalplaat (geprofileerd)	45	11	14	16	20	25	29	23
3 mm staalplaat	3	24	19	24	30	36	40	32
1 mm staalplaat met 2 mm ontdreuningslaag	3	3	21	27	27	33	39	42
1,5 mm staalplaat; spouw 60 mm gevuld met steenwol 70 kg/m ³ ; 2,5 mm staalplaat	64		34	36	43	47	49	53
2 x 1,5 mm staal vlak met PU- schuim	60	40	20	28	40	40	40	40
triplex, board	4	3,5	3	9	12	18	26	29
spaanplaat, multiplex	15	12	15	20	24	27	25	29
normale deur	40		12	15	20	20	20	20
glas (enkel)	4	10	19	23	26	30	32	28
glas (enkel)	8	20	23	26	30	32	28	38
dubbel glas met spouw 6-12-6 mm	24	30	23	21	29	36	30	37
8-12-8 mm	28	40	22	2	31	37	32	36
6-75-6 mm	87	30	24	31	39	47	40	47
8-80-8 mm	96	40	22	32	29	47	42	52
halfsteens metselwerk (Poriso)	100		30	32	35	40	45	50
steens metselwerk (Poriso)	200		34	36	41	48	51	56
beton 10 cm	100		34	39	44	49	54	59
gips-kartonplaat	9,5	9	15	22	27	31	33	30
betonstenen licht poreus, ongestuct	100	180	25	27	25	26	30	40
idem 2-zijdig gestuct	120	220	32	36	38	47	54	60
kalkzandsteen, ½-steens, 2- zijdig gestuct	120	240	34	38	40	47	55	60
idem, 1 steens	220	420	38	40	47	55	60	> 60

6.3.2.5 Voorzetwanden

Buigslappe wanden worden meestal toegepast als voorzetwand voor buigstijve wanden, waardoor bij de grotere (aangekoppelde) massa een hoge luchtgeluidisolatie mogelijk wordt. De voorzetwand mag uiteraard niet star aan de muur gekoppeld worden. De voorzetwanden spelen geen rol als massaverhoging maar fungeren alleen als slecht geluidafstralend wandoppervlak. De buigslappe voorzetwand is licht en gemakkelijk achteraf aan te brengen. De maximaal mogelijke isolatiewinst bedraagt 10 tot 15 dB, die vooral bij toevoeging aan vrij lichte steenachtige wanden tot uiting komt.

Veel toegepaste materialen zijn:

- houtwolcementplaten (spouwabsorptie niet nodig), afgepleisterd;
- gipskartonplaten van 9,5 mm dikte;
- in het algemeen materialen met een gewicht per oppervlakte-eenheid van minstens 12 kg/m², bijvoorbeeld gips.

Platen of wand worden bevestigd aan de muur middels regels en een verenende constructie zoals stroken minerale wol, elastische kokosvezelplaat (gebitumineerd), bitumineuze lijmstrook of roestvrijstalen veren. Spouwabsorptie is wel aan te bevelen. Dit dempt de resonantie.

6.3.2.6 Gedeeltelijke scheidingswanden

Aan de geluidisolatie van een gedeeltelijke scheidingswand behoeven geen bijzondere eisen te worden gesteld. Omdat er een relatief groot oppervlak open is zal de te bereiken geluidniveauverlaging over het algemeen niet meer dan 15 dB bedragen en is een oppervlaktegewicht van 5 à 10 kg/m² voldoende.

Wanneer de wand niet tot aan het plafond is doorgetrokken is alleen in combinatie met geluidabsorberend materiaal aan het plafond een verbetering mogelijk (zie verder bij: schermen, § 6.3.3).

6.3.3 Akoestische afschermingen

6.3.3.1 Inleiding

Akoestische afschermingen zoals schermen en omkastingen moeten in hun totale omgeving worden geïntegreerd. Er moet in de eerste plaats ruimte voor zijn. Ook kan het nodig zijn dat er speciale voorzieningen getroffen moeten worden. Materiaalkeuze van schermen e.d. hangt onder andere af van de omgeving waarin ze worden geplaatst (te denken valt aan de mogelijkheid tot (mechanische) beschadiging, corrosiebestendigheid, absorberende eigenschappen, duurzaamheid tegen olie en vuil, bescherming tegen vocht enz.).

Verder is het van groot belang dat gebruikers van (toekomstige) akoestische voorzieningen vanaf het begin betrokken worden bij het ontwerp en de uitvoering. Dit in verband met de acceptatie van de situatie. Bovendien hebben de bedieners van de machines vaak het meeste inzicht in de mogelijkheden en onmogelijkheden van hun machines en eventuele akoestische afschermingen. Er kan ook een verandering van de taakhoud van de werknemer(s) uit voortvloeien zowel positief als negatief waarmee terdege rekening dient te worden gehouden.

Bij het ontwerp van geluidwerende voorzieningen moet een aantal aspecten in ogenschouw worden genomen zoals:

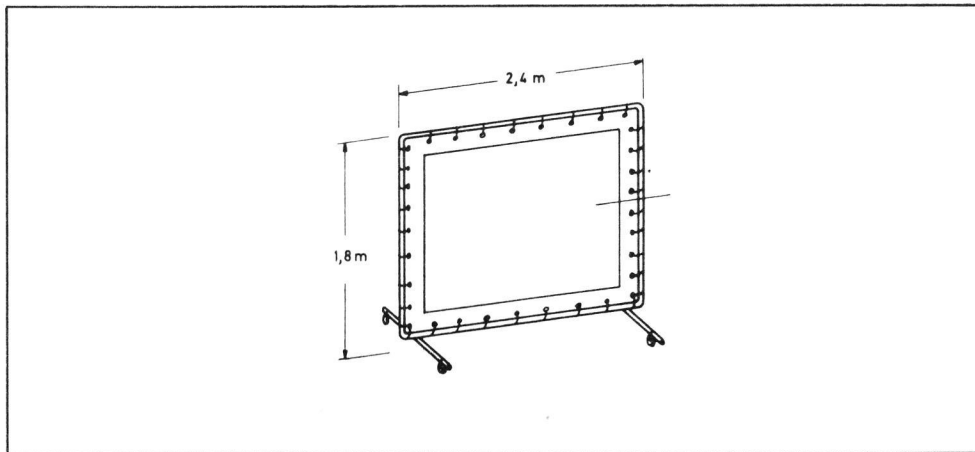
- brandwerendheid;
- warmte-afvoer;
- mechanische sterkte;
- bescherming tegen de werking van machines en/of werkzaamheden (bewegende delen, vonken, straling, wegvliegende spaanders e.d.);
- toegankelijkheid voor bediening, onderhoud, transport van producten e.d., eventueel zicht op het productieproces.

Akoestische afschermingen zijn in een aantal uitvoeringsvormen onder te verdelen, te weten:

- schermen (§ 6.3.3.2);
- abri's en kappen (§ 6.3.3.2);
- cabines (§ 6.3.3.3);
- gedeeltelijke of gehele omkastingen (§ 6.3.3.3).

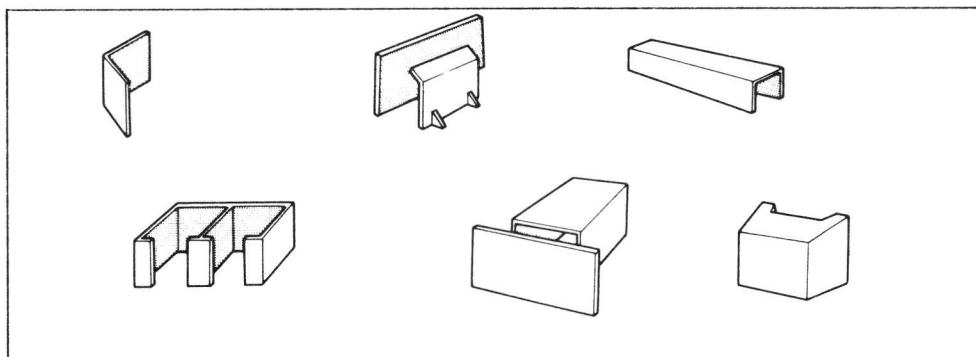
Het (eenvoudige) geluidscherm (zie figuur 77) is in de regel een vrijstaand scherm dat de directe geluiduitbreiding in een deel van het vertrek verhindert door reflecties en gedeeltelijk ook door absorptie van de geluidenergie. Het gewicht per oppervlakte-eenheid bedraagt meestal niet meer dan 3 à 5 kg/m².

Figuur 77. Voorbeeld van een verrijdbaar geluidscherm, gemaakt van lood-vinyl met een oppervlaktegewicht van 2 kg/m².



Abri's zijn bijzondere vormen van een scherm. Dit zijn namelijk geen schermen die uit één vlak bestaan maar uit meerdere. Onder andere ook aan de bovenzijde, ook wel in de vorm van gebogen of geknikte schermen. Zo kan er een overkapping zijn van de geluidbron (kappen) of van de werknemer(s) (abri). Ook kunnen er meerdere zijwanden zijn. Een abri of kap is echter altijd aan één of meerdere zijden open (zie figuur 78 en 79). Een abri wordt ook wel een wacht genoemd.

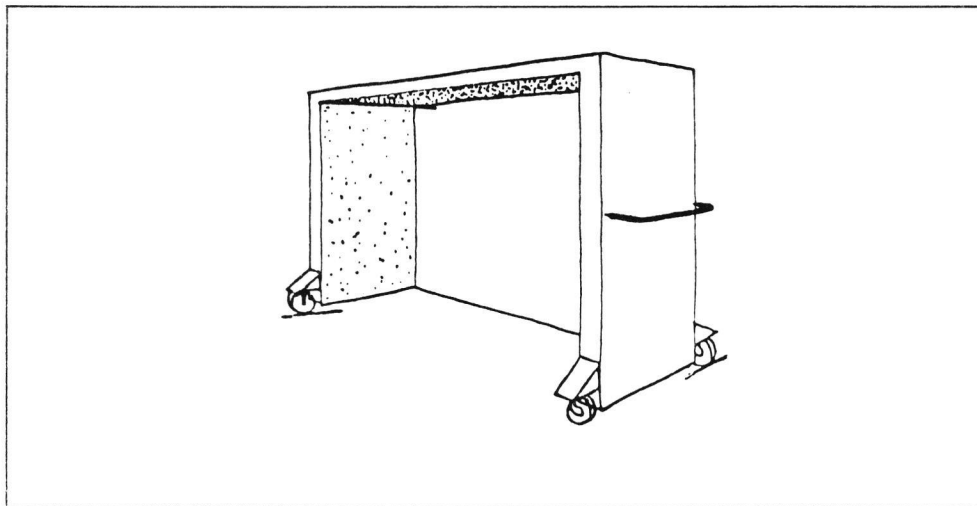
Figuur 78. Voorbeelden van schermen en abri's.



Cabines en omkastingen zijn geheel gesloten akoestische voorzieningen.

Wanneer er sprake is van cabines bevinden de werknemers zich binnen deze akoestische voorziening en de geluidbron(nen) daarbuiten in tegenstelling tot de omkasting waarbij de geluidbron geheel van de omgeving wordt afgeschermd.

Figuur 79. Een abri.



6.3.3.2 Schermen

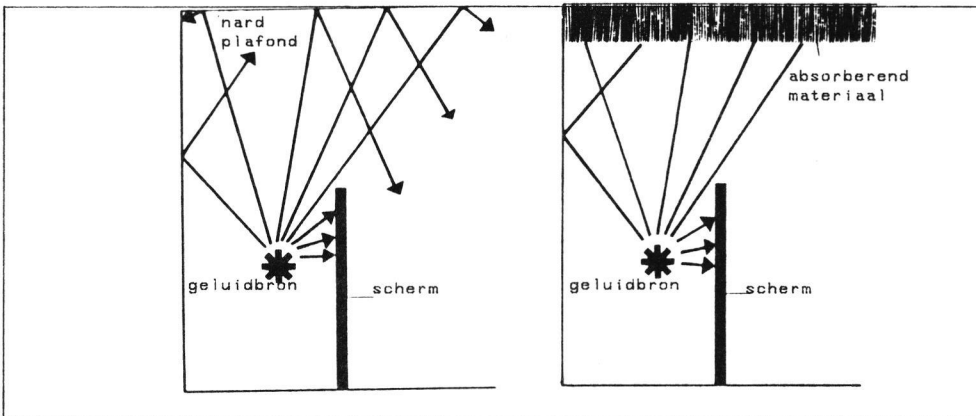
Onder een geluidsscherm in een fabriekshal verstaat men een (dunne) wand, die de directe geluiduitbreiding in een ruimte, of deel daarvan, door reflecties en gedeeltelijk ook door absorptie verhindert.

De afschermende werking is frequentie-afhankelijk en hangt van de omweg af die de geluidsgolf moet afleggen ten opzichte van de directe verbinding tussen bron en ontvanger als het scherm er niet zou zijn. Vanwege het buigingseffect van de geluidsgolf bij de rand van de afscherming kan gesteld worden dat lage frequenties slecht en hoge frequenties goed afgeschermd kunnen worden. Dit komt omdat laagfrequent geluid zonder intensiteitsverlies ombuigt langs randen en gaten, terwijl dat bij hogere frequenties veel minder het geval is.

Wanneer de geluidbron voor de ontvanger juist niet meer te zien is kan men op een niveauverlaging van ongeveer 5 dB(A) rekenen wanneer de bron voornamelijk middel- en hoogfrequent geluid bevat. Over het algemeen bedraagt de bereikbare vermindering niet meer dan 10 dB(A). Op grond

hiervan kunnen geen grote geluidverminderende eisen gesteld worden aan geluidschermen met een oppervlaktegewicht van ongeveer 3 tot 5 kg/m². De genoemde niveaudalingen gelden alleen voor geluiduitbreiding in het vrije veld en het directe geluidveld van een bron in een ruimte. Grotere niveaudalingen kunnen alleen bereikt worden door een verdergaande omsluiting van de bron (omkastingen, § 6.3.3.3). Vaak is het noodzakelijk absorberend materiaal aan de kant van de geluidbron op het scherm aan te brengen om ongewenste reflecties te voorkomen. Deze reflecties kunnen de werking van een scherm verminderen (zie figuur 80) of zelfs op een arbeidsplaats tussen bron en scherm een niveauverhoging veroorzaken.

Figuur 80. Voorbeeld van de werking van een scherm in combinatie met absorptiemateriaal aan het plafond.



Het resterende geluidniveau achter het scherm wordt voor een belangrijk deel bepaald door het indirecte geluid (het directe geluid is immers afgeschermd). Het is daarom van belang een scherm te combineren met een geluidabsorberende bekleding van reflecterende vlakken. Een belangrijk reflecterend vlak kan het plafond zijn, omdat via dit vlak de geluidgolven naar plaatsen achter het scherm worden gekaatsd.

Bij schermen en omkastingen wordt de geluidreductie die bij toepassing ervan verkregen wordt meestal 'tussenschakelverzwakking' genoemd. Hiermee wordt bedoeld het verschil in geluidniveau, uitgedrukt in dB, bij de ontvanger tussen de situatie zonder en met afscherming.

Tussenschakelverzwakking van schermen in het vrije veld

Maekawa (1968) heeft een grafische presentatie van de schermwerking gegeven, als functie van de golflengte en de omweg die de geluidgolven

moeten maken. De omweg wordt weergegeven door $\delta = A + B - d$ (zie figuur 81). De grafiek geldt voor een vlak, oneindig lang scherm, van geringe dikte, stijf en gesloten van uitvoering. Op de horizontale as is het getal van Fresnel (N) uitgezet, dit is het quotient van tweemaal de omweg en de golflengte:

$$N = \frac{2\delta}{\lambda} = \frac{2\delta f}{c}$$

Voor waarden van $N > 1$ is de schaal logaritmisch, voor $N < 1$ is de schaal aangepast.

Andere onderzoekers hebben deze grafische presentatie door middel van een (meer praktische) formule beschreven, namelijk:

$$\Delta L = 13 + 10 \lg (N) \quad \text{of ook wel}$$

$$\Delta L = 10 \lg (2\pi^2 N) \quad \text{of ook wel}$$

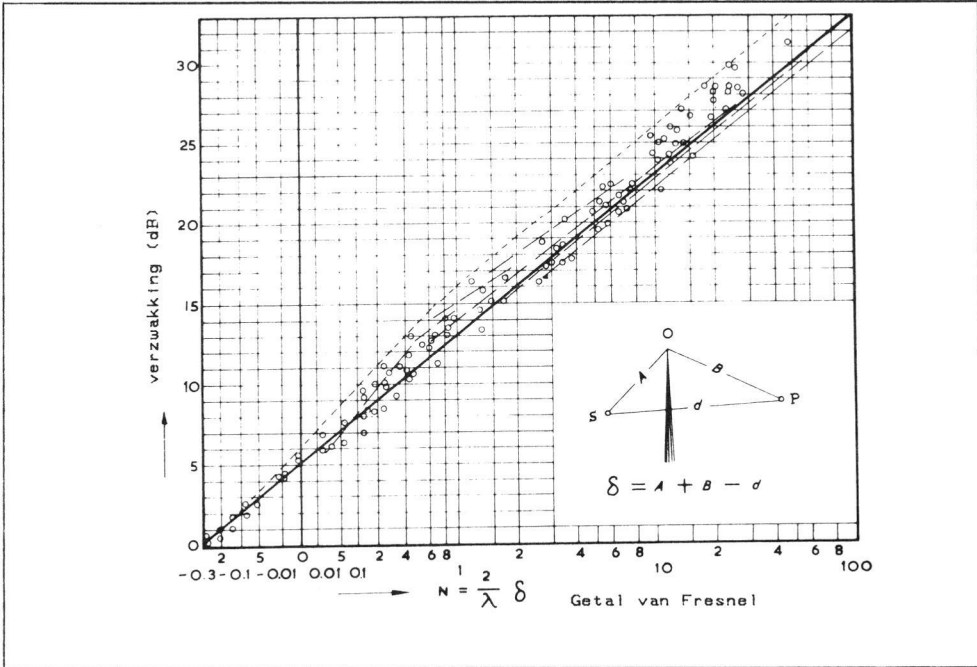
$$\Delta L = 10 \lg (20N)$$

In alle formules wordt verondersteld dat $N > 1$. Tevens geldt ook voor $N > 12,5$ dat $\Delta L \leq 24$ dB. De tussenschakelverzwakking ΔL voor $N < 1$ loopt dan naar ongeveer 5 dB bij $N=0$.

Met behulp van de grafiek in figuur 81 en de bovengenoemde formules kan voor iedere frequentie bij een gegeven schermhoogte en positie van het scherm ten opzichte van de bron en de ontvanger de tussenschakelverzwakking bij de ontvanger berekend worden voor vrije-veld-situaties, dat wil zeggen zonder de aanwezigheid van reflecties.

Figuur 81. Geluidverzwakking bij een oneindig lang scherm. De horizontale logaritmische as is aangepast voor $N < 1$. Onderzoek van diverse auteurs wordt vergeleken (Maekawa, 1968).

--- Redfearn; — Maekawa; ... Kirchhoff; o experimenten met gepulseerde tonen.



Tussenschakelverzwakking van schermen in fabriekshallen

De berekening van de tussenschakelverzwakking van schermen in hallen is een veel ingewikkelder zaak dan van schermen in het vrije veld. Dit komt door de reflecties die optreden bij wanden, vloer en plafond. Over het algemeen is de te bereiken tussenschakelverzwakking afhankelijk van:

- afmetingen en afstanden, vooral in verhouding tot de hoogte van het vertrek (of fabriekshal) waarin het scherm geplaatst wordt. Het effect van een scherm is groter naarmate de omweg groter wordt. Dit geldt zowel voor de verticale als horizontale omweg. Voor een goede werking dient een scheidingswand of scherm dan ook zo hoog en lang mogelijk te worden uitgevoerd.
- de materiaalk keuze: veel massa geeft een betere isolatie. Over het algemeen worden aan de geluidisolatie van een scherm geen bijzondere eisen gesteld, omdat geluidsniveauperlagen van meer dan 15 dB(A) niet haalbaar zijn. Een oppervlaktengewicht van 5 à 10 kg/m² is dan ook voldoende.

- De indeling en inrichting van het vertrek, reflecties en verstrooiing van het geluid rond het scherm door aanwezige objecten (machines e.d.), de mate van absorptie van plafond (vooral direct boven het scherm) en wanden.

Uitgebreide metingen zijn verricht en beschreven door Kurze (1977, 1980). Een samenvatting van de resultaten wordt hier gegeven.

Er zijn metingen verricht in grote kantoorvertrekken en in fabriekshallen. In beide gevallen betreft het 'platte' vertrekken (hallen) met hoogten van respectievelijk 2,70 en 3,50 meter. In de tabellen 8 en 9 zijn de meetresultaten samengevat.

In de kantoorvertrekken betreft het stelwanden van geluidabsorberend materiaal, met of zonder reflecterende kern en met reflecterende kastenwanden op grotere afstand. De waarden in de tabellen betreffen gemiddelde waarden en standaarddeviaties van tussenschakelverzwakkingen in de octaafband met middenfrequentie van 1000 Hz. Deze frequentie is karakteristiek voor spraak en diverse kantoormachines alsmede voor de A-gewogen niveauverlagingen van industrielawaai. In de fabriekshallen betreft het zowel eenvoudige schermen (geen zogenaamde geluidgordijnen) als gedeeltelijke scheidingswanden zowel uit reflecterend als absorberend materiaal.

Tabel 8. Gemiddelde tussenschakelverzwakking en standaarddeviatie (in dB) bij 1000 Hz van 42 metingen aan schermen in grote kantoorvertrekken, gemeten op 1,0 à 1,2 meter hoogte.

hoogte van het scherm in m	afstand bron-ontvanger		
	2-3 m	4-6 m	7-9 m
1,3 - 1,5	6,4 ± 2,8	5,4 ± 2,0	4,1 ± 2,4
1,5 - 2,2	8,3 ± 2,5	6,5 ± 1,6	6,0 ± 3,0

Tabel 9. Gemiddelde tussenschakelverzwakking en standaarddeviatie (in dB) bij 1000 Hz van 65 metingen aan schermen in fabriekshallen, gemeten op 1,6 meter hoogte.

hoogte scherm hoogte van de hal	afstand bron-ontvanger hoogte van de hal		
	< 0,3	0,3 - 1,0	1,0 - 3,0
< 0,3	7,4 ± 1,4	3,5 ± 2,1	
0,3 - 0,5	10	7,1 ± 1,8	4,5 ± 1,8
> 0,5		8,6 ± 1,7	6,3 ± 1,5

Uit tabel 9 kan geconcludeerd worden dat lage schermen ($< 0,3 \cdot \text{halhoogte}$) alleen bij kleine afstanden tussen bron en ontvanger ($< 0,3 \cdot \text{halhoogte}$) belangrijke tussenschakelverzwakkingen van meer dan 5 dB bewerkstelligen.

Bij schermen van 0,3 tot 0,5 maal de halhoogte is de afscherming effectief tot afstanden tussen bron en ontvanger gelijk aan de halhoogte.

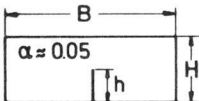
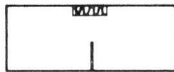
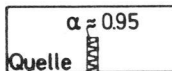
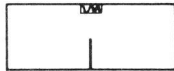

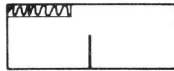
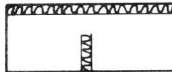
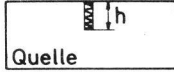
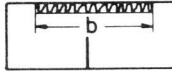
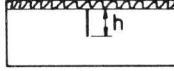

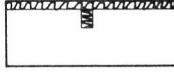
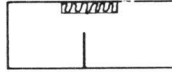
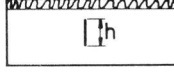

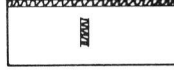
Alleen bij schermen hoger dan de helft van de halhoogte wordt voor een grote ruimte een tussenschakelverzwakking van ongeveer 6 tot 10 dB bereikt.

Bij de metingen waarvan de resultaten zijn weergegeven in tabel 9 is er in de meeste gevallen sprake van een reflecterend plafond en reflecterende objecten. In andere onderzoeken (o.a. Kurze, 1980) wordt het effect van absorberend materiaal boven het scherm aangetoond. Het effect van schermen in galmende ruimten neemt sterk met de afstand tot het scherm af. Dit wordt duidelijk geïllustreerd door de meetresultaten van een onderzoek van Jeske door Kurze (1980) samengevat in tabel 10. In een ruimte, waarin de hoogte, de breedte en de lengte zich verhouden als 1 : 2,5 : 5, en de gemiddelde absorptiecoëfficiënt 0,05 bedraagt, bedraagt de tussenschakelverzwakking 2 à 3 dB voor een niet absorberend scherm dat 0,6 à 0,8 maal zo hoog is als de hoogte van de ruimte. Met een absorberend scherm bedraagt de tussenschakelverzwakking al 6 à 8 dB en met een absorberend plafond ($\alpha = 0,95$) 16 à 19 dB.

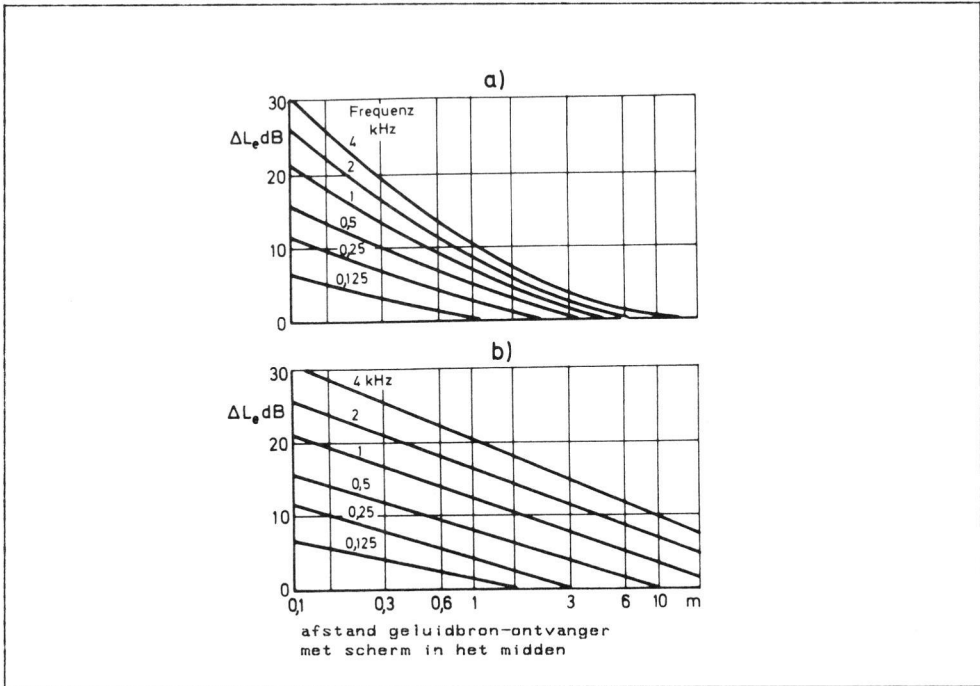
Conclusies die uit de gegevens in de tabel getrokken kunnen worden zijn:

- Gedeeltelijke scheidingswanden en schermen brengen meestal alleen in combinatie met geluidabsorberende bekleding een wezenlijke verbetering.
- Van belang is het resultaat dat bij het aanbrengen van een gedeeltelijke plafondbekleding symmetrisch ten opzichte van de gedeeltelijke scheidingswand ($B/b \sim 1,25$ à 2) bijna dezelfde verbetering bereikt wordt als bij een geheel bekleed plafond.

Tabel 10. Tussenschakelverzwakking (ΔL_e) bij diverse verhoudingen van schermhoogte (h) en halhoogte (H), en hoeveelheid aangebrachte absorptiemateriaal (b) in verhouding tot de breedte van de hal (B) en de plaats van het scherm (Kurze, 1980) (h, H, b en B in meters).

$\Delta L_e/dB$			$\Delta L_e/dB$			
$h/H = 0,8 \quad h/H = 0,6$			$h/H = 0,8 \quad h/H = 0,6$			
	3	2		5	10	8
	8	6		8	9	8
	16	14		2.5	9	7
	19	16		6	5	
	125	16		11	8	
	2	14		11	9	
	2.5	13		-	8	
	4	12		-	11	

Figuur 82. Tussenschakelverzwakking van een scherm geplaatst in een geluidveld van een grote bron
a. in ruimte met weinig absorptiemateriaal;
b. in ruimte met veel absorptiemateriaal (ook in vrije veld).



Materiaalkeuze

De meeste materialen voor schermen zijn gelijkwaardig. Bij abri's heeft de toepassing van sterk absorberende materialen aan de ontvangerzijde voordelen. Dit heeft namelijk een grotere tussenschakelverzwakking tot gevolg door het voorkomen van reflecties binnen de abri.

Toegepast worden:

- reflecterende schermen van metselwerk, staal, glas, hout of kunststof;
- gedeeltelijk absorberende schermen van bijvoorbeeld houtwolplaten;
- zeer sterk absorberende schermen van vezelmateriaal met geperforeerd metalen of kunststof afdekking.

6.3.3.3 Omkastingen en cabines

Algemeen

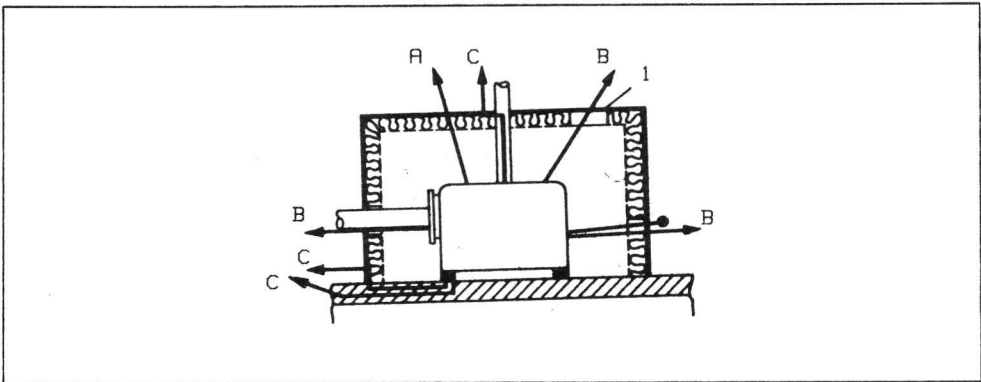
Geluidisolierende omkastingen zijn vaak de enige overblijvende mogelijkheid om de geluidemissie van machines of machinedelen in te perken. Het grote voordeel van dit type lawaaibestrijding is dat het geluidniveau al in de onmiddellijke nabijheid van de bron afneemt en daardoor ook op de dichtbij gelegen arbeidsplaatsen, dit vaak in tegenstelling tot wanneer schermen worden toegepast.

Bij hele grote machines is het vaak eenvoudiger om geluidwerende cabines waarin de werknemer verblijft te installeren in plaats van de machine te omkassen. In het algemeen gelden dezelfde regels voor omkastingen en cabines.

In de Duitse norm VDI 2711 "Schallschutz durch Kapselung" worden speciaal voor niet terzake kundige technici richtlijnen gegeven voor de toepassing van omkastingen. Deze norm dient als basis voor dit hoofdstuk.

Geluidisolierende omkastingen zijn gehele of gedeeltelijke omkastingen van geluidbronnen. Ze kunnen bestaan uit zowel nauw over de machine (delen) sluitende kasten als uit betreedbare kamers. De geluidniveauvermindering buiten de omkasting wordt bepaald door de luchtgeluidisolatie van de kast en de absorptiecoëfficiënt van de binnenzijde van de wand. Verondersteld wordt dat de betreffende geluidbron trillingsvrij is opgesteld waardoor er geen trillingen via de vloer worden afgestraald naar de ontvanger. Is dit niet het geval dan moet dit gebeuren om de werking van de omkasting optimaal te maken. Dit kan gemakkelijk worden nagegaan door een andere bron (bijvoorbeeld luidspreker) die geen contactgeluid produceert op de plaats van de machine te plaatsen, de betreffende machine uit te schakelen en de isolatie te meten. Wanneer met de ingeschakelde machine contactgeluid geïntroduceerd wordt zal de isolatie minder zijn. Aan de hand van figuur 83 wordt duidelijk gemaakt hoe de overdrachtswegen van geluid vanuit een omkasting naar buiten treden.

Figuur 83. Geluidoverdrachtswegen.



- A. Allereerst is er de luchtgeluidoverdracht door de omkasting.
- B. Vervolgens kunnen genoemd worden de luchtgeluidoverdracht door spleten, kieren en onvoorkoombare openingen zoals
- openingen ten behoeve van ventilatie;
 - openingen ten behoeve van aan- en afvoer van materiaal of producten;
 - doorvoeren van machinedelen door de wand; bijvoorbeeld assen, leidingen e.d.;
 - aansluitingen op overige aangrenzende bouwdelen (vloer, plafond, muren);
 - onderlinge aansluitingen van delen van de omkasting, waaronder ook deuren, ramen, observatie- en reparatieluiken.
- C. Tenslotte is er de contactgeluidoverdracht en afstraling van luchtgeluid door
- starre verbindingen van de bron met de omkasting of andere bouwdelen (voornamelijk de vloer) bijvoorbeeld door de bevestiging van de omkasting aan de machine, bij de doorvoeren van machinedelen (assen e.d.) of aan- en afvoerleidingen (ventilatie);
 - de overdracht van trillingen via de fundatie.

Evenals bij schermen is de isolatie van een omkasting frequentie-afhankelijk en wordt uitgedrukt in de tussenschakelverzwakking in dB. De tussenschakelverzwakking is de geluidreductie die verkregen wordt na aanbrengen van de omkasting ten opzichte van de situatie vóór het aanbrengen. Deze tussenschakelverzwakking is bepaald door de isolatie van de luchtgeluidoverdracht (weg A, figuur 83) maar wordt meestal beperkt door

openingen en kieren in de omkasting (weg B, figuur 83), alsmede door de contactgeluidoverdracht (weg C, figuur 83). De door de omkasting van een geluidbron verkregen geluidreductie ΔL bedraagt in het ideale geval

$$\Delta L = L_o - L_k = R_w + 10 \lg \alpha_w$$

waarin L_o = geluidniveau voor omkasting

L_k = geluidniveau na omkasting

R_w = luchtgeluidisolatiewaarde van de omkasting

α_w = absorptiecoëfficiënt binnenzijde wand van de omkasting.

Door het aanbrengen van een omkasting zal door reflecties het geluidniveau binnen de omkasting toenemen. De tussenschakelverzwakking is daarom ook afhankelijk van de absorptiecoëfficiënt (α_w) van de binnenzijde van de wanden (en plafond) van de omkasting.

Maximale geluidreductie wordt verkregen wanneer $\alpha_w = 1$. De tussenschakelverzwakking wordt dan in het ideale geval (geen trillingen, geen openingen, kieren) uitsluitend bepaald door de luchtgeluidisolatie R_w . In de praktijk is de absorptiecoëfficiënt van de toegepaste materialen < 1 . Er treedt dan een verlies op van $10 \lg \alpha_w$.

Behalve de noodzakelijke geluidreductie moet veelal aan diverse andere eisen worden voldaan, zoals:

- ventilatie in verband met warmte-afgifte;
- openingen voor materiaal af- en aanvoer;
- zichtbaarheid ten behoeve van controle op het proces;
- toegankelijkheid in verband met bediening en onderhoud;
- demonteerbaarheid in verband met onderhoud;
- eisen ten aanzien van brand- en explosiegevaar.

Bepaling van de vereiste demping

Zoals gesteld is de te bereiken tussenschakelverzwakking beperkt. Eenvoudige lichte omkastingen behalen een verzwakking van 5 à 10 dB(A). Zeer zware omkastingen, zonder openingen en zonder kieren kunnen verzwakkingen bereiken van 30 tot 40 dB(A). Het zal duidelijk zijn dat met het toenemen van de verzwakking duurdere, ingewikkelder voorzieningen getroffen moeten worden, die niet altijd nodig zijn. Een verlaging van het geluidniveau tot onder de schadelijke grens van 80 dB(A) is echter in alle gevallen gewenst. Dit geluidniveau is echter niet alleen afhankelijk van de beschouwde (te omkassen) machine, maar ook van alle andere

machines te zamen in de ruimte. De aan de geluidreductie van de omkasting te stellen eisen zullen dus ook afhankelijk zijn van het geluidniveau, veroorzaakt door alle overige machines. Aan de hand van een voorbeeld zal dit worden toegelicht.

Het geluid dat door alle overige machines geproduceerd wordt noemen we wel L_{rest} (ook wel achtergrondniveau). Het geluidniveau L_o van de beschouwde machine en L_{rest} bepalen het totale geluidniveau op de beschouwde arbeidsplaats: L_{tot} . Zijn deze waarden respectievelijk 82,0 en 75,0 dB(A) dan bedraagt het totale geluidniveau $L_{tot} = 83,6$ dB(A).

Wanneer het geluidniveau van de machine gereduceerd wordt van 82 tot 80 dB(A) dan zal het totale niveau nog boven de grens van 80 dB(A) uitkomen, namelijk $L_{tot} = 81,2$ dB(A). De reductie moet dus meer bedragen dan $82-80 = 2$ dB(A). De reductie moet zoveel bedragen dat de som van L_{rest} en L_o niet meer dan 80 dB(A) bedraagt. Er moet dus nog een correctiewaarde worden toegevoegd die het verschil tussen de grenswaarde L_{gr} (=80 dB(A)) en het achtergrondniveau (L_{rest}) in rekening brengt. Deze op een halve eenheid afgeronde correctiewaarden zijn in tabel 11 opgenomen.

Voor L_o wordt dan een waarde gevonden van 78,5 dB(A), waarmee de reductie $82 - 78,5 = 3,5$ dB(A) bedraagt.

Tabel 11. Correctiewaarden die van de grenswaarde L_{gr} moeten worden afgetrokken om het geluidniveau van de omkaste machine (L_k) te vinden bij een gegeven verschil tussen de grenswaarde en het resterende geluidniveau (L_{rest}) ($L_{gr} = 80$ dB(A)).

$L_{gr} - L_{rest}$	L_k in dB(A)
0	$L_{gr} - 10$
1	$L_{gr} - 7$
2	$L_{gr} - 4,5$
3	$L_{gr} - 3$
4	$L_{gr} - 2$
5	$L_{gr} - 1,5$
6	$L_{gr} - 1$
7	$L_{gr} - 1$
8	$L_{gr} - 1$
9	$L_{gr} - 0,5$
> 10	L_{gr}

Wanneer het niveauverschil tussen de grenswaarde en het achtergrondniveau groot genoeg is, dat wil zeggen meer dan 10 dB(A), dan is het voldoende een omkasting met een tussenschakelverzwakking gelijk aan het verschil met de grenswaarde, aan te brengen.

Anderzijds wanneer er geen verschil is tussen de grenswaarde en het achtergrondgeluidniveau moet het geluidniveau van de omkaste machine L_k minstens 10 dB(A) onder het achtergrondniveau liggen.

Vanzelfsprekend kan alleen dan het geluidniveau tot beneden de grenswaarde worden verlaagd door omkasting van een machine(deel) wanneer het resterende geluidniveau ook beneden deze grens ligt. Wanneer dit laatste niet het geval is zal bij de dimensionering van een omkasting rekening moeten worden gehouden met het feit dat in de toekomst andere machine(delen) worden omkast of anderszins worden aangepast waardoor het resterende geluidniveau zal afnemen. In voorgaand voorbeeld zijn de waarden uitgedrukt in dB(A). Voor een nauwkeurige berekening moet een en ander in octaafbanden of tertsbanden worden uitgevoerd.

De tussenschakelverzwakking wordt mede beperkt door de aanwezige openingen, kieren en spleten. In tabel 10 is de begrenzing aangegeven bij een bepaald percentage open oppervlak.

Tabel 12. Invloed van het open oppervlak op de tussenschakelverzwakking.

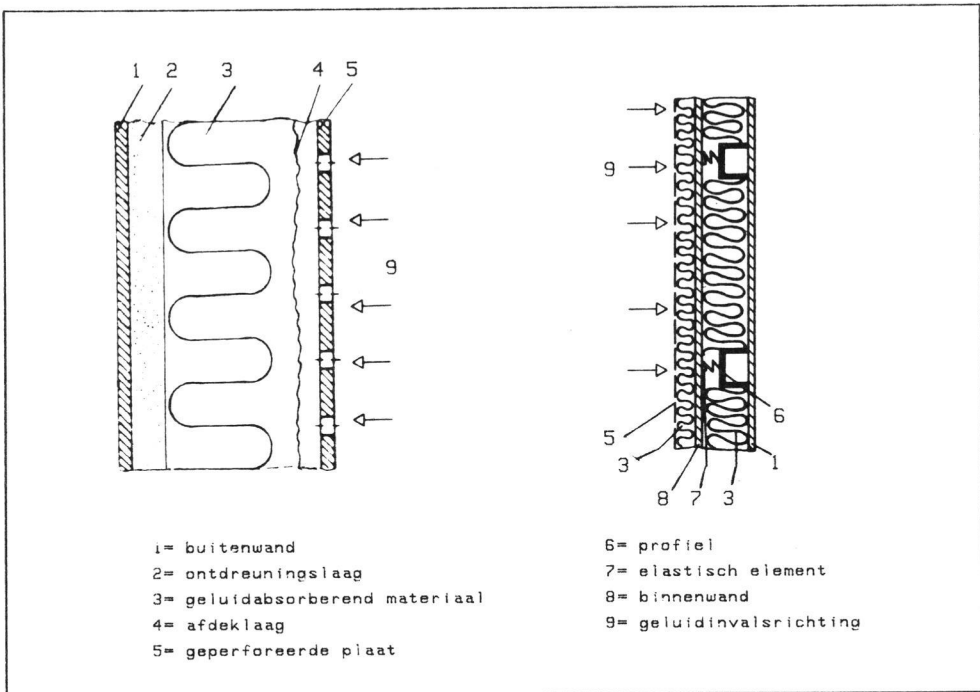
percentage open oppervlak			maximaal bereikbare tussenschakelverzwakking
10	(0,1	deel van het oppervlak)	10 dB(A)
1	(0,01	deel van het oppervlak)	20 dB(A)
0,1	(0,001	deel van het oppervlak)	30 dB(A)
0,01	(0,0001	deel van het oppervlak)	40 dB(A)

Uitvoering van omkastingen

Er kunnen drie groepen van uitvoeringen van geluidwerende omkastingen worden onderscheiden; de verschillen zitten voornamelijk in de hogere oppervlaktegewichten, de dichtheid en de contactgeluidisolatie:

- geluiddempende gordijnen;
- lichte enkelvoudige wandconstructie (zie figuur 84);
- dubbelvoudige en zware enkelvoudige wandconstructies (zie figuur 84).

Figuur 84. Opbouw van een enkelvoudige (A) en een dubbelvoudige wandconstructie (B).



Omkastingen voor industriële toepassingen worden veelal uitgevoerd in staalplaat met een dikte van 1 tot 3 mm, die aan de binnenzijde voorzien is van een geluidabsorberende laag. Daarnaast kan in bepaalde gevallen hout of steen als constructiemateriaal worden toegepast. In figuur 84 is de opbouw van een enkelvoudige geluidisolierende wand van een omkasting weergegeven. Veelal wordt als absorptiemateriaal steenwol (persing 50-100 kg/m³) of glaswol (persing 25-50 kg/m³) toegepast in dikten die variëren van 50 tot 200 mm. Voor de gevallen waar het absorptiemateriaal verstopt zou kunnen raken door stof, vuil of vocht wordt dit afgedekt met bijvoorbeeld een kunststoffolie (dikte < 30 µm).

Om beschadiging te voorkomen wordt het geheel veelal afgedekt met een geperforeerde plaat waarvan de perforatiegraad bij voorkeur groter is dan 30%.

Figuur 84 toont ook een dubbelvoudige wandconstructie. Hoe groter de afstand tussen beide wanden en hoe lichter de wanden des te lager ligt de resonantiefrequentie van de wand. Daardoor komt deze beneden het kritische gebied te liggen. Over het algemeen kiest men afstanden tussen 5 en 10 cm en oppervlaktegewichten van de wanddelen van ongeveer 10 kg/m². De tussenruimte wordt met geluidabsorberend materiaal gevuld (zie

ook § 6.3.2). Om de contactgeluidoverdracht tegen te gaan moeten binnen- en buitenwand volledig gescheiden geconstrueerd worden, of zoals in figuur 84 is te zien, gescheiden worden door elastische (verende) elementen. Starre verbindingen moeten zoveel mogelijk worden vermeden. Ontdreuningsmateriaal kan ook worden toegepast zowel op binnen- als buitenwand. Aan de binnenzijde van de omkasting moet geluidabsorberend materiaal worden aangebracht. De wandopbouw van schermen en abri's is veelal identiek aan die van omkastingen.

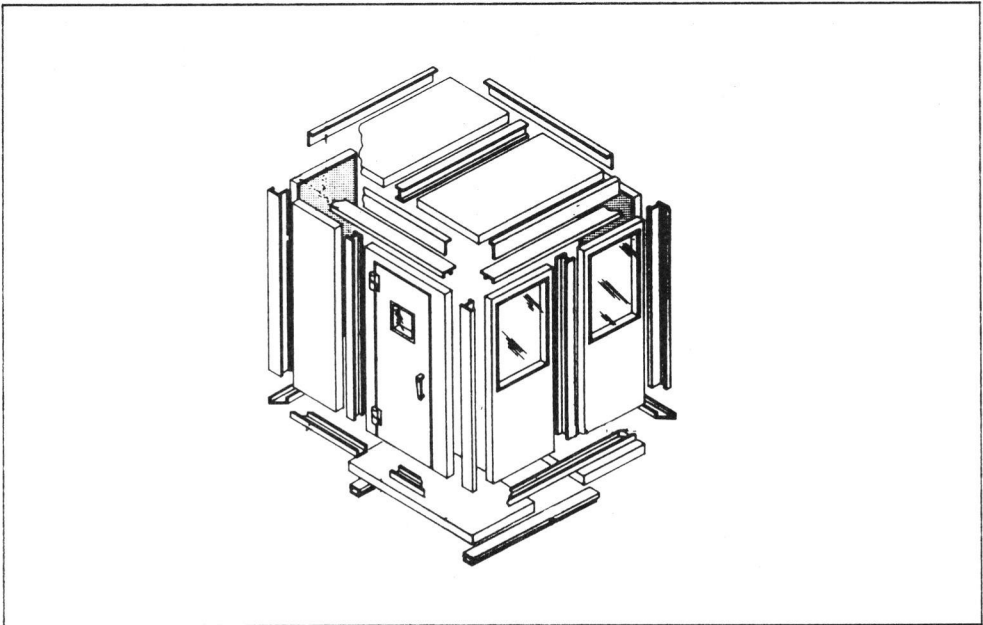
Bij de opbouw van omkastingen zijn de volgende elementen van groot belang voor het verkrijgen van de optimale geluidisolatie:

- ramen De afdichting is zeer belangrijk, evenals de geluidisolatie van glas, waarbij de grensfrequentie een rol kan spelen.
- deuren, alsmede bewegende ramen en luiken dienen zeer goed afsluitbaar te zijn (kierafdichtingen). Veelal worden knevelsluitingen toegepast om voldoende aandrukkracht te krijgen.
- openingen beïnvloeden in grote mate de isolatie (zie tabel 12). Vaak moeten machines gekoeld worden. Door omkasting wordt de koeling belemmerd en zullen hiervoor voorzieningen moeten worden getroffen, zoals het inbouwen van een scheidingswand tussen aangevoerde lucht en af te voeren lucht, en ventilatoren e.d. (zie figuur 86). Ook zijn veelal openingen nodig voor de aan- en afvoer van materiaal en producten. Ze dienen zo klein mogelijk gehouden te worden. De geluidlekken kunnen verkleind worden door geluiddempende openingen toe te passen in de vorm van coulissendempers of door het toepassen van flappen van rubber of pvc (zie figuur 87). Ook op overige kierafdichtingen moet gelet worden.
- doorvoeren, zoals nodig ten behoeve van elektrische en/of hydraulische installaties, ventilatiekanalen, assen, waterleidingen en dergelijke, mogen geen contact maken met de wand van de omkasting ter voorkoming van contactgeluidoverdracht (zie figuur 88). Ook moet rekening gehouden worden met eventuele expansie en andere bewegingen van leidingen.
- trillingsoverdracht tussen vloer en omkasting dient te worden voorkomen. Dit kan door de kast bijvoorbeeld op rubber veren op te stellen. Andere toegepaste materialen zijn vilt en elastische kunststoffen. Gelet moet worden op een juiste invoering

en afveerfrequentie. Er mogen geen starre verbindingen zijn tussen omkasting en ondergrond (zie figuur 89).

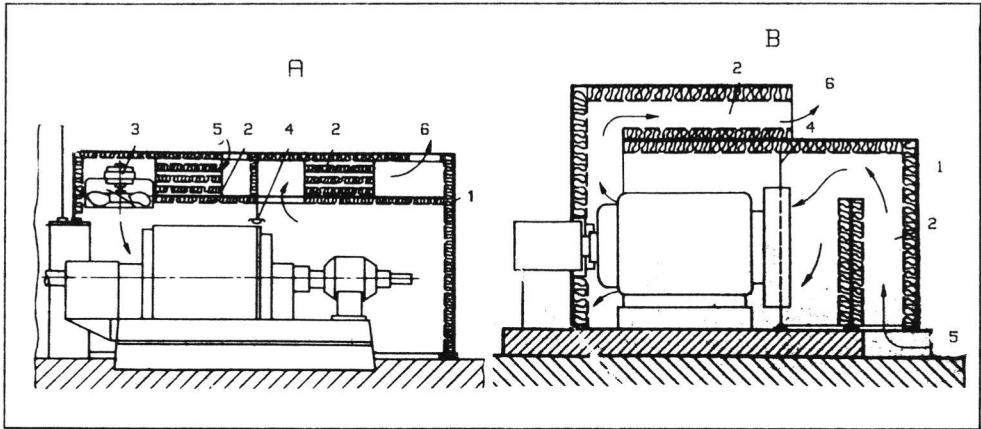
Omkastingen worden meestal geleverd als modulesysteem (figuur 85) en kunnen daardoor over het algemeen vrij eenvoudig in en uit elkaar gehaald worden. Bijna elke gewenste maat kan hiermee gerealiseerd worden en ook kunnen gedeeltelijk verrijdbare compartimenten worden geconstrueerd.

Figuur 85. Opbouw uit modulen van een omkasting of cabine.

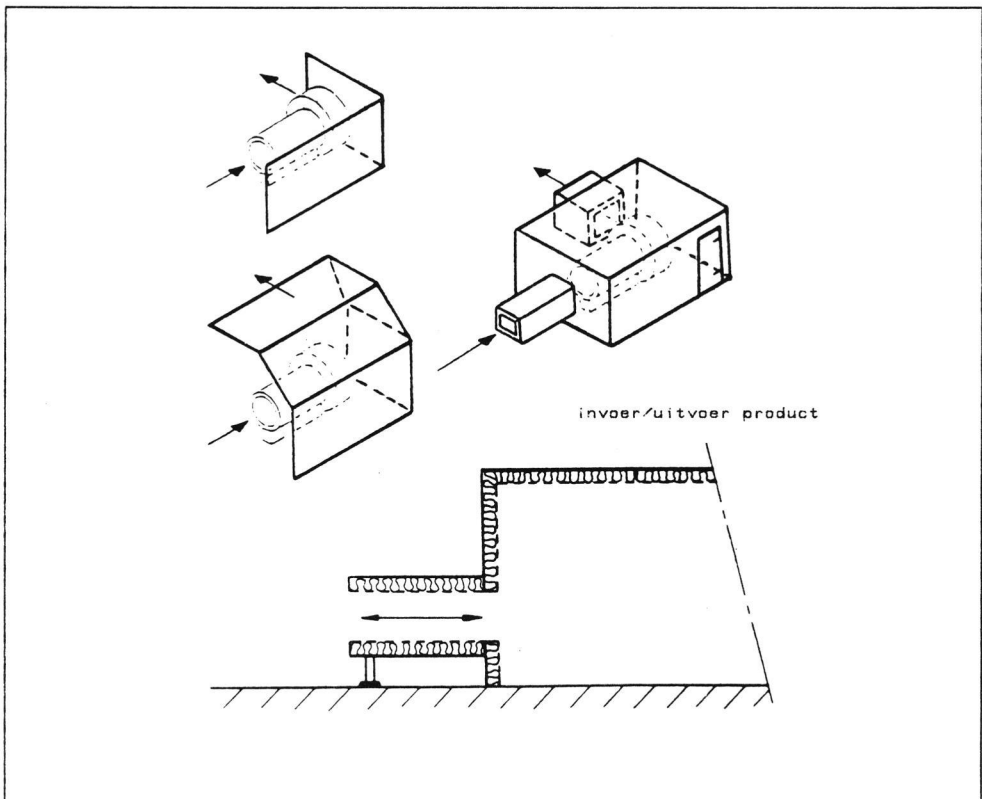


Figuur 86. Ventilatievoorzieningen bij een omkaste generator (A) en electromotor (B).

- | | |
|------------------|---|
| 1 = kastwand | 2 = gedempte aan- en afvoerkanalen |
| 3 = ventilator | 4 = scheidingswand tussen aan- en afvoerkanalen |
| 5 = luchtaanvoer | 6 = luchtafvoer. |

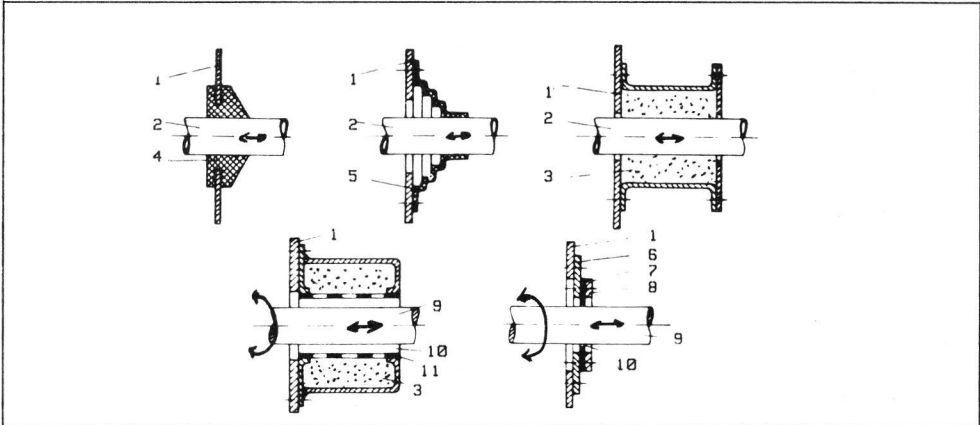


Figuur 87. Voorbeelden van mogelijke schermen en omkastingen bij een bepaalde materiaalstroom en constructie van coulissendemper.



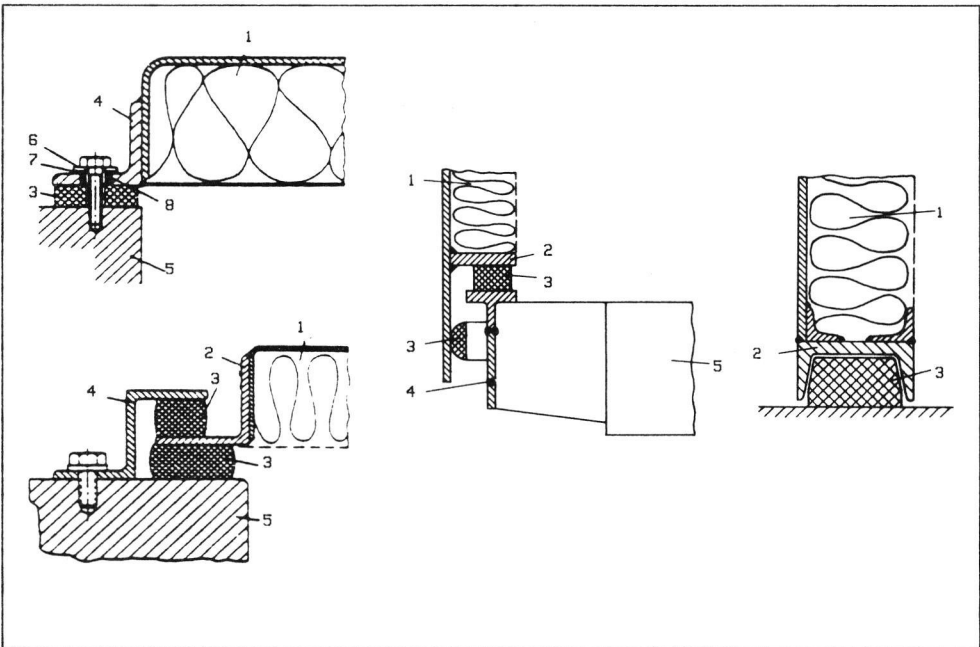
Figuur 88. Voorbeelden van leiding- en/of asdoorvoer.

- | | |
|---------------------------------|----------------------------|
| 1 = wandomkasting | 6 = tussenring |
| 2 = leiding | 7 = messing plaat 1 mm dik |
| 3 = geluidabsorberend materiaal | 8 = spanring |
| 4 = rubber doorvoer | 9 = doorgevoerde as |
| 5 = rubber manchet | 10 = luchtspleet |
| | 11 = geperforeerde plaat |



Figuur 89. Voorbeelden van trillinggeïsoleerde opstellingen.

- | | | |
|-------------------------|-----------------------------|----------------------------------|
| 1 = wandomkasting | 2 = bevestigingslijst | 3 = doorgaande rubber-afdichting |
| 4 = bevestigingsprofiel | 5 = vaste gebouwconstructie | 6 = metalen schijf |
| 7 = rubber schijf | 8 = rubber huls. | |



Tabel 13. Uitvoeringswijzen van omkastingen en hun tussenschakelverzwakking.

uitvoeringswijze	open oppervlak	bijzonderheden	tussenschakelverzwakking in dB(A)
geluidisolerende gordijnen	< 10%	-	5-10
enkele wand zonder geluidabsorptie	< 5%	relatief grote openingen, niet ontdreund	10-15
enkele wand met geluidabsorptie	< 0,5%	openingen afgesloten met rubber flappen goede paneelaansluiting	15-20
enkele wand met ontdreuning en geluidsabsorptie	< 0,1%	als boven, echter openingen afgesloten met geluid-dempers, goed sluitende deuren	20-25
dubbele wand met geluidabsorptie of gemetselde enkele wand + absorptie	< 0,1%	als boven, geluidisolerende beglazing	25-30
als boven	<< 0,1%	geen kieren trillingisolatie	30-40

Gebruiksaspecten van akoestische afscherming

Bij het toepassen van akoestische afscherming is het noodzakelijk inzicht te hebben in de gebruiksaspecten hiervan. Afgezien van de akoestische aspecten zijn er de ergonomische aspecten waarmee rekening gehouden moet worden bij het plaatsen ervan, zoals:

- ruimte en afmetingen;
- klimaat;
- licht;
- signalen en informatie;
- communicatiemiddelen;
- veiligheid;
- onderhoud.

In een onderzoeksrapport van DHV (1986) wordt uitgebreid ingegaan op alle gebruiksaspecten. Hierna volgen de belangrijkste richtlijnen voor enkele genoemde ergonomische aspecten.

De dimensionering, vormgeving en aankleding van werkruimten moeten gericht zijn op de taakuitvoering en een 'opgesloten' gevoel voorkomen. De afmetingen moeten afgestemd zijn op het aantal aanwezige personen. Er moet voldoende arm- en beenruimte zijn, ruimte voor bewegingen, ook voor bukken en knielen, zonder kans zich te stoten. De afgeschermdde ruimte moet ook goed toegankelijk zijn.

Een cabine en in mindere mate een abri of scherm kunnen behalve voor geluidreductie ook dienen voor het creëren van een goed klimaat op de werkplek. Door een goede airconditioning afgestemd op aantal mensen en aanwezige warmtebronnen, gevaarlijke stoffen en soort werk, kunnen luchtsnelheden, temperatuur en vochtigheid geregeld worden. Situering van deuren en inblaasopeningen is hierbij belangrijk. Ventilatieopeningen vormen nogal eens geluidlekken.

Licht kan in cabines en achter abri's en schermen hinderlijke reflecties veroorzaken. Deze kunnen voorkomen worden door een goede situering van werkplek en schermen ten opzichte van ramen (eventueel zonwering toepassen) en van een juiste opstelling van de armaturen. De verlichtingssterkte is afhankelijk van het soort werk.

Vaak moeten werknemers op de arbeidsplaats signalen kunnen waarnemen. Dit kunnen zowel akoestische als visuele signalen zijn. Wanneer deze signalen noodzakelijk zijn voor veiligheid en de goede uitvoering van het werk mogen schermen e.d. de ontvangst ervan niet verhinderen. Dit geldt ook voor spraak, waar dit nodig is. Eventueel moeten hiervoor extra communicatievoorzieningen worden aangebracht.

Zoals in het voorgaande is vermeld mogen veiligheidssignalen door de voorzieningen niet gehinderd worden. Andere veiligheidsaspecten zijn: brandveiligheid, mechanische- en elektrische veiligheid, bescherming tegen explosiegevaar, toxische stoffen en diverse soorten straling. Afhankelijk van het soort gevaar moet gedacht worden aan (explosieveilige) vluchtdeuren en vluchtwegen, afzuiging en ventilatie. Schermen e.d. kunnen ook tegen andere invloeden dan geluid bescherming bieden.

LITERATUUR

- ALSTER, M. Geluidabsorberende bekleding van werkplaatsen, wanneer wel en wanneer niet doelmatig? Metaalbewerking, jrg 43, nr 16, augustus 1977, pp. 341-344
- ARBEIDSINSPECTIE. Lawaai op de Arbeidsplaats, Publicatieblad P166, deel 1 algemeen en deel 2 Gehoorbeschermingsmiddelen. Directoraat-Generaal van de Arbeid. Voorburg, 1987.
- BERANEK, L.L. e.a. Noise and Vibration Control. Mc Graw-Hill Book Company. New York, 1971.
- BERG, R. VAN DEN. Lawaaibestrijding. Achtergronden, aanpak en methoden. Praktijkvoorbeelden. NIPG-TNO publikatienummer 85027. Leiden, oktober 1985. ISBN 90-6743-074-9
- BOND VOOR MATERIALENKENNIS, STUDIEKERN GELUID. Geluid en luchtverbruik van blaaspistolen. Zwijndrecht, 1982.
- BOND VOOR MATERIALENKENNIS, STUDIEKERN GELUID. Geluidabsorberend materiaal en geluidschermen in fabrieken en werkplaatsen. Zwijndrecht, 1981.
- COMMISSIE VOOR ARBEIDSGENEESKUNDIG ONDERZOEK (CARGO-TNO). Richtlijnen voor de bestrijding van industrielawaai. Den Haag, 1972.
- COPS, A. Absorptie-eigenschappen van baffles voor lawaai-beheersing in industriële ruimten. Geluid en Omgeving, juni 1985, pp. 35-39
- DHV. RAADGEVEND INGENIEURSBUREAU B.V. (J.H. JANSSEN, L.T. KEELING, W. DE GRAAF). Onderzoek gebruiksaspecten van schermen,abri's en cabines. ICG-LA-HR-05-01, Ministerie van Sociale Zaken en Werkgelegenheid. Voorburg, augustus 1986 (conceptrapport).
- EG-COUNCIL Directive on the protection of workers from the risks related to exposure to chemical, physical and biological agents at work (80/1107/EEC). Official Journal of the European Communities. December, 1980. Nr L 327/8-12
- EG-RICHTLIJN van de raad van 12 mei 1986 betreffende de bescherming van werknemers tegen de risico's van blootstelling aan lawaai op het werk (86/118/EEG). Official Journal of the European Communities. Mei 1986, no L137/28
- GINN, K.B. Architectural Acoustics, Brüel & Kjaer, Naerum Denmark. November, 1978.
- HARRIS, M.C. Handbook of Noise Control. Mc Graw-Hill Publishing Co. New York, 1979. ISBN 0-07-026814-2
- HASSALL, J.R., K. ZAVERI. Acoustic Noise Measurements. Brüel & Kjaer, Naerum, Denmark. January, 1979.
- HECKL, M., H.A. Müller. Taschenbuch der Technischen Akustik. Springer-Verlag. Berlin, 1975. ISBN 3-540-06780-9

ICG-INTERDEPARTEMENTALE COMMISSIE GELUIDHINDER, diverse auteurs.

Onderzoekproject LA-02. Diverse rapporten over de stand van de techniek van lawaaibestrijding. O.a. over

persluchtsystemen	(LA-02-02)
houtbewerkingsmachines	(LA-02-03)
handgereedschap	(LA-02-04)
leidingsystemen	(LA-02-05)
intern transport	(LA-02-06)
kunststofverwerking	(LA-02-07)
mechanische overbrengingen	(LA-02-08)
electrische machines	(LA-02-09)
bouw- en wegenbouwmachines	(LA-02-10)
verspanende bewerkingen in de metaalindustrie	(LA-02-11)

KOSTEN, C.W. Bouwfysica I (alleen akoestiek). Laboratorium voor Technische Natuurkunde. Technische Hogeschool. Delft, 1964.

KUHN, H.D. Möglichkeit und Grenzen der Minderung vor Luftschallpegeln durch Raumakustische Massnahmen. Zeitschrift für Lärmbekämpfung 28, 1981. Pp 192-197

KURTZ, P. Lärmarm Konstruieren, Forschung, Erkenntnisse, Anwendung. Bundesanstalt für Arbeitsschutz. Dortmund, oktober 1985.

KURZE, U.J. e.a. Erfahrungen mit Schallschirmen in Arbeitsräumen. Forschungsbericht nr 168. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Dortmund, 1977. ISBN 3-920-320-97-2.

KURZE, U.J. e.a. Schallschutz durch Teilkapselung (Abschirmung im Na-feld). Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Forschungsbericht nr 212. Dortmund, 1979. ISBN 3-88314-064-3

KURZE, U.J. Schallschutz durch Abschirmung - Grundlagen zum Entwurf der VDI Richtlinie 2720. Forschungsbericht nr 164. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Dortmund, 1980. ISBN 3-920-320-94-8.

LAZARUS, H. Schallausbreitung in Fabrikhallen. Forschungsbericht nr 173. Bundesanstalt für Arbeitsschutz und Unfallforschung. Dortmund, 1978.

LICHTVELD, W.J., e.a. Luchtgeluidisolatie. Cursus Hogere Akoestiek. Antwerpen, 1974.

MAEKAWA, Z. Noise reduction by screens. Applied Acoustics, 1 (1968). Pp 157-173

MEIER, A. VON, S. JOVICIC. Geluiduitbreiding in fabriekshallen. NAG publicatienummer 37, 1975. pp 30-47

MULDER, W., H.W. ROHNEN. Lärminderung und neue Technologien. Schriftenreihe Forschung Fb nr 461. Bundesanstalt für Arbeitsschutz. Dortmund, 1986. ISBN 3-88314-508-4

- PASSCHIER-VERMEER, W. Regelingen en aanbevelingen voor de aanpak van de lawaaiproblematiek in bedrijven ter voorkoming van gehoorschade door lawaai op de arbeidsplaats. NIPG-TNO publicatienummer 86026. Leiden, 1986. ISBN 90-6743-097-8
- PURCELL, W.E. Systems for noise and vibration control. Sound and Vibration 17 nr 1. Augustus, 1982.
- SACERDOTE, C.B., G. SACERDOTE. Acoustical behaviour of low rooms. Acoustica, volume 44, 1980. Pp 73-77
- SCHMIDT, H. Schalltechnischer Taschenbuch. VDI-Verslag. Düsseldorf, 1968.
- SCHMIDT, K.P. e.a. Lärminderung am Arbeitsplatz, Beispielsammlung. Forschungsbericht nr 283. ISBN 3-88314-184-4. Wirtschaftsverlag NW GmbH. Bremerhaven, 1981.
- STEENBRUGGE, B. VAN. Geluidbeheersing, Lawaaibestrijding. Uitgeverij Nijgh & van Ditmar. 's-Gravenhage, Rotterdam, 1975. ISBN 90-236-0154-8
- STEENBRUGGE, B. VAN, GERRITSEN EN TUKKER. Inventarisatie basiskennis geluidarm installeren. ICG-rapport LA-HR-03-01. Ministerie van Sociale Zaken en Werkgelegenheid. Voorburg, 1984.
- STRAATSMA, H. Geluidbewust construeren. Nr 10 uit de reeks Hofstad thema-uitgaven van het werktuigbouwkundig vaktijdschrift "De Constructeur". Zoetermeer, 1981.
- TUKKER, J.C. Inventarisatie basiskennis geluidarm construeren. Interdepartementale Commissie Geluidhinder. Rapport LA-HR-03-02. Ministerie van Sociale Zaken en Werkgelegenheid. Voorburg, 1984.
- TUTS, P. Bestrijding van lawaai in mechanische werkplaatsen, Metaalbewerking. Jrg 41, no 16. Augustus, 1975. Pp 329 e.v.
- VDI-RICHTLINIE 2570. Lärminderung in Betrieben, Allgemeine Grundlagen. Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Kommission Lärminderung. Düsseldorf, 1975.
- VDI-RICHTLINIE 2711. Schallschutz durch Kapselung. Verein Deutscher Ingenieure. VDI-Kommission Lärminderung. Düsseldorf, 1974.
- VDI-RICHTLINIE 3727. Schallschutz durch Körperschalldämpfung.
Blatt 1: Physikalische Grundlagen und Abschätzungsverfahren. Entwurf, Mai 1982.
Blatt 2: Anwendungshinweise. Entwurf, Februar 1982.
- VDI-RICHTLINIE 2567. Schallschutz durch Schalldämpfer (1971).
- VDI-RICHTLINIE 3720. Blatt 1: Lärmarm Konstruieren - Allgemeine Grundlagen (1980).
- WYNIA, Y.K. Onderzoek naar geluidabsorptie van industrieel toepasbare mineraalwol baffles. NAG publicatienummer 32. Juni, 1975. Pp 37-49

BIJLAGE 1

Artikel 179a van het Veiligheidsbesluit voor fabrieken of werkplaatsen (1938) (Stb 872)

1. Machines, werktuigen, apparaten of installaties moeten van zodanige constructie zijn, zodanig ingericht, opgesteld of ondersteund zijn en zodanig onderhouden worden, dat zij bij het in werking zijn geen schadelijk geluid veroorzaken, tenzij zulks redelijkerwijze niet kan worden gevergd.
2. Het verrichten van werkzaamheden moet zodanig geschieden dat daarbij geen schadelijk geluid wordt veroorzaakt, tenzij zulks redelijkerwijze niet kan worden gevergd.
3. Indien de uitzondering, vervat in de laatste zinsnede van het eerste of tweede lid, van toepassing is, moeten doeltreffende voorzieningen aangebracht zijn, waardoor zoveel mogelijk wordt voorkomen dat schadelijk geluid heerst in een ruimte waarin werknemers plegen te verblijven, tenzij zulks redelijkerwijze niet kan worden gevergd.
4. In gevallen waarin voorzieningen, aangebracht ingevolge het derde lid, de werknemers onvoldoende bescherming bieden tegen het schadelijk geluid en in gevallen waarin het aanbrengen van vorenbedoelde voorzieningen redelijkerwijze niet kan worden gevergd, moet het aantal werknemers dat aan schadelijk geluid wordt blootgesteld zoveel mogelijk beperkt zijn.
5. Onze Minister kan met betrekking tot alle fabrieken of werkplaatsen dan wel met betrekking tot fabrieken of werkplaatsen die behoren tot een door hem omschreven categorie het niveau vaststellen, waarboven geluid voor de toepassing van de leden 1 tot en met 4 wordt geacht schadelijk te zijn in de zin van die leden.
6. In gevallen, waarin werknemers kunnen worden blootgesteld aan een door Onze Minister voor de toepassing van dit artikellid vastgesteld schadelijk geluidsniveau, moeten doelmatige gehoorbeschermingsmiddelen in voldoende aantal beschikbaar zijn.

Gehoorbeschermingsmiddelen, als bedoeld in de vorige volzin, moeten in goede staat verkeren en zindelijk worden gehouden.

7. Onze Minister kan het niveau van schadelijk geluid vaststellen waarboven de ingevolge het zesde lid ter beschikking gestelde gehoorbeschermingsmiddelen door de werknemers moeten worden gebruikt.
8. De leden 1 tot en met 5 zijn met ingang van een bij Koninklijk besluit te bepalen tijdstip van overeenkomstige toepassing ten aanzien van hinderlijk geluid.
9. De leden 1 tot en met 5 zijn met ingang van een bij Koninklijk besluit te bepalen tijdstip van overeenkomstige toepassing ten aanzien van schadelijke trillingen, met dien verstande dat in het geval bedoeld in het derde lid doeltreffende voorzieningen moeten zijn aangebracht, waardoor zoveel mogelijk wordt voorkomen dat schadelijke trillingen rechtstreeks op het lichaam van de werknemer worden overgebracht, tenzij zulks redelijkerwijze niet kan worden gevergd.
10. Het negende lid is met ingang van een bij Koninklijk besluit te bepalen tijdstip van overeenkomstige toepassing ten aanzien van hinderlijke trillingen.

BIJLAGE 2

Paragraaf 3 uit de Nota van Toelichting op de wijziging van het Veiligheidsbesluit voor fabrieken of werkplaatsen 1938 en het Landbouwveiligheidsbesluit.

3. Redelijkerwijsclausule

De naleving van het bepaalde in de besluiten en de daarop gebaseerde door de minister vastgestelde normen is vereist, tenzij zulks redelijkerwijze niet kan worden geveegd. Wanneer het in acht nemen van de voor schadelijk geluid vastgestelde norm andere zwaarwegende belangen waarvoor de werkgever ook verantwoordelijk is, te zeer zou schaden, dient de werkgever tot een belangenafweging te komen, waarvan het resultaat op de redelijkheid wordt getoetst. Bij een dergelijke belangenafweging dienen met name de technische, operationele en economische haalbaarheid van geluidwerende maatregelen en de ernst van de situatie in beschouwing te worden genomen.

In beginsel dienen werkgevers zich te houden aan hetgeen gebruikelijk is in de betrokken bedrijfstak en overeenkomt met de stand van de lawaaibestrijdingstechniek.

Indien de financiële situatie van een bedrijf van dien aard is, dat de technisch in de bedrijfstak gebruikelijke voorzieningen niet kunnen worden getroffen, zal de werkgever niet zonder meer met een beroep op de redelijkerwijsclausule de in zijn bedrijf bestaande te hoge geluidsniveaus kunnen rechtvaardigen. De werkgever zal in ieder geval aannemelijk dienen te maken dat zijn beleid planmatig is gericht op de verwezenlijking van de gewenste situatie. Afspraken, gemaakt met de werknemers dan wel de werknemersvertegenwoordigers met betrekking tot een goede planmatige aanpak van de lawaaiproblematiek en de voorzieningen en maatregelen die in overeenstemming met deze afspraken reeds zijn getroffen, zullen een rol kunnen spelen bij de beoordeling of al dan niet terecht een beroep op de redelijkerwijsclausule wordt gedaan.

Akoestisch goede technische voorzieningen kunnen echter in bepaalde gevallen operationeel niet haalbaar zijn. Hierbij kan worden gedacht aan situaties waarin bijvoorbeeld de bereikbaarheid van de installa-

tie voor controle en onderhoud dan wel inspectie van het produkt wordt verminderd, de ventilatie- dan wel de koelmogelijkheden worden beperkt door het omkassen en het gebruik van geluidsisolerend materiaal, het gewicht van handwerktuigen wordt verhoogd door het inbouwen van dempers etc. In deze gevallen zal het aanbrengen van technische voorzieningen in redelijkheid niet kunnen worden gevergd.

Bij nieuwbouw en bij investeringen in nieuwe produktiemiddelen dient in een vroeg stadium aandacht te worden besteed aan de lawaaiproblematiek. Bij een beroep op de redelijkerwijsclausule in nieuwe situaties zullen niet de kosten worden beoordeeld voor aanvullende voorzieningen achteraf, maar de kosten welke gemaakt hadden moeten worden ten tijde van de bestelling van de nieuwe installatie of apparatuur. Wanneer blijkt dat geen aandacht aan de lawaaibestrijding werd besteed, zal niet met succes een beroep op de redelijkerwijsclausule kunnen worden gedaan. Evenmin zullen in het verleden opgelopen achterstanden zonder meer met een beroep op de redelijkerwijsclausule kunnen worden gelegitimeerd. Overigens zal in bestaande situaties rekening moeten worden gehouden met de economische levensduur van de machines. De economische levensduur als zodanig vormt evenwel geen absoluut gegeven: in die gevallen waarin bij overschrijding van de norm door het treffen van relatief eenvoudige voorzieningen een lager geluidsniveau gerealiseerd kan worden, zal dit ook in redelijkheid verlangd kunnen worden.

Wanneer door bepaalde investeringen de concurrentieverhoudingen te sterk zouden worden verstoord of de investerings- en exploitatiekosten in absolute zin te hoog zouden zijn, zal de werkgever zich op de redelijkerwijsclausule kunnen beroepen.

Zoals hierboven reeds is opgemerkt, is de regeling gebaseerd op het principe dat schadelijk geluid aan de bron moet worden bestreden, dat wil zeggen dat ter voorkoming van gehoorschade bij werknemers géén machines, werktuigen, apparaten of installaties mogen worden gebruikt, die bij het in werking zijn schadelijk geluid veroorzaken. Daar waar machines etc. weliswaar schadelijk geluid veroorzaken maar hieraan of geen werknemers worden blootgesteld of sprake is van een zodanig kortdurende blootstelling dat de individueel ontvangen geluidsdosis moet worden beschouwd als niet schadelijk voor het gehoor, zal in redelijkheid van de werkgever niet kunnen worden gevergd om voorzieningen aan te brengen ten behoeve van de lawaaireductie.

HUISDRUKKERIJ NIPG-TNO