

HET VOORKOMEN VAN TRILLINGSHINDER VOOR DE
MENS EN TRILLINGSSCHADE AAN APPARATUUR

door

Ir. R.A.P.J. SCHULZE

NIJVERHEIDSORGANISATIE TNO, HOOFDAFDELING
"BOUW EN METAAL", INST. VOOR WERKTUIGKUNDIGE
CONSTRUCTIES, DELFT.

SAMENVATTING

Een overzicht wordt gegeven van de mogelijkheden die men heeft om in het ontwerpstadium van een schip te voorkomen dat later trillingsproblemen zullen optreden.

De huidige procedure voor trillingsbeproevingen wordt beschouwd. Een alternatieve procedure o.a. gebaseerd op "random vibration tests" wordt behandeld.

1. INLEIDING

Overall aan boord van schepen zal men het verschijnsel trillingen tegen komen. Deze trillingen worden veroorzaakt door de voortstuwingsinstallatie, de schroef, de hulpmotoren, het uitlaatgassensysteem enzovoorts.

Het is noodzakelijk dat de trillingen aan boord op een acceptabel niveau worden gehouden in verband met

- de leefbaarheid voor de bemanning
- het voorkomen van schade aan de scheepsconstructies
- het voorkomen van schade aan de aan boord opgestelde apparaten.

In hoofdstuk 2 van deze presentatie wordt aangegeven welke wegen men in grote lijnen dient te bewandelen om tot een acceptabel trillingsniveau te komen.

Onder acceptabel wordt in eerste instantie verstaan acceptabel met betrekking tot de leefbaarheid voor de bemanning. Heeft men dit bereikt, dan hoeft men zich in het algemeen ook geen zorgen meer te maken omtrent mogelijke schade aan de scheepsconstructies. Wel kan het aanwezige trillingsniveau er dan

INGEKOMEN

31 JAN 1977

Beantw:
Ref:

nog de reden van zijn dat aan boord geplaatste apparatuur niet goed functioneert of blijft functioneren. Om te voorkomen dat dit pas ontdekt wordt als men met het schip gaat varen moeten de meeste apparaten trillingsbeproevingen ondergaan voordat zij geaccepteerd worden voor montage aan boord. In hoofdstuk 3 wordt nader op de huidige beproevingsprocedures ingegaan. Bovendien wordt het principe van een alternative beproevingsmethode behandeld.

2. HET VOORKOMEN VAN TRILLINGSHINDER.

Voor wat het trillingsonderzoek betreft, kan men 3 gebieden onderscheiden, n.l.:

- romptrillingen,
- dekhuistrillingen,
- lokale trillingen.

Onder lokale trillingen kunnen b.v. worden verstaan:

- astrillingen,
- motor- en pompstrillingen,
- fundatietrillingen,
- plaatveldtrillingen van b.v. schotten en dekken,
- trillingen van ondersteuningsconstructies van apparaten en instrumenten.

Men kan de hele scala van trillingen ook op een heel andere manier onderverdelen n.l.:

- Trillingen die d.m.v. berekeningen min of meer voorspeld kunnen worden.
- Trillingen die niet of nauwelijks d.m.v. berekeningen kunnen worden voorspeld.

Onder de eerste categorie vallen romptrillingen, dekhuistrillingen en enkele soorten van lokale trillingen, zoals astrillingen en motorfundatietrillingen. Het berekenen van het trillingsgedrag van deze constructiedelen is bijvoorbeeld met behulp van de eindige elementenmethode is mogelijk, omdat het grote stukken betreft van de gehele scheepsconstructie waarvan bovendien de excitatiefrekwenties in het van belang zijnde frekwentiegebied bekend zijn [1,2,3]. Zelfs zijn de excitatieamplitudes binnen het redelijke te voorspellen als men het onderzoek maar ver genoeg doorvoert, bijvoorbeeld door het uitvoeren van modelproeven [4]. Het is dus mogelijk een uitspraak te doen, omtrent het trillingsgedrag van deze constructiedelen door middel van be-

rekeningen en het is ook gewenst om dit in vele gevallen te doen. Heeft men namelijk problemen die niet van lokale aard zijn met deze constructies, als deze reeds gebouwd zijn, dan heeft men meestal weinig mogelijkheden tot verbetering omdat constructieve maatregelen slechts zelden resultaten zullen opleveren. Men zal veelal gedwongen zijn de excitatiebron te veranderen, hetzij door de excitatiefrekwenties te wijzigen, hetzij door de excitatieamplitudes op de één of andere manier te verlagen. Iedereen die direkt of indirekt bij een dergelijk gebeuren betrokken is geweest, weet wat voor een kostbare exercitie dit is.

Onder de tweede categorie trillingen die, zoals reeds eerder werd vermeld, die trillingen omvatten, die niet of nauwelijks kunnen worden voorspeld, vallen lokale trillingen van plaatvelden, panelen, ondersteuningspunten van apparaten en instrumenten enz. In principe zijn de dynamische eigenschappen van deze lokale constructies goed te bepalen met behulp van berekeningen. Ook het voorspellen van het trillingsgedrag levert in principe geen problemen op. Toch is dit in de praktijk een gecompliceerde zaak. Hiervoor zijn diverse redenen aan te wijzen.

Ten eerste: De ondersteuning van de lokale constructie die voor de berekeningen uit het geheel is geïsoleerd, heeft grote invloed op de dynamische eigenschappen. De randvoorwaarden bij deze ondersteuning zijn veelal moeilijk voldoende nauwkeurig te beschrijven.

Ten tweede: Er zijn veel factoren die de dynamische eigenschappen van lokale constructies bepalen. Zo zal het dynamische gedrag van een plaatveld sterk beïnvloed worden door de massa van een apparaat dat op dit plaatveld wordt geplaatst. In een ontwerpstadium is dit gewicht veelal een grote onbekende. Bovendien is de invloed hiervan slechts belangrijk als met met relatief "vrij hangende" plaatvelden heeft te maken. Is het plaatveld bijvoorbeeld een onderdeel van de romp boven de schroef, dan zal het al dan niet aanwezig zijn van een gewicht op dit plaatveld niet van grote betekenis zijn. In dit geval heeft men immers te doen met door de hydrodynamische krachten veroorzaakte pure gedwongen trillingen.

Ten derde: De excitatiekrachten, werkend op de lokale constructies zijn vaak heel moeilijk te definiëren. Men moet rekening houden met een verzameling van schroefexcitatie af tot en met excitatie veroorzaakt door hulppompjes en dergelijke. Bovendien moet men deze excitatiekrachten nog vertalen in excitatiekrachten langs de randen van de lokale constructie. De vele excitatiebronnen en de dynamische eigenschappen van de constructiedelen tussen de excitatiebronnen en de beschouwde lokale constructie leiden er dan toe dat bij een voorspelling van het trillingsgedrag een breed frekwentiespektrum van stochastische trillingen moet worden beschouwd, waarbij met name in de machinekamer soms tot 1.000 Hz of hoger gedacht moet worden [5,6]. Dit alleen geeft reeds een behoorlijke complicatie voor het uitvoeren van berekeningen.

Het beeld lijkt voor lokale trillingen somber, temeer als men bedenkt dat per schip zeker een honderdtal plaatsen of meer in aanmerking komen voor een meer of minder intensieve beschouwing met betrekking tot het trillingsgedrag. Toch valt dit in de praktijk bijzonder mee. De excitatiekrachten op lokale constructiedelen zijn veelal laag en daardoor zijn de daarbij behorende trillingsniveaus ook laag als men ervoor zorgt, dat er geen opslinginger plaats vindt. Dit betekent dat het meestal voldoende is om lokale constructies stijf te ontwerpen en deze op stijve ondersteuning te monteren. Het voorkomen van onacceptabele lokale trillingen is meer een kwestie van zorgvuldig ontwerpen dan van het uitvoeren van uitgebreide berekeningen.

Tot nu toe is voornamelijk gesproken over lokale constructiedelen met excitatiebronnen buiten het beschouwde constructiedeel. De situatie wordt enigszins anders als de excitatiebron zich in of op het beschouwde constructiedeel bevindt. Hierbij kan men denken aan de opstelling van een uitlaatgassensysteem of van een hulpgeneratorset. Het is in vele van dergelijke gevallen nuttig het ontwerpen van de ondersteuningsconstructies te ondersteunen met berekeningen, omdat de excitatiekrachten vaak niet onaanzienlijk zijn en de gevolgen van trillingshinder veelal ver in het schip merkbaar zijn [7].

In dergelijke gevallen kunnen de berekeningen overigens vaak eenvoudiger zijn dan hiervoor genoemd, omdat de excitatiekrachten op zijn minst wat betreft de frekwenties goed gedefinieerd zijn. Bovendien is het in dergelijke gevallen vaak mogelijk extra maatregelen te nemen als onacceptabele trillingen worden verwacht. Hierbij kan men denken aan het opstellen op veren.

Op basis van het voorgaande mag de stelling geponeerd worden, dat het geen extra complicatie is schepen te bouwen, waarbij het aan boord optredende trillingsniveau acceptabel is, mits men zorg draagt voor een goede integratie tussen berekeningen, ontwerpen en experimenten. Of een bepaald trillingsniveau acceptabel is of niet hangt af van de factor mens. Immers, het trillingsniveau moet zo laag zijn, dat de bemanning aan boord goed kan blijven functioneren. Nu is het ervaren van trillingshinder door de mens een subjectieve zaak. Om teveel discussies op dit gebied te vermijden zijn en worden diverse criteria in normen vastgelegd. Op deze criteria en de hieruit voortgekomen normen wordt nu niet verder ingegaan.

3. TRILLINGSBEPROEVING VAN APPARATEN.

Heeft men voor de mens acceptabele trillingen aan boord en heeft men overal gezonde constructies, zodat ook lokaal de trillingsniveaus acceptabel zijn, dan neemt dit niet weg dat de apparaten, instrumenten en dergelijke toch aan trillingen worden blootgesteld. Voor de mens is het absoluut noodzakelijk eisen te stellen aan het aanwezige trillingsniveau. Voor apparaten hoeft dit in principe niet. Men kan de zaak omdraaien en eisen stellen aan het apparaat met betrekking tot het trillingsniveau, waarbij het apparaat nog goed moet functioneren en blijven functioneren. Dit is ook wat er in de praktijk meestal gebeurt. Door diverse instanties, zoals bijvoorbeeld de classificatiebureaus, zijn er in de loop der tijd specificaties geformuleerd, waaraan apparaten moeten voldoen alvorens deze aan boord mogen worden geplaatst. Of een apparaat aan deze specificaties voldoet, moet worden aangetoond met een trillingsbeproeving op een triltafel. Aandacht zal nu niet worden besteed aan de grote verschillen tussen de bekende specificaties maar aan de methode waarop de trillingsbeproeving in het algemeen wordt uitgevoerd.

Vrijwel alle specificaties op het gebied van trillingsbeproevingen schrijven de volgende procedure voor:

- Met behulp van een sinusvormige excitatie moet een resonantie zoekproef worden uitgevoerd, meestal in het gebied van 0 tot 100 Hz. Deze proef wordt meestal gecombineerd met de "performance test".
- Vervolgens moet een duurproef worden uitgevoerd op de gevonden resonantiefrekventies of op de hoogste frekwentie van het gespecificeerde frekwentiegebied.
- Tot slot moet de resonantiezoekproef worden herhaald.

Deze procedure is gebaseerd op de gedachte, dat apparatuur stuk gaat op vermoeiing en dat vermoeiing eerst optreedt bij resonantie. Als het apparaat na de duurproef niet zichtbaar stuk is, kan een herhaling van de resonantieproef aangeven of er niet ergens toch al sprake is van een beginnend defect. In dit geval zullen de resonantiefrekwenties gewijzigd zijn ten opzichte van de bij de eerste zoekproef gevonden waarden.

Op deze methode van trillingsbeproeving is wel het één en ander aan te merken.

Ten eerste is een sinus-beproeving weinig realistisch [8]. Trillingen aan boord zijn meestal niet harmonisch maar stochastisch van aard. Dit heeft in de praktijk wel eens ernstige gevolgen gehad. Goedgekeurde apparatuur bleek na plaatsing aan boord gauw stuk te zijn, omdat enkele onderdelen gelijktijdig in resonantie kwamen bij verschillende resonantiefrekwenties. In de praktijk kan dit b.v. de konsekwentie hebben, zoals dit in figuur 1 wordt geïllustreerd. De onderdelen A en B komen met elkaar in botsing. Dit verschijnsel wordt tijdens de resonantiezoekproef niet geconstateerd, omdat de eigen-frekwenties van beide onderdelen verschillen.

Ten tweede is het vaak niet mogelijk alle resonantiefrekwenties te constateren, zodat niet op al deze frekwenties een duurproef zal plaatsvinden.

Het derde punt is, dat het uitvoeren van een resonantieduurproef volgens de huidige specificaties vrijwel onvermijdelijk zal leiden tot het zogenaamde "overtesting".

Met andere woorden: Aan de apparaten worden zwaardere eisen gesteld dan eigenlijk met de specificaties wordt bedoeld. Dit is wellicht het meeste principiële bezwaar tegen de traditionele methode van trillingsbeproeving. Aan de hand van figuur 2 zal dit verschijnsel worden toegelicht.

Een apparaat wordt geschematiseerd tot een veer met een massa. De triltafel zal dit apparaat exciteren met de frekventieafhankelijke kracht $F(\omega)$. Het frekventiediagram voor het quotient van de snelheidsamplitude $V_0(\omega)$ en de krachtamplitude $F(\omega)$ verloopt zodanig dat bij de resonantiefrekwentie van het apparaat aan de onderzijde van de veer een antiresonantie wordt bereikt. De onderzijde van de veer - dit is dus de triltafel - zal een snelheid hebben, die naar nul wil tenderen, terwijl juist de massa van het apparaat maximaal

zal willen opslingeren, zoals de grafiek van het quotient $V_1(\omega)/V_0(\omega)$ aangeeft. Het zal duidelijk zijn wat het gevolg voor het apparaat is als men toch een bepaalde snelheid V_0 aan de triltafel opdringt, zoals de specificaties voorschrijven. Men noemt een triltafel een "harde trillingsbron", in de wetenschap beter bekend als een "verplaatsingsbron". Aan boord van schepen heeft men echter meestal te maken met zachtere trillingsbronnen. Dit komt door de elasticiteit van de fundatie. Ergens aan boord is een trillingsbron die door een krachtspectrum kan worden beschreven. Deze doet fundaties en apparaten trillen. Door de elasticiteit van de fundatie zal de beweging van het apparaat ook die van de fundatie beïnvloeden. Hierdoor wordt het quotient $V_1(\omega)/V_2(\omega)$, waarbij $V_2(\omega)$ nu de snelheid van de fundatie is, aanzienlijk kleiner dan die bij de beproeving op een triltafel. Het apparaat wordt in werkelijkheid dan ook lager belast.

Om aan de gesignaleerde bezwaren tegemoet te komen, kan men de resonantieduurproef vervangen door:

- een "sweep sine test" of
- een "random vibration test".

Bij een "sine sweep test" wordt een duurproef uitgevoerd met een langzaam variërende frekwentie om de resonantiefrekquenties of over het gehele frekwentiegebied. In dit geval wordt het fenomeen "overtesting" aanzienlijk gereduceerd. Er bestaan reeds verschillende trillingsspecificaties, waarin de mogelijkheid voor een "sine sweep test" is opengelaten.

Bij een "random vibration test" wordt een duurproef uitgevoerd met willekeurige trillingen in een omschreven frekwentiegebied. Door het uitvoeren van een dergelijke beproeving wordt het gevaar voor overtesting gereduceerd, terwijl veelal ook de problemen worden voorkomen, die samenhangen met het gelijktijdig aanstoten van onderdelen in verschillende eigenfrekwenties zonder dat dit tijdens de trillingsbeproeving reeds wordt gesignaleerd. Een "random vibration test" wordt op het ogenblik alleen nog in bijzondere gevallen uitgevoerd.

De 2 genoemde trillingsbeproevingmethoden leiden voor de apparaten tot een lager belastingsniveau dan bij de resonantieduurproef. Een consequentie hiervan is dat men niet zonder meer de duurproeftijden van de resonantieduurproef mag overnemen. Neemt men aan dat op het juiste in de praktijk voorkomende

trillingsniveau wordt beproefd, dan zou een duurproef net zo lang moeten duren als de gewenste levensduur. Daar dit uiteraard niet mogelijk is, hebben velen gezocht naar methoden om versneld de levensduur te bepalen.

Algemeen wordt aangenomen, dat tussen de levensduur L_i en de belastingsintensiviteit S_i het volgende verband bestaat [9,10].

$$L_i = C \cdot S_i^{-b} \quad (1)$$

b = materiaalafhankelijke constante [11]

$C = S_h^b$ met S_h als de belastingsintensiviteit,
waarbij de levensduur precies 1 uur bedraagt.

Wordt $C = S_h^b$ in (1) gesubstitueerd, dan krijgt men de volgende vergelijking

$$\frac{L_i}{L_h} = \left(\frac{S_h}{S_i}\right)^b \quad (2)$$

Nu geldt volgens Miner's cumulative vermoeiingstheorie het volgende verband:

$$\sum \frac{T_i}{L_i} \leq 1 \quad (3)$$

T_j = de beproevingsduur op de intensiteit S_j

L_i = de levensduur behorend bij de intensiteit S_i

Wordt (2) in (3) gesubstitueerd dan krijgt men de vergelijking

$$T_{\text{equivalent}} = \sum T_i = \sum \left(\frac{S_h}{S_i}\right)^b \quad (4)$$

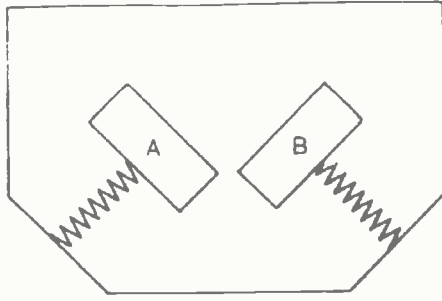
Dit is een mathematische beschrijving voor de volgende beproevingsprocedure [12]. Bij een bepaalde (in het algemeen lage) belastingsintensiviteit S_h wordt gedurende een cyclustijd van 1 uur ($=L_h$) het object belast. Vervolgens wordt het belastingsniveau met een constante factor verhoogd en vindt wederom een beproeving van 1 uur plaats. Deze procedure wordt doorgezet totdat breuk optreedt. Voert men de beproevingsgegevens in in (4), dan krijgt men voor $T_{\text{equivalent}}$ een beproevingsduur.

Dit is de levensduur voor het object bij de belastingsintensiteit S_h , alleen is deze nu door hogere belastingsintensiteiten te gebruiken dan S_h in een veel kortere tijd verkregen. Opgemerkt dient te worden dat deze procedure wel aan enige beperkingen is gebonden. Zo mag men bijvoorbeeld de belastingsintensiteit alleen maar verhogen zolang het object zich lineair blijft gedragen.

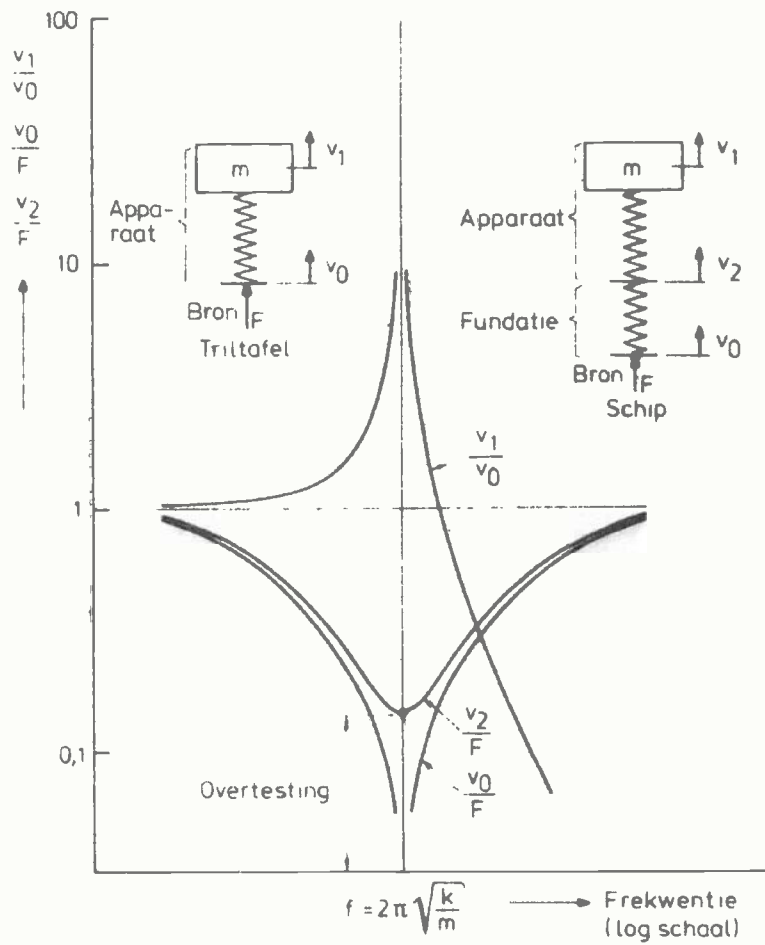
Deze procedure is in principe vrij eenvoudig in te bouwen in bijvoorbeeld een "random vibration test". Kent men het trillingsmilieu, waarin een apparaat moet worden opgesteld, dan kan bij dit trillingsmilieu de eerste beproevingscyclus van 1 uur worden uitgevoerd. Vervolgens kan bij een verhoogd trillingsmilieu de beproevingscyclus herhaald worden en dit kan worden doorgezet totdat breuk optreedt of totdat een equivalente beproevingsduur is bereikt die gelijk of langer is dan de gewenste levensduur. Uiteraard heeft deze vertaling van een vermoeiingsproef naar een "random vibration test" voor apparaten wel zijn complicaties. Vaak zal men niet de beschikking hebben over goed geformuleerde trillingsspectra van de omgeving, waarin het apparaat wordt geplaatst. Bovendien is een apparaat uit verschillende soorten materialen opgebouwd, zodat de factor b niet één waarde heeft voor het gehele apparaat. Zo zijn er nog wel meer punten op te noemen, waarop nu niet verder zal worden ingegaan daar dit voor deze presentatie te veel in details zou voeren.

Naarmate men het gehele scheepsbedrijf meer en meer laat afhangen van de signalen afkomstig van apparaten en instrumenten, mag men verwachten, dat steeds hogere eisen zullen worden gesteld aan de betrouwbaarheid van ~~deze~~ apparaten en instrumenten.

Hierbij kan men denken aan het toenemend gebruik van computers aan boord, het varen met onbemande machinekamers en vooral ook het invoeren van zgn "conditioning monitoring systemen" die van invloed zijn op het onderhoudsprogramma. In dit kader zullen de traditionele sinusbeproevingen steeds als minder bevredigend worden ervaren. Ongetwijfeld zal de vraag naar "random vibration tests" toenemen waarbij de kans groot is, dat de hiervoor geschetste procedure op de, wellicht lange, duur de huidige procedure zal vervangen.



Figuur 1 Apparaat met twee onderdelen
Eigen frekwenties $\omega_A \neq \omega_B$



Figuur 2 Frekwentiekarakteristieken apparaat geschematiseerd tot één massa-veer systeem.

4. REFERENTIES.

- |1| Meijers, Prof.Dr.Ir. P.,
Natural frequencies and response of three dimensional elasto-
hydrodynamic systems,
Iweco report nr. 4830/5, 1973.
- |2| Janssen, Ir. G.T.M.,
Numerical vibration analysis of the deckhouse of a Far East
Container Ship,
Netherlands Ship Research Centre TNO, report no. 2085, 1976.
- |3| Hylarides, Dr.Ir. S.,
Transverse vibrations of ship's propulsion systems, part 1,
report 197M, Netherlands Ship Research Centre TNO, 1974.
- |4| Johson, C.A. and Sjøntvedt, T.,
Propeller excitation and response of 230,000 TDW-tankers.
Full scale/model experiments and theoretical calculations. ✓
DNV-report no. 97, 1972.
- |5| Schulze, Ir. R.A.P.J.,
Measurements of environmental vibrations aboard moterships
"Westerkerk", "Loire Lloyd" and "Mercurius".
Iweco rapport nr. 50300, 1971.
- |6| Measurements of environmental vibrations in three ships,
Dansk Skibteknics Forshnings-institut, report DSF 32.
- |7| 't Hart, Ir. H.H.,
Trillingsmetingen aan boord van het m.s. Wissekerk,
Iweco rapport no. 4559, 1968.
- |8| Francken, A.J.
Belangrijke aspecten bij het opstellen van specificaties voor
trillingsbeproeving,
Iweco rapport no. 82001/1, 1973

- |9| Rabinowicz, E.,
A technique for accelerated life testing,
Journal of Engineering for Industry, Trans. ASME, Vol. 92, Serie B,
nr. 3, p. 706-710, 1970.

- |10| Broch, J.T.,
On the damaging effects of Vibration,
B en K technical review, nr. 4, p. 3-20, 1968.

- |11| Ten Cate, Ir. W.,
Vermoeing van metalen; Lastwisselingen van verschillende grootte,
Rapport nr. 138, Werkgroep Spannings- en trillingsonderzoek TNO.

- |12| Lim, C.K. and Bayer, R.G.,
Application of accelerated fatigue model to machine components,
Third SESA International Congress on Experimental Mechanics, 1973.