

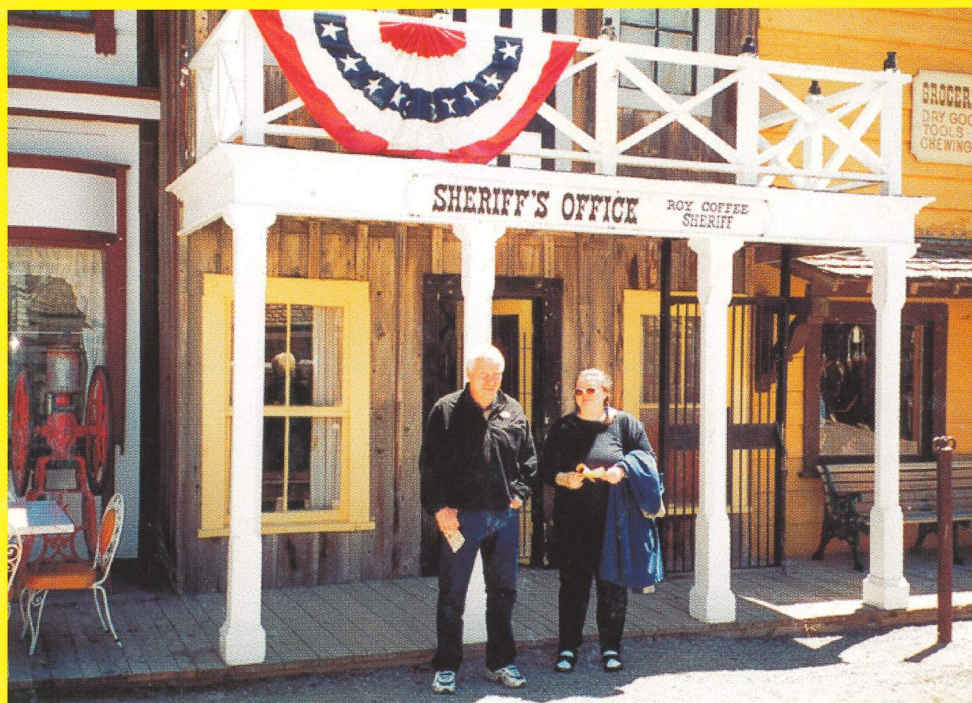
SVIB

VIBRATIONS

NYTT

Medlemsblad för Skandinaviska Vibrationsföreningen

Årg 20 Nr 2 juni 2002



*Anders Nöremark och Ylva Vidhög besökte bröderna Cartright's
Ponderosa Ranch under ISO/TC 108-mötet i april*



SKANDINAVISKA VIBRATIONSFÖRENINGEN



Bergsäker CEOS ger trygghet

Bergsäker CEOS är vårt system för att mäta och kommunicera miljöförändringar vid alla slags bygg- och infrastrukturprojekt. Systemet garanterar objektiva resultat och en hög trovärdighet gentemot alla berörda parter.



Information



Förberedelse



Uppstart



Produktion



Uppföljning

Bergsäker CEOS

För mer information
www.bergsaker.se



Bergsäker

Mäter, analyserar och kommunicerar miljöförändringar

www.innovateform.se

Vibrationskonst blir standard

För att kunna fatta bra beslut i frågor som berör många människor och påverkar stora ekonomiska värden i företag och verksamheter behövs gemensamma metoder. En konstnär behöver och bör inte använda standardiserade metoder för att åstadkomma eftertraktade eller uppseendeväckande verk.

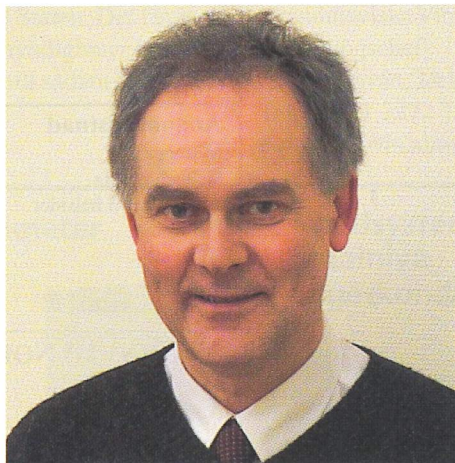
Föreställ dig Herr Persson som bor nära Västra Stambanan. Han upplever att vibrationerna från tågtrafiken har ökat och förekommer oftare sedan banhållaren ökade tillåten axellast. Han har fått svårt att sova på natten, säger han till kommunens miljöförvaltning.

Banhållaren uppmanas att undersöka saken och tar hjälp av konstnär Viljenstråle med specialområde vibrationer. Denne använder en tunn kudde med hemligt innehåll. Kudden placeras på Herr Persson när han ska sova. Kudden känns behagligt varm mot kroppen och glittrar svagt i nattlampans sken.

Två sladdar som sticker ut från kudden ansluts till en låda med tre lampor, en grön, en gul och en röd. Vid tågpassage noteras vilken lampa som lyser. Om grön lampa lyser är det inga problem med vibrationer från

tåget enligt konstnär Viljenstråle. Lyser röd lampa måste vibrationerna åtgärdas. Vid gult sken kan man inte avgöra om vibrationerna är orsaken till Herr Perssons sömnproblem. Konstnär Viljenstråle har många nöjda kunder och kan ta bra betalt.

Jag tycker det är bättre om det finns gemensamma, så kallade standardiserade metoder, att tillgå när man ska bedöma om vibrationer är ett problem eller inte. Då finns det möjlighet för fler att mäta på ett likartat sätt. Konkurrensen mellan olika mätföretag kan då öka och priserna för mätning reduceras.



Vem ska ta fram standarder för mätning, beräkning och bedömning?

Det finns standardiseringsorganisationer inom olika branscher och inom nationella, europeiska och inter-

nationella organisationer. I Sverige börjar det bli svårt med finansieringen av standardiseringsverksamheten.

Det finns olika möjligheter att få in pengar till finansieringen. Jag gör en analogi till infrastruktur såsom motorvägar. De kan finansieras med avgifter för dem som kör på vägen eller det kan finansieras med offentliga medel. Jag tror dock att det är svårt att hindra

SVIBs styrelse

Ordförande

Martin Almgren, tekn dr
Akustikbyrån J&W Energi och Miljö
031-727 27 79

Vice ordförande

Ole Døssing, civ ing
Rovsing A/S
+45 44 20 08 29

Sekreterare

Alf Olsson, ing
SVIB NORMTJÄNST AB
070-717 29 15, tis-tors 08-444 14 10 (SEK)

Kassaförvaltare

Odd Sylwan, civ ing
Acoustic Control AB
08-732 48 00

Övriga ledamöter

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
031-772 15 06
Christian Madshus, Dr scient
Norges Geotekniske Institutt
+47 22 02 30 44

Arbetsutskott

Vibrationsmätning och analys 1

Kjell Ahlin, tekn lic
Saven EduTech AB
08 - 473 50 94

Fordons- och maskinvibrationer 2

Stefan Ohlsson, civ ing
Ingemansson Automotive AB
031 - 774 74 10

Trafik-, mark- och byggnads- vibrationer 3

Tomas Odebrant, civ ing
Ingemansson Technology AB
08 - 744 57 80

Vibrationers inverkan på människan 4

Ronnie Lundström, prof
Universitetssjukhuset
090 - 785 40 00

Forskning och utbildning inom vibrationsområdet 5

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
031 - 772 15 06

Innehåll

Sid

Vibrationskonst blir standard	3
Minden Nevada	6
Dynamics in Civil Engineering	9
Health monitoring of Aerospace Structures	19
Boeing går in för Internationell Standard	21
Forskning kring ljud och vibrationer	24
Hans Elvhammar har lämnat oss	27
Marcus Wallenberglaboratoriet för forskning inom ljud och vibrationer har fyllt 25 år	29
Physical Agent Directive (vibration) klart	31
Modal Acquisition and FE Model	38
Updating of an Exhaust	
Kurser och konferenser	51
Significance of non-linearity and component internal vibrations in an exhaust system	55

Annonskostnad

Mittuppslag	SEK	22 500:- / 4 nr
Dubbeluppslag		20 000:- "
1 baksida + 3 helsidor		15 000:- "
Hel insida		11 250:- "
Halvsida		6 250:- "

Medlemsavgift 400:- / år

SVIB/SVIB NORMTJÄNST AB

Box 1288, 164 29 KISTA
Alf Olsson 070-717 29 15

Postgiro 405 36 55-9
Bankgiro 5957-5076

Ansvarig utgivare: Alf Olsson

Kansli och redaktion: SVIB,
Box 32, 661 21 Säffle
070-417 47 99
BeA Nilsson
Besöksadress Järnväggsgatan 11, Säffle
Telefon 0533-68 15 90
Telefax 0533-816 02
e-mail svib.ntab@swipnet.se
hemsida www.svib.se

alla från att utnyttja en redan framtagen standard utan att först betala för det. Jag tycker att de som skyddas eller har ekonomisk nytta av en standard ska bekosta framtagandet.

Är det konstnär Viljenstråle eller forskaren i hand- och armskador eller specialistkonsulten i vibrationsteknik som ska bekosta framtagandet genom att tillhandahålla sina kunskaper och idéer gratis?

De har definitivt inget intresse av detta. Tvärtom, Viljenstråles eller specialistens unika ställning hotas av den öppna standarden. Däremot är de troligen intresserade av att, som ett betalt uppdrag, låta andra ta del av deras kunskap i en standard. Människor som ska skyddas betalar skatt till Staten. Det finns en rad skattefinansierade myndigheter och verk som omsätter pengarna till sådant som är bra för människorna.

Exempel på sådana myndigheter i Sverige är Arbetsmiljöverket, Naturvårdsverket, Socialstyrelsen, Boverket, Banverket, Vägverket, Luftfartsverket och Sjöfartsverket. Det finns liknande myndigheter i de övriga nordiska länderna. Andra som borde vara intresserade av att bekosta standarder är fastighetsägare och byggtreprenörer som äger eller bygger fastigheter och anläggningar. Maskinägare och maskintillverkare borde vara intresserade av att maskinerna inte skakar sönder.

Fler konstnärer för att minska oönskade vibrationer är inte lösningen.

Martin Almgren

Ordförande

Skandinaviska Vibrationsföreningen

Avdelningschef

Akustikbyrån, J&W Energi och Miljö

Tel +46 31 7272 779

e-post: martin.almgren@jw.se

Industri Accelerometer Prisvärda Livstids garanti



Rondsystem Totalnivå Lagerkondition

Komplett



Från SEK 28.000:- med program!

**Allt inom maskinvibrationer! Utbildning • Övervakning med FFT •
Balansering • Vibrometrar • Konsult • Uppriktning • Felsökning
och Tillståndskontroll.**



Vibrationsteknik AB • Taborsbergsvägen 20, 602 13 Norrköping
Tel. 011-16 62 10 • Fax 011-16 62 20 • URL www.vtab.se • Email sales@vtab.se

Minden Nevada

Vibrationer och tillståndskontroll hos Bentley !

Det är nästan som Säffle. Bergen är visserligen högre och snöklädda, högplatån är nog lika stor som Vänern, men det finns inte gott om vatten även om Lake Tahoe har sitt enda utflöde åt Nevadahållet. På nätterna är det kallt t.o.m. frysgnader och det kan snöa ända in i juni men mitt på dagen är värmen snabbt uppe i över 20°C.

Hotellet var också ett Casino som höll öppet 24 timmar om dygnet. Frukost kl 04.00 gick lika lätt att få som en öl kl 03.30. Överallt satt det gråhårsdamer och spelade på 5c apparaterna.

"I have a friend that lost a Dollar in a poker machine last night", sa jag till damen bakom gallret i kassan – "Oh a whole Dollar, I have seen people loose more than that" – "Yes, no doubt" – svarade jag – "but it took him over 12 minutes to do it. Isn't that a sad waste of valuable time?"

– "...I havn't thought of it that way before" said the lady."

I kommittén för tillståndskontroll och driftsövervakning TC 108/SC 5 diskuterades

under slutet av den andra mötesveckan i mitten av maj dels kommitténs historia dels dess uppgifter och framtida mål. Man tillsatte en tillfällig ledningsgrupp under Prof. Joseph Mathews ledning som skulle ta fram ett beslutsunderlag till nästa möte någon gång nästa år. Bakgrunden var att det under den diskussion som fördes framkommit vitt skilda uppfattningar om hur arbetet fortsättningsvis skulle bedrivas. Alla uppfattningar hade vädrats i den friska Minden-luften allt från att bilda en ny ISO kommitté till att bibehålla status quo.



Från vänster: Susan Blaeser, John Niemkewitz, Alf Olsson, Ylva Vidhög, Anders Nöremark, Mike McGuire, Dieter Hansen



Stämningsfull mötesatmosfär

Det är inte längre kontroversiellt att säga eller instämma i att SC 5 "Condition monitoring and diagnostics of machines" egentligen inte passar in under vibrationskommitténs arbetsområde. TC 108 "Mechanical Vibration and Shock" har ett snävt avgränsat arbetsområde. Det rymmer ändå balansering, SC 1, mätning och bedömning samt analys av vibrationer, SC 2, instrument och kalibrering, SC 3, inverkan på människan, SC 4, samt skakmaskiner, SC 6, förutom tillståndskontroll i allmänhet SC 5. Därtill står det "testing" i scopet och det tycker jag att TC 108 skall hålla sig utanför.

Det var mot denna bakgrund som kommittén med mycket stor vanda tog på sig fadderskapet för SC 5 under ett möte i Kyoto för 10 år sedan. Om SC 5 nu 10 år senare känner att de behöver ställa sig utanför TC 108 för att vinna större inflytande och för att nå ut till

andra tillämpningsområden än det fåtal, främst roterande maskiner och kolvmaskiner, som finns inom TC 108/SC 2 så tror jag att det är bättre att SC 5 blir en självständig ISO-kommitté än att upprätthålla dessa märkliga procedurregler inom kommittén om arbetets fördelning som bara skapar missnöje. Ett annat alternativ som framfördes var att förmå TC 108 att byta namn. Utan att förslaget preciserades går det att gissa: Condition Monitoring and Vibration & Shock.

TC 108/SC 2 har sen början haft en aktiv koppling till SC 5 på grund av SC 2 arbetet med vibrations-övervakning av roterande maskiner. Den senaste publicerade SC2-standard ISO 13373-1 (2002) Conditions monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring – General procedures" innehåller just allmänna anvisningar och procedurer för vibrationsövervakning.

Om man köper den från: "www.iso.org" så kostar den 158,72 CHF, på "www.sisforlag.se" kostar den 1006 SEK.

En annan guide "ISO 13380 (2002) Condition monitoring and diagnostics of machines - General guidelines on using performance parameters" är betydligt billigare, 86 CHF men är i sig en del i ett helt system av standarder som alla syftar till att bestämma vilka förutsättningar som gäller dels för drift och tillståndskontroll samt diagnostik av maskiner dels för de färdigheter den driftsansvarige skall besitta och hur dessa skall kontrolleras

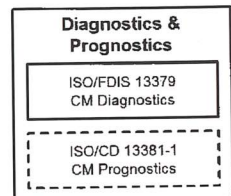
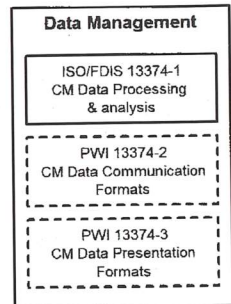
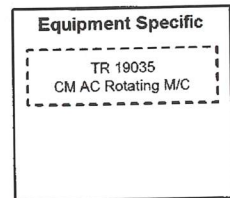
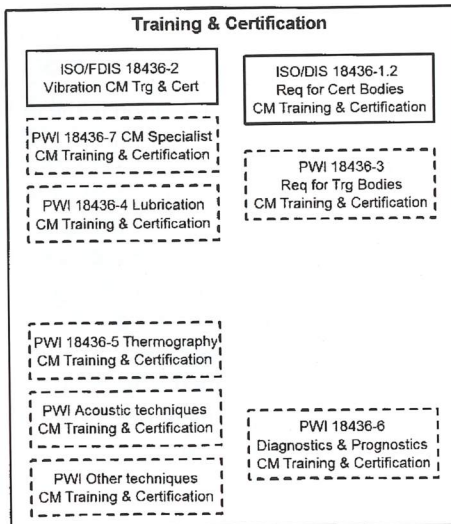
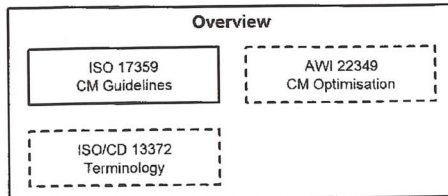
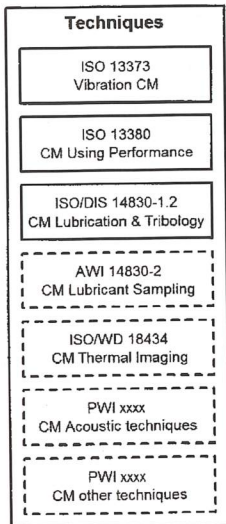
och certifieras.

Många av boxarna i den grafiska presentation som Simon Mills presenterade på mötet är mycket heltäckande. Det framgår klart att blocket "Training & Certification" fått en central placering mellan de ursprungliga arbetsuppgifterna "Techniques" och "Data Management". När man ser på mängden streckade boxar förstår man att det är en bra bit kvar till att hela systemet kan sjösättas.

Alf Olsson

Condition monitoring and diagnostics of machines.

Standards in progress



Drawn: Simon Mills
Date: 16 May 2002

Dynamics in Civil Engineering

Feasibility of Scaled Model to Simulate Ground Vibration from Railways

Dr Ather K Sharif

ced.co@virgin.net

Civil Engineering Dynamics Ltd

London

This section provides the results of a feasibility experiment to evaluate the viability of using scaled models to simulate ground vibration from railways. The experiment sought to investigate if such a scaled model would show up the effects of changing parameters such as speed, primary suspension stiffness, unsprung and sprung mass on the wayside ground vibration.

In the 'prototype' environment groundborne vibration originates from the interaction between rail and wheel, with a number of mechanisms. Excitation caused by wheel/rail roughness arises as the vehicle is guided along irregularities of the contact surfaces. Parametric excitation arises with railway tracks having discrete rail support (e.g. sleepers on ballast, resilient baseplate on slab). The moving load causes quasi-static excitation, where deformation of track and supporting medium arises, and moves with the load. When vehicle speed exceeds wave propagation speed in the track formation and ground, the vibration can be propagated to the far-field. Impact forces arise from single or multiple wheel flats, or at discontinuities in the

track, at rail joints or gaps at wheel switches. Ovality and eccentricity of the wheel alters vertical spacing between axle and railhead, with consequent periodic forces. Groundborne vibration can also arise due to lateral loads, that arise from vehicle guidance on tight radius of curvature and through switches. Driving conditions of acceleration and braking will also cause dynamic forces.

It was accepted that absolute values of wayside vibration in the model could not be related to the prototype, unless complete dynamic similitude was achieved [2.1]. This was not a realistic goal for this experiment, and therefore it was the existence of a parametric mechanism of excitation and trends in the scale model that were of interest.

As parametric excitation was of main interest, it was important to ensure scaling issues associated with this mechanism were addressed. This mechanism arises because the wheel 'sees' a variation in stiffness depending upon its position along the rail due to sleeper pitch, whilst a given sleeper 'sees' periodicity in loading based upon axle spacing. These

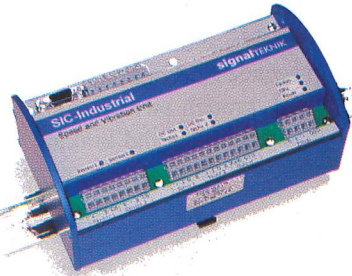
Bärbara mätsystem

Obemannad mätning och övervakning



Sigicom Instrument Card (SIC) förvandlar en bärbar PC till ett mät- och analysinstrument.

All nödvändig mätelektronik, från strömförsörjning av ICP-sensorer till DSP är integrerade i ett PC-Card (PCMCIA). Sensorerna ansluts direkt till kortet och all strömförsörjning sker från värddatorn. Mätning av varvtalsrelaterade parametrar kan ske relativt två axlar med olika varvtal. (Twintrack)



SIC-Industrial (SIC-I) är en mätterminal för obemannad mätning och maskinövervakning.

SIC-Industrial är en mycket kompakt industri-PC med integrerat PC-Card (SIC). Avsedd för obemannad mätning och övervakning.

SIC är en instrumentplattform som kan programmeras för att lösa ett mycket stort antal mättekniska uppgifter när det gäller dynamiska mätningar som rotation, varvtal, svängningar, balansering, vibration och ljud.

SIC-I är avsedd för integrering i maskiner, fordon och utrustningar och kan monteras på DIN-skena. Den innehåller en utbytbar kommunikationsmodul som kan vara GSM-modem (med SMS), telemodem, Profibus, CAN-bus, Ethernet m.m.

För mer information kontakta Sigicom AB (f.d. Signalteknik AB)



sigicom

Sigicom AB
Box 575
146 33 Tullinge, Sweden
Tel: +46 8 449 9750
Fax: +46 8 449 9769

info@sigicom.se
www.sigicom.se

characteristic dimensions and speed of train determine excitation frequency. Sleeper spacing defines the sleeper passage frequency and similarly other components arise due to axle spacing and bogie spacing. The spectrum can show up these characteristics, as depicted in Figure 2.1, although excitation caused by wheel/rail roughness and other mechanisms can mask the peaks in the spectrum that were of interest.

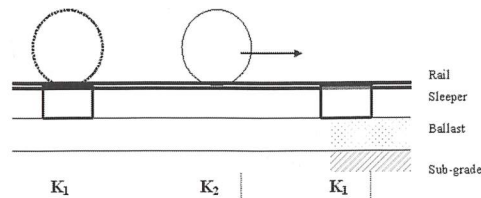


Figure 2.1

A wheel load will cause a deflection profile of the track that through the rail mobilises a number of sleepers in the reaction, and nearby wheels will superimpose this affect. For simplicity the interaction of a single wheel on either a single sleeper or on rail between two sleepers was considered as shown in Figure 2.2. When the wheel is directly over a sleeper,

we can establish support stiffness K_1 estimated as the stiffness of a flexible plate on a stratum using the Dyna4 program [2.2]. When the wheel is midway between sleepers, the ‘total’ stiffness K_2 derives from the flexural stiffness of the rail working in series with the stiffness of both sleepers that work in parallel. This simple approach to determine stiffness was justified because it was only the ratio of stiffness in model and prototype that were sought on a like basis, rather than the absolute values.

In a hypothetical prototype (BS90A rail on concrete sleepers in ballast) overlying a clay half-space, the dimensionless stiffness ratio (K_2/K_1) was found to be approximately 1.5, and with sensitivity analysis in the range 1.3 – 1.7. Therefore it turns out that the wheel sees a larger stiffness when it lies on the rail midway between sleepers. To ensure the scaled model would exhibit the parametric mode of excitation, it was necessary for the model track on the soil to exhibit the same magnitude for this dimensionless stiffness ratio.

Rail/Wheel roughness was not controlled in this feasibility experiment, although was



Figure 2.2

measured, but not reported here [2.3]. Many facets of the wagon would influence results such as flexural modes of structural elements, wheel bearing noise, friction in sliding elements, which were not established or controlled in this feasibility experiment. These factors could mask the parametric mode and trend analysis that was of interest, and remained to be seen.

The experiment involved running a scale model of a freight wagon with primary suspension on a track laid on saturated Kaolin in a tank. For simplicity only a single freight wagon, with primary suspension was modeled, and the prototype bogie is shown in Figure 2.3.

As 'OO' gauge track was to be used for economy and convenience, its 1/87th scale dic-

tated the geometric scale of the vehicle, shown in Figure 2.4, having an overall mass of 1kg. The bogies (with 110g of unsprung mass) were made from brass, with wheels of 13mm outer diameter and 3.75mm thick, with a groove that was 1mm deep and 1.2mm wide for running on a railhead 1mm wide. The axles were made in Silver-Steel (2mm dia). The bogie side-frames, were held together by crossbars that were bolted. The side-frames supported coil springs that supported a bolster that was made to slide vertically with oversize holes over 1mm dia' pin guides. The bolster was flexibly connected via nylon washers to the wagon body (241mm long steel box section, 20mm square with 2mm wall thickness). It had a payload of lead (470g) that was under slung. Wagon design permitted alterations to unsprung mass, total mass and primary suspension stiffness.

Figure 2.3

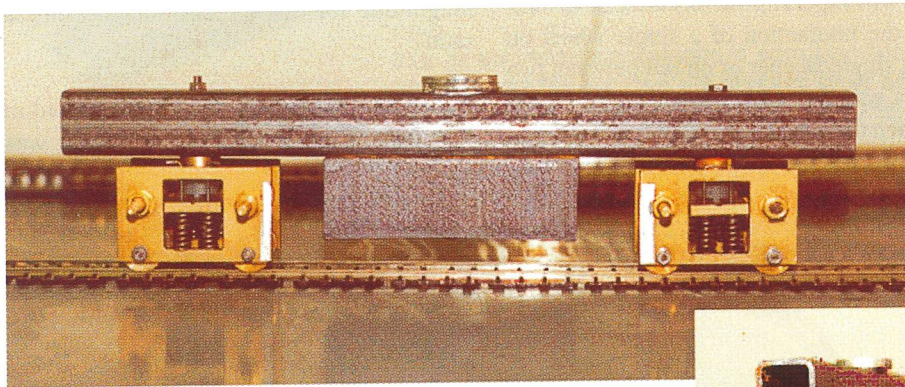
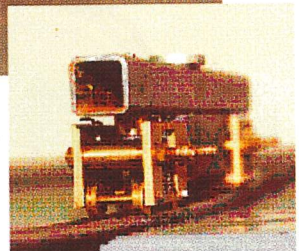


Figure 2.4
Side view of Mode Wagon
Inset: end view



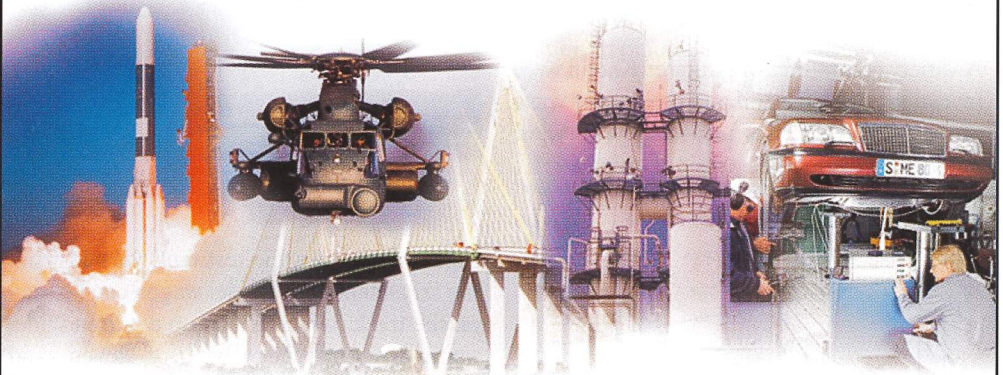
The experiment needed to utilise available equipment as much as possible, and readily available space for the experiment was limited. Within these constraints, an existing metal tank was to be utilised, that only measured 1.9m x 1.2m x 0.4m. This meant that proximity of boundaries of the tank would prevent a half space environment in the soil. The boundary at the base of the tank was acceptable, as it could resemble a stratum (soil overlying rock).

The proximity of the side boundaries was more significant and meant that wavelengths of elastic waves should be kept very short, and the sides of the tank treated in a way to minimise reflections. There was therefore a desire to utilise a soil with a very low wave

propagation velocity, and also endeavour to keep frequencies of sleeper passage and axle passage mechanism high to ensure very short wavelengths. It was desirable to ensure the wavelength (λ) of the lowest frequency of interest was such that the distance between the centre of the track and the boundary of the tank was 10λ , to allow elastic waves to fully develop and propagate.

Given the 1/87th geometric scale that was adopted, sleeper passage and axle passage frequencies could then only be controlled by vehicle speed. Given the maximum height for a gravity feed system that could be constructed in the lab was 3m, this meant a limit to vehicle speed of 7m/s, after allowing for friction and

Vilka givare behöver Ni?



Piezoelektriska

Accelerometrar 1-ax, 3 ax
Kraftgivare 1-ax, 3-ax
Tryckgivare

Piezoresistiva

Tryckgivare

Kapacitiva

Accelerometrar

Total Customer Satisfaction Guarantee!

 **PCB SCANDINAVIA AB**

Ring 08-444 38 70

E-post: info@pcbscandinavia.se

wind resistance. Thereafter the only other way to reduce wavelength was to adopt a soil with a low wave propagation velocity.

Clay typically has a shear wave propagation velocity of 100 - 200m/s. With such a soil in the experimental tank, the wavelengths would have been too large, being comparable to and larger than the size of the tank available. It was therefore desirable to adopt a soil with as low a shear wave propagation velocity as possible. Recognising that very soft soils might not have adequate bearing capacity to carry a sensible vehicle weight, a target shear wave propagation velocity of 10m/s was chosen, which at the lowest frequencies of parametric excitation gave a distance of at least 2λ from track to boundary. This was met for Shear waves and Rayleigh waves, but less so for P waves that are faster. To reduce reflections, the sides of the tank were battered with sand, to promote transfer of some energy at the boundary and away.

A variety of mixtures of saturated Kaolin were investigated for the soil and their shear wave propagation velocities measured. The wave propagation velocities obtained from a 1:1

mixture of Kaolin and water was 8 to 12m/s, and therefore in the target range of 10m/s that was desired. The mixture was toothpaste like in consistency. It had a density of 1800kg/m³.

Figure 2.5 shows the ramp and test tank. An approach tank, filled with sand was used to damp out vibration of the ramp, before the vehicle entered the test tank. An arrest tank was used to stop the vehicle, which entailed allowing the vehicle to enter a cardboard tunnel containing polystyrene foam/tissue with a sand bank stop end. The track was laid on the centreline of the test tank.

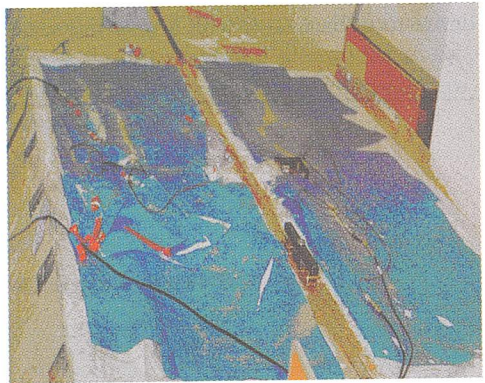


Figure 2.6

Figure 2.6 shows the test tank viewed from the arrest tank. The model wagon can be seen on the track, which is laid on a 40mm wide, nominally 4mm deep layer of sieved sand ($300\mu\text{m} < d < 1180\mu\text{m}$) to act as ballast over the saturated Kaolin. The blue plastic sheets were laid over the surface to inhibit evaporation, but also to prevent the vehicle diving into the soft soil during a derailment.

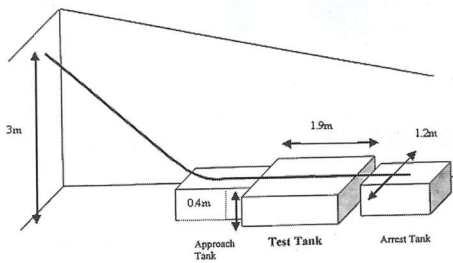


Figure 2.5

A PC based monitoring system was used which comprised on the front end a Brüel and

Kjær type 4378 accelerometer connected to B&K type 2635 charge amplifier and a light sensing tacho. The model wagon was run at least three times for each set up.

Rather than reporting the maximum vibration level during pass-by, the RMS of the event pass-by was calculated. The section of the time history analysed for this RMS was begun when the vehicle fully entered the tank, and ended just before the vehicle left the tank, as discerned from the tacho data of entry time and entry velocity.

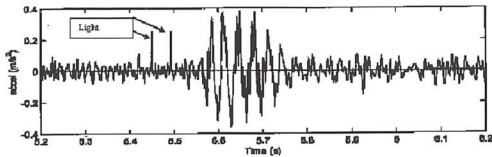


Figure 2.7

Figure 2.7 shows a time history of vertical acceleration measured in the soil, on the lengthways centreline of the tank, 100mm from the track edge. The light sensing tacho pulses from the two reflective strips on the sides of the vehicle are highlighted. They mark the entry time of the vehicle onto the test tank.

Table 2.1

REPEATABILITY
(Primary Suspension 8Hz)

Wagon vel (m/s)	5.3	5.3	5.2
Event rms accel (m/s ²)	0.063	0.064	0.064

Table 2.1 shows how repeatable the measurements could be, and refer to measurements for a given speed.

Figure 2.8 shows how the vibration level increases in a non-linear manner as a function of wagon speed. Whilst the ramp height permitted investigation of speeds up to 7m/s, the wagon in practice derailed.

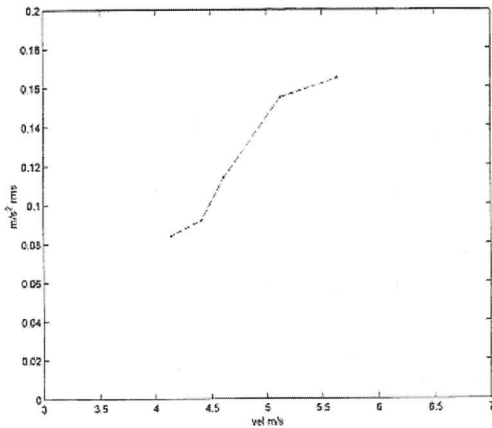


Figure 2.8

Table 2.2 Wagon Primary Suspension (avg of three runs)

Suspension	8Hz	30Hz	40Hz	50Hz	Rigid	Rigid (wheel flat)
avg rms accel(m/s ²)	0.066	0.083	0.058	0.115	0.120	0.153
avg vel (m/s)	5.17	5.00	4.85	4.66	4.75	5.04

Table 2.2 shows how ground vibration level generally increases with increase in primary suspension stiffness, although the result for 40Hz primary suspension contradicts this trend. Ground vibration for the rigid case (springs replaced by rigid spacers) is not significantly greater than the resilient case at 50Hz, implying 50 Hz springs in this context

represents a very rigid case. The case where one wheel of the eight in the wagon was provided with a single 1mm long wheelflat, shows an increase in ground vibration level. Wagon speed was not constant in these trials, due to practical difficulties, and so change in suspension stiffness is not the only variable.

Figure 2.9 describes characteristics dimensions, which with wagon velocity provides in Table 2.3 the frequencies to be expected for parametric excitation. Figure 2.10 shows a power spectrum for an event. We see that there are a band of peaks that correspond to the range of sleeper passage frequencies expected. A range is given for this because sleeper pitch varied between 6.5 and 7.5mm. There are peaks that correspond to axle spacing within a bogie, and also a nearby peak corresponds to the defect repetition frequency associated with wheel circumference. Lower peaks correspond to axle spacing between bogies and there is also a peak for the primary suspension frequency of 50 Hz.

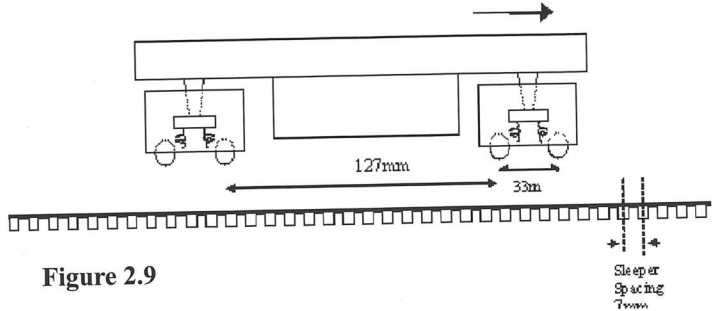


Figure 2.9

It should be noted that the natural frequency of the accelerometer that was buried near the surface of the soil was found to be 30Hz, based upon impact response measurements. The response around 30 Hz is therefore amplified as a result.

There are many other peaks in the spectrum that have not been accounted for. These could arise from other rigid body modes of the sprung mass, flexural modes of the vehicle

Table 2.3

'Characteristic' Dimension in Model (mm)	Freq (Hz)
Sleeper spacing 6.6 - 7.5	644-743
Axle spacing within bogie 33	146
Wheel circ'nce (defect repetition) 35	138
Axle spacing between bogie 127	38
Axle spacing between bogie 160	30
Axle spacing between bogie 193	25
Joints in track 1000	5

(Wagon Velocity 4.83m/s)

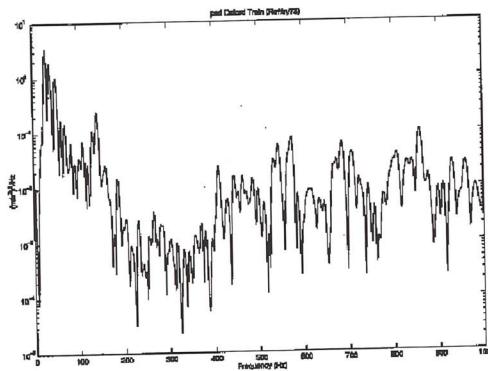


Figure 2.10

structure, as well as natural frequencies of the vehicle on the track/soil system, not to mention flexing modes of the track, normal modes in the tank, and others associated with random irregularities. The correspondence at some frequencies was encouraging. However when spectra for different speeds were analysed (not shown here), it was not always possible to clearly associate peaks to parametric excitation, because they did not all obviously

move position as speed changes. Tracking movement of peaks is made difficult by the number of peaks present in the spectra.

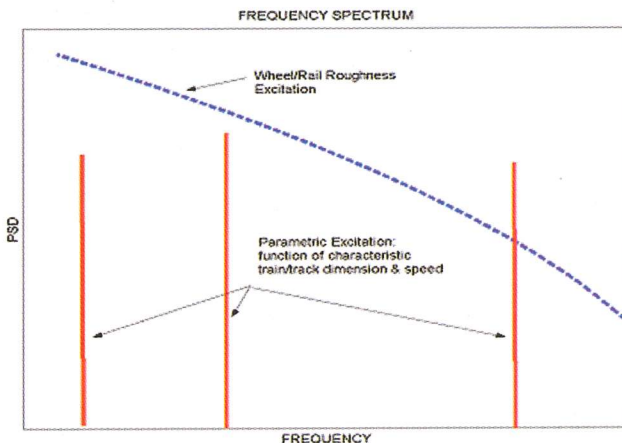
In terms of evaluating the feasibility of a scaled model to investigate groundborne vibration from railways, this brief study provides the following conclusions:

It was practical to build a 1/87th scale model of a single freight wagon, of 1kg mass, fitted with primary suspension. It was possible to run it from a ramp with sufficient velocity over a test tank, although derailments did arise, particularly at the higher end of speed investigated. It was possible to create a soft soil with a low elastic wave propagation velocity, to address adverse affects of nearby boundaries, and yet have sufficient bearing capacity for the laden track. Elastic waves of sufficient strength arose during vehicle pass-by, with some repeatability. Some peaks in the frequency spectrum could be explained due to parametric excitation, although when spectra were analysed to track changes as a function of speed, these were less clear. Overall RMS levels were increased as a function of speed.

In general vibration levels increased with an increase in primary suspension stiffness. Levels increased when a single wheel flat was induced. These are trends that have been seen in field situations. However changes to unsprung mass and total mass, although not shown here, did not significantly alter vibration level as expected. Derailments did frequently occur, making trend analysis difficult, because the vehicle, track and underlying soil were being disturbed. Friction between springs/bolster and the guide pins may have been sufficient to lock out the springs at low strains, particularly as dynamic reaction forces from the soft soil would be small. This thereby could affect trends involving primary suspension and changes to unsprung mass.

The scaled model technique showed some potential, although a deeper evaluation of the laws of dynamic similtude would be needed wiyh a more detailed rigorous experiment.

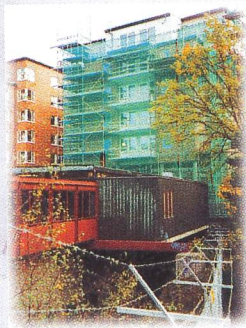
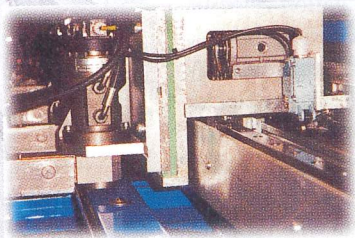
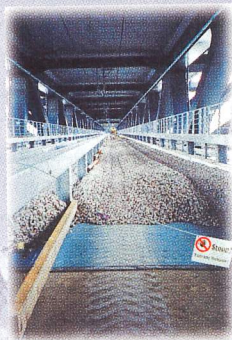
Dr Ather K Sharif



MINIMAL VIBRATION FÖR DIN APPLIKATION™

Christian Berner **Vibrationsteknik** är en erfaren och kompetent samarbetspartner inom vibrationer och stomljud. Vi erbjuder optimala lösningar för Din applikation inom

- järnväg
- bygg
- industri
- produkter



sylomer®
SYLODYN®

GERB

Vi representerar marknadsledande tillverkare av både PUR-elastomerer och fjäderelement.

Du är välkommen med Din applikation.

Teknisk rådgivning • Pålitlig partner

Flexibilitet • Marknadsledande produkter



CHRISTIAN BERNER AB

BOX 207 • SE-433 24 PARTILLE • TEL 031-33 66 900 • FAX 031-33 66 999

E-post: info@cbab.se • Hemsida: www.cbab.se

Health monitoring of Aerospace Structures

Smart Sensor Technologies & Signal Processing, Professor Wieslaw Staszewski and G. R. Tomlinson, both of University of Sheffield, UK.

Maintenance and continuous health monitoring of air, and sea structures is on the most important concerns in a wide range of industries including transportation and civil engineering. Effective maintenance minimises not only the cost of ownership of structures but also improves safety and the perception of safety.

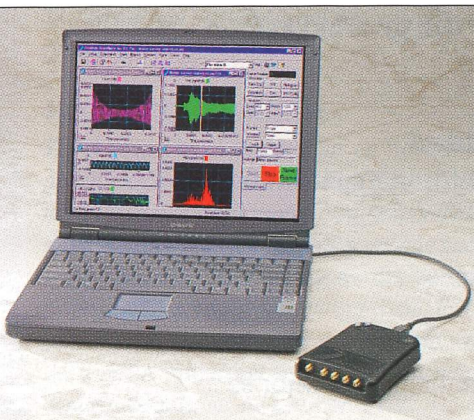
The determination of location and extent of structural damage (often due to factors such as ageing) known as Structural Health Monitoring (SHM) is of significant importance in many engineering systems, ranging from advanced aerospace structures

such as the International Space Station, the space Shuttle, commercial and military aircraft, and future reusable launch vehicles and spacecraft as described in the NASA Millennium initiative, to civil infrastructures such as bridges, dams, offshore platforms and large buildings.

Furthermore, the last seven years have shown an incredible explosion of research in Smart Structures and Materials (materials and structures which are able to sense and perhaps respond/adapt to changes in their environment).

Ref: 0470 84340 3 (400pp) 150 GBP or 247,50:

www.wiley-europe.com



Kontakta Saven

för råd om lämplig utrustning för
mätning och provning av
ljud och vibrationer

S A V E N

Test

Mät

Opto

SAVEN TEST & MÅT AB
TEL 08-473 50 00
E-MAIL info@saven.se
www.saven.se

FINLAND
TEL +358 9 72 55 49 60
E-MAIL info@saven.fi

NORGE
TEL +47 33 05 66 88
E-MAIL info@saven.no

- ✓ ljudnivåmätare
- ✓ laddningsförstärkare
- ✓ kalibratorer
- ✓ impulshammare
- ✓ FFT-analysatorer
- ✓ mätbandspelare

- ✓ PC-baserade mätsystem
- ✓ vibratorer
- ✓ vibrationskontrollsystem
- ✓ tjänster
- ✓ support

Nu finns

The KYOWA logo is displayed in white on a blue rectangular background. It features a stylized 'K' icon followed by the word 'KYOWA' in a bold, sans-serif typeface.

hos oss.

Trådtöjningsgivare
Lastceller
Accelerometrar
Positionsgivare
Tryckgivare
Vridmomentgivare
Givare för fordonstestning
Instrumentförstärkare och givarindikatorer
Dataloggrar
Mätförstärkare
Analysenheter för mätdata
Mätsystem och givare för byggnadsindustrin

Vi har mycket annat också. Besök vår hemsida www.jor.se

The logo for JOR Measurement Technology. It features the letters 'JOR' in a large, bold, black, stylized font. Below this, the words 'Measurement Technology' are written in a smaller, black, sans-serif font.

Rubanksgatan 3
741 71 Knivsta
Tel 018-34 28 20
Fax 018-38 09 94
Regionkontor Göteborg
031-55 09 00
Regionkontor Skåne
0410-261 32

Boeing går in för Internationell Standard

Det blir lättare att umgås på en internationell marknad om man följer internationell standard. Boeings flygplan med dess 5 miljoner komponenter är i allra högsta grad en internationell produkt. Den skall kunna framföras över hela världen och den skall kunna servas och underhållas varhelst den landar. Flygplanens funktion skall kunna säkerställas för den miljö i vilken den skall operera i luften såväl som på marken.

De villkor som ställs på ett flygplan har tagits fram av nationella myndigheter och flygplans-tillverkarna. I USA är det främst Federal Aviation Agency, FAA som ansvarar för säkerheten dels hos farkosternas utformning dels hos operatörernas handhavande. I Sverige är det Luftfartsverket som ansvarar för flygsäkerheten. På den militära sidan har FMV denna uppgift men säker-ställandet av far-kosternas luftvärdighet har man överlåtit på Saab.

HÖGA KOSTNADER

Kostnaden för att underhålla en uppsättning specialregler har blivit för höga för att ensidigt bäras av den amerikanska flygplansindustrin. Konkurrenterna t ex Airbus som inte behövt medverka till framtagning av det befintliga amerikanska regelverket har i de fall det behövs nya standarder ofta funnit internationella underlag som kunnat användas direkt. Genom att nu gå med i IEC TC 104-arbetet med miljöklassificering och miljö-provningsmetoder tvingar Boeing konkurrenterna att gå med.

Amir Anissipour redovisade i ett anförande på "Institute of Environmental Sciences and Technology", IEST under

rubriken "Technical Standards in Boeing" företagets policy i standardiserings-arbetet. Inom företaget finns ca 20 000 Boeing standarder. Över 225 000 exemplar distribuerades årligen över hela världen. Tillsammans 85 miljoner pappersark varav 2,8 miljoner sidor som skall uppdateras och tryckas varje månad. Det finns över 120 000 elektroniskt anslutna interna användare som gjorde mer än 60 000 besök per vecka i standardbiblioteket.

BOEING STÖRSTA ANVÄNDAREN

Boeing är därmed en av de största enskilda användarna av standarder och målet är att i största möjliga utsträckning använda externa standarder för att undvika onödigt utvecklings- och underhållsarbete av egna standarder. Boeing deltar i mer än 400 standardkommittéer och redan nu hänvisar man till över 7000 militära och federala specifikationer och standarder samt över 4000 industriella standarder.

60 % av referensunderlagen är således externa standarder det vill säga internationella standarder och de-facto-standarder. Boeing är ett globalt företag. 70 % av försäljningen går till utlandet. Man har en stor internationell upphandling och kostnaden för att upprätthålla de egna standarderna är höga.

Det gäller dock att finna den rätta mixen mellan interna och externa standarder. Vid framtagningen av en ny produkt tar man givetvis fram den egna interna standard som behövs. När tekniken sedan har mognat överför man underlaget till en nationell industristandard. Avsikten är att hoppa över detta led och gå direkt till IEC eller ISO.

Härigenom når man toppen direkt och man förlägger underhållet av standarderna dit det hör hemma.

Bakom denna policy ligger insikten om betydelsen av likartade krav på marknaden vilket bl a åstadkommits med harmoniserade bestämmelser i Europa och Asien. ISO 9000 är också ett instrument för kvalitetsstyrning av leveranser från underleverantörer från hela världen. Genom representation i styrande organ får man tillfälle att påverka arbetsformerna för den internationella standardiseringen och därigenom medverkar man till att standarder som utgör handelshinder blir undanröjda.

Boeing deltar aktivt i mer än 150 ISO and IEC kommittéer varav "ISO TC 20 Aircraft and space vehicles" är den mest angelägna. Hittills har flygindustrin undantagits från det internationella SI systemet och likaså särbehandlats



i EUs direktiv. Men man är förberedd på en övergång till metriska mått när marknaden väl kräver det.

US OCH EU STANDARDS För närvarande överensstämmer ca 95 % av USAs och EUs regler för flygindustrin. De återstående 5 % kräver till vissa delar ömsesidiga erkännanden av tillverkningsstandards och provningsresultat samt gemensamma besiktnings- och kontrollfunktioner

för att bli fullt harmoniserade. En väg för Boeing att nå detta mål är att gå in i det internationella standardiseringsarbetet. Boeing har deltagit i IECQ sedan i början av 1990-talet. Flygindustrin har ambitionen att ta över stora delar av kvalitetssäkrings-systemet för elektronikkomponenter och verka för att bibehålla det efter att de militära intressenterna har fallit ifrån.

MILJÖTÅLIGHET

När det gäller produkters miljötålighet och det som på engelska kallas "Environmental Stress Screening, ESS", finns det flera olika metoder och anvisningar att tillgå för olika produkter. Boeing planerar att använda dels IEC TC104 standardserier för miljöklassificering och –provning, eventuellt med vissa egna kompletteringar och tillägg dels ett vägledande dokument utarbetat av IEST.

Inför det nya millenniet ställde man således upp följande mål:

- ◆ Elektronisk distribution av standarder
- ◆ Finansiering av medverkan i standardiseringsarbetet
- ◆ Påverkan av ISO/IEC-strukturen
- ◆ Påverkan av ledtiderna för framtagning av standarder
- ◆ Påverkan av beslut i standardiseringsarbetet
- ◆ Säkerställande av tillämpningen av internationell standard

Ett annat skäl från amerikanska intressenter har varit att man ville se sitt eget regelverk upphöjt till internationell standard. Det finns flera exempel på detta. Stora delar av JEDECs publikationsserie för miljöprovning av

elektronikkomponenter och IPCs specifikationsserie för provning och bestämning av tryckta kretsar håller för närvarande på att överföras till IEC. Detta görs med en snabbbehandling av underlagen enligt PAS-proceduren. PAS står för "Publicly Available Standards". Ett underlag som uppfyller kraven på allmän tillgänglighet tillåts enligt IEC-reglerna att publiceras som IEC-standard efter endast en enkel omröstning. Inom tre år skall denna standard sedan revideras och godkännas på vanligt sätt. I varje publikation av det slaget står det således något i stil med:

IEC/PAS 62336, Ed1:JESD22-A118-Accelerated Moisture Resistance-Unbiased – HAST

It is reminded that an IEC/PAS (Publicly Available Specification) is **not** an International Standard. Further adaption by the IEC relevant committee is mandatory before a PAS becomes an International Standard.

This draft IEC-PAS has been Prepared by the JEDEC Solid State Technology Association.

A licensing agreement has been signed between JEDEC and the IEC for the circulation of these PAS

Det senaste utspelet i fråga om PAS utgåvor kom från Tyskland som motsatte sig att dessa metoder överförs till CENELEC. Metoderna når inte upp ens till minimikraven på motsvarande provningsmetoder i IEC 60068-serien och är i vissa delar rent motstridiga.

IEC TC 104

IEC kommittén TC 104 bildades 1997. På första mötet i Palo Alto samma år inrättades två arbetsgrupper, WG 14 och 15, för

insamling och analys av "climatic" och "dynamic" dvs klimatiska resp. mekaniska eller vibrationsdata. Dessa arbetsgrupper har nu kommit med sina första delrapporter. Uppdraget åt dem var att ta fram ett bättre underlag för deras respektive miljöfaktorer i IEC Publikation 60721-3. De värden som nu bestämmer miljöklasserna har ifrågasatts av den arbetsgrupp, WG 1, som granskat klimatklasserna i 60721-3-serien under sitt arbete med att anvisa lämpliga provningsmetoder och att ange motsvarande provningsnivåer i 60060-2-serien.

Det man upptäckte var att främst vibrationsnivåerna avvek från vad som ansågs vara rimligt. Sju delar av denna tekniska rapport, IEC TR 60721-4-serien, har nyligen publicerats och ytterligare 7 amendments är under tryckning.

EXPERTER INSTÄMMER

Experterna som ingår i WG 15 "Dynamic field data and verification", instämmer nu i kritiken av nivåerna. Vibrationsnivåerna för transportvibrationer bygger på mer än 50 år gamla data och är inte längre användbart.

Arbetsgruppen konstaterar samtidigt att den befintliga klassindelningen inte går att använda för att rätta till alla felaktigheter. Förslaget från klimatgruppen WG 14 innehåller liknande förslag att ändra på den befintliga strukturen av publikationsserien. Man vill bland annat slopa:

1. "microclimates inside products" eftersom man inte kunde identifiera någon användare
2. "stationary and portable use in mines" eftersom dessa redan täcks av klasserna "portable and non stationary use"
3. "wetness" eftersom det inte finns några tillgängliga data.

WG 14 har också föreslagit att klasserna ändras enligt följande:

In Use / Non Use

Space
Airborne
On ground-moving
On ground-stationary
Sea-moving
Sea-stationary
Underwater-moving
Underwater-stationary
Underground-moving
Underground-stationary

Till saken hör att engelsmännen är missnöjda över att WG 1-resultatet publicerades som IEC Technical Report 60721-4. Utgivningen hade därigenom fördröjts och sedan hade underlagen inte fått det genomslag man förväntat sig. Skälet till att kommittén valt publikationsformen - teknisk rapport - hade varit att man inte ville standardisera utformningen av miljöspecifikationer och motsvarande provningsförfarande utan i stället öppna för möjligheten att skraddarsy egna provningsförfaranden s. k. "tayloring". Den här frågan blev dock aldrig avgjord. I stället bildades en tillfällig arbetsgrupp för att se över hela publikationsstrukturen.

Trygve Hell, Saab, meddelade att han kunnat slutföra arbetet men en ny vibrations-provningsmetod "Shock spectrum synthesis testing" och att det kunde gå vidare till slutligt godkännande och publicering. Ett annat vägledande och för många användbart dokument "Selecting amongst vibration tests" hade nått samma stadie.

Redan i augusti, från den 19 till den 23, kommer de flesta arbetsgrupperna att träffas i Seattle. Vård för mötet är Boeing.

Läsvärt:

FORSKNING KRING LJUD OCH VIBRATIONER

Under den rubriken skrev Jan-Olof Gustavsson i senaste numret (2/2002) av "Teknik och vetenskap" att en stor del av den framgångsrika forskningen vid Institutionen för tele-kommunikation och signalbehandling (ITS) på Blekinge Tekniska Högskola handlar om ljud eller vibrationer i en eller annan form.

På ITS hemsida www.bth.se kan man läsa:

"Institutionen för telekommunikation och signalbehandling (ITS) är en av de största institutionerna vid Blekinge Tekniska Högskola. I dag ca 55 anställda och bedriver såväl grundutbildning som forskning och forskarutbildning. Forskningsverksamheten är relativt sett stor, drygt 2/3 av institutionens totala omsättning. Geografiskt sett är institutionen delad och befinner sig både i Ronneby och Karlskrona. I Ronneby sitter i Soft Centers lokaler och i Karlskrona mitt i TelecomCity. Denna omgivning ger goda förutsättningar för både lärare och studenter att bedriva sin verksamhet i nära samverkan med näringslivet".

E-post: jan-olof.gustavsson@bth.se
Tel: 0457-38 57 25
Personlig fax: 0708-87 87 34
Mobiltel: 0708-87 87 22

Alf Olsson



Polytec LASER VIBROMETER

- Frekvensområde: DC-22kHz
- Max. velocity 0,5 m/s
- Mätavstånd från objekt 0,2 – 30 meter
- Laser < 1 mW HeNe

Litet och helt komplett laserdopplersystem i ett smidigt och användarvänligt utförande.

Utrustningen som har skyddsklass IP-64, väger enbart 2,6 kg och kan användas upp till 5 timmar med samma batteripaket.

Vill Du veta mer?

Kontakta Alvetec. Vi kan mätteknik och skickar Dig gärna vår kundtidning Mätrologen med senaste nytt inom mätteknik.



Alvetec AB

Box 5001, 141 05 Huddinge

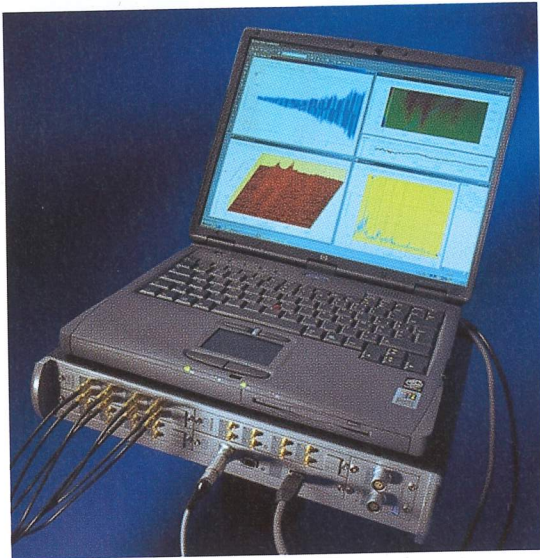
Tel: 08-680 68 50. Fax: 08-680 03 90

E-mail: measure@alvetec.se

NYHET! Vi säljer nu även givare från PCB Piezotronics

LMS Pimento

The Multichannel Analyzer with Portable Power



- Compact, ruggedized design powered by ac, dc, or internal battery
- Expandable from 4 to 24 channels with full signal conditioning and ICP ® supply
- 24-bit ADC, >1 MegaSample/sec throughput to host laptop/PC
- Up to 40kHz bandwidth/channel, with multiband and real-time octaves
- 2 tacho inputs for tracked analysis
- Auto industry CAN-bus support
- 24-bit DAC signal source for structural testing
- Based on familiar Windows 2000 operating system

Empowering Engineering Innovation



INGEMANSSON AUTOMOTIVE AB
P.O. Box 276, S-401 24 GÖTEBORG
Kämpegatan 7
tel.: +46 (0)31 774 74 00
fax.: +46 (0)31 774 74 74
lms@ingemansson.se
www.ingemansson.com



LMS
INTERNATIONAL

Empowering Engineering Innovation

Interleuvenlaan 68
B-3001 Leuven
<http://www.lmsintl.com>

Hans Elvhammar har lämnat oss

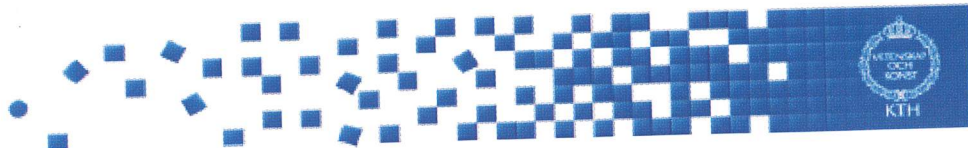
Hans Elvhammar, en av de ursprungliga medarbetarna vid Ingemansson Technology, har gått ur tiden, 71 år gammal. Hans ägnade stor del av sitt liv åt den konsultfirma som Stig Ingemansson startade 1956. Född i Uppsala styrdes kosan västerut till elektrolinjen på Chalmers. Hans var en hängiven radioamatör och fick den vägen kontakt med den 9 år äldre själsfränden Stig Ingemansson, som var speciallärare i elektroakustik på Chalmers. Efter avslutad examen och ett mellanspel i Danmark började Hans som konsult på Stigs ingenjörbyrå, som då varit igång i ett år. Han fortsatte sin hembyggeriverksamhet med att bygga två bullermätare kopierade från en amerikansk förlaga - en verklig teknisk bedrift. Hans verkade under närmare 45 år i det expanderande företaget, under många år i dess ledning, bl.a. som vice VD. Han svarade bland annat för att Ingemanssons industriavdelning bildades och utvecklades till ett av Europas starkaste kompetenscentra inom området.

Samhällsbuller och arbetsmiljöbuller var Hans stora intresseområden. Denna kompetens togs tillvara då regeringen i början på 90-talet tillsatte utredningen "Handlingsplan mot buller" där Hans belyste de tekniska aspekterna på bullret som ett arbetsmiljöproblem. Hans var företagets kontaktperson i flertalet av de branschtillsatta arbetsgrupper mot buller som verkade under flera decennier och hann med att publicera ett stort antal artiklar. Han var också medförfattare i Stig Ingemanssons bok "Bullerbekämpning – principer och tillämpningar". Vibrationstekniken utgjorde också tidigt en naturlig del av konsultarbetet. De 10 åren före 65-årsdagen svarade han för Ingemanssons Malmökontor. När han nådde pensionsåldern var det naturligt för

honom att fortsätta på Göteborgskontoret, med otaliga resor till uppdrag både i Sverige och England - något som företaget accepterade med största tacksamhet. Hans var en mycket respekterad chef och mentor. Han följde tidigt Stigs idé om att ge även unga, relativt oerfarna tekniker frihet under ansvar. Han hade förmågan att både vara en god, positivt pådrivande ledare och en högkompetent tekniker. Vi upplevde honom som en ytterst korrekt person och en stor stilist med en fantastisk förmåga att skapa kontakt med personer både inom och utom konsultfirman Ingemansson. Han tyckte om att berätta, men var framför allt en mästare i att få andra att berätta om sig och sina upplevelser inom akustiken och annat. Utrustad med en stor portion envishet kunde han som ingen annan övertyga företagare och myndighetsrepresentanter om vikten av att skapa goda ljudmiljöer. Han var också en mycket nyfiken person som lugnt och metodiskt satte sig in i de mest skiftande frågor. Det tog inte lång tid under Malmöperioden innan han hade väl så god lokalkännedom som de infödda Malmöborna på kontoret. Under senare år var Hans ansvarig för buller- och vibrationsfrågor i Öresundsbroprojektet, Citytunneln i Malmö samt också i Kringenprojektet i Göteborg där cirkeln slöts; spåret leder som bekant till Chalmers där karriären en gång startade.

Vi sänder en varm tanke till familjen i Kungsbacka och är tacksamma för det stöd som givit Hans möjligheten att verka under så många år vid Ingemanssons.

Jörgen Svensson, Jan Söderquist, Sonny Berntsson, Eva Sjödahl och övriga kollegor vid Ingemanssons



www.kth.se/175



Alla Ljud- och Vibrationsintresserade hälsas VÄLKOMNA till

Öppet hus

på

MWL

Marcus Wallenberg Laboratoriet
för Ljud- och Vibrationsforskning

Måndag 9 september 2002 kl 14 - 17
Teknikringen 8, inom KTH-området

I samband med att KTH firar sitt 175 årsjubileum anordnas en Hemkomstdag med öppna hus på KTHs institutioner

MWL, vars föregångare Teknisk Akustik startade 1977, fyller i år 25 år. Vi tar tillfället i akt och kombinerar firandet med ett öppet hus för alla som är intresserade av ljud-, vibrations- och signalanalysfrågor

Vi serverar en enkel buffé

Program:

- Korta presentationer kl 14.00, 15.00 och 16.00
- Visning av laboratorierna
- Presentationer av pågående forsknings- och studentarbeten
- Demonstrationer av utrustningar och metoder
- Vi kan diskutera möjligheterna till samarbetsprojekt

Upplysningar:

Britt-Inger Berggren
Tel: 08 790 8927
E-post: britti@fkt.kth.se

HP Wallin
Tel: 08 790 7942
E-post: hp@fkt.kth.se

Anmälan helst senast 2 september
Tel: 08 790 8927
E-post: oppet.hus@fkt.kth.se

Marcus Wallenberglaboratoriet

för forskning inom ljud och vibrationer har fyllt 25 år

Det firades på KTH 17 maj med stor uppslutning. Professor emeritus Göran Gadefelt var en av hedersgästerna. Storleksordningen 75 personer fick se på en kavalkad av mer eller mindre egendomliga bilder och lyssna



Professor Göran Gadefelt

till Professor Anders Nilssons kåserande beskrivning av olika milstolpar i laboratoriets historia. Anders berättade hur han vid upprepade tillfällen sökt sig till KTH, men misslyckats gång på gång. När professorstolen blev ledig vid Görans pensionering lyckades han äntligen.

Firandet kulminerade med en fin middag, levande musik och trevligt umgänge. MWL:s eget hedersdoktorat utdelades till Kent Lindgren som ansvarar för laboratorierna. Utan honom hade det inte blivit mycket gjort enligt Anders. Hans Bodén fick välförtjänt en stilig och tung bronsstayett föreställande Milles mästerverk Människan och Pegasus. Det är förmodligen från Pegasus Hans hämtar

sin kraft och inspiration.

Institutionen för Teknisk Akustik bildades 1977 genom en donation från Atlas Copco. Det var för övrigt samma år som jag gick ut Chalmers Tekniska Högskola. 1993 slogs institutionen ihop med andra till Institutionen för Farkostteknik. Vid samma tidpunkt fick man (jobbade sig till?) en donation från Knut och Alice Wallenbergs stiftelse för byggandet av nya laboratorier. MWL invigdes 1997 av Peter Wallenberg. På Anders bild från detta evenemang studerade Dr Wallenberg champagneflaskan med viss misstänksamhet.

När jag tänker på högskolans tre uppgifter, forskning, utbildning och information, tycker jag att man gjort ett strålande arbete, men jag tänker också på allt arbete man gjort för att nå dit. Göran Gadefelt lade grunden genom



Dr Peter Wallenberg

sin goda förmåga att omsätta teori till praktik, genom att lägga upp utbildningen i buller-

teknologi som attraherat många tekno-loger och sin stringens och noggrannhet. Idén om något ännu bättre dök upp.

För att förverkliga detta måste man finansiera, specificera, producera och rekrytera. Anders Nilsson har visat en stor driftighet och entreprenörsanda för att finansiera och genomföra byggandet av laboratorierna. Jag har en känsla av att H-P Wallin med målmedvetenhet bidrog till att laboratorierna blev en framgång. H-P har fortsatt att locka teknologer till utbildningen och dessa har i sin tur av Anders och forskarmiljön lockats till forskningen på MWL.

Nyckeln till framgång kanske ligger någon helt annanstans. När Anders visade bilderna berättade att han blev chockerad över att man hade samma kläder på sig på två olika bilder tagna med något års mellanrum. Leif Kari har inte klippt sitt hår på flera år. Det är någonting med håret. Anders Nilsson har haft samma frisyr så länge jag har känt honom. Förmodligen



Institutionen på fältarbete 1987. Anders Nilsson står till vänster, Göran Gadefelt och HP Wallin står till höger.

sitter hans styrka, liksom Simsons, i håret.

Martin Almgren

PRESSTOPP !!

Den 1/9 övertar **Peter Göransson** ledningen för MWL och Institutionen för Farkostteknik.

Anders Nilsson kommer att ägna sig åt sina forskningsprojekt inom institutionen.

The Physical Agents Directive (vibration) klart

Ilkka Kyttälä

*Arbetskyddsavdelningen, Social- och
hälsovårdsministerium, Finland*

Kjell Spång skrev en bra artikel i SVIB-Nytt vid årsskiftet 2000-2001 under rubriken "The Physical Agents Directive håller nu på att bli klart". Nu äntligen har delen vibration blivit färdig. En text som troligen stämmer överens med den slutliga texten, daterad 26 april 2002, kan småningom hittas i Official Journal.

Själva direktivet är dock inte färdigt. Påföljande del om buller håller på att bli klar, tack vare Sveriges effektiva halvår som ordförandeland 2001. Därefter kommer icke-joniserande strålning. Denna delas kanske upp i två delar, en för optisk strålning och en för elektromagnetiska fält. Termiska faktorer ströks från början från listan över hälsorisker i arbetsmiljön.

Enighet om hand-arm vibrationer

Som man länge vetat gick delen för hand-arm-vibrationer igenom utan några större svårigheter. Gränsvärdena är 5 och 2,5 m/s² och mätstorheten, vektorsumman av de tre riktningarna x_h , y_h och z_h har godkänts. Mätningar skall utföras i enlighet med ISO 5349-1.

Många åsikter om helkroppsvibrationer

Det ursprungliga mer eller mindre heltäckande förslaget för helkroppsvibrationer förelåg från kommissionen redan år 1992 men därefter hände inget förrän 1997. Kommissionens ursprungliga förslag till exponeringsgräns 0,5 m/s² var kanske menat för mätstorheten vektorsumma.

På detta vis hade i alla fall amerikanerna hos ACGIH tolkat det. Men det var inte direkt uttalat i förslaget. Från början av den andra genomgången 1997 var alltså alla olika mät- och utvärderingsalternativ möjliga.

Användaren kunde välja mellan: z-riktningen (enbart), dominerande riktning och/eller vektorsumman av alla riktningar.

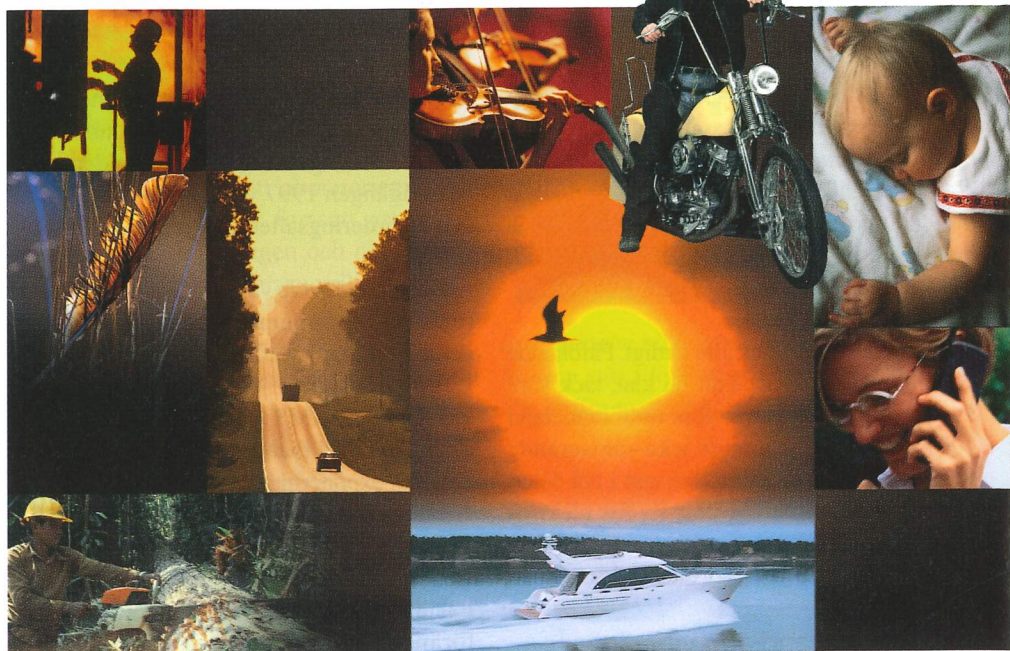
Till slut valdes RMS acceleration i dominerande riktningen som mätstorhet. Gränsvärde för 8 timmars exponering bestämdes till 1,15 m/s² eller 21 m/s^{1,75} för UK varianten "Vibration Dose Value".

Parlamentet framförde ganska måttliga förändringar av siffrorna för helkroppsvibrationer och Rådets "common position" som kommissionen också stödjer sig på godtog förslaget nästan som det var. Bara övergångstiderna förändrades till att bli ännu längre och "action value" för helkroppsvibrationer ändrades från 0,6 till 0,5 m/s². Därmed blev det alltså samma värden som gränsen för tillverkarens plikt att anmäla vibrationsemissionen i maskindirektivet.

Om innehållet

Direktivet gäller alla branscher, även havs- och lufttrafik, fast medlemsstaten kan vid dessa ha *derogations*. Direktivet uppställer via medlemsstaterna krav på arbetsgivaren. Arbetsgivaren måste mäta exponeringen enligt

Nu ska du lyssna våldigt noga!



Gör så här. Luta dig tillbaka och blunda. Vad hör du? Människor, en radio, ventilationssus, en industri? Du kanske känner vibrationer i huset från bilarna på gatan eller motorvägen?

Själva har vi lyssnat noga i 40 år och hört en hel del. Vårt jobb är nämligen att skapa tysta, vibrationsfria miljöer och produkter, och så bra förutsättningar som möjligt för tal, sång och musik.

Ingemansson är Europas ledande expert inom ljud och vibrationer. Vi hjälper konsulter, byggtreprenörer, industriföretag och myndigheter överallt i samhället.

Vi tar fram tysta bostäder, arbetsplatser, vägar, fordon, maskiner och offentliga miljöer som ökar allas livskvalitet.

Dessutom säljer vi mät- och analysystem, och mjukvara för simulering. Vi erbjuder också ett komplett utbildningsprogram.

Hur låter det runt omkring dig just nu? Är det tyst och behagligt har vi antagligen varit med och utvecklat miljön i både stort och smått. Har du ett eget ljudproblem som du vill lösa, är det bara att ringa och prata med oss.

Vi är bra på att lyssna.



Leading expertise – Sound and Vibration

Ingemansson Technology AB, Tel 031-774 74 00, www.ingemansson.com

INGEMANSSON

Get Real Engineering Results... Fast!

The LMS CAE software, testing systems, and decision support infrastructure allow engineering teams to refine designs based on dynamic behavior such as motion, ride, handling, structural integrity, vibration, acoustic, NVH, and fatigue lifetime. These capabilities enable users to understand and solve dynamic problems, turning upfront attribute optimization into a strategic competitive advantage.

Visit LMS at www.lmsintl.com and discover LMS' unrivalled range of solutions for testing and virtual prototyping.

Empowering Engineering Innovation



INGEMANSSON AUTOMOTIVE AB
P.O. Box 276, S-401 24 GÖTEBORG
Kämpegatan 7
tel.: +46 (0)31 774 74 05
fax.: +46 (0)31 774 74 74
lms@ingemansson.se
www.ingemansson.com



LMS
INTERNATIONAL

Empowering Engineering Innovation

Interleuvenlaan 68
B-3001 Leuven
<http://www.lmsintl.com>

gångse praxis och förutsatt att det finns tekniska möjligheter se till att exponeringen och hälsoriskerna blir så låga som möjligt. Exponeringsgränserna skall i varje fall underskridas. Om nivåerna överskrids så skall ett vibrationsbekämpningsprogram påbörjas, områdena skall märkas, information skall tillhandahållas och undervisning skall påbörjas osv. De exempel som förekommer i direktivets tillägg vad gäller "mättekniska praxis" är inte särskilt lyckade.

Några olikheter med ISO 2631-1

Om man nu jämför direktivet med ISO 2631-1, till vilket direktivet hänvisar, kan man konstatera följande viktiga olikheter:

Gränsvärdena för 8 timmars exponering

Vibrationsdirektivet

1,15 och 0,5 m/s² gäller var och en av de tre (lineära) standardriktningarna x, y och z.

ISO 2631-1

"Rekommenderade gränsvärdena" i bilaga B, fig B1; ungefär 0,8 och 0,5 m/s² gäller bara vertikala vibrationer (z) och sittande person (kan tillämpas bara "mycket försiktigt" för andra typer av exponeringar).

Mätstorheten

Vibrationsdirektivet

RMS (eller VDV) acceleration i den dominerande riktningen.

ISO 2631-1

kan vara antingen acceleration i z-riktningen, dominerande riktning eller vektorsumman

Viktning i x- och y-riktningarna

Vibrationsdirektivet

1,4 gäller både sittande och stående arbetare

ISO 2631-1

1,4 bara för sittande person

Om mätstorheter

Enligt mina källor som är mest svenska och finska, brukar vertikala vibrationer vara dominerande bara på asfalt. Nästan alltid när man kör på plogad åker eller i skogen, blir y-riktningen dominerande (när man tar hänsyn till faktorn 1,4). Vid hjullastare och dylika mobila arbetsmaskiner blir x-riktningen dominerande. Man bromsar hårt eller stöter mot föremål eller lasten gungar förarhytten upp och ner vilket förorsakar att kabinen går fram och tillbaka. Allt detta ger, att exponeringsgränsen för dominerande riktningen måste vara något större än för z-riktningen.

Vad är då "något större"? Det är ungefär 1,2 till 1,4 gånger som genomsnitt, men varierar mycket.

Detta betyder att direktivens gränsvärde 1,15 för dominerande riktningen troligen är litet, men bara lite mera liberal än 0,8 m/s² för vertikal direktion. Eller matematiskt: $(1,2 \text{ till } 1,4) \times 0,8 \text{ m/s}^2 = 0,96 \text{ till } 1,12 \text{ m/s}^2 < 1,15 \text{ m/s}^2$.

Om man hade valt vektorsumman (som Finland föreslog under sin tid som ordförande i EU) skulle det motsvarande ha varit ungefär 2 gånger större än 0,8, alltså ungefär 1,5 m/s².

Några brister

Direktivet kräver att arbetsgivaren i riskvärderingen tar hänsyn även till enstaka eller upprepande stötar, men ger ingen gräns- eller

normativt värde för dessa. För kortvariga dagliga exponeringar är direktivet alltså mycket liberalt.

Det kan tolkas att tillåta till och med 15 m/s^2 för 3 minuter/dag. Tre minuter är den minsta tiden för mätning av helkroppsvibrationer enligt ISO 2631-1.

För handvibrationer finns samma brist. Minsta tid för mätning enligt ISO 5349-1 är 8 sekunder. Man kan tolka det som att direktivet tillåter en daglig acceleration (vektorsumman) som går upp till 300 m/s^2 .

Det finns också brister i standarden ISO 2631-1. Man skulle hellre ha en standardserie.

ISO XXXX Vibration and shock.

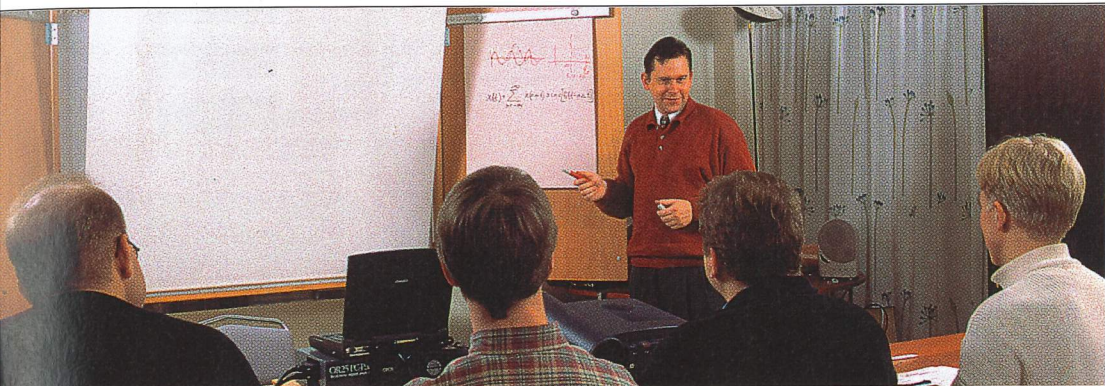
Whole Body Vibration - Measurement of occupational exposure.

Non-impulsive vibration. Part 1 skulle innehålla metoden att användas i förbindelse till direktivets gränsvärden.

Impulsive vibration. Part 2 skulle innehålla metoden, vilken man använder som option om det är troligt att kraftiga stötar finns d.v.s. när "crestfaktorn" är större än 9. Denna metod kunde vara "running RMS".

Man skulle kanske också klart separera metoden som gäller hälsoriskbedömningar från metoden, vilket gäller bedömningar av komfort för såvida inte mätstorheter och -metoden är samma i båda fall.

För vissa medlemstater skulle man ännu troligen ha två delar till. Eller kanske bara en, Part 3: VDV-metoden.



Vi är Nordens ledande leverantör av utbildning, konsulttjänster och programvaror inom ljud- och vibrationsområdet

Se vårt utbud på www.saven-edutech.se eller beställ vårt kursprogram.

SAVEN

Nyhet! Toolboxar för ljud- och vibrationsanalys

Med våra Toolboxar sparar du tid eftersom du slipper utveckla och testa alla rutiner själv. Alla funktioner är öppna (m-filer), så att du lätt kan ändra och komplettera för att anpassa till din egen applikation. Toolboxarna innehåller funktioner för analys av mätdata och för simuleringar.

Saven EduTech AB
Box 504, 183 25 Täby
TEL 08-473 50 00
FAX 08-473 59 00
E-POST kurs@saven.se
www.saven-edutech.se

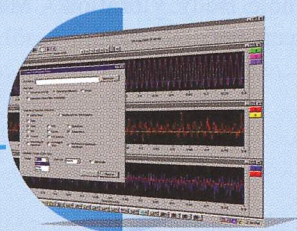
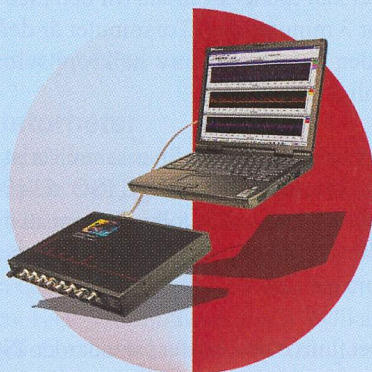


ZonicBook™

Mångsidig vibrationsmätning

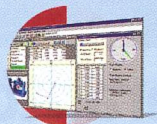
- 4, 8 eller 16 kanaler
- 51,2 kHz sampling/kanal
- Separata 16 bitars A/D-omvandlare
- Bandbredd upp till 20 kHz
- Antivikningsfilter

eZ-Analyst™ realtidsanalys



Programvaror:

eZ-Balance™



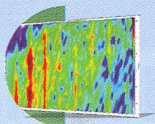
Maskin-
balansering

eZ-THOMAS™

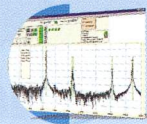


Vibrations-
övervakning

eZ-Rotate™



Vibrationsanalys av
roterande maskiner



Oförstörande -
provning

**SYSTEM
TECHNOLOGY**
SWEDEN AB

System Technology
Sweden AB
Box 304
581 02 LINKÖPING
Tel: 013-35 70 30
Fax: 013-14 05 30

hemsida:
www.systemtech.se

e-post:
svib@systemtech.se

NYA REGLER I FINLAND

Vad betyder direktivet i praktiken? I Finland torde det med mera betyda helt nya regler och även att man småningom börjar hitta mera vibrationsskadade. Tillsvidare brukar det nämligen finnas i statistiken bara 10 till 20 personer med vita fingrar och nästan alla är gamla skogsarbetare. Men inga eller nästan inga som jobbar med slående tryckluftsverktyg kommer till exempel med. Det är också troligt att importörer som försöker att bringa kedjesågar utan vibrationsdämpade handtag på marknaden kommer att försvinna.

Troligen betyder direktivet också att man sätter fart på utvecklingen av aktiv- och halvaktivdämpning av traktor- och skogsmaskiner. Kanske också för hjullastare och gruvmaskiner?

KONSEKVENSER

Konsekvensen blir nämligen att man kan ploga med en modern vändplog eller returplog (på finska *paluuaura*) i 8 timmar utan att nå över exponeringsgränsen. Men för harvning överskrids gränsen redan efter ungefär 1 timme. Samma resultat får man om man inte har använt vändplog men har extra breda hjul eller tre axlar. Man kan underskrida exponeringsgränsen med nuvarande maskiner utan särskilda konster men det går oftast inte att komma under aktionsgränsen (*action value*).

Direktivet kommer, utan att direkt gälla maskiner, troligen sätta fart på produktutvecklingen. Det kommer dock inte att göra alla gamla traktorer och andra konventionella maskiner oanvändbara. Aktivt och halvaktivt dämpade traktorer blir dyrare, men bara 5 - 10 procent. Skogsmaskinsoperatörerna

förefaller inte vill byta tillbaka när de väl har prövat på nya mindre skakande modeller eller prototyper.

Kanske får man också se en dylik utveckling av fartyg och båtar. Man har hittills utnyttjat stötdämpande åtgärder och apparater i mindre utsträckning till sjöss än på land.

För specialfartyg som t ex isbrytare behöver man troligen inte utveckla något nytt på grund av direktivet. Deras skakningar var som störst i x-riktningen uppe på bryggan när man backade från en "ice ridge" (på finska: *ahtojää*) och även då gick accelerationsvärdet under "action value" 0,5 m/s².

Direktivet skall i sin helhet tas i bruk ganska långsamt och komplicerat. Medlemsstaterna skall ha sina regler färdiga år 2005. Övergångsperioden kan vara högst 5 år utom för jordbruk och skogsbruk som har 4 år extra på sig. Alla skall vara på samma linje först 2014. Det är ett typiskt minimikravdirektiv.

Ilkka Kyttälä

Modal Acquisition and FE Model Updating of an Exhaust

Jeroen Deweer

Tom Van Langenhove

LMS International, Heverlee, Belgium

ABSTRACT

The use of numerical models as basis to assemble or modify all kind of new structures is increasing over the last years. This has as benefit that it reduces the number of expensive, physical prototypes. These numerical models however must be verified and validated against measured data. Updating is generally needed to guarantee accurate correspondence with reality.

This paper focuses on an exhaust. It describes the different steps of the complete process from the acquisition till the updating. On the measurement side, some typical acquisition measures and an efficient approach to handle (slightly) inconsistent data sets is explained. On the numerical side, it is investigated how to achieve the final updated exhaust with physical relevant characteristics.

INTRODUCTION

The dynamic behavior of a structure is, in general, identified in a modal analysis performed on measured Frequency Response Functions (FRFs). The identified modal parameters are often used in the validation and update process of its finite element (FE) model to have a valid and condensed representation of reality for use in lifetime estimations, optimization processes or system synthesis computations.

The exhaust case elaborated in this paper fo-

cuses on the modal acquisition and analysis as well as on an efficient updating strategy of its FE model. All the steps needed to have a valid FE model representation are demonstrated and described. First of all, an aliasing-free test geometry of measurement and valid excitation points is created from the FE model. This created test wire frame is used for the acquisition and visualization of the modal vectors (mode shapes).

Not having enough measurement channels and transducers results in different measurement patches. However, replacing transducers causes a condition change of the exhaust. This can result in inconsistencies in the globally identified modal parameters. Single poles are identified as double poles and incomplete mode shapes are extracted. Nevertheless, it will be demonstrated that nice and correct mode shapes can be identified from these inconsistent data sets affected by mass loading and change of measurement condition. These mode shapes together with the modal frequencies are needed in the FE correlation and updating process.

PRE-TEST ANALYSIS OF THE EXHAUST

A test wire frame is created in a pre-test analysis. This is done based on the available

Din komplette kalibreringsleverantör

Låg frekvens

Vår lågfrekvensvibrator har en slaglängd på upp till 15 cm.

Hög precision

Med vår laserinterferometer kalibrerar vi referens-accelerometrar.

Komplett verifiering

Förutom givare kalibrerar vi även kompletta vibrationsmätinstrument. Vi kontrollerar då filter, tidsvägning, känslighetsomkopplare, mm.

Hög acceleration

Vi kan kalibrera accelerometrar upp till 50 000 m/s².

Impedansgivare

En impedansgivare är en kombinerad accelerometer och kraftgivare.

Fullservice

SP kan kalibrera de flesta slags instrument, t ex inom områdena ljud och ljus, elektricitet, klimat, mått och vikt, mm.



Varför kalibrera hos SP?

SP är Sveriges centrum för mätteknik. Här finns landets bästa mättekniska resurser och största sakkunskap inom området. Vi har lång erfarenhet av att inventera mätidon, kravnivåer och mätbehov för bl a industrin. Vi genomför kalibrering för hela företaget.

Som riksmätplats upprätthåller SP referensnormalerna för samtliga centrala mätstorheter. Vi har följaktligen hela den spårbarhetskedja som moderna kvalitetssystem fordrar vid kalibrering av mätidon. Forskning och utveckling bedrivs kontinuerligt för att ytterligare förbättra noggrannheten.

FE geometry and the corresponding analytical modes. This test geometry groups a minimal number of measurement points and excitation points and is able to capture all modes up to 200 Hz without suffering from aliasing. It is important to perform such a 'pre-test' analysis before starting the acquisition (ref. [1]).

The analysis starts from a well-chosen subset of the analytical points. This group, the 'initial' group of nodes/degrees of freedom (DOFs) is usually chosen based on experience and knowledge of the dynamics of the structure. To evaluate the quality of a possible subset of the available analytical nodes and their corresponding DOFs, a Modal Assurance Criterion (MAC) calculation is launched.

SELECTION OF MEASUREMENT POINTS FROM THE FE MODEL

If the off-diagonal terms of the resulting MAC matrix are smaller than 0.1 or 0.2, the cross-correlation between the modes of interest is sufficiently low and the chosen set of measurement point will be able to observe all target modes. If the initial group of points is not able to observe all target modes, a maximum off-diagonally MAC (MODMAC) al-

gorithm can be launched.

This algorithm aims at the completion of the initial subset with extra points/degrees of freedom. They are chosen out of an additional subset such that a resulting group of points/degrees of freedom is kept that shows off-diagonal MAC values below a given threshold for a given set of target modes. This means that with this final group all modes of interest will be visible and no aliasing effects will occur.

EXCITATION POINTS

A software routine calculates the most appropriate excitation points: the DOFs that excite the modes of interest the most. This is based on the driving point residues (DPR) of these selected modes. One can select these excitation points looking at maximum and minimum DPR values or taking into account average and weighted DPR values for all modes.

THE EXHAUST TEST GEOMETRY

Thus, the goal is to observe all modes up to 200 Hz, with a limited set of points measured in all three directions. To start the pre-test analysis, some DOFs are intuitively selected representing the initial exhaust geometry. The final group of geometry points is achieved in 1 step. Only some specific points from the top part of the exhaust are added to the initial group. This combination creates a perfectly diagonal (auto) MAC matrix till 180 Hz (Figure 2). These MAC matrix values assure an aliasing-free visualization of the modes till 180 Hz. The final group consists of 35 points, thus, 105 DOFs. Better results can not be achieved with a limited set acquisition DOFs.

Two DOFs are still added to the final group: the DOFs at the excitation points to measure

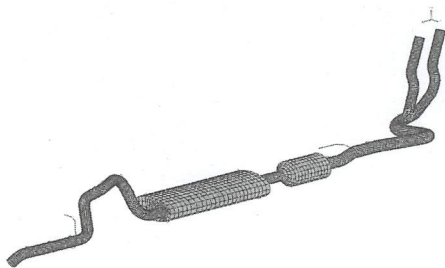


Figure 1
FE model of the exhaust

It Packs a Punch!

**Larson
Davis**

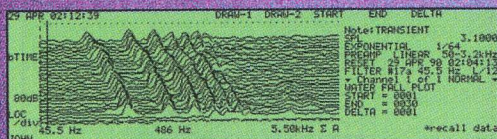
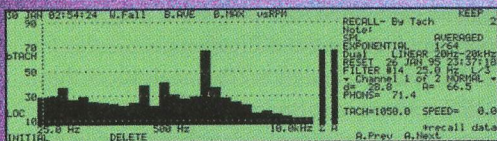
2900B



Frequency Analysis: The Model 2900B measures Normal, Min, Max, Leq, SEL, and Max Spectra simultaneously using 1/1, 1/3 octave digital filters or FFT to 800 line resolution with zoom capability. It also performs real-time dual channel analysis to 20 KHz using 100, 200, 400 line FFT and 1/3 octave filters. On top of all this the 2900B will also perform true dual channel sound level measurements exceeding international standards.

Transient Event Measurements: The 2900B can auto-store 1/1 and 1/3 octave spectra to memory as fast as they are produced from the processor. We refer to this as byTime autostore. Upon recall, you may choose to simply page through them one by one, bringing each to the screen under manual control. Or, you may select to examine them using the unique live waterfall display which sequentially draws the stored spectra, in slow motion, each overlaying the preceding ones, for dynamic visualization of the spectral changes in time. Or you may wish to examine the level versus time curve for any particular frequency, with easy scrolling forwards and backwards through the frequency bands.

Sound Intensity, Sound Power (Optional): Used with a Larson Davis Sound Intensity Probe, the Model 2900B provides real-time measurement and display of Sound Intensity, Sound Pressure Level, Particle Velocity and Quality. Sound Intensity can be a difficult measurement when the acoustic field is highly reactive. A large dynamic range is necessary and it is important that the Quality (intensity/SPL) of a measurement be examined in the field to determine to what degree the measurement being made is really an accurate representation of the sound intensity. The Model 2900B uses multiple field indicators for scanning and point methods, to calculate and display Quality. The Model 2900B also gives intensity in 1/3 octave or FFT format for optimal source mechanism identification, particularly with vibrating structures and machinery.



ACOUTRONIC

Box 1180, S-181 23 LIDINGÖ
SWEDEN

Tel 08-765 02 80, Fax 08-731 02 80

the direct Frequency Response Functions (direct FRFs). These two excitation DOFs can be calculated as explained in previous paragraph about the excitation points: the DPR values calculation. The analysis of the DPR values results in two DOFs at the extremes of the exhaust as excitation points;

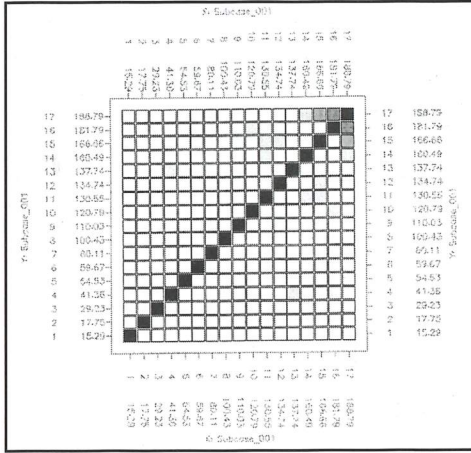


Figure 2

IGMAC matrix of the measurements DOFs

one in Z direction and the other one in Y direction. This is no surprise as the highest deformations occur at these positions: high deformations result in a strong excitation of the modes. For test purposes, these two points are not good shaker attachment points. Because of the large deformations at these flexible points, the shaker (force cell) can get loose from the exhaust. Another pair of excitation DOFs has to be looked for.

Two DOFs are intuitively selected as excitation positions. The direct FRFs are synthesized with the FE modes as input to evaluate the chosen positions: at each mode, at least one of both functions should peak. This is the

case for the selected DOFs: DOF (Z direction) just before the muffler and DOF (Y-direction) under the manifold (Figure 3). At this

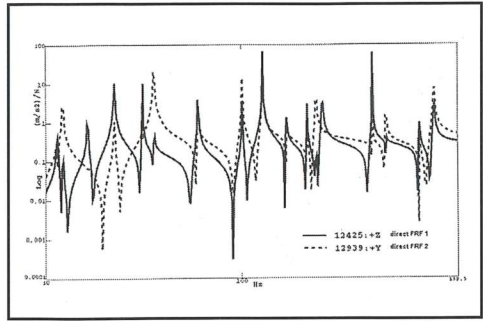


Figure 3

Direct frequency response functions

point, one can assume that the shakers at these two positions will excite all modes of interest sufficiently during the test.

The test geometry assures a good modal identification of the modes till 200 Hz (or at least till 180 Hz with this limited set of points). Using the FE model to derive the test wire frame will also result in an easy and perfect geometric correlation needed for update purposes.

In a last step, slave degrees of freedom (DOFs) are added to the measurement points to make the geometry clearer. The final wire frame is drawn through all measurement and slave DOFs. A slave DOF is a DOF of which the mode shape movement is related to that of the master.

MODAL ACQUISITION AND ANALYSIS

35 points are measured in 3 directions together with 2 DOFs at the excitation positions. The

acquisition of the set of 107 DOFs is done with a 24 channel LMS Difa SCADAS III front-end. The points are divided in 2 groups, which are measured in 3 times: the X, Y and Z direction. This means that 6 measurement

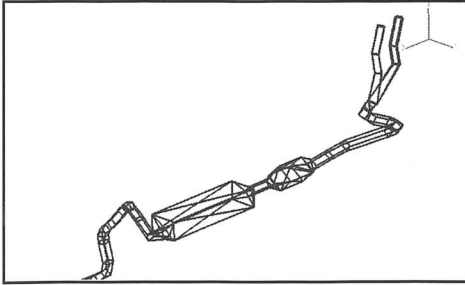


Figure 4

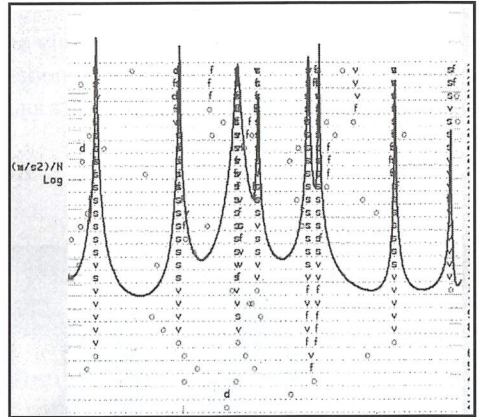
Complete test geometry of the exhaust

patches are needed: 3 runs (X, Y and Z) for the 2 groups. After the first 3 runs some accelerometers are repositioned for measurement of the second group. In the last group, fewer points need to be measured, nevertheless the same amount of transducers is put on the exhaust to try to have the same mass loading conditions. This means that some points are measured two times.

The identification of the modal parameters from the measured data sets, is not so straightforward: during the acquisition, accelerometers were repositioned in between run 3 and run 4 without using any dummy masses. This created 2 slightly inconsistent data sets (one per point group) that will have an influence the results of the modal analysis (ref. [2]). It is recommended to identify the modal parameters of the exhaust for the first and the second group of measurement points separately. Afterwards the 2 pieces of the mode shape r can be merged together per mode r using the driving point residues.

MODAL ANALYSIS PER DATA SET

Applying the Polyreference LSCE on only one group of points, results in a nice and clear stabilization diagram. The frequencies, damping values and vectors of the system poles are clearly visible: one line (per peak) is built up by almost only 's' values. These stabilized poles (frequency, damping and vector) are selected on the diagram and the pieces of mode shape are calculated per point group: 16 modes below 200 Hz are identified. The pieces of mode shape of both groups are merged together per mode.



Stabilization diagram

Figure 5

The mode complexity values of the merged mode shapes are near 100 % as should be the case for high quality modes. This value expresses how a mode reacts on a mass addition per DOF. This value is 100 % when the damped natural frequency shifts downwards when adding a mass on each DOF separately.

The modal phase collinearity values (MPC) for the complete modes are also good: 12 modes have a MPC value of 98-99 %. The other 4 modes have a MPC of 95-96 %. The MPC index should be high (near 100%) for real normal modes. A low MPC index would

indicate a complex mode, either because of local damping elements in the tested structure or because of an erroneous measurement or analysis procedure (ref. [3]).

Finally, the MAC matrix shows that the 16 merged modes form a linear independent modal set. These merged modes can be used as input to synthesize the FRFs and compare them with the real measured ones to check if indeed all modes were identified with their correct modal participation.

SMALL DIFFERENCES

When doing the identification separately as described in previous paragraph, some modes are identified with 2 different frequencies and

damping values. A modification prediction package can be used to calculate the correct frequency and damping values without any mass loading, ref. [4]. The accelerometers are represented by small masses placed on the sensor positions of the exhaust. For one of both modal sets a modification prediction can be done with negative values for the sensor masses to calculate what the frequency and modal damping values would be without the accelerometers.

What the exhaust concerns, generally, the frequency and damping values did not differ a lot. The extra modal design step is not executed here.

The advertisement features a photograph of a person with blonde hair, seen from the back, sitting at a desk and working on a computer. The desk is cluttered with various electronic equipment, including multiple monitors, a keyboard, and other technical devices. In the background, there are shelves filled with more equipment and cables. Overlaid on the image is the company name 'AKUDA' in large, bold, black letters. Below it, 'AKUSTIK OCH DATATEKNIK' is written in smaller, blue, serif capital letters. At the bottom left, contact information is listed in black text. At the bottom right, a line of text in Swedish is displayed in black. The overall tone is professional and technical.

AKUDA
AKUSTIK OCH DATATEKNIK
V K O D V

AKUDA
Gunnar Lindahl
Box 14
139 21 Värmdö
Tel o Fax 08-570 209 21
E-post gunnar.lindahl@mailbox.swipnet.se

Mer än 35 års erfarenhet av
ljud- och vibrationsmätningar

CORRELATION OF MODELS

The test structure is now represented by its modal parameters. In this paragraph it is the purpose to evaluate how close the FE model resembles the reality or in other words, how good the FE model correlates with the test model.

The correlation analysis is executed in three steps. First of all, a geometric correlation has to be performed. But because the test wire frame was derived from the FE model, this step is trivial. The test geometry matches perfectly the FE model. Thus, at this point a node pair table can be created on the spot. No translation and rotation values need to be specified (translation=rotation=0). If the test geometry would not have been taken from the FE model but separately have been created by the test engineers, a calculation of translation and rotation would be necessary to be able to put the two models on top of each other. Afterwards, the test modes are transformed to the FE model geometry using the previous created

Table 1

	FE Modes Freq(Hz)	Test Modes Freq (Hz)	Diff (Hz)	MAC (%)
1	15,29	15,38	-0,09	91
2	17,75	18,08	-0,34	94
3	29,23	30,04	-0,81	94
4	41,37	44,00	-2,63	95
5	54,53	56,63	-2,10	91
6	59,67	61,99	-2,32	91
7	80,11	77,68	-2,43	91
8	100,43	98,76	1,67	88
9	110,03	113,79	-3,77	84
10	120,79	119,13	1,65	75
11	130,56	153,16	-22,61	79
12	134,74	133,99	0,75	74
13	137,74	132,70	5,03	71
14	160,49			
		169,36		
15	166,66			
16	181,79			
17	188,79	180,84	7,96	89
		196,06		

Mode pairs with frequency difference

node pair table. At this point, only the real measured DOFs of the exhaust (not the slave DOFs) are selected to continue the correlation analysis.

In a last step, a MAC matrix (Figure 6) tells us how good the FE modes correlate with the test modes. The high MAC values (> 75 %) show us which FE mode shapes resemble to which test mode shapes. Together with these mode pairs, also the frequency differences are returned (Table 1).

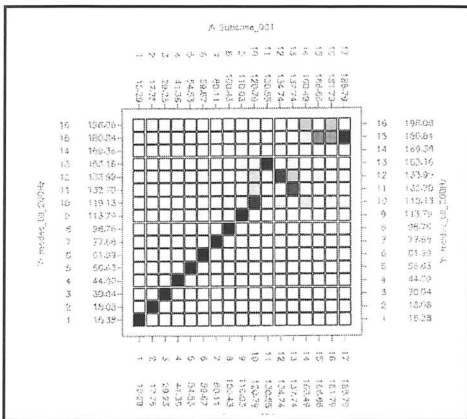


Figure 6

MAC between test modes and the FE modes

In Figure 6 and Table 1, it can be seen that there is a good correlation between FE model and Test model up to 120 Hz. Above this

frequency one can notice some differences between the two models. Some test modes and FE modes are not correlating and there is a mode switch between mode 11 and mode 13 (bold, Table 1). Correlation problems with the last two modes however can be explained by the limitation of the test wire frame (test wire frame good till 180 Hz). This can already be seen on Figure 2. In the right upper corner, one can see that some off-diagonal elements are still present. This means that for these modes aliasing effects occur and, thus, can have an influence on the correlation results.

FE MODEL UPDATING

The MAC Correlation looked good for modes 1-10, as did the frequency correlation. Many analysts would presume that if the fundamental modes correlate well, they have done a good job of representing the basic mechanical properties of the exhaust system (stiffness or Young's Modulus, mass, etc.) and this is either good or as good as it gets.

This is far from true, however. It is absolutely critical that we recognize the importance of the higher order modes (such as modes 11-13 in this case). These modes can have important effects on the performance of the exhaust system. For example, the choice of hangar locations is based on the mode-shapes, so if FEA gives incorrect results for mode-shapes, we might put hangars in a location where they vibrate more and are more prone to failure. We might also have one of the exhaust modes coinciding with a cruising speed engine order. If the frequency correlation is poor, we never realize that, leaving our exhaust system prone to vibration fatigue failure. The bottom line is that we really have to correlate ALL of the modes in the operating frequency band if we want to Design Right First Time.

COMPARING OF MODE SHAPES

Before we can improve Test/FE correlation, we need to understand (physically) why the correlation is bad. Different tools are available to do that, among them are MAC, CoMAC, and FRAC plots, but perhaps most physically meaningful is comparing the animated mode-shapes of the Test and FE models. In this case, we first take note of the fact that mode pair 11 has different frequencies for FE and Test models. For the FE model, the frequency is 130 Hz, whereas for the Test model the frequency is 150 Hz. This leads us to believe that the FE model is not stiff enough, but it doesn't tell us where. The animated mode-shape shows us that a "scissoring" of the down-pipes is the dominant motion for this mode, and that the joint (down-pipe junction) between the two down-pipes is being "worked".

Intuitively we can conclude that if we stiffen the junction, the frequency of the FE model should increase to be closer to that of the test. And this makes sense, since consideration of the manufacturing process leads us to realize that this is a welded junction. The additional material deposited by the welding process actually stiffens the junction. Based on this knowledge, we could now start making *trial changes* to our FE model to better represent the weld, and continue checking correlation to the test until acceptable levels are achieved.

ADVANCED MODELS

Advanced modules available in LMS/Gateway, however, can help to automate this process as well. Possibilities include the automation of the updating using sensitivity calculations. It is worth noting that sensitivity analysis performed on the exhaust model also shows that the down-pipe junction is the critical area of this model affecting correla-

tion of modes 11-13. This is shown in a contour plot form in Figure 7, where the scale ranges from least sensitive (dark) to most sensitive (lighter).

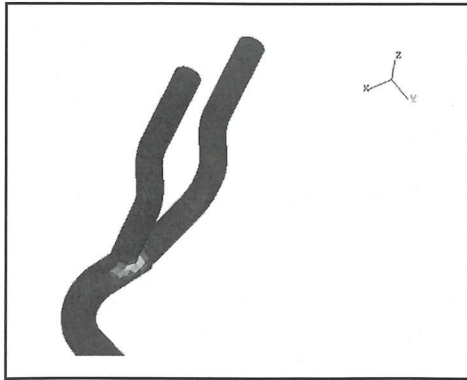


Figure 7
Element stiffness sensitivity mode 11

Finally we get to change the model to improve the correlation. This can be either a manual or automatic process, and optionally can even be driven by optimization software like LMS/Optimus. In this updating process, the frequency correlation and the MAC correlation is improved at the same time by changing the pipe thickness, the muffler thickness, the catalisator thickness and the thickness of the down-pipe connection welds.

To achieve the correlation in Table 2, we increased material thickness of both welds in our FE model (the highlighted areas in figure 8) by aproximately 100%, while the other thickness kept more or less their initial values. Measurement of a prototype exhaust verifies that this change is appropriate.

Table 2

	Updated FE Modes Freq(Hz)	Test Modes Freq (Hz)	Diff (Hz)	MAC (%)
1	15,24	15,38	-0,14	94
2	17,67	18,08	-0,41	95
3	29,21	30,04	-0,83	97
4	41,35	44,00	-2,65	98
5	55,11	56,63	-1,52	97
6	59,80	61,99	-2,19	96
7	80,30	77,68	2,62	96
8	100,50	98,76	1,74	95
9	111,13	113,79	-2,66	90
10	122,66	119,13	3,53	82
11	136,00	153,16	3,30	81
12	141,90	133,99	7,91	81
13	145,70	132,70	-7,46	82

Updated mode pairs with frequency difference

CONCLUSION

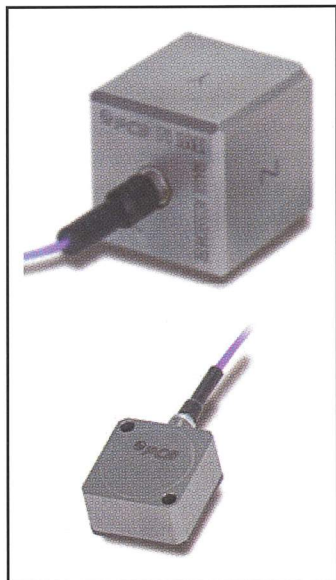
In this paper, every step to update the FE model of an exhaust using the latter to prepare the measurement and modal analysis (pre-test) has been described. Using this FE model to create a test wire frame resulted also in an easy correlation step as extra benefit. Different aspects were highlighted as the use of slave DOFs to complete the test geometry and the influence of the mass loading on the modal analysis. Additionally, a modal analysis procedure on inconsistent data sets was proposed: the modal analysis was executed in two steps and the pieces of the different mode shapes were merged together. Last but not least, the FE modes should as good as possible represent reality. FE modes should be updated in a way that the new exhaust characteristics are realistic. In our case it was important to take into account the welded joints in the modeling.

SPINDLER®

Industriaccelerometer för vibrationsövervakning av
högstighets bearbetningsmaskiner



 **PCB PIEZOTRONICS** INC.
VIBRATION DIVISION



Kapacitiva Accelerometrar

En- och triax accelerometrar för
typiska miljömätningar. Givarna
har frekvensområden från DC
till 500 Hz och finns i
mätområden från 3g till 20g
med 100 eller 1000 mV/g i
känslighet.

 **PCB SCANDINAVIA AB**

Ring 08-444 38 70 eller
E-post: info@pcbscandinavia.se

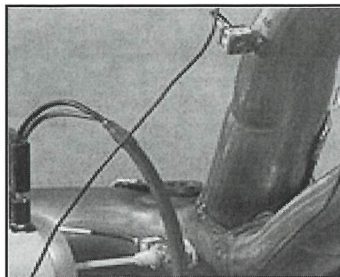
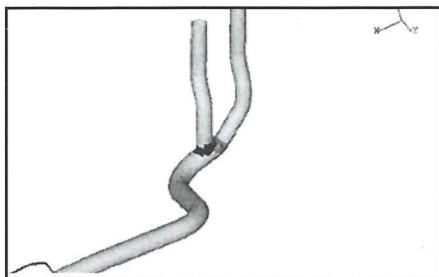


Figure 8 *The two thickness parameters around the down-pipe weld (black and grey).*

References

1. Van Langenhove T., Brughmans M., "Using LMS/Pretest and MSC/NASTRAN to find an optimal sensor placement for modal identification and correlation of aerospace structures", MSC World Aerospace Conference, 7-9 June 2000
2. Van der Auweraer H., Leurs W., Mas P., Hermans L., Modal Parameter Estimation from Inconsistent Data Sets, IMAC, Feb. 2000
3. LMS CADA-X Modal Analysis manual
4. LMS CADA-X Modal Design manual
5. Brughmans M., Leuridan J., Van Langenhove T., Turgay F., Validation of automotive component FE models by means of test-analysis correlation and updating, SAE 1999
6. Cavallo C., Giovanni I., FE model validation and mode behaviour prediction tuning through an optimized experimental modal analysis procedure: a typical truck component application, European Automotive Conference (EAC), Barcelona July 1999

T H E K N O W L E D G E C E N T R E

Calibration for Sound and Vibration

DELTA offers accredited and traceable calibration of:

- Measuring Microphones
- Microphone Preamplifiers
- Microphone Power Supplies
- Frequency Analysers
- Sound Level Calibrators
- Pistonphones
- Measuring Amplifiers
- Sound Level Meters
- Octave Filters
- DAT Recorders
- Mouth Simulators
- Ear Simulators
- Calibration Exciters
- Accelerometers
- Charge Amplifiers

Calibration performed by DELTA is traceable to international laboratories such as DPLA, DFM, NPL, PTB, and SP.

DELTA is accredited by DANAK (Danish Accreditation) to carry out calibration and testing.

DELTA

Acoustics & Vibration

Akademvej
Building 356
DK-2800 Kgs. Lyngby
Denmark

Tel. (+45) 45 93 12 11
Fax (+45) 45 93 19 90
email: caliblab@delta.dk
www.deltacalibration.dk

More information (incl. prices) at www.deltacalibration.dk

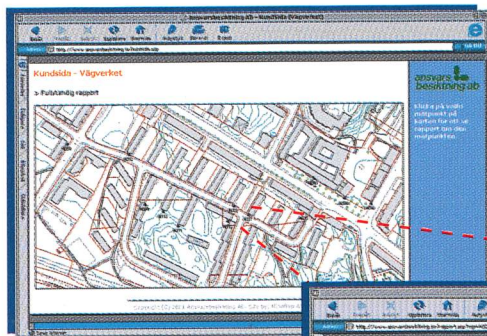
Het nyhet från Ansvarsbesiktning AB och Göteborgs Byggmästartjänst AB

Resultat i realtid via Internet ...bara genom ett klick

- MARKVIBRATIONER
- LUFTSTÖTVÅG
- GRUNDVATTEN
- BULLER*
- LUFTFÖRORENINGAR*

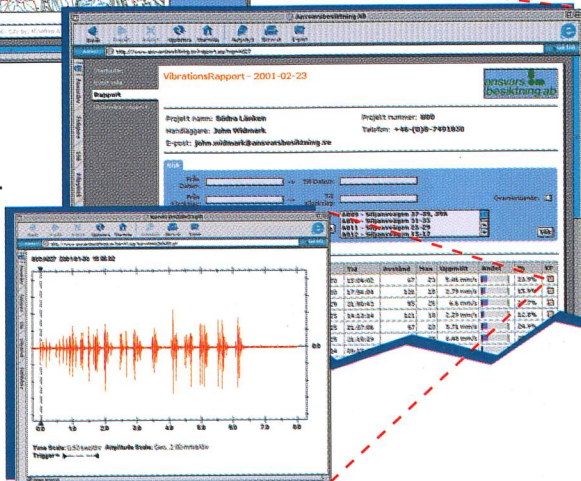
*under utveckling

Vi presenterar databasen VIPNET som underlättar och effektiviserar ditt arbete, vilken är avläsbar via internet och kan om så önskas presenteras med en överskådlig kartbild.



Välj aktuell mätpunkt på kartbilden...

...se resultaten, önskade data... skriv ut rapport...



...och se kurvförloppet



Ansvarsbesiktning AB
Bisitargatan 24
129 44 Hägersten
Tel: 08-749 1850
Fax: 08-647 1137
info@ansvarsbesiktning.se

VIPNET används idag bl.a. vid:

- SÖDRA LÄNKEN
- E6 HOGDAL
- BLÅKOLLSTUNNELN I OSLO
- G:A RIKSHOSPITALET I OSLO



Byggmästartjänst AB
Herkulesgatan 3A
417 01 Göteborg
Tel: 031-510900
Fax: 031-510985
info@byggmastartjanst.se

www.ansvarsbesiktning.se

www.byggmastartjanst.se

Kurser & konferenser

8 – 11 juli 2002

Ninth International Congress on Sound and Vibration

Plats: Orlando Florida, USA

Upplysningar:

ICSV9 Congress Secretariat

c/o Dr Jamal Nayfeh

College of Engineering and Computer Science

University of Central Florida

P.O. Box 162993

ORLANDO, FLorida 32816-2993

Tel: +1 407-823-2455

Fax: +1 407-823-6334

E-mail: icsv9@mail.ucf.edu

2 - 4 september 2002

COMADEM 2002 – 15th International congress & Exhibition on Condition Monitoring And Diagnostic Engineering Management

Congress fee: 400 GBP; www.comadem.com

In an increasingly global, knowledge-based economy, innovation and sharing best practices will be the primary driver of successful industrial and enterprise policy in the 21st century.

The application of new technology to meet the fast-changing market needs is more important today than ever before. Adequate networking and knowledge-transfer mechanisms are needed to exploit the potential of industry-academia collaborative and partnership links.

Contact person:

Dr. Raj B,K,N. Rao

Tel/Fax +44 121 472 2338

University of Birmingham,

307 Tiverton road, Selly Oak

Birmingham B29 6DA, UK

23 - 27 september 2002

Hållfasta och stabila konstruktioner - dimensionering för funktion, ekonomi och säkerhet

Plats: Hok

Denna kurs är utvecklad inom ramen för det **samarbetsavtal**, som upprättats mellan Chalmers och Skandinavisk Företagsutbildning AB beträffande samverkan kring öppna avgiftsfinansierade kurser inom det avancerade tekniska området för civilingenjörer.

Skandinavisk Företagsutbildning AB
Box 2086

194 02 Upplands Väsby

Tel: 08-590 740 80

Fax: 08 590 731 37

E-mail: jardin@ftgutb.se

25 - 27 september 2002

Third Asia-Pacific Conference on Systems Integrity and Maintenance and Exhibition

ACSIM 2002 is a biennial international conference dealing with asset maintenance and management relation issues. It is organised by Queensland University of Technology, QUT and will be held at the Hilton Hotel Cairns, Australia.

The objective is to promote research and practice of Conditions Monitoring, Systems

Integrity Maintenance and Maintenance Management. To strengthen the link between academic researchers and industrial practitioners in the field and to showcase state of the art instrumentation and technology.

Browse: www.acsim.com

Email: chair@acsim.com or info@acsim.com

Phone: +617 3864 2220 Fax: +617 3864 5160

7 - 8 oktober 2002

9th Asia-Pacific Conference of Engineering Management Educators

School of Mechanical, Manufacturing and Medical Engineering,

Conference fee: \$385

The first ACEME conference was held at the University of Technology in Sydney in April 1992 and has since then been hosted by various universities in Australia and New Zealand. This year it has been expanded and consequently renamed to include the Asia Pacific region.

Chairman: Prof. Joseph Mathew, Queensland University of Technology, QUT

GPO Box 2434, Brisbane QLD 4001, Australia

Tel: +617 3864 2822 Fax: +617 3864 5160

Email: jw.Thomas@qut.edu.au

11 - 15 november 2002

Vibrerande konstruktioner - dimensionering mot svängningar och buller

Plats: Kungälv

Denna kurs är utvecklad inom ramen för det **samarbetsavtal**, som upprättats mellan Chalmers och Skandinavisk Företagsutbildning AB beträffande samverkan kring öppna avgiftsfinansierade kurser inom det

avancerade tekniska området för civilingenjörer.

Skandinavisk Företagsutbildning AB

Box 2086

194 02 Upplands Väsby

Tel: 08-590 740 80

Fax: 08 590 731 37

E-mail: jardin@ftgutb.se

13– 15 november 2002

Basic Practical Signal Processing

Cranfield University, Bedford England

Upplysningar:

Andy Tomlinsson

School of Mechanical Engineering

Cranfield University

UK - CRANFIELD, Bedford, MK43 0AL

Tel: +44 1234-754 631

Fax: +44 1234-750 728

E-mail: m.a.tomlinsson@cranfield.ac.uk

27 – 28 november 2002

SVIB VIBRATIONSDAGEN 2002

Vibrationsdagen hålls i år den 27 november i Göteborg och arrangeras tillsammans med AU 3 som fortsätter med en 2-dagars temadag med studiebesök den 28 och 29 november.

Ämne: Tunnelldrivning och störningar från tåg och sprängning och underhållning från SäfleOperans "South Pacific".

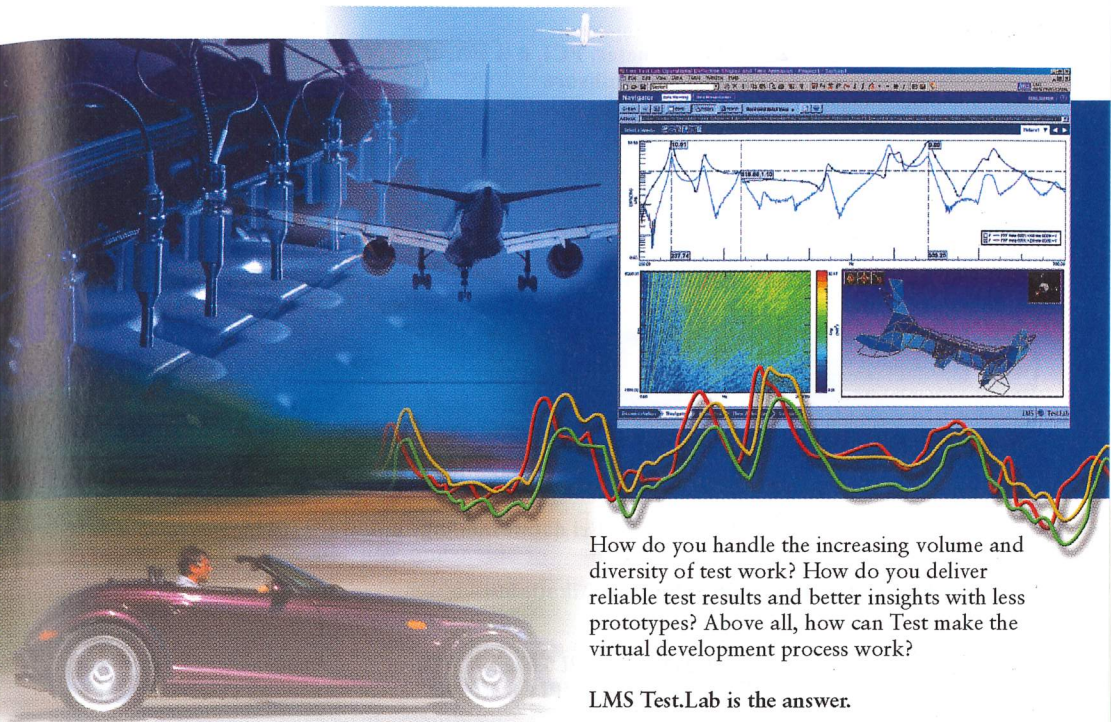
Lokal: Lilla Bommens Konferens Center.

Kontakt: SVIBs kansli, Järnvägsgatan 11, 66130 Säfle.

Tel 0533-69 15 90.

LMS Test.Lab

The Revolution For The Integrated Test Laboratory



How do you handle the increasing volume and diversity of test work? How do you deliver reliable test results and better insights with less prototypes? Above all, how can Test make the virtual development process work?

LMS Test.Lab is the answer.

LMS Test.Lab is a complete and integrated solution for test-based noise and vibration, durability and environmental engineering. It builds upon the blistering performance of the LMS SCADAS III front-end and incorporates over 20 years of experience.

Test.Lab makes testing easier and more productive – without compromising data confidence. It gives better insights through measurement and analysis innovation. Insights that drive the complete development from target setting, to making virtual simulation work.

Visit www.lmsintl.com to discover the next revolution.

LMS  Test.Lab™



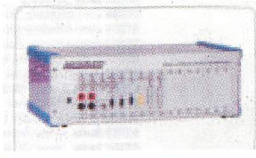
LMS
INTERNATIONAL

Empowering Engineering Innovation

Signalkonditionering, datainsamling, styrning, analys och rapportering.

Hårdvara :

Digital multimeter, PCI, 6 ½ siffror
Med kraftfull mjukvara



USB revolution, DT9800 serie AD, DA, I/O

DATAX signalkonditionering
med USB datainsamling



Alligator filterkort till PC



PCI datainsamlings kort

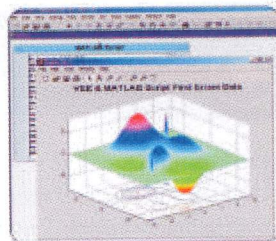


Fri datainsamlings mjukvara till hårdvaran !

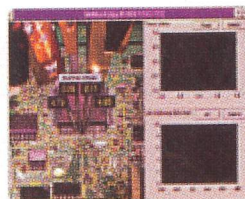
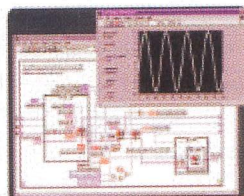
Vi bygger kompletta testssystem enligt specifikation.

Mjukvara :

VEE Pro med DT VPI 6.0 och MATLAB
VEE OneLab med DT VPI 6.0 och MATLAB



"Aktiv X" kontroll
att kontrollera från Word, Excel och Access osv.
och programmering C/C++ och Visual Basic



DT-LV LINK to LabVIEW TESTPOINT



ACOUTRONIC AB

Stockholm 08 - 765 02 80 Göteborg 031 - 21 50 77
www.acoutronic.se acoutronic@acoutronic.se

Significance of non-linearity and component-internal vibrations in an exhaust system

Thomas L Englund, Johan E Wall, Kjell A Ahlin, Göran I Broman

Department of Mechanical Engineering

Blekinge Institute of Technology

SE-371 79 Karlskrona, Sweden.

E-mail: goran.broman@bth.se

Keywords: Correlation; Dynamics; Exhaust system; Linear sub-system; Modal analysis; Non-linear joint

ABSTRACT

In a typical automobile exhaust system a flexible joint is used between the manifold and the catalyst to allow for the motion of the engine and to reduce the transmission of vibrations to the rest of the exhaust system. This joint is significantly non-linear due to internal friction, which makes some kind of non-linear analysis necessary for the complete exhaust system. Theoretical and experimental modal analysis of the part of a typical exhaust system that is downstream the flexible joint is performed. It is shown that non-linearity in this part is negligible. It is also shown that shell vibrations of the catalyst and mufflers as well as ovaling of the pipes are negligible in the frequency interval of interest.

The results implies, for further dynamics studies, that the complete system could be idealised into a linear sub-system that is excited via the non-linear flexible joint, that the pipes could be modelled with beam elements and that the other components within the linear sub-system could also be modelled in a simplified way. A procedure for obtaining properties of such simplified component models is suggested. The agreement between

theoretical and experimental results is very good.

INTRODUCTION

There is a trend to use more computer simulations in the design of products. This is mainly due to demands on higher product performance and shortened time to market. To be useful in the design process it is important that the simulation models are kept as simple as possible while still being accurate enough for the characteristics they are supposed to describe. To reveal weaknesses in the simulation models experimental investigation is necessary. The simulation models can then be updated to better correlate with experimental results.

This study is a part of a co-operation project between the Department of Mechanical Engineering at the Blekinge Institute of Technology, Karlskrona, Sweden and Faurecia Exhaust Systems, Inc., Torsås, Sweden. The overall aim of the project is to find a procedure for effectively modelling and simulating the dynamics of customer-proposed exhaust system lay-outs at an early stage in the product



INTERNATIONAL

vibrations-styrssystem

nu hos

PROXITRON AB



VibPilot

Vibration Control and Analysis Solution
... Windows NT™/2000™ compatible
... precise, compact and affordable
measurement hardware by OROS

Institute for Quality Engineering,
Testing & Approval
Environmental Test Engineering
Bonnema 40, Munich

MILJÖTEST - EMC&HF - HV&ELSÄKERHET - GIVARE

MOTALA 0141-580 00 • Stockholm 08-10 15 80

www.proxitron.se

development process. Demands on, for example, higher combustion temperatures, reduced emissions, reduced weight, increased riding comfort and improved structural durability have made the design of exhaust systems more delicate over the years and more delicate over the years and more systematic methods have become necessary.

Examples of linear studies of exhaust system are the works by Belingardi and Leonti [1] and Ling et al. [2], who focus on simulation models, and the work by Verboven et al. [3] who focus on experimental analysis. An introductory study of the present exhaust system is that of Myrén and Olsson [4].

Most modern cars have the engine mounted in the transverse direction. A flexible joint between the manifold and the rest of the exhaust system is therefore included to allow for the motion of the engine and to reduce the transmission of vibrations to the rest of the exhaust system. Recent suggestions of a stiffer attachment of the exhaust system to the chassis, as discussed by for example Sharke [5], with the purpose of reducing weight, makes this joint even more important. The commonly used type of joint is significantly non-linear due to internal friction, which makes some kind of non-linear dynamics analysis necessary for the complete system.

Thus a more comprehensive approach seems necessary. This paper represents an early step and focuses on the part of the exhaust system that is downstream the flexible joint. The purpose is to verify the assumption that this part is essentially linear so that, in the further studies, the complete system could be idealised into a linear sub-system that is excited via the non-linear flexible joint. The

purpose is also to find a computationally effective and experimentally verified finite element (FE) model of this linear sub-system. This includes simplified modelling of the components. Guidelines for obtaining simple and verified component models, for computationally effective dynamics studies of customer-proposed exhaust system lay-outs is desired, to support the dialogue with the customer and for overall lay-out optimisation.

EXHAUST SYSTEM DESIGN AND EXCITATION

The automobile exhaust system studied in this work is shown in figure 1. The mass is about 22 kg and it has a length of approximately 3.3 m. The system consists of a front assembly and a rear assembly connected with a sleeve joint. Both are welded structures made of stainless steel. The front part is attached to the manifold with a connection flange. The engine and manifold are not included in the study.

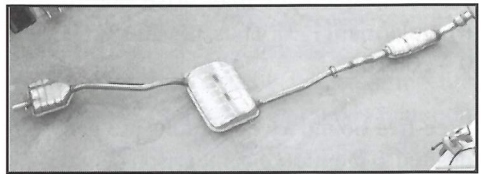


Figure 1. The exhaust system.

Between the manifold and the catalyst there is a flexible joint, consisting of a bellows expansion joint combined with an inside liner and an outside braid. This joint is significantly non-linear due to internal friction. More information on this type of joint is given by, for example, Cunningham et al. [6] and

Broman et al. [7]. The front assembly essentially consists of this joint and the catalyst. The catalyst includes a honeycomb ceramic and the outside shell structure is rather complicated. Thus, detailed modelling would be computationally expensive.

The rear assembly consists of pipes, an intermediate muffler and a rear muffler. Perforated pipes pass through the mufflers, which are filled with sound silencing material. Their outside shell structure is also rather complicated. Besides the connection to the manifold the exhaust system is attached to the chassis of the car by rubber hangers. Two hanger attachments are placed at the intermediate muffler and a third is placed just downstream the rear muffler.

The frequency interval of interest for the modal analysis is obtained by considering that a four-stroke engine with four cylinders gives its main excitation at a frequency of twice the rotational frequency [1, 3]. Usually the rotational speed is below 6000 rpm. Excitation at low frequencies may arise due to road irregularities [1, 3]. Thus, the interval is set to 0 – 200 Hz..

Free-free boundary conditions are generally desired to facilitate a comparison between the FE-results and the experimental results. This also makes it possible to easily exclude the influence of the non-linear joint in the present analysis. It is assured that the flexible joint does not have any internal deformations. Thus it will move as a rigid body in the present analysis.

INITIAL FINITE ELEMENT MODEL

An initial FE-model of the exhaust system is built in I-DEAS [8]. The outside shell structure of the mufflers and the catalyst are modelled with linear quadrilateral shell elements using the CAD-geometry. The mass of the internal material is distributed evenly to the shell. The pipes are modelled using parabolic beam elements. The flexible joint is modelled by stiff beam elements with a fictive density to reflect its mass and mass moment of inertia. Lumped mass elements are used to model the connection flange, attachments for the hangers, nipples and the heat shield. To model the connection between the beam elements representing the pipes and the shell elements representing the mufflers/catalyst rigid elements are used.

By comparing different mesh densities it is found that approximately 140 beam elements and 1900 shell elements are sufficient. The total number of nodes are approximately 2200. This initial model is used as a basis for determining suitable transducer locations for the experimental modal analysis of the exhaust system. The natural frequencies are solved for by the Lanczos method with free-free boundary conditions.

EXPERIMENTAL MODAL ANALYSIS

To sufficiently realise the free-free boundary conditions in the experimental modal analysis (EMA) the exhaust system is suspended, at the hanger attachments and at the connection flange, using soft adjustable rubber bands as shown in figure 2.

From the initial FE-analysis it is known that

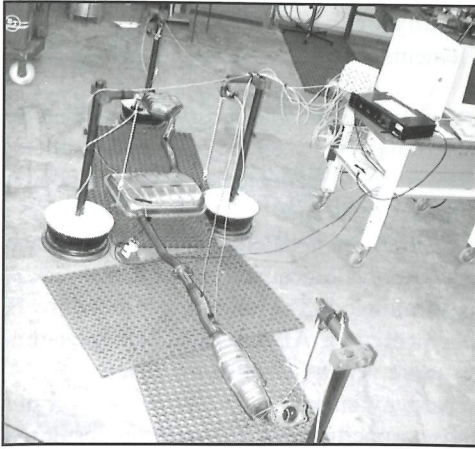


Figure 2. The measurement set-up.

the motion is mainly in the plane (y-z) perpendicular to the length-direction (x) of the system. To be able to excite the system in both the y- and z- directions in one set-up the shaker is inclined. After consulting the FE-model several possible excitation points are tested. The final excitation point is taken just upstream the intermediate muffler, as seen in figure 2. The shaker is connected to the exhaust system via a stinger and a force transducer. A burst random signal is used to excite the exhaust system to avoid possible leakage problems.

Again considering the results from the initial FE-model it is concluded that 25 evenly distributed measuring points should be sufficient to represent the mode shapes in the frequency interval of interest. An HP VXI measuring system with 16 available channels is used. Five triaxial accelerometers could therefore be used in each measuring round.

The accelerometers are attached on top of the exhaust system. To minimise the influence of the extra mass loading the accelerometers are

evenly spread over the exhaust system in each measuring round.

Using the AutoMAC, see figure 3, the chosen measurement points are checked to avoid spatial aliasing. The small off-diagonal terms in the AutoMAC indicate that the chosen measurement points sufficiently well describe the modes in the frequency interval of interest.

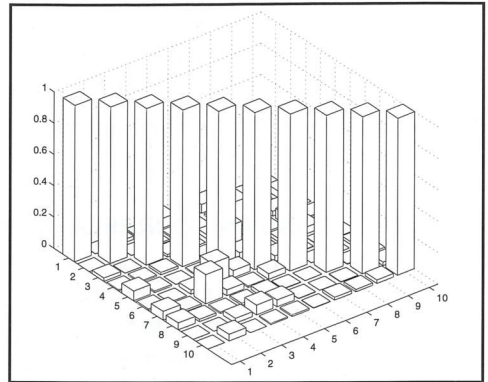


Figure 3. The AutoMAC-matrix.

The quality of the experimental set-up is further assured by a linearity check, a reciprocity check and by investigating the driving point Frequency Response Function (FRF). Also the coherence of some arbitrary FRF's is investigated. All the quality checks show satisfactory results. Due to the long and slender geometry of the exhaust system concerns may arise that the static preload could have an undesired influence when the system hang horizontally. To ensure that this is not the case the exhaust system is also hangged vertically and some arbitrary FRF's are measured. The difference in natural frequencies is negligible between the two set-ups and it is therefore concluded that the initial set-up is satisfactory.

I-DEAS Test [9] is used to acquire the FRF's. The FRF's are exported to MATLAB [10] where they are analysed using the experimental structural dynamics toolbox developed by Saven Edutech AB [11]. The poles are extracted in the time domain using a global least square complex exponential method. The residues are found using a least squares frequency domain method. To improve the quality of the extracted modal parameters only data in the y- and z-directions are used. To get as good fit as possible the curve fitting procedure is conducted in two steps; first in the interval 5-90 Hz and then in the interval 90-150 Hz. Above 150 Hz no significant modes are found.

SIMPLIFICATIONS AND CORRELATION

Determining the natural frequencies of the mufflers and the catalyst experimentally it is seen that no significant local modes are present in the frequency interval of interest. This was also found by Verboven et al. [3]. Therefore the modelling of the mufflers and the catalyst, which are responsible for most of the model size in the initial FE-model, can be significantly simplified. The mufflers and the catalyst are modelled by lumped mass and mass moment of inertia elements. The properties of these elements are obtained from the original FE-model. If more suitable in a general case these properties can also be obtained directly from the CAD-model or experimentally. The lumped mass and mass moment of inertia elements are connected to the beam elements representing the pipes by rigid elements.

The natural frequencies of the pipes are also investigated experimentally. No significant ovaling modes are found in the frequency interval of interest, which confirms the

validity of modelling the pipes by beam elements.

To simulate the flexibility in the welded connections between the pipes and mufflers/catalyst short beam elements with individual stiffness properties are used. These stiffness properties are updated so that the difference between theoretical and experimental results is minimised. The updating procedure is performed in ABAQUS [12], since this software is more suitable for this purpose. A sensitivity analysis is performed to sort out those properties that influence the result the most. These stiffness properties are used in the optimisation procedure. Since updating the stiffness properties manually is both time consuming and difficult this is done by an optimisation procedure. The MATLAB Optimization Toolbox [10] is used for this purpose. A constrained optimisation is performed to minimize the difference between theoretical and experimental natural frequencies. Constraints are used on the correlation between the experimental and theoretical mode pairs, using the MAC-matrix.

The updated FE-model has approximately 200 nodes. Thus a reduction of over 90 % compared to the initial FE-model is obtained. Simplifications of this type are important if direct time integration becomes necessary for the non-linear dynamics analysis of the complete system. It is also important when a large number of simulations are necessary for overall exhaust system lay-out optimisation.

The FE modes are calculated without consideration of damping and are therefore real-valued. To be able to compare these modes with the modes obtained experimentally, which are complex due to damping, the

experimental modes are converted into real-valued modes.

RESULTS AND DISCUSSION

To correlate the mode shapes from the updated FEmodel and the experimental modes a MAC-matrix is calculated, see figure 4.

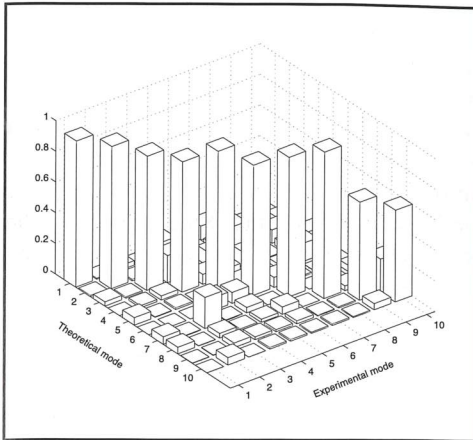


Figure 4. The MAC-matrix.

Except for mode nine and ten the diagonal MAC-values are above 0.85, which indicates good correlation. All the off-diagonal terms in the MAC-matrix are below 0.2. This indicates that the different mode shapes are non-correlated. A comparison between experimental and theoretical natural frequencies is shown in figure 5. The 45-degree line represents perfect matching. The crosses indicate the frequency match for each correlated mode pair. The maximum difference in corresponding natural frequencies is below four per cent. The small and randomly distributed scatter of the plotted points is normal for this type of modelling and measurement process [13].

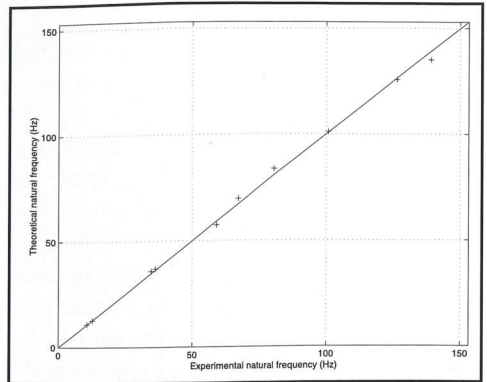


Figure 5. Theoretical and experimental natural frequencies.

The results are summarised in table 1. The damping values are given as the fraction of critical damping and the correlation value is the relative difference between experimental and theoretical natural frequencies. Above 150 Hz no significant modes are found.

Table 1. Results.

Mode	Experimental		Theoretical Frequency (Hz)	Correlation ^a (%)	MAC
	Frequency (Hz)	Damping (%)			
1	10.9	0.32	10.9	0.24	0.95
2	12.9	0.52	12.8	-1.0	0.93
3	34.9	0.49	35.8	2.6	0.88
4	36.4	0.30	36.9	1.3	0.85
5	59.1	0.69	57.3	-3.0	0.93
6	67.1	1.5	69.7	3.9	0.85
7	80.8	0.79	83.7	3.6	0.91
8	101	1.6	101	0.30	0.96
9	127	0.91	126	-0.60	0.64
10	139	2.3	135	-2.9	0.60

^a Rounding off is not considered when calculating the correlation..

CONCLUSIONS

A dynamics study of an exhaust system that consists of a non-linear flexible joint and a main part including pipes, mufflers and a catalyst is presented. The good agreement between the theoretical and experimental modal analysis, as well as the satisfactory results of the linearity check, implies, for further dynamics studies, that the complete system could be idealised into a linear sub-system that is excited via the non-linear flexible joint. It is also shown experimentally that shell vibrations of the catalyst and mufflers as well as ovaling of the pipes are negligible in the frequency interval of interest. This implies that the pipes could be modelled by beam elements and that the other components within the linear sub-system could be modelled by lumped mass and mass moment of inertia elements. The mass and inertia properties can be obtained either from a CAD-model or experimentally. An updating procedure for obtaining connection flexibility properties of the simplified component models is described. Updating these properties manually is time consuming as well as difficult. Thus an optimisation of these properties using a numerical optimisation procedure is performed. The agreement between results from the updated FE-model and the experimental investigations is very good. This implies that such simplified modelling is a valid approach and it may turn out important in coming non-linear analyses, since such analyses are often computationally expensive.

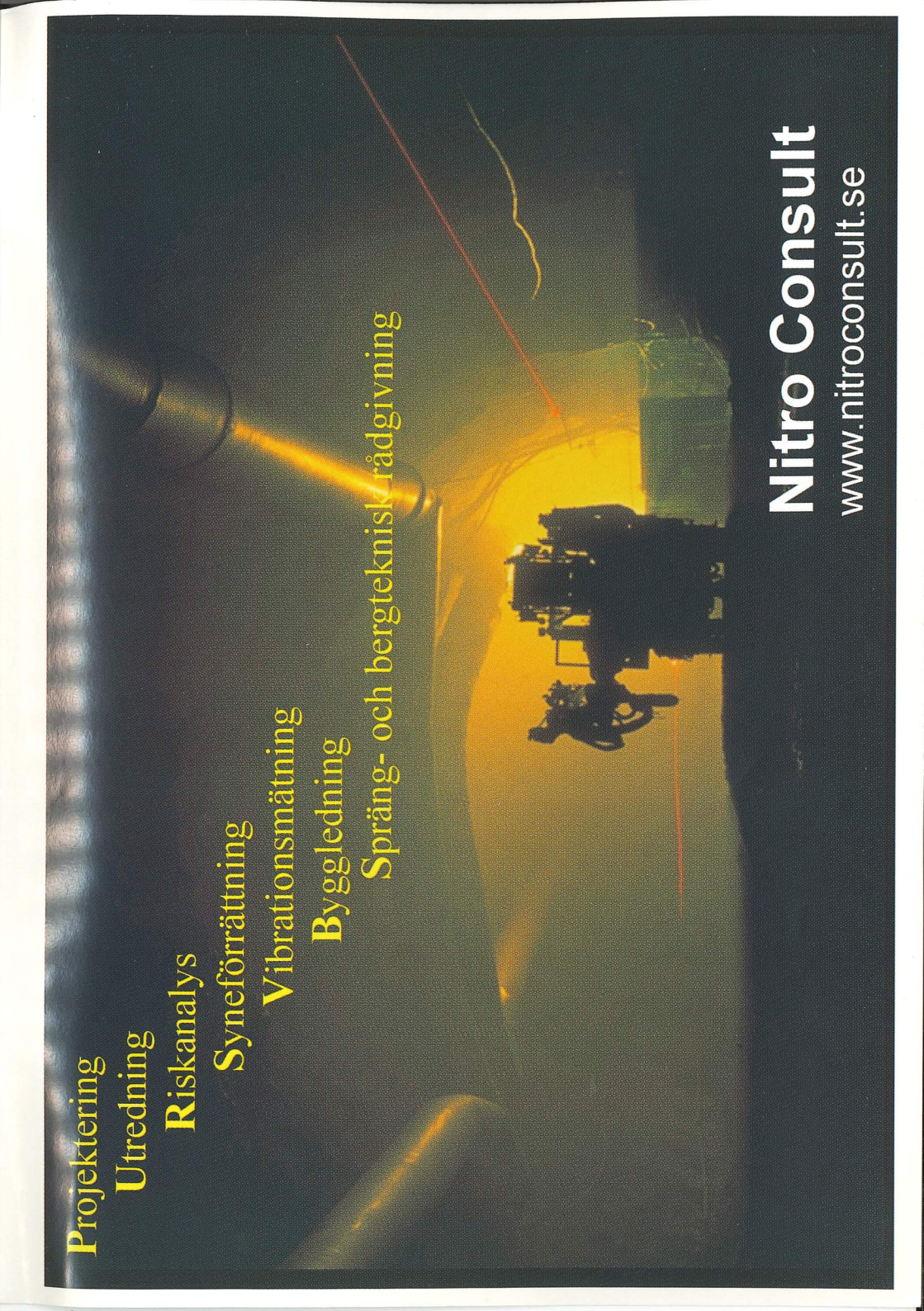
ACKNOWLEDGEMENTS

The support from Faurecia Exhaust Systems, Inc. is gratefully acknowledged, especially from Håkan Svensson. The authors also gratefully acknowledge the financial support

from the Swedish Foundation for Knowledge and Competence Development.

REFERENCES

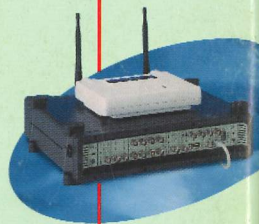
1. Belingardi, G. and Leonti, S., *Modal analysis in the design of an automotive exhaust pipe*, Int. J. of Vehicle Design, vol. 8, no. 4/5/6, 1987.
2. Ling, S.-F., Pan, T.-C., Lim, G.-H. and Tseng, C.-H., *Vibration isolation of exhaust pipe under vehicle chassis*, Int. J. of Vehicle Design, vol. 15, no.1/2, 1994.
3. Verboven, P., Valgaeren, R., Van Overmeire, M. and Guillaume, P., *Some comments on modal analysis applied to an automotive exhaust system*, Proceedings of the 16th International Modal Analysis Conference, Santa Barbara, USA, 1998.
4. Myrén, M. and Olsson, J., *Modal analysis of exhaust system*, Master Thesis, Department of Mechanical Engineering, University of Karlskrona/Ronneby, Karlskrona, Sweden, 1999.
5. harke, P., *Lightweight exhaust*, Mechanical Engineering, May 2000.
6. Cunningham, J., Sampers, W. and van Schalkwijk, R., *Design of flexible tubes for automotive exhaust systems*, ABAQUS Users' Conference, 2001.
7. Broman, G., Jönsson, A. and Hermann, M., *Determining dynamic characteristics of bellows by manipulated beam finite elements of commercial software*, International Journal of Pressure Vessels and Piping, vol. 77, issue 8, 2000.
8. I-DEAS, *EDS PLM Solutions*, <http://www.sdr.com>.
9. I-DEAS Test, *MTS*, <http://www.mts.com>.
10. MATLAB, *The MathWorks*, <http://www.mathworks.com>.
11. *Experimental structural dynamics toolbox*, Saven EduTech AB, <http://www.saven.se>.
12. ABAQUS, *HKS*, <http://www.abaqus.com>.
13. Ewins, D. J., *Model validation: Correlation for updating*, S a dhan a , vol 25, part 3, 2000.



Projektering
Utredning
Riskanalys
Synförrättning
Vibrationsmätning
Bygglledning
Spräng- och bergteknisk rådgivning

Nitro Consult
www.nitroconsult.se

ETT SYSTEM – MÅNGA LÖSNINGAR – KOLLA VÅR PULSE...



Med en trådlös
LAN-förbindelse
blir mätningarna än
mer flexibla.

**PULSE™-plattformen är din
avancerade analyslösning för ljud-, och
vibrationsmätning.**

PULSE är modular. Dess grundläggande mjukvara fungerar som arbetsyta där andra tillämpningar från den ständigt växande PULSE familjen kan läggas. – vilket ditt behov än är har PULSE lösningen. Version 5.2 kör även under Windows 2000® och har en ny realtids ordertrackingmodul.

Tillämpningar:

- Allmän Ljud-, och Vibrationsanalys
- Produktljudmätning
- Ljudkvalitet
- Lokalisering av ljudkällor
- Akustisk materialtestning
- Strukturdynamik
- Maskinanalys

PULSE är skalbar. När du behöver fler kanaler, lägg bara till några till din existerande hårdvara, eller utöka med en ny Front-End.

**Analysmotorn i PULSE gör det
enkelt att upgradera dina realtids
multianalysprestanda.**

...och du kan minska testtiden med PULSE's automatiska givardetektering (TEDS).

Vill du veta mer?

Titta på www.bksv.com eller
kontakta oss.

ÖVER 55 ÅRS ERFARENHET

HEADQUARTERS: DK-2850 Nærum · Denmark · Telephone: +45 45 80 05 00

Brüel & Kjær Danmark:

Tel.: +45 4580 05 00 · Fax: +45 7741 2030 · <http://www.bksv.com> · email: nordic@bk.dk

Brüel & Kjær Sverige

Huddinge: Tel.: +46 8 449 86 00 · Fax: +46 8 449 86 10 · email: Info@bksv.se

Borås: Tel.: +46 33 22 56 22 · Fax: +46 33 123 140

Brüel & Kjær 