

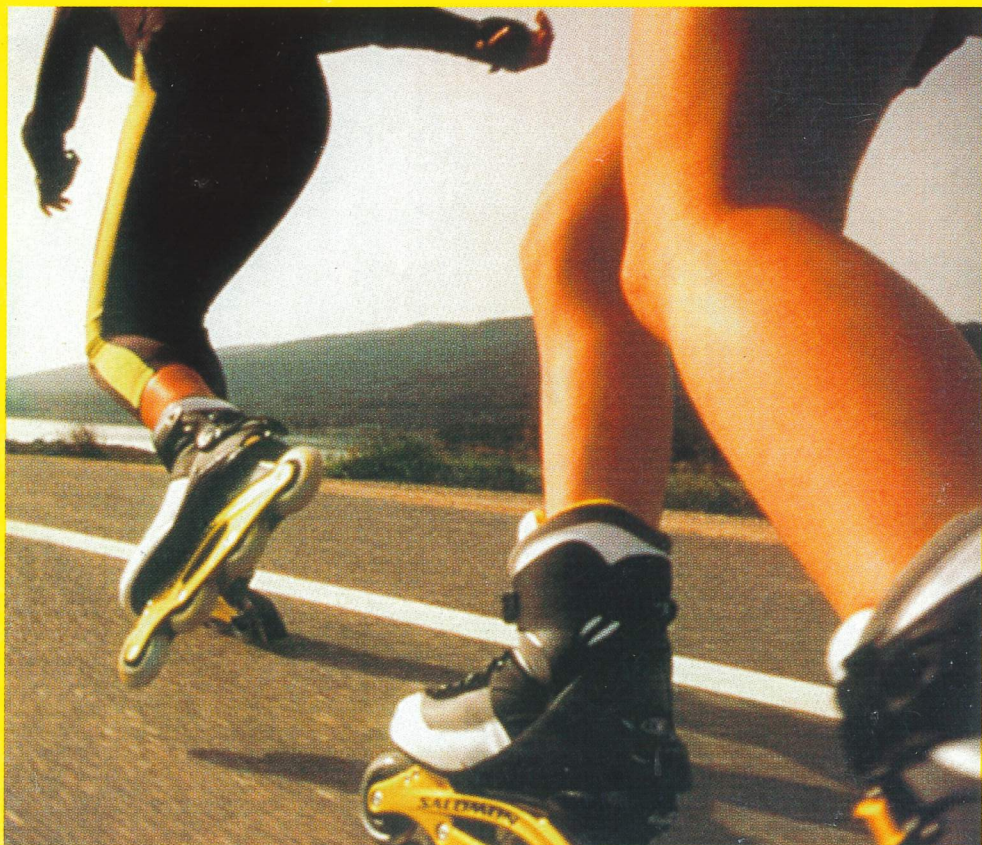
SVIB

V I B R A T I O N S

NYTT

Medlemsblad för Skandinaviska Vibrationsföreningen

Årg 18 Nr 3 Oktober 2000



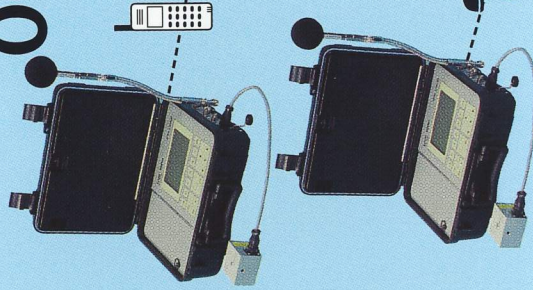
Vibrationer vid rullskridskoåkning ett aktuellt ämne



SKANDINAVISKA VIBRATIONSFÖRENINGEN

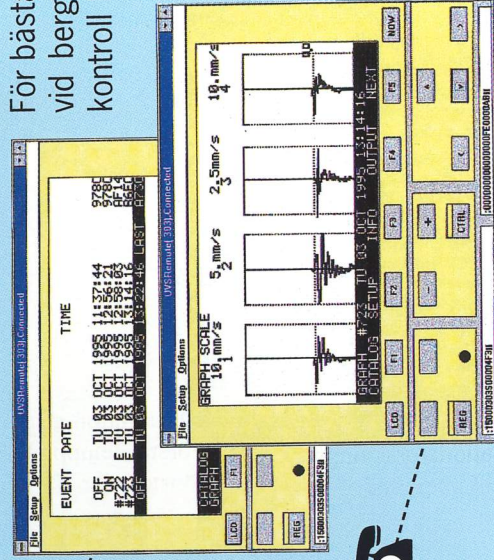
SPRÄNGTEKNIK

• OCH VIBRATIONSKONTROLL



UVS REMOTE

En PC med vårt UVS Remote-program och en telefon kopplad till vårt UVS 1500 instrument är allt som behövs för vibrationsteknisk analys vid kontrollerad sprängning. Var du än befinner dig i världen och var sprängningen än äger rum.



För bästa möjliga och säkra resultat vid bergsprängning och vibrationskontroll krävs avancerad specialistkompetens. Nitro Consult har med mångårig erfarenhet vidareutvecklat och förfinat sitt sprängteknik- och vibrationskontrollsystem, UVS. Allt för våra uppdragsgivares bästa, tekniskt såväl som ekonomiskt.

Nitro Consult AB

Box 32058, 126 11 Stockholm
Telefon 08-681 43 00 • Telefax 08-681 43 36

DYNO

Explosives

Hallå i höstmörkret!

Vad mörkt det blir när vi går över till vintertid! Jag försökte täcka över båten i dag, men överraskades av att det blev mycket mörkt mycket fort. Nu får vi hoppas på ett fint vitt snötäcke snart så att det blir ljust igen.

Årets AU 1-symposium på Lökeberg samlade inte fullt så många deltagare som vi hoppats, Sverige går för fullt, och det kan vara svårt för många att kunna avstå arbetstid. Vi som kom bjöds dock på ett mycket bra symposium med föredragshållare från inte mindre än åtta olika länder. Den sociala delen var som vanligt mycket bra, och den vackra omgivningen lockade till härliga promenader i fint väder.

Nu väntar vi med spänning på vad det nyväckta AU 2 ska hitta på till sitt symposium i vår, och även AU 5 kommer att ha ett nytt format på vibrationsforskningsdagen, som blir vibrationsforskningsdagarna någon gång i maj. Plats: KTH.

Annars ser vi närmast fram mot vibrationsdagen den 22 november. Ett huvudtema kommer att bli vibrationsövervakning med en hel del föredrag. Vi lever upp till det skandinaviska i föreningen med flera föredrag från Norge och Danmark, medan Dave Richards från England får vara vår mest exotiske gäst denna gång.

Sekreterare Alf har också börjat hacka flitigt på hemsidan, och vi hoppas att den nu äntligen ska kunna hållas aktuell.



I veckan deltog jag i det första mötet i två nystartade arbetsgrupper inom ISO TC 108, som ska försöka standardisera analys av vibrationer. Det är verkligen på tiden! Första deluppgiften blir att standardisera fönster för frekvensanalys. Synnerligen behövt, MATLAB t ex har tre olika hanningfönster, varav bara ett är vettigt! Själv ska jag svara för bl a stötspektrum, och jag har redan skaffat mig en inofficiell referensgrupp med folk som har åsikter, bland andra Allan Piersol. Jag ska dessutom se till att vi blir så kompatibla som möjligt med skrivningarna i provningsstandarden från IEC.

Vi ses på Operan den 22 november!!

*Kjell Ahlin
ordförande SVIB*

SVIBs styrelse

Ordförande

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

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, ons-fre 08 - 444 14 10 (SEK)

Kassaförvaltare

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

Övriga ledamöter:

Urban Emborg, civ ing
Saab Aircraft AB
013 - 18 20 68
Christian Madshus, Dr.scient
Norges Geotekniske Institutt
+47 22 02 30 44

Adjungerad:

Göran Westerberg, civ ing
Akustik-Konsult AB
08 - 15 01 65

Arbetsutskott

Vibrationsmätning och -analys

Kjell Ahlin, tekn lic
Saven EduTech AB
08 - 483 50 94

Fordons- och maskinvibrationer

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

Trafik-, mark- och byggnads- vibrationer

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

Vibrationers inverkan på människan

Ronnie Lundström, prof
Arbetslivsinstitutet
090 - 17 60 24

Forskning och utbildning inom vibrationsområdet

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

Innehåll:

Hallå i höstmörkret!	3
Lökeberg-symposiet	6
Modal testing of rotating wind turbine rotor using torque input	12
Phase response of accelerometers and conditioning amplifiers	28
Välkommen till svib.se	38
Vibrationsnivå intill sprängämnen vid tunneldrivning	40
Leif Frideen	50
Discomfort from transient whole body vibrations	51
Kurser och konferenser	61

Annonskostnad:

Mittuppslag	SEK	18 000:-/4 nr
Dubbeluppslag		16 000:- "
1 baksida + 3 helsidor		12 000:- "
Hel insida		9 000:- "
Halvsida		5 000:- "

Medlemsavgift 400:-/år

SVIB/SVIB NORMTJÄNST AB

Box 1288, 164 29 KISTA

Telefon: 070 - 717 29 15

Telefax: 070 - 717 96 16

Postgiro: 405 36 55-9

Bankgiro: 5957-5076

Ansvarig utgivare: Alf Olsson

Kansli och redaktion: Ulla Nordin

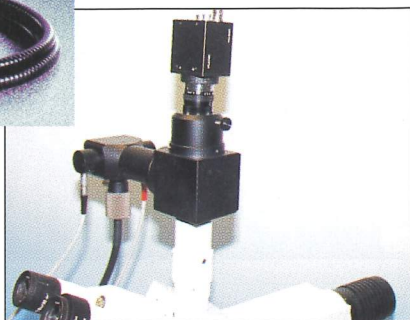
Erikslundsvägen 264, 187 53 TÄBY

Telefon och fax: 08 - 510 515 50

e-mail: svib.ntab@swipnet.se

hemsida: svib.se

Vibrationsmätning utan accelerometrar!



Polytec's MSV-300 Micro Scanning Vibrometer för beröringsfri vibrationsmätning av mycket små objekt såsom MEMS utrustningar, optiska kontakter etc.

- Skannar av ytor från 1,75x1,75 mm ner till 70x70µm
- För forskning och utveckling av strukturer, som är för små för standardsystemet PSV-300
- ODS vid två olika frekvenser

Befintliga skannande laserdopplersystem kan enkelt uppgraderas till en MSV.

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

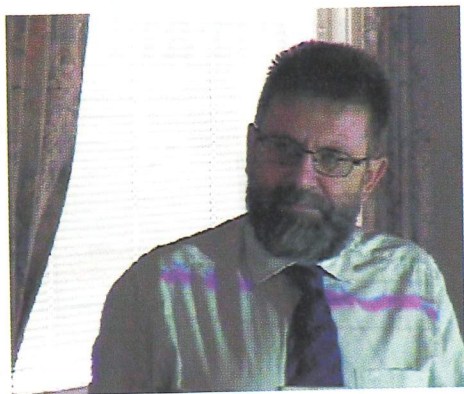
Tel: 08-680 68 50. Fax: 08-680 03 90

E-mail: measure@alvetec.se

Lökeberg-symposiet

"To the speakers at the SVIB symposium.
Thank you all for your contributions to
one of the best symposiums ever !

Kjell Ahlin, chairman of SVIB"



Herr Ordförande får ursäktas att jag citerar
mailet han sände till föredragshållarna på
Lökeberg-symposiet den 17 - 19 oktober,
men hans korta budskap kändes så rätt.

Det blev nu inte fler än ett 70-tal personer
som fick tillfälle att tillgodogöra sig de
intressanta föredragen, den nyhetsspäckade
utställningen med den aldrig sinande
baren samt njuta av den goda maten.



Food wonderful food

De som var där fick desto mer av det
goda. Vädrets makter var därtill ytterst
vållvilliga. Vi hade befarat regn och rusk
och hade till förmån för Lökebergs för-
nämliga kök valt att avstå från en strapats-
rik utflykt med en lång promenad upp till
Karlstens fästning för att där eventuellt
mötas av en stum kanon i vilken krutet
var för fuktigt för att åstadkomma en dyr
och präktig salut för SVIB utöver havet.
Nu hände det sig emellertid att vår vistel-
se skedde i det bästa vädret i mannamin-
ne. Jag tror ändå inte att någon ångrade
valet eftersom kockarna på Lökeberg
lyckades överträffa varje förväntning.
SäffleOperans eminenta sångsolister och
instrumentalensemble bidrog därtill med
en förstklassig underhållning.

Den för tillfället skapade bluegrassduon
Kalle Bäckström och Derrick "BIG" Wal-
ker levererade inledningsvis ett pärlband
av blues- och countrylåtar på gitarr och
munspel.

Magnus Karlberg och Elmore James kom
till middagen på torsdag i sällskap med
ackompanjatören Jan Barck och framförde
blan annat ett par av HUCKs och JIMs
duetter från den nu aktuella SäffleOpera-
musikalen Big River med musik av Roger
Miller.

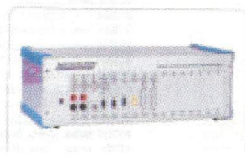
Detta och många andra anledningar bi-
drog till att göra även detta AU 1-sym-
posium till en lyckad SVIB-begivenhet.

Väl återbördad till kammaren med min-
nena och uppdraget att skriva något hände
det sig att ett kärlekskrankt virus vaknade
i min dator och vips hade alla JPG-filer

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



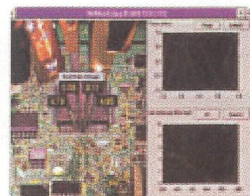
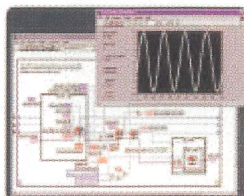
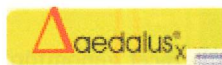
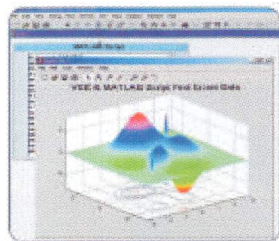
Fri datainsamlings mjukvara till hårdvaran !

Vi bygger kompletta testsystem enligt specifikation.

Mjukvara :

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

förvandlats till scriptfiler som innehöll ett budskap från Colombia där någon kände sig manad att på detta sätt ge eftertryck åt sitt missnöje med de lokala förhållandena. Lagom till publiceringen av SVIB-Nytt försvann många av bilderna från Lökeberg. Några har dock med viss möda gått att återskapa.



2 av 3 – Elisabet Blom, ÅF, - Carole Reece, AWE, UK



2:a bänk

I utställningen fanns 7 företag med tillsammans 13 representanter tillhands för att tillgodose deltagarnas nyfikenhet. Det var där man samlades på kafferasterna och för att ta en drink före maten eller en öl efteråt.

Följande företag var representerade på utställningen:

Acoutronic AB, Lidingö, Torbjörn Kloow

Alvetec AB, Huddinge, Karl Fonad, Magnus Carlsson och Leif Norman

Brüel & Kjær Sverige AB, Huddinge, Daniel Lindmark

COMSOL AB, Stockholm, Anders Hasselkvist och Peo Persson

Ingemansson Automotive AB, Göteborg, Lars Gabrielsson, och Åsa Collet

Proxitron AB, Motala, Thomas Eriksson och Rickard Elf

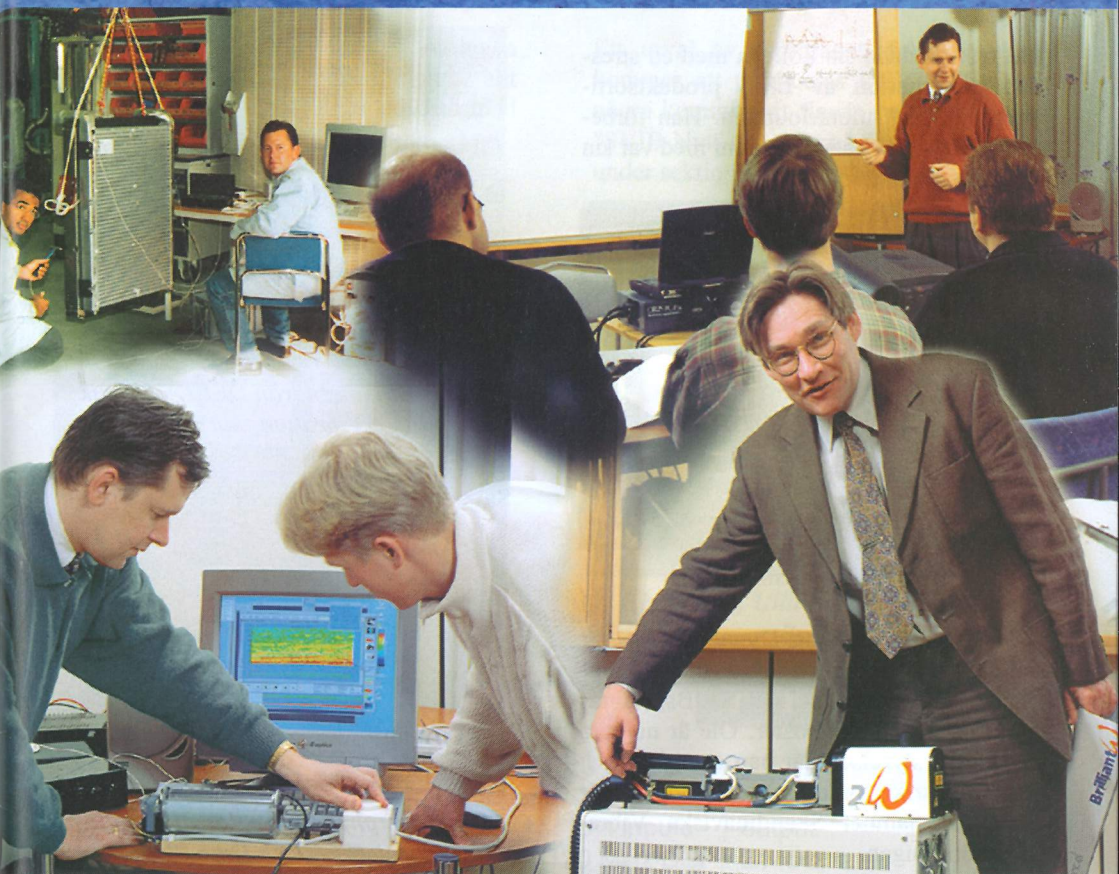
Saven Test & Mät AB, Täby, Fredrik Welanders och Mattias Wenner.



T Kloow vs B Gates

Det sedvanliga utställarracet genomfördes under stor dramatik. Juryn mutades öppet och helt reglementsenligt. Belöningen, EU till ära kvalitetssäkrad och beskattad, väntade vinnaren. Torbjörn Kloow, Acoutronic AB, tog hem priset trots ett allvarligt hot att bli helt tillintetgjord av Microsofts tålamodsprövande uppstartningsrutiner. Då tog Lars Gabrielsson på Ingemansson Automotive AB tillfället i akt och räddade sin kollega med en stressad presentation av LMS produktsorti-

UTBILDNING KONSULTTJÄNSTER PROGRAMVAROR



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.

S A V E N

Saven EduTech AB

Box 504, 183 25 Täby

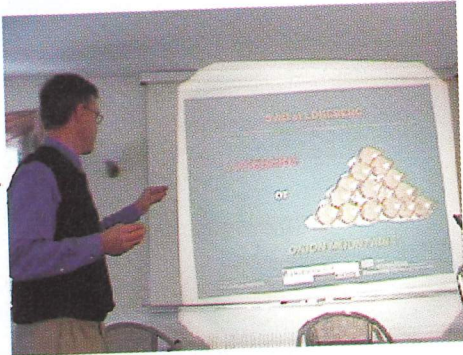
TEL 08-473 50 00

FAX 08-473 59 00

E-POST kurs@saven.se

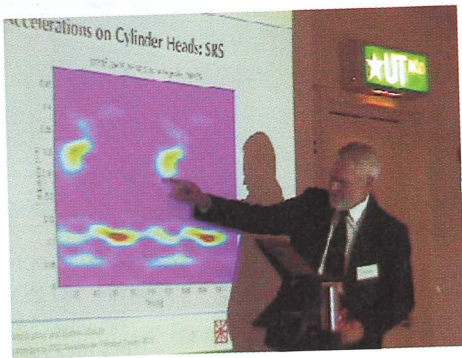
www.saven-edutech.se

akt och räddade sin kollega med en stressad presentation av LMS produktsortiment på the OnionMountain. Han förberedde juryn med att förse dem med var sin kramog' bil.



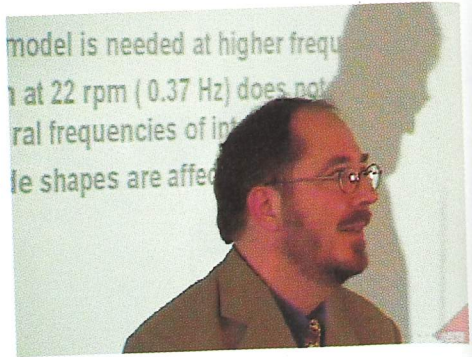
Lars Gabrielsson, LMS

Ole Døssing, Rovsing Dynamics A/S, är en återkommande och alltid lika välkommen föredragshållare på SVIBs Vibrationsdagar och symposier. Ole är numera ledamot i styrelsen där han energiskt och framgångsrikt verkar för att SVIB gör skäl för namnet Skandinaviska Vibrationsföreningen.

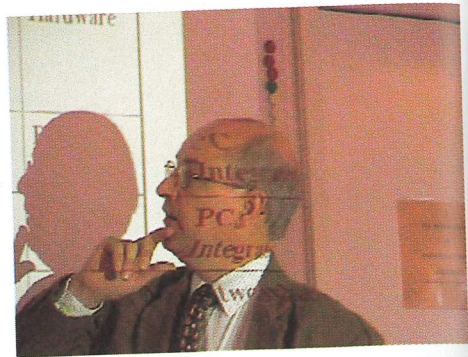


Ole Døssing

Även om det inte hör direkt till Lökeberg så kan det ändå vara lämpligt att nämna att Christian Madshus, NGI, gör en minst



Steen Johansen från DELTA Akustik & Vibration, Aarhus



Geoff Murphy från England fick tillfälle att presentera sig och Data Physics produkter

lika god insats i styrelsen för de norska intressena. Det framgår bland annat av programmet för VIBRATIONS DAGEN 2000. Nu återstår att se vad våra vänner i Finland kan ta sig till inför det förestående årsmötet på Operakällaren den 22 november.

Därmed har jag i mina tankar kommit långt från Lökeberg. I tiden låg detta AU 1-symposium ovanligt nära Vibrationsdagen, men driften att se framåt har fört mig till den punkt där det är dags att säga tack till AU 1 för dess solidariska uppställning; en stor del av dess medlemmar återfanns

bland föredragshållarna. Föreningen SVIB, dess medlemmar men framför allt kansliet och dess trojänare känner att vi kan se framtiden an med tillförsikt.

Alf H Olsson
sekreterare



Åsa Collet, Ingemansson Automotive

Ett urval av föredragen från Lökeberg kommer att publiceras i SVIB-Nytt och några kommer att finnas under sektionen "SVIB Nytt och några kommer att finnas under sektionen "SVIB-Nytt".



Kjell Ahlin, Ulla Nordin och Anders Brandt

Liten och snabb

FFT Analysator



NYHET!

Vill Du veta mer?
Kontakta Alvetec. Vi kan mätteknik
och skickar Dig gärna vår kundtidning
Mätrologien med senaste nytt
inom mätteknik.

- 2 to 4 inputs • 1 output
- 120 MHz DSP • 21 kHz rate
- 32-bit floating point DSP
- 32-bit applications
- 18-bit inputs • 24-bit output • 110 dBfs
- ICP sensor power
- USB interface for hot plug & play
- Windows 98/ME/2000 interface tailored for noise and vibration testing
- Under 7 ounces (0.2 kg)
- Shock resistant enclosure
- Inputs • Tachometer • Applications

 **alvetec**

Alvetec AB
Box 5001, 141 05 Huddinge
Tel: 08-680 68 50. Fax: 08-680 03 90
E-mail: measure@alvetec.se

Modal testing of rotating wind turbine rotor using torque input

S. Johansen

DELTA Acoustics & Vibration, Kongsvang Allé 33, DK-8000 Aarhus C, Denmark
e-mail: stj@delta.dk web site: www.delta.dk

Abstract

A method for modal test of rotating wind turbine rotors using torque input is presented. A hydraulic continuously rotating shaker is used for excitation of the rotor and the input torque is measured and used as the reference signal. Accelerometers are mounted on the wind turbine wings and used as response signals.

The rotor diameter is 52 m. Different types of excitation were considered in order to maximise the signal to noise ratio without spending too much time on the testing. If too much time were spent on testing the ambient conditions would change and cause different kinds of problems with consistency of data. The ambient conditions were measured and logged carefully during the testing.

Problems with the non-symmetric frequency response matrix, non-linearity introduced by different wind loading of the rotor and other effects caused by the ambient conditions are discussed briefly.

The wind turbine was changed considerably in order to make the measurements possible. These changes have also been simulated using a finite element model. Later the test results will be used for updating of this model.

1. Introduction

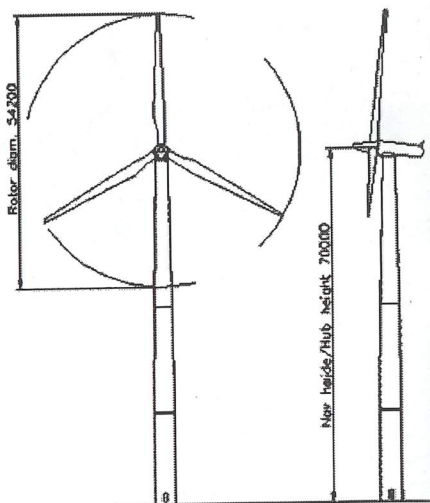


Figure 1: State of the art 1 MW wind turbine. Typical source strength, $L_{WA} = 100$ dB(A).

The sound power emitted from modern 600 kW wind turbines is approximately 98 dB(A). This is less than the sound power emitted from typical 100 kW wind turbines from 1987. This dramatic improvement is very much caused by the good results obtained by reducing aerodynamic noise. Consequently, transmission noise is again becoming an important factor in wind turbine noise reduction.

MATLAB® - allt du kan önska för tekniska beräkningar

Ingenjörer och forskare världen över använder MATLAB för tekniska beräkningar, visualisering och programmering. Med över 400 000 användare är MATLAB ett väletablerat verktyg som blivit standard inom både universitet och industri.

MATLAB utgör en plattform för allt från dataanalys till programutveckling.

Tillämpningar återfinns bl.a. inom bilindustrin, telekom, flygindustrin, elkraftindustrin och utbildning.

MATLAB ger dig

- en interaktiv och kraftfull miljö för tekniska beräkningar

- lättillgänglig grafik i 2D och 3D
- en miljö för programutveckling med matematiskt högnivåspråk
 - debugger
 - profileringsverktyg
 - verktyg för att bygga grafiska användargränssnitt
- och mycket mer...

Ny!

Data Acquisition Toolbox

Data Acquisition Toolbox gör det möjligt att koppla samman MATLAB med I/O-kort för datainsamling. Därmed ges du tillgång till data från givare, sensorer och andra mätinstrument direkt i MATLAB. En unik miljö för analys och datainsamling.

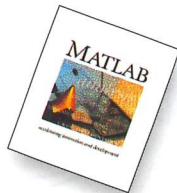
Beställ gratis MATLAB info-paket nu!

Ring oss

08-412 95 00

eller besök

www.comsol.se/info



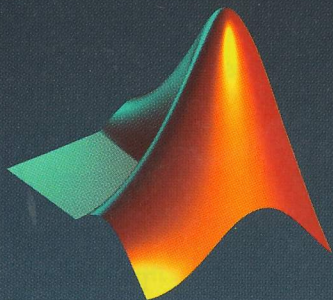
COMSOL AB

Tegnérsgatan 23

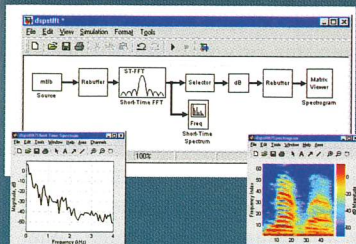
111 40 Stockholm

Tel: 08-412 95 00 • Fax: 08-412 95 10

E-mail: info@comsol.se • Web: www.comsol.se



Visualisering av vibrationstillståndet hos ett membran i MATLAB.



Spektralskattning med korttidsfourier-transform i MATLAB och Simulink.

The tonal nature of the transmission noise can be very annoying for the closest neighbours. This is taken into account by current legislation in most countries.

Planetary gears are used in the low speed stage in gearboxes for modern wind turbines. The torque is split into three pinions and the bearing reaction forces cancel each other out. See figure 2. This reduces transmission of vibrations to the nacelle and tower. In order to reduce the transmission of vibrations even further the gearbox is resiliently mounted to the nacelle. Measurements of noise emitted from a typical modern wind turbine show evident harmonics of the tooth meshing frequency of the low speed stage in the gearbox. The harmonics are emitted from the wings. There are several transmission paths from the gearbox to the wings. The main one was believed to be torsional vibration in the shaft system coupled with bending vibration in the wings. Noise emission is reduced when resonances at the tooth meshing frequency harmonics are avoided. It was decided to make a detailed coupled torsional/bending vibration analysis of the wind turbine.

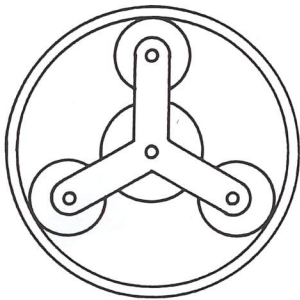


Figure 2: Planetary gear used as input stage in wind turbine gearboxes

This model will be used to study different wing to gearbox pairings. In order to develop, verify and update the model a series of tests were carried out in the lab, on a stopped wind turbine and on an operating wind turbine.

This paper describes the experiments carried out in order to verify and update the model. Figure 3 shows the wind turbine nacelle.

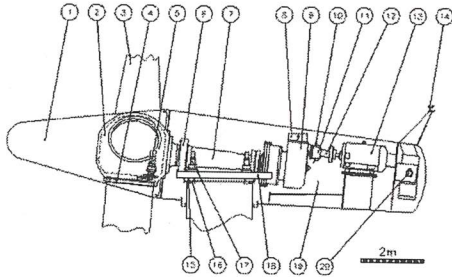
The investigation is part of a project in co-operation with BONUS Energy A/S and partly sponsored by The Danish Energy Agency.

2. Computational model

The frequency range of interest is 50 Hz – 450 Hz. In this range one or two harmonics of the planetary gear meshing frequency will typically be visible in the noise spectrum.

2.1 Torsional vibration model

It was not possible to find a commercially available computer program for torsional vibration calculation able to model resiliently mounted planetary gears. Therefore a program was written combining a traditional torsional vibration lumped parameter model with a planetary gear model. The planetary gear model was developed using Lagrange's equations of motion [1].



- | | |
|-------------------|-------------------|
| 1. Spinner | 2. Rotor hub |
| 3. Blade | 4. Pitch bearing |
| 5. Pitch gearbox | 6. Main bearing |
| 7. Main shaft | 8. Top controller |
| 9. Gearbox | 10. Brake disc |
| 11. Brake caliper | 12. Coupling |
| 13. Generator | 14. M. sensors |
| 15. Yaw ring | 16. Yaw bearing |
| 17. Yaw gearbox | 18. Bedplate |
| 19. Canopy | 20. Fan |

Figure 3: Wind turbine nacelle

2.2 Wing vibration model

The wings are shells in glassfibre reinforced polyester with shear panels in foam. The wings are modelled as simple beams. Focus is on the global modes as the dominating transmission path. Some energy will probably also be transmitted through the multitude of local modes present in the wing shells but this problem is not addressed here. The purpose of the model is to calculate the natural frequencies and mode shapes of the global modes.

2.3 Optimization

Optimization routines were included in the program for two purposes:

- To minimize the response for a given set of gear harmonics and a given

wing type by tuning the generator/coupling/gear/shaft system.

- To find the best choice of gears for a given wing type.

3. Experimental verification

3.1 Torsional model

The best modal data for the complete system would be obtained in a test with the wind turbine in normal operation in a low load situation. A torque is used as input to the operating rotor at a convenient point. The torque is measured as well as the acceleration at the wings, the angular deflection or the rotational speed in the generator, shaft and gear system. Frequency response functions are measured and a modal analysis is carried out. This would give a single column of the FRF matrix which is normally sufficient for a modal analysis. In this case, however, the system is rotating and the FRF matrix is not symmetric. It is not feasible to take measurements with a rotational shaker at a large number of measurement points. The rotational speed is low, approximately 22 rpm so the effect may not be of any real importance. So it was decided to use the single input approach and investigate the errors made. The easiest way to check the importance of the rotation is by finite element analysis.

The best place to put the exciter is between rotor and gear. This is closest to the rotor and all problems with backlash in the gear are avoided.

A good position for an exciter with smaller torque capabilities is between the generator and gear in the place where the flexible coupling is.

Do it. Just once.

GIVARE &

KONDITIONERING

Med inbyggd TEDS*,
IEEE 1451.4 klara



**Vibrations-
Givare**



**Akustiska-
Givare**



**Konditionerings-
Förstärkare**

Att göra ljud-, och vibrationsmätningar är en tidsödande och kostnadskrävande uppgift. För att ta fram glifiga resultat innebär det ofta att samma mätningar måste upprepas gång på gång. Vore det inte bra om användbara resultat kunde produceras vid första försöket och att varje mätning endast behövde utföras en gång?

Vi vet att ett viktigt steg i den riktningen är att ha bra utrustning och vi tror oss om att ha de rätta verktygen för varje jobb, stort som smått.

För att hjälpa dig genom djungeln av produkter har vi gjort en informativ och gratis, CD-ROM. Genom att svara på enkla frågor i guiden kommer leds du fram till en produkt eller produkter passande dina mätbehov.

Förutom guiden till rätt val innehåller CD:n en mängd litteratur. Allt från en komplett mikrofonhandbok och en del lektionsmaterial till produktblad.

*TEDS betyder *Transducer Electronic Data Sheet*. Du s kalibreringsdata och givaruppgifter lagrade inuti givaren.



**Kontakta oss för
en gratis CD-ROM**

This type of modal test requires a very special exciter: the continuously rotating torque exciter.

A lot of time was spent looking at the market for a device suited for this job. It is simply difficult to generate the torque needed at the optimum shaker position in the frequency range between 50 Hz – 450 Hz. Leading suppliers of piezoelectric and magnetostrictive actuators failed to offer a reasonable solution.

Finally a single supplier, Xcite Systems Corporation, found an acceptable hydraulic solution. The Xcite 1100T-9 continuously rotating torsional exciter system generates 113 Nm in most of the frequency range.

Two compromises had to be made:

- The exciter had to be moved to the high speed side of the gearbox
- The exciter shaft being too small to carry the static generator torque, some modifications of the wind turbine were necessary in order to place the exciter.

3.2 Non rotating wing model

Experimental modal testing was made on a wing mounted on a standard hub fixed to a large concrete foundation.

In a pre-test good positions for the two Brüel & Kjær 4808 electrodynamic shakers were found at 12 m and 16.5 m from the cantilever support. The wing was excited in the two bending planes. Several excitation types were tested for comparison of frequency response functions and coherence. Burst random gave better re-

sults than random, periodic random and chirp. Burst length 70 % and uniform window were used. Modal tests were carried out in two frequency ranges:

- 0.5 Hz – 60 Hz, 4096 frequency lines
- 50 Hz – 450 Hz, 8192 frequency lines

93 active points of measurement were located on the centreline and 312 on selected cords. The spacing between points was 25 cm. The cords were not evenly distributed but placed in clusters in order to get a good detailed description of the local behaviour in selected parts of the wing. If the points had been spaced evenly over the wing with the same spacing the test time would have been excessive. More than 1600 DOF's would have been necessary. The centreline DOF's were measured in the two bending directions using triaxial accelerometers. The cord DOF's were measured perpendicular to the skin only.

Typical frequency response function and coherence are shown in figure 4 – 7 for the upper frequency range. In figure 4 it is difficult to see the difference between the measured data and the estimated data.

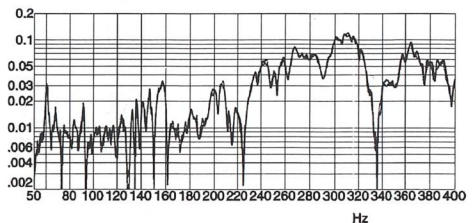


Figure 4: FRF's, driving point [m/s^2],
——— estimated
----- measured

Ny FFT-analysator från Oros

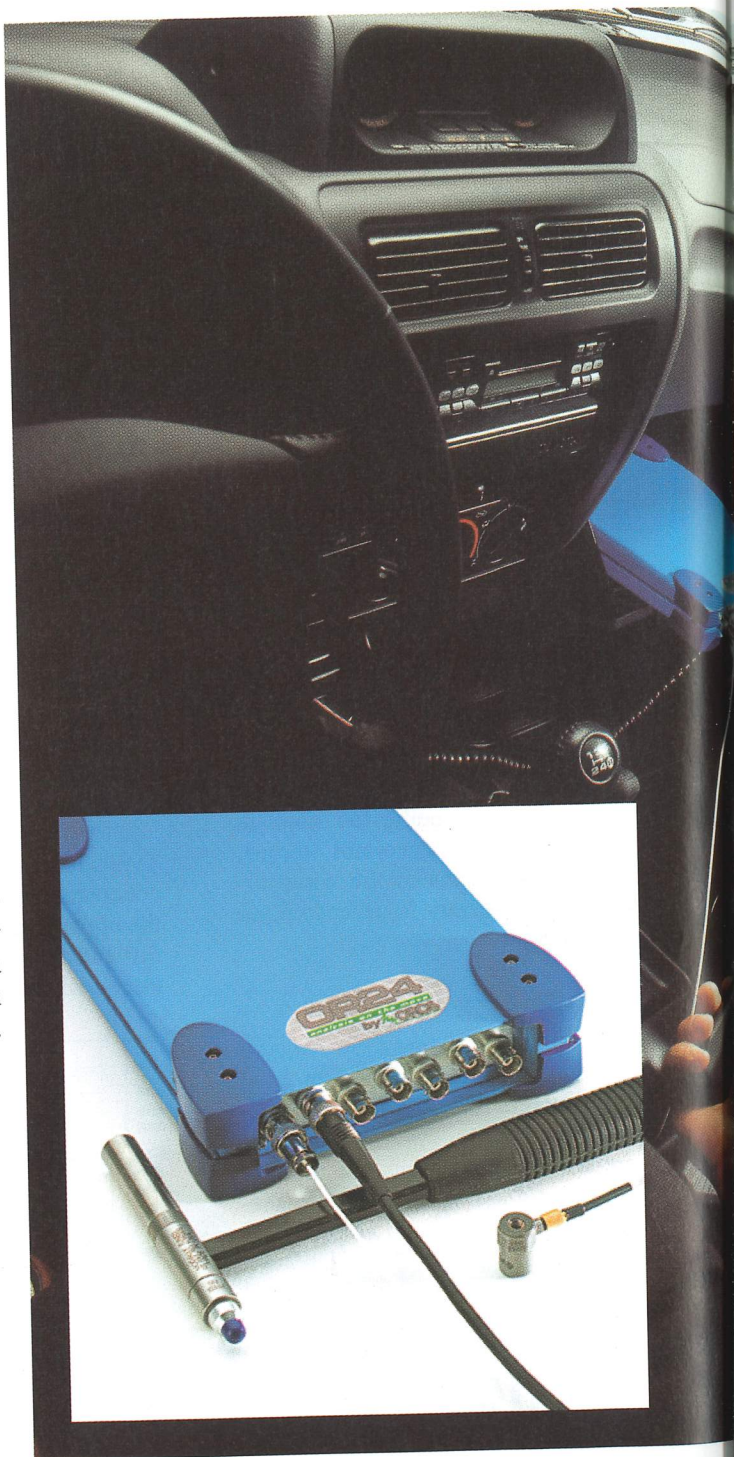
OR24 är en robust och stryktålig FFT-analysator där största vikt lagts på att göra den extremt robust och portabel.

- 4 kanaler med signalkonditionering för mikrofoner och accelerometrar
- Realtidsanalys upp till 20 kHz bandbredd
- Snabb PC-card anslutning till laptop-dator med Windows (95/98/NT/2000)
- Mjukvara för FFT, 1/n oktav, order tracking och inspelning
- Vikt: 2 kg
Storlek: upptar en yta som ett A5-dokument

OR24 är idealisk för ljud- och vibrationsspecialister som skall kunna mäta på olika platser och därför kräver en portabel och robust analysator.

Programvara finns för:

1. Vibration
2. Akustik
3. Diagnostik
4. NVH





Kontakta oss...

så kan vi ge dig råd till en lämplig utrustning för just ditt mätbehov. Vi har ett brett sortiment för mätning/provning av ljud och vibration bl a:

- givare
- laddningsförstärkare
- kalibratorer
- impulshammare
- FFT-analysatorer
- mätbandspelare
- PC-baserade mätsystem
- vibratorer
- vibrationskontrollsystem

På Internet

Besök vår hemsida:

www.saven.se

Där får du fortlöpande information om våra produkter.

SAVEN

Test

Mät

Opto

SAVEN TEST & MÄT 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

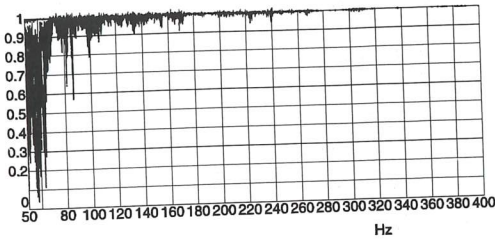


Figure 5: Multiple Coherences, 2 driving points

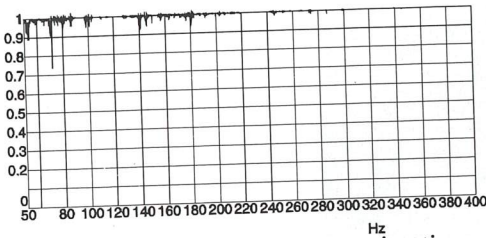


Figure 6: Multiple Coherence, wing tip

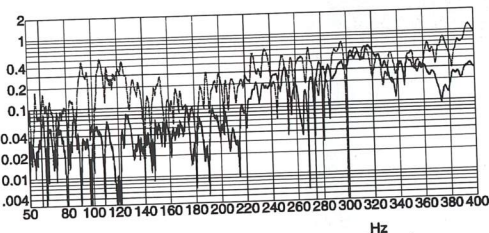


Figure 7: FRF's, wing tip, two directions

The natural frequencies plotted as function of the mode count are shown in figure 8. Results are shown from the estimated modes and from two finite element calculations using two node beam elements. 49 elements were used in the first calculation and 200 in the second without any significant change in result. The mesh was mainly refined near the tip where it was most necessary.

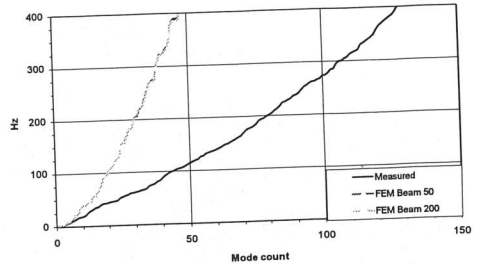


Figure 8: Natural frequencies of wing as function of mode count, measured and calculated using beam finite elements.

Typical modeshapes are shown in figure 8-13.

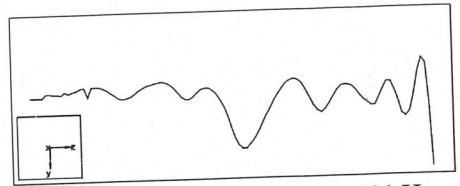


Figure 9: Wing mode shape 101 Hz

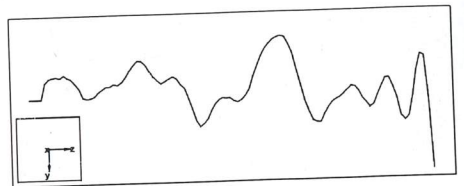


Figure 10: Wing mode shape 103 Hz

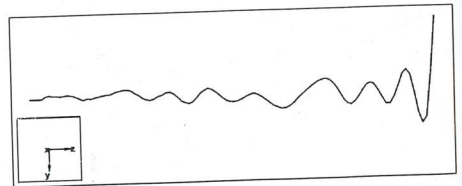


Figure 11: Wing mode shape 105 Hz

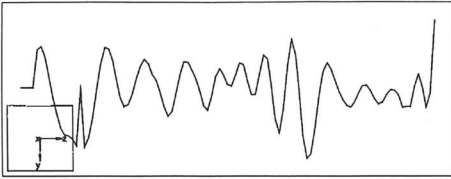


Figure 12: Wing mode shape 204 Hz

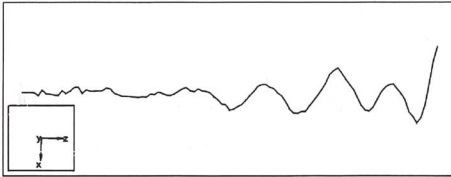


Figure 13: Wing mode shape 204 Hz
(edge direction)

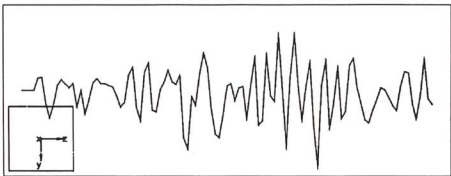


Figure 14: Wing mode shape 399 Hz

The number of modes found using beam finite elements are less than the modes estimated in the experimental modal analysis. As explained earlier this was expected because of the skin bending modes unaccounted for in the finite element calculation. Below 400 Hz the number of calculated beam modes was 47 beam. 128 modes were found experimentally. The local skinmodes are not considered as important as the beam modes. It is of course important that the beam model modes correspond to the real modes. Four of the calculated modes are shown in figure 15 - 18. The natural frequencies are close to the modes shown

from the modal analysis. It is clear that for each frequency the computational model has fewer nodes than the experimental model. In general terms the mass in the model should be increased or the stiffness lowered.

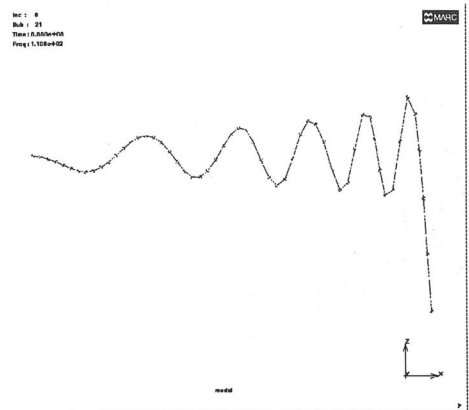


Figure 15: Finite element result, 111 Hz

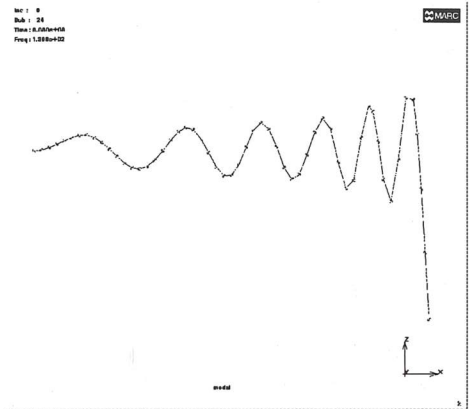
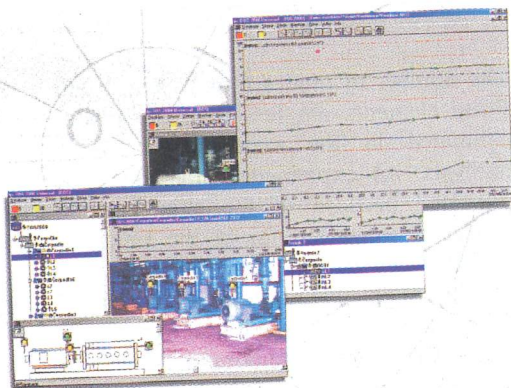
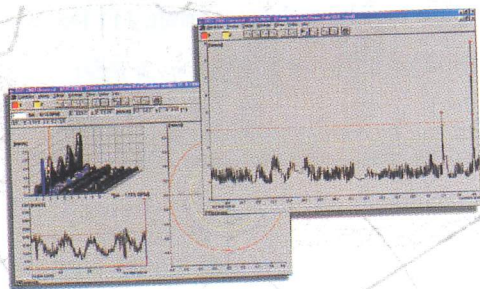
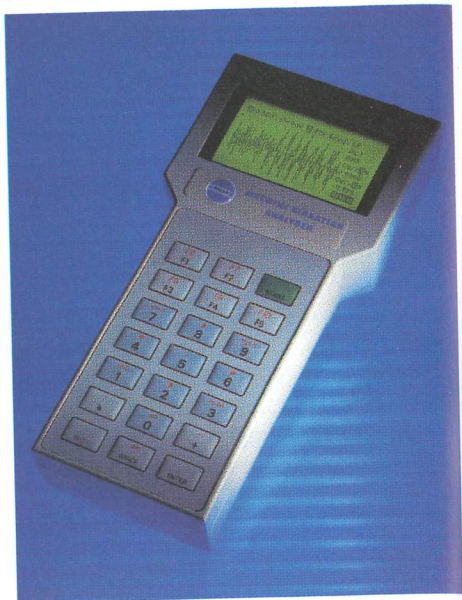


Figure 16: Finite element result, 131 Hz



RONDSYSTEM

VIBRATIONSTEKNIK AB



PRISVÄRT!
MODULÄRT!
KOMPETENT!
ÖPPET!

Starta med totalnivå+lagerkondition bygg ut
med FFT, lagerdata bas, EX och on-line.

Stöder SQL, ODBC etc.

VIBRATIONSTEKNIK AB
Bråddgatan 9
S-602 22 NORRKÖPING

Telefon:
011-16 62 10

Telefax:
011-16 62 20

Org.nr:
556451-0690

Bankgiro:
138-2340

Postgiro:
10 48 05-7

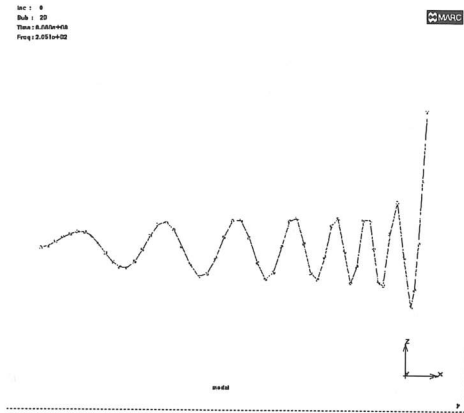


Figure 17: Finite element result, 205 Hz

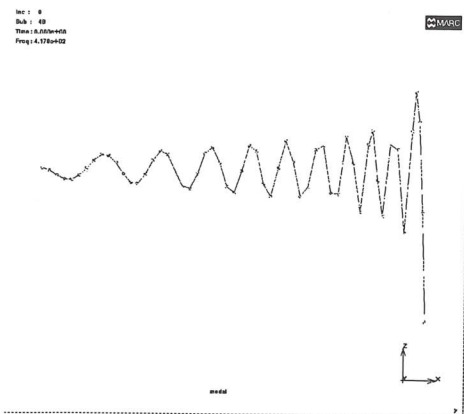


Figure 18: Finite element result, 418 Hz

3.3 Operating wing model

Two parameters are influencing the modal properties of the operating wings:

- The wind loading and the resulting bending (prestress).
- The centrifugal forces and the resulting elongation of the wings, (prestress).

3.3.1 Wind loading

The bending load results in tip deflections exceeding 1 m when the wind speed is 10 m/s. The prestress causes some natural frequencies below 25 Hz to increase approximately 10 % - 20 % but seems unimportant at higher frequencies. The results are calculated using beam finite elements.

3.3.2 Centrifugal loading

The rotational speed of the rotor is 27 rpm and is not without importance, but the effect of the centrifugal loading is of course not as dominant as in a teetered rotor [2]. The increase in natural frequency is smaller than the effect caused by bending prestress. The results are calculated using beam finite elements.

3.3.3 Combined loading

The wind loading and the centrifugal loading tend to cancel each other out. Other wings may be more sensitive in this respect. This is calculated using beam finite elements.

A quick way of getting an idea of the importance of the two prestiffening effects is to look at the natural frequencies as function of the mode count. The rotor frequencies have been modelled using simple beam elements. Figure 19 shows the natural frequencies in four situations:

- No preload
- Bending preload due to wind forces
- Centrifugal preload
- Combined bending and centrifugal preload

At low frequencies the bending prestress stiffening effect is obvious while at higher frequencies it is hard to see any effect at all. The centrifugal stiffening effect is negligible. The combination of bending and centrifugal prestress seems to cancel the bending stiffening effect.

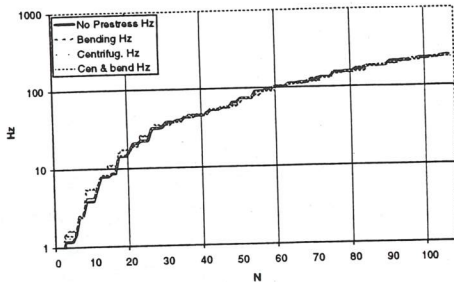


Figure 19: Influence of preload on natural frequencies.

3.3.4 Modal test on operating wind turbine

It was decided to use excitation signals stored on tape. It was not practical t

o use a Unix workstation in the wind turbine nacelle. Space is limited and the access difficult. Excitation signals stored on tape prohibit the use of signals periodic in the time window. Because the wind turbine is operating there will be natural excitation from the gearbox. It is therefore important to get a high input torque to the system in order not to let the natural excitation be dominant. Three excitation types were considered:

- Chirp
Sinusoid with fast changing frequency. A version of the chirp was

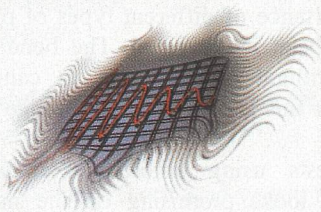
used where the frequency increases from the lower frequency bound and then decreases again before repetition. This is most advantageous for the exciter control system. Chirp is the fastest method.

- Stepped sine
Stepped sine results in the best signal to noise ratio but is also the slowest excitation type.
- Sine sweep
A sinusoid is used where the frequency increases from the lower frequency bound and then decreases again before repetition. This is most advantageous for the exciter control system.
- Sine sweep is a compromise between chirp and stepped sine and was considered to be the first choice of excitation. The input signal and the response signals are stored on digital tape and later analysed in the laboratory. Autopowers and cross-powers are computed from the time histories with many small increments between each Fourier transformation. Frequency response functions were calculated and the values corresponding to the current excitation frequency were copied into the resulting frequency response functions. A small programme had to be written for this task.

The test stand used for tests of these procedures is shown in figure 20.

PROXITRON AB

Manfred Weber
Metra Mess- und Frequenztechnik Radebeul



*Good
Vibrations*

- Piezoelectric Sensors
- Charge Amplifiers
- Calibrators
- Machine Monitoring

TIRAvib

Vibration Testing Systems
for Simulation and Analysis



**Vibration Test Systems
Selection Guide**



- MEASURING
- TESTING
- BALANCING
- CNC

MILJÖTEST - EMC&HF - HV&ELSÄKERHET - GIVARE

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

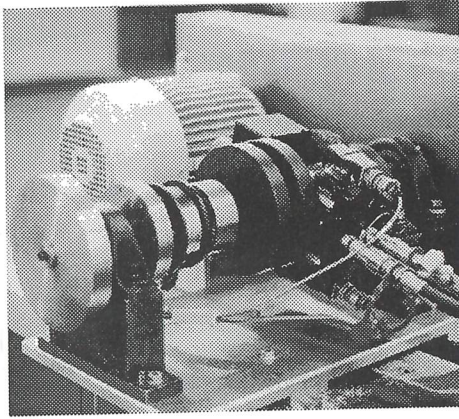


Figure 20: Testing procedures for torsional modal analysis using Xcite 1100T-9 exciter

3.3.5 Modal test, ambient excitations

Some methods for modal extraction using ambient excitation were tried. Problems were encountered with data from the operating wind turbine in the frequency areas where natural frequencies were found close to the gear meshing harmonics. Unfortunately these are exactly the frequency areas of most interest. The problem is that a lot of singular values are found at the excitation frequencies. The excitation is not sinusoidal but very narrow band random. Ambient excitations are still an interesting tool for modal test on stopped wind turbines.

4. Conclusion

A model combining torsional vibrations in the shaft system to bending vibrations in the wings has been developed. The

model incorporates a flexible mounted planetary gear.

The non-rotating wing model has been compared to a modal test. The next step is to update the model.

A method for torsional excitation of an operating wind turbine has been developed using the Xcite continuously rotating torsional exciter. Excitation signals stored on tape are used in the testing.

The importance of different types of preload has been investigated. The bending and centrifugal effects seem to cancel each other out in the frequency range of interest.

Modal tests using ambient excitation technique looks promising on the non-operating wind turbines but not on the operating wind turbine.

Acknowledgements

We would like to acknowledge the following organizations for the participation and for the support of this project:

BONUS Energy System A/S
Danish Energy Agency
Xcite Systems Corporation

References

1. Johansen, S., *Torsional vibration in planetary gears – Investigation of simplified models*, IMAC 16, Vol.1, pp.1643-1648 (1998).
2. Bir, G. & Stol, K., *Operating modes of a teetered-rotor wind turbine*, IMAC 17 (1999). ■

Skapa ditt eget datainsamlingssystem

Låt **DAQ Designer™** hjälpa dig att interaktivt konfigurera ett mätsystem som uppfyller just dina krav.

Koppla in signalen till din PC

- termoelement
- termistorer
- trycksensorer
- trådtöjningsgivare
- millivoltsignaler
- RTD-givare
- frekvensingångar
- kraftgivare
- 0-20 mA ström
- spänningar upp till 300V

Produkter för följande typer av system:

- analog, digital och timing I/O
- signalkonditionering
- distribuerad I/O och även system för längre avstånd
- bildinsamling
- PC-baserade DMMer, oscilloscope, vågformsgeneratorer samt switchar
- mjukvara, t ex LabVIEW™
- PCI, PXI™/CompactPCI™, ISA, PCMCIA, parallellport, seriellt, USB, Ethernet samt VXI



Ring och beställ en **KOSTNADSFRJ**
version av **DAQ Designer**
eller beställ den på
www.ni.com/sweden



www.ni.com/daq **08-587 895 00**

National Instruments Sweden AB

Box 2004 • Råsundavägen 166 • 169 02 Solna

Fax: 08-730 43 70

ni.sweden@ni.com • www.ni.com/sweden

Danmark tlf: +45 45 76 26 00 • Finland tlf: +358 9 725 725 11 • Norge tlf: +47 32 27 73 00

Phase response of accelerometers and conditioning amplifiers

Håkan Andersson

SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut

Introduction

The character of a vibration measuring chain is normally described by the magnitude of its sensitivity and frequency response. However, in some cases, for example in multi channel response measurements and transient vibration measurements, also the phase response is vital.

The phase response of a number of accelerometers and amplifiers of some types has been measured to investigate any individual spread and individual spread and differences between types.

Summary

Phase shift in a vibration measuring chain is caused by both electrical and mechanical properties. For a piezoelectric accelerometer is the phase shift given by the lower limiting frequency of the charge amplifier. At high frequencies is the phase response given by the accelerometer's resonance frequency and/or any low-pass filtering.

The individual spread between accelerometers and amplifiers of the same type is small. However, difference in phase shift close to the lower limiting frequency of charge amplifiers of different types is significant.

Piezoelectric accelerometer

The phase shift of a piezoelectric accelerometer with its charge amplifier is an

effect of two mechanisms, the mass-spring system in the accelerometer and RC filtering in the accelerometer-cable-amplifier system.

At low frequencies the mass-spring system is infinity stiff and no mechanical phase shift is produced. An equivalent electrical circuit for an accelerometer-cable-amplifier system is shown in Fig. 1.

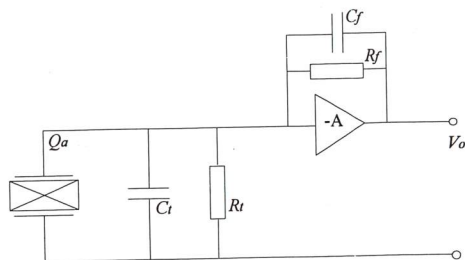


Fig.1 Equivalent electrical circuit for an accelerometer with cable and input stage of charge amplifier

Q_a = charge generated by the accelerometer

C_t = sum of capacitance from accelerometer, cable and preamplifier input

R_t = resistance of accelerometer, cable and preamplifier input in parallel

A = gain of operational amplifier

The output of the circuit is

$$V_o = - \left(1 + \frac{1}{A} \right) \left(C_f + \frac{1}{j\omega R_f} \right) + \frac{1}{A} \left(C_t + \frac{1}{j\omega R_t} \right)$$

Vägbanemätning

- i full fart med laser- och tröghetsteknik



För Dig som arbetar med vägtrafikvibrationer, färd- och transportkvalitet, fordonsutveckling, haveriutredningar, väg- eller banförvaltning (planering och projektering av reparationer, entreprenadutförande, åtgärdskontroll) eller liknande frågor erbjuder vi:

- Tvärsektioner med tvärfall, där skador som spår, ryggbildning, kanthäng avslöjas.
- Ojämnhetsprofiler i upp till 17 linjer och 3,2 m bredd per körning.
- Fullständiga vägbanemodeller enligt VV publ 1999:100 för CAD-projektering av vägbanereparationer.
- Beräkning av vibrationer i fordonsmodeller (IRI / personbil, lastbil, flygplan etc) och i vägnära bebyggelse samt geometriska vägbaneojämnhetsmått i olika våglängdsband.
- Makrotextur, ett ytskrovlighetsmått som indikerar dåliga ytor med hög risk för nedsatt väggrepp, snabb ytskadetillväxt, högt rullmotstånd mm.
- Digitala video- och stillbilder av vägmiljö och större ytskador.



Vägverket Konsult, 781 87 BORLÄNGE

Kontaktperson: Johan Granlund

0243-753 88, 070-337 53 88 johan.granlund@vv.se

Assuming that A is very large the formula reduces to

$$V_o = - \frac{Q_a}{C_f \left(1 + \frac{1}{j\omega R_f C_f} \right)}$$

The phase shift then becomes

$$\varphi = \arctan \left(\frac{1}{\omega R_f C_f} \right)$$

That means that the theoretical phase shift at low frequencies is only dependent on the feedback resistance and capacitance of the input stage of the charge amplifier.

At high frequencies, close to the accelerometer resonance frequency, the piezoelectric element is no longer infinity stiff and we get a phase shift between the mechanical input and the electrical output. At the resonance frequency, the phase shift is 90° . Also the amplitude response is distorted close to the resonance frequency.

If a low-pass filter is used with a cut-off frequency below the accelerometer resonance frequency, the phase shift from the filter has to be taken into consideration.

Practical phase response measurements of three different types accelerometers are shown below.

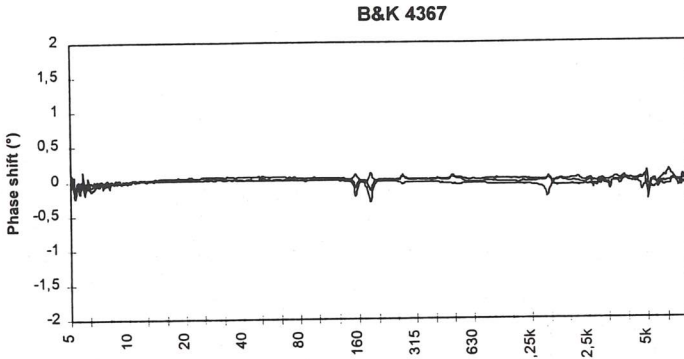


Fig 2a Phase shift of B&K 4367 without charge amplifier

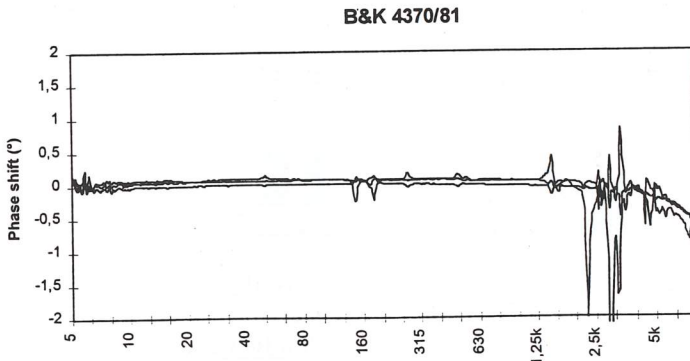
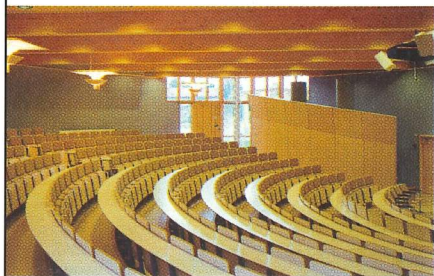


Fig 2b Phase shift of B&K 4370/81 without charge amplifier

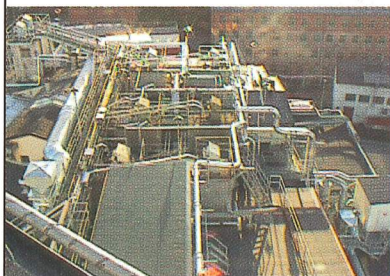


HELTÄCKANDE AKUSTIK-, BULLER OCH VIBRATIONS- KONSULT MED FYRA BASOMRÅDEN

RUMSAKUSTIK BYGGNADS- AKUSTIK VIBRATIONER



INDUSTRI ARBETSMILJÖ EXTERNBULLER

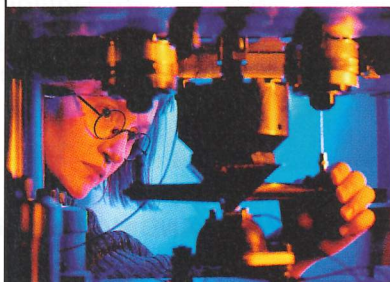


ACKREDITERAD MÄTTEKNIK INOM LJUD OCH VIBRATIONER

SAMHÄLLSBULLER VIBRATIONER



UTVECKLING TYSTA VIBRATIONSFRJA PRODUKTER



STRUKTURMEKANIK

LMS

VIBRATIONSKONTROLL

INGEMANSSON TECHNOLOGY AB

e-post: info@ingemansson.se

web sida: www.ingemansson.se

**REGION VÄST
GÖTEBORG
Box 276
401 24 GÖTEBORG
Tel. 031-774 74 00
Fax. 031-774 74 74**

**REGION NORDOST
STOCKHOLM
Box 47321
100 74 Stockholm
Tel. 08-744 57 80
Fax. 08-18 26 78**

**REGION SYD
MALMÖ
Hans Michelsens gatan 1B
211 20 Malmö
Tel. 040-710 35
Fax. 040-12 82 10**

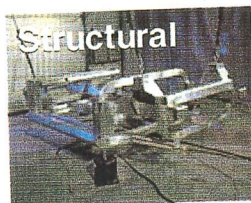
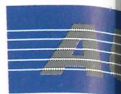


LMS
INTERNATIONAL

Empowering Engineering Refinement



INGEMAN



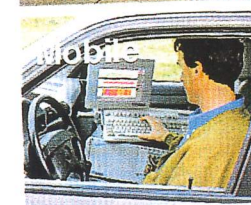
Structural



Acoustics



Durability



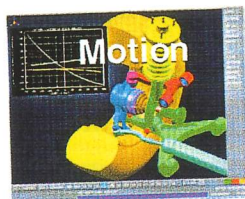
Automobile

**Engineering
Functional Product
Performance**

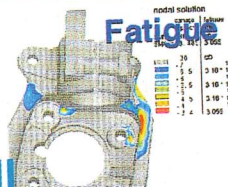
**PHYSICAL
PROTOTYPE
TESTING**

**VIRTUAL
PROTOTYPE
SIMULATION**

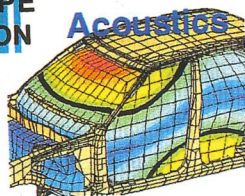
**Streamlining & Integrating
Engineering in the Product
Development Process**



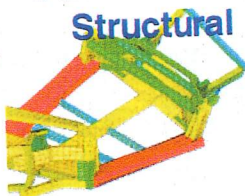
Motion



Fatigue



Acoustics

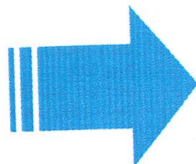


Structural

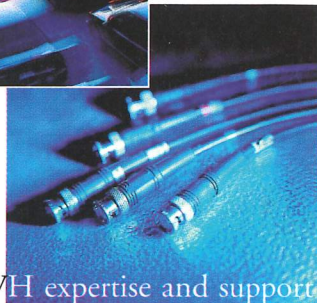
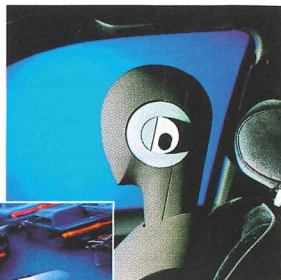
LMS SOFTWARE AND HARDWARE FOR:

- Field testing
- General purpose
- Rotating machinery and operational testing
- Structural testing and modeling
- Structural acoustics
- Vibro-acoustic modeling and CAE
- Structural integrity and durability
- Vibration control & data reduction
- Multibody Simulation

FOR MORE INFORMATION, CONTACT



MAKE A SOUND INVESTMENT USE OUR EXPERTISE



At Ingemansson Automotive, we offer our NVH expertise and support in the **ORIGINAL DESIGN** and the **RE-DESIGN** of existing products. In both cases it is essential "to hit the right acoustic track" from project start to save time and money.

We can also assist you as **TROUBLE-SHOOTERS**, finding solutions in difficult situations.

Ingemansson Automotive - Your partner in NVH

Ingemansson Automotive
Box 276, SE-401 24 Göteborg, Sweden
Telephone: +46 31 774 74 00
e-mail: info@ingemansson.se
e-mail: lms@ingemansson.se

Telefax: +46 31 774 74 74

Web-site: www.ingemansson.se

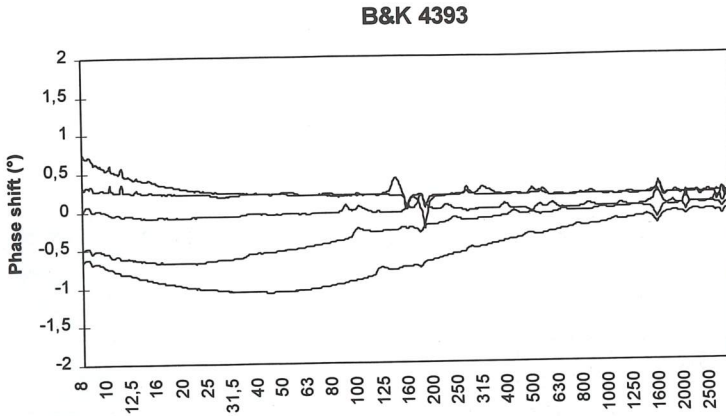


Fig 2c Phase shift of B&K 4393 without charge amplifier

The measurements indicates that the phase shift of the accelerometer itself is very small within the operating range. Also the individual spread is small. However, mounting resonances and internal resonances can produce narrow-banded phase shifts as seen in Fig 2b.

The phase shifts of the same accelerometers together with a charge amplifier, band limited to 3-30000 Hz, are shown below.

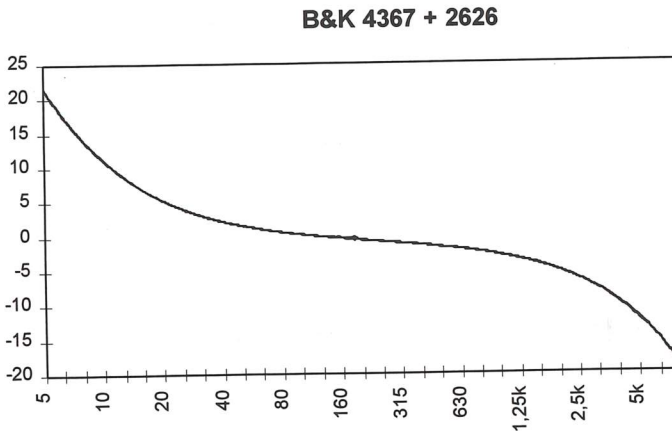


Fig 3.1 Phase shift of 3 individual B&K 4367 connected to the same charge amplifier

B&K 4370/81+2626

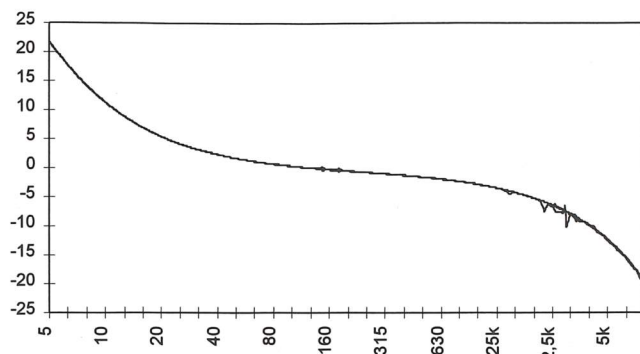


Fig 3.2 Phase shift of 3 individual B&k 4370/81 connected to the same charge amplifier

The measurements verifies that the main contributor to the phase shift is, as previously mentioned, the charge amplifier and its band-limiting filters.

The phase shift of a number of individuals of four types of charge amplifiers is shown below. The band-limiting filters were set as similar as possible.

Charge amplifiers

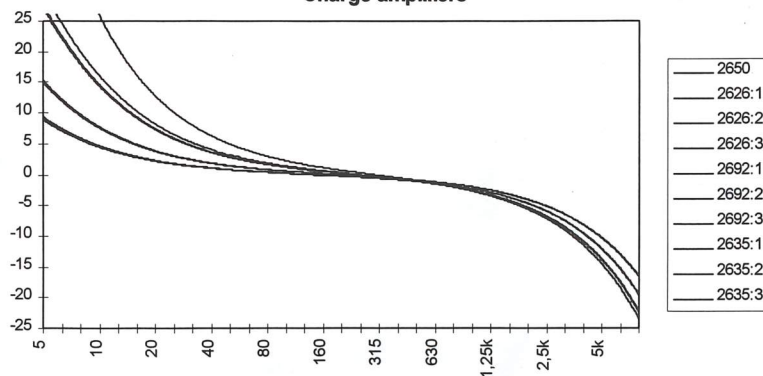


Fig 4 Phase shift of charge amplifiers

The settings of the band-limiting filters were:

B&K 2650: 3 - 30000 Hz (-3 dB)

B&K 2626: 3 - 30000 Hz (-3 dB)

B&K 2692: 1 - 30000 Hz (-10 % ?)

B&K 2635: 2 - 30000 Hz (-10 %)

The measurements shows that the individual spread between amplifiers of the same type is small, but different types of amplifiers have different phase response, even if the band-limiting filters have the same settings.

***Piezoelectric sensors, capacitive sensors,
and signal conditioners for acceleration,
acoustics, actuation, force, pressure, shock,
strain, and vibration measurements.***

PCB SCANDINAVIA AB

*Nya PCB-katalogen har kommit
Ring / Faxe för vidare information.*

- Sthlm: 08-731 02 90 Torbjörn Kloow
- Gbg: 031-21 50 77 Janos Ribarits

STOCK SENSOR SPECIFICATIONS
STOCK CABLES AND ACCESSORIES

PCB SCANDINAVIA AB
Box 1180
SE-18123 Lidingö - Sweden
Tel: +46-8-731 02 90 Fax: +46-8-731 02 80
www.pcbscandinavia.se

SHOCK AND
VIBRATION
ACCELEROMETERS



INDUSTRIAL
VIBRATION
SENSORS



CAPACITIVE (DC)
ACCELEROMETERS



PIEZOELECTRIC
ACTUATORS



LOW COST, OEM
ACCELEROMETERS



MODAL AND
ACOUSTIC
ANALYSIS SYSTEMS



DYNAMIC
PRESSURE AND
FORCE SENSORS



SENSOR
SIGNAL
CONDITIONERS



ISO 9001 CERTIFIED

PCB PIEZOTRONICS INC.

"ICP" accelerometer

An "ICP" accelerometer is a piezoelectric

accelerometer with a built-in unity gain amplifier.

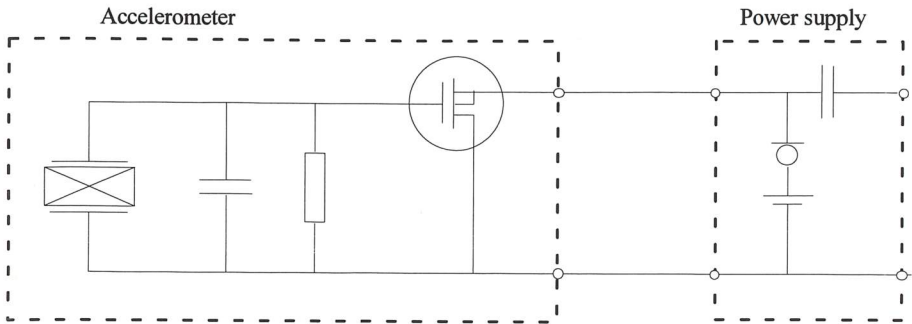


Fig 5 "ICP" accelerometer with power supply shown schematically

As can be seen in fig 5 the low frequency response is limited by two effects, the RC link within the accelerometer and the AC coupling capacitance in the power supply together with the input resistance of the analysing instrument.

At high frequencies, the "ICP" accelerometer has the same behaviour as the piezoelectric accelerometer: a phase shift

is introduced by its mechanical resonance frequency.

Practical phase measurements are at the time of writing this paper not finished. However, measurements on 5 "ICP" accelerometers of the same type indicates that the spread between individuals is small, see fig 6.

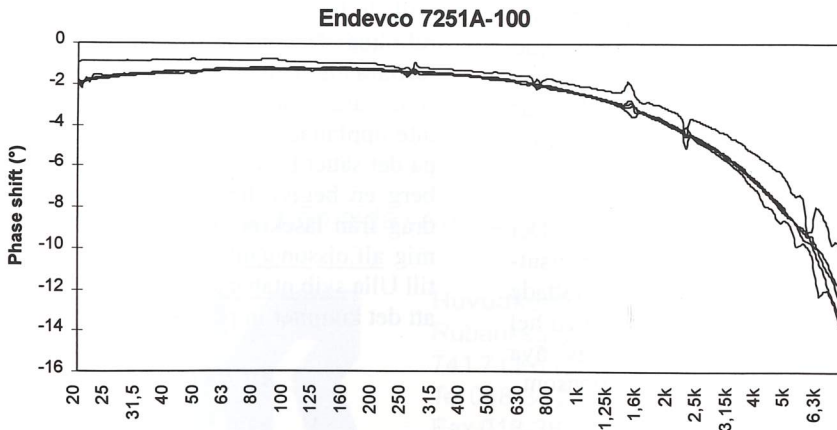


Fig 6 Phase shift of 5 Endevco 7251A-100 with individual power supplies.

Phase response calibration

A normal calibration of the sensitivity magnitude is made by the comparison method: the accelerometer is mounted on top of a reference standard accelerometer and the sensitivity is obtained by comparing the outputs from the two accelerometers when they are excited by a shaker. A phase calibration is made in the same manner. However, the calibration of

the standard reference accelerometer require a special technique with a laser interferometer with quadrature output, which is described in ISO/DIS 16063-11.

References

Piezoelectric Accelerometers and Vibration Preamplifiers (B&K handbook)
General Guide to ICP Instrumentation (PCB Piezotronics, Inc). ■

Välkommen till SVIB.SE

Nu hälsar vi Er åter välkomna till SVIBs hemsida www.svib.se Det uppstod ett stort gap mellan hemsideskonstruktörens avancerade program och hans personliga färdigheter och våra tafatta försök att skanna bilder och skriva i html kod.

Men med tiden har vi lärt oss även detta så numera har vi återgått till att kommunicera med enkla textfiler. Lovebuggar och annat sattyg har också lagt krokben för våra ansträngningar. 790 infekterade scriptfiler i stället för lika många jpg bilder blev resultatet av förra veckans smittobringare från Colombia. Det är bara att tacka och ta emot det extra minnesutrymmet på hårddisken.

Hemsidan är som sagt uppfräschad. Det är den aktuella styrelsen och arbetsutskotten. Annonserernas länkar är rättade och kontrollerade. Eftersom vi fått en hel del förfrågningar om införande av nya länkar som är relaterade till vibrationsom

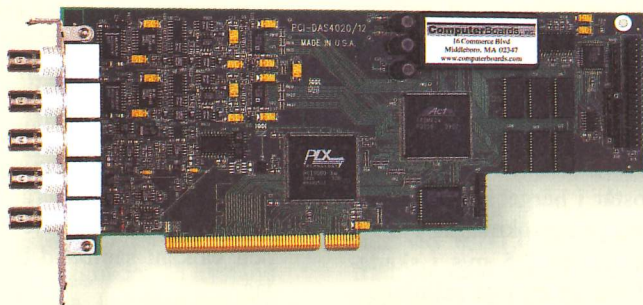
rådet togs frågan upp på styrelsemötet den 17 oktober och då protokollfördes att det skulle utgå en avgift på SEK 2 000:- per år för länkar till sådana företag som inte annonserade i SVIB-Nytt. Det kan väl ses som ett sätt att sponstra verksamheten och om det blir inkomstbringande kan medlemsavgiften bibehållas på samma nivå 400:- som den varit de senaste 5 åren.

Lite nytt har stoppats in här och där och artikeln från Lökeberg skrevs direkt under rubriken "begivenheter" som i länken fortfarande heter "evenemang", ett ord som våra skandinaviska vänner i väster inte uppfattade på samma sätt som vi och på det sättet blev AU-1 symposiet i Lökeberg en begivenhet. Nu väntar vi på bidrag från läsekreten. Skicka ett mail till mig alf.olsson@mbox302.swipnet.se eller till Ulla svib.ntab@swipnet.se så ser vi till att det kommer in på lämplig plats.

Alf H Olsson

Snabbt mätkort från

ComputerBoards, INC.



PCI-DAS4020/12

4 analoga kanaler
20 MHz sampling

2 analoga utgångar
24 bits digital I/O

Besök gärna vår hemsida www.jor.se för ett komplett sortiment.

JOR
Measurement Technology

Huvudkontor Knivsta

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

Vibrationsnivå intill sprängämnen vid tunneldrivning

Vibration level in the near-field to explosives at tunneling

Ingvar Bogdanoff

Geo Flex AB

Sammanfattning

Skadezonen i kvarvarande berg är ofta föremål för diskussioner då skonsam sprängning behöver utföras. En indirekt metod att beräkna skadezonen har varit att relatera den till svängningshastighet PPV (Peak Particle Velocity) som här anges som v_t . Sedan slutet på 1970-talet har det antagits att skador i form av synliga sprickor uppstår i berget vid $v_t = 0,7-1,0$ m/s. Utförda undersökningar i detta projekt visar att v_t blir 2,5 m/s i skadezons-området. Efter att de nya mätningarna hade färdigställts visade samtidigt Blair & Minchinton (1996) att även den teoretiska bakgrunden som låg till grund för det lägre värdet och som använts under lång tid var behäftad med allvarliga fel.

Konceptuell modell

Vid bergsprängning vill man bevara omgivande berg så intakt som möjligt för att minska bergförstärkningsinsatser, skydda utförd injektering och minska utfall av berg. Det är vanligt att beställaren för ett underjordsbergarbete föreskriver en tillåten teoretisk skadezon utanför bergkonturen. Denna skadezon antas teoretiskt vara kopplad till laddningskoncentration i de använda sprängämnena. Skadezonen anges i svensk litteratur till det område där synliga sprickor uppstår i berget och baseras på antagandet att vibrationshastigheten blir 0,7-1,0 m/s.

Undersökningar av skadezonen från sprängmedel och försök att förstå uppkomsten av skadeförloppet är ett angeläget problem för forskare världen över. I slutet på 70-talet lanserades internationellt en teori av Holmberg och Persson (1979) att synliga skador i berget uppstår när vibrationernas svängningshastighet $v_t = 0,7-1,0$ m/s. Holmberg-Persson antog att spänningsuppbyggnaden följer ett enkelt och välkänt samband baserat på Hooke's lag

$$\epsilon_x = v_t / c_p$$

Ekv (1)

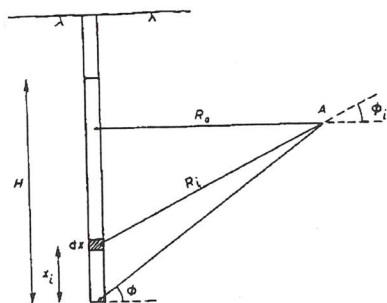
v_t = svängningshastighet (PPV)

c_p = kompressionsvågens hastighet

ϵ_x = dynamiska töjningen för en plan våg

Man antog vidare att svängningshastigheten utanför ett spränghål kan beräknas genom att uppdelas en lång laddning i korta laddningar som var och en bidrar till svängningshastigheten i en punkt utanför spränghålet $v_1 + v_2 + v_3 + \dots = v_t$. Se figur 1.

Hela laddningen H delas upp i segment med längden dx som sedan integreras enligt ekv (2) för att kunna beräkna vibrationen vid observationspunkten A som befinner sig på avståndet R_0 från spränghålet.



Figur 1. Metod enligt Holmberg-Persson (1979) för att beräkna svängningshastighet i närområdet utanför ett sprängghål

Ekv (2) i figur 1 är en modifierad form av empiriska skalningsformler för att beräkna vibrationer intill byggnader då avstånd och laddningar är kända. I sådana fall kan man förutsätta att hela laddningslängden H bidrar momentant till v_t eftersom avstånden är långa. Se ekv (3).

$$v_t = k Q^\alpha / R^\beta$$

Ekv (3)

Q är laddningen i kg och R avståndet i m. k ; α ; β = 700; 0,7; 1,5 är konstanter som varierar från plats till plats. Den empiri som ligger till grund för konstanterna är baserat på Lundborg (1978) som sammanställde ett stort antal vibrationsmätningar. De konstanter som hade den bästa anpassningen till ekv (3) härrör från Bureau of Mines med avstånd mellan 30-300m samt från Brännland med avstånd mellan 20-150m. Trots de långa avstånden som låg till grund för konstanterna anammades de även för närområdet.

Holmberg-Persson beräknade med formel 2 och 3 diagram som anger skadezonen som en funktion av laddningskoncentra-

$$v = k / \alpha \left[\frac{H}{\int_0^H \frac{dx}{[R_0^2 + (R_0 \tan \theta - x)^2]^{\beta/2\alpha}}} \right]^\alpha$$

Ekv (2)

tionen relativt ANFO. I allt väsentligt bygger dagens skadezonstabeller, t.ex. AMA98, på dessa beräkningar.

Grunddata för antagandet att skador uppstår vid 0,7-1,0 m/s verkar ha uppstått från ett fåtal försök varav det viktigaste utfördes i Aitikgruvan i 250 mm hål. Genom provtagning av borrhälsindikatorer skadezonen till 23m där den beräknade svängningshastigheten var 800 mm/s. Den skadezonsbestämning som utfördes i kärnborrhål har en stor osäkerhet i sig. Och förfarandet skulle inte vinna tilltro idag, med den kunskap som finns av svårigheterna att bestämma skadezonen. Holmberg (1978) skrev också "Sprickfrekvensjämförelsen mellan kärnorna visade att vid 23m är sannolikheten 50% för att vi har skador orsakade av sprängningen och vi har 5% sannolikhet att skadorna sträcker sig längre bak än 32m". Det framgår av denna mening att man inte kunde bestämma var sprickor från sprängningarna upphörde och att kalkylen ger möjligheter för stora glidningar för skadezonen.

Hustrulid (1992) konstaterade att Holmberg&Persson, ekv (2). inte tog hänsyn till tidsfaktorn och presenterade en variant

sylomer®

- dämpar vibrationer och stomljud!

SYLOMER är en mångsidig elastomer av polyuretan för isolering av vibrationer och stomljud.

Materialet uppskattas bl.a. för dess

- utmärkta egenskaper
- dokumentation
- livslängd
- kemiska resistens
- flexibilitet



Lösningar för byggnadsapplikationer

SYLODYN är en vidareutveckling av SYLOMER för speciella dynamiska krav.



Lösningar för industri och produkter



Lösningar för järnväg

SYLOMER och SYLODYN tillverkas av Getzner Werkstoffe, Österrike och representeras i Norden av Christian Berner AB. Tillsammans löser vi alla handa vibrationsproblem med hjälp av hög kompetens, kvalitet och lång erfarenhet.

Med rätt material kan man komma långt.



CHRISTIAN BERNER AB

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

vari ingår kompressionsvågens hastighet (c_p) liksom sprängämnets utbredningshastighet (VOD). I figur 2 visas Hustrulids analys av försöken i Aitik. Fractured zone är här 10m och influenced zone är 22,5m. Fractured zone är den zon som nu kallas för skadezon. Influenced zone är orsakad av bakåtbrytning av berg. Det verkar vara så att Holmberg i sin analys av skadeområdet (influenced zone) ovan relaterade till skador bakom salvan som uppstod av hävning eller bakåtbrytning. Detta är en effekt som alltid uppstår vid pallsprängning. Men skador av denna effekt är inte detsamma som avses med skadezon från olika sprängämnen. Bakåtbrytning är mer en skada som beror av bergets sprickstruktur och inträngning av spränggaser där gaserna lyfter berget. Icke desto mindre kom Holmbergs utredning att bilda underlag för kommande utredningar.

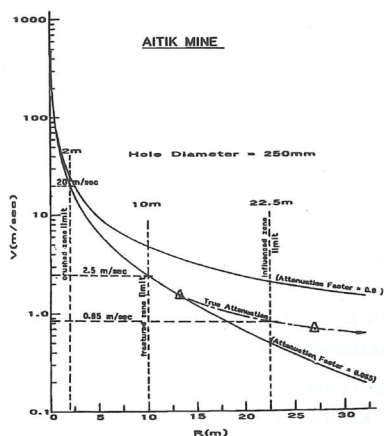


Figure 25. Velocity-Distance Curves for Aitik (250mm Holes) With Damage Limits Added

Figur 2. Svängningshastighet med skadezoner från Aitik enligt Hustrulid (1992). Vid "fractured zone" är $v_i = 2,5$ m/s. Triangelformade markeringar är av Holmberg uppmätta värden.

Flera andra arbeten med att bestämma skadezonen har utförts genom årens lopp. Det finns en gemensam nämnare för dessa – man har okritiskt utgått från svängningshastigheten $v_i = 0,7-1,0$ m/s som indikator för skadezonen.

Internationell kritik mot Holmberg-Persson modellen

Blair & Minchinton (1996) har utförligt analyserat den teoretiska bakgrunden ytterligare och använt analytiska och DFEM teknik (Dynamic Finite Element Model) för att undersöka hur vibrationer och töjningar ser ut i närområdet till en laddning. De riktar en stark kritik mot Holmberg-Persson modellen som de menar har allvarliga fel. I korthet är deras kritik mot formel 1 följande:

- Sambandet mellan svängningshastighet och töjning gäller endast för en plan kompressionsvåg i ett homogent endimensionellt elastiskt medium och är därför ett specialfall som gäller för en stång. Inte ens vid långa avstånd blir vågfronten plan.
- Spänningen σ_x är inte endast beroende av ϵ_x utan även töjningen i riktningarna ϵ_y och ϵ_z (tvärkontraktion).
- Fria ytor intill språnghålet liksom långa cylindriska laddningar är en förutsättning för bergsprängning. DFEM och analytiska beräkningar utesluter alla enkla antaganden om proportionalitet mellan töjning och svängningshastighet.

Vibrationsmätningar vid bokmagasin för Kungliga Biblioteket

När man byggde berggrummen för bokmagasin under Kungliga Biblioteket 1992-

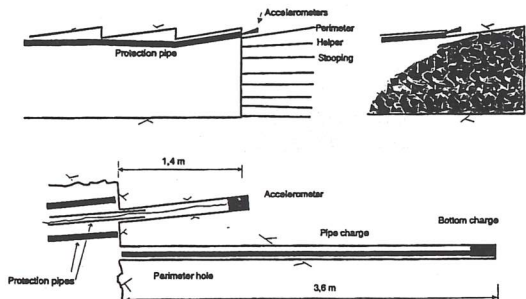
1994 fick författaren genom institutionen för geoteknik vid CTH möjlighet utföra mätningar intill tunnelkonturer vid de avstånd som tidigare arbeten hade bekräftats vara skadezon 0,2-1,0 m. Bogdanoff (1996).

Mätuppställning

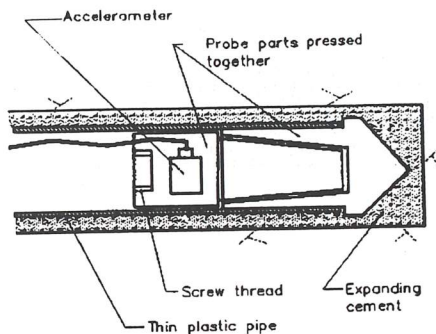
Vid varje mätuppställning borrades 3-4 mäthål utanför tunnelkonturen. I dessa göts mätsonder med accelerometrar. Se figur 3.

Figur 4 visar en typritning på mätsonden. Sonden göts fast med expanderbruk för att erhålla en säker kontakt mot berget.

Det antogs även att berget har sin lägsta frihetsgrad vinkelrätt mot bergytan och vidare att detonationsfrontens dominerande riktning är vinkelrät språnghålet. Även med komposanter i andra riktningar så bedömdes att felet skulle blir rimligt. Därför beslutades att istället prioritera mätning i flera punkter hellre än i flera riktningar i en punkt. Genom att mäta i flera punkter borde man kunna få bättre underlag för bedömning av signalernas kvalitet. Risken att förlora givare bedömdes också vara stor. Med flera sonder ökade möjligheten att få mätvärden även om man förlorade sonder i en salva.



Figur 3. Accelerometrarna placerades i mäthål utanför tunnelkonturen. Vid sprängning skyddades kablaget av grova polyetenrör som drogs fram till fronten. I gränsoområdet berg polyetenrör användes tunna stålrör. Den övre bilden till vänster visar tunnelsektion före sprängning och den högra bilden efter sprängning.



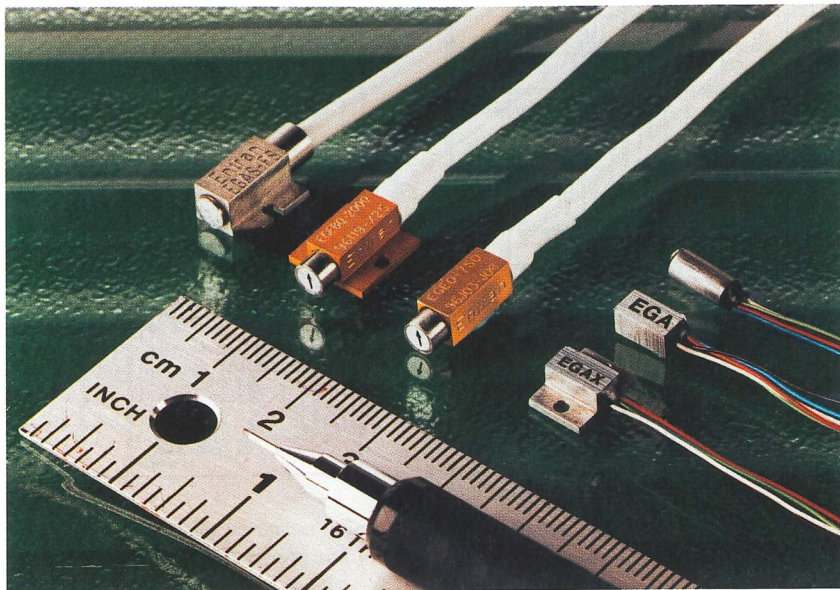
Figur 4. Mätsond med accelerometern riktad mot tunnelkonturen. Den bakre delen av sonden med accelerometern kunde återvinnas.

Mätningar i flera punkter samtidigt gjorde det möjligt att identifiera resonanser och lågfrekventa eller nollförskjutningar i signalerna som sedan kunde tas bort med digitala filter.

Vibrationer från konturhål laddade med Detocord 80g/m

I figur 5 visas råsignalen från det närmaste konturhålet vid en sprängning. Genom att jämföra signalen från tre olika mätpunkter kan man få en uppfattning om signalens kvalitet t.ex. resonanser i sönerna. Signalerna från de tre mätpunkterna pos 1-3 är relativt likformiga. Ungefär mitt i signalen kommer ytterligare en våg och som antas vara en skjuvvåg.

Det är hos oss Du hittar utrustningen för vibrationsmätning



Entran nu i vårt givarprogram för statisk och dynamisk mätning. *Företaget är världsledande leverantör av miniatyrgivare med applikationer inom flyg-, rymd, försvars-, tåg- och bilindustrin (t.ex. krockprovning).*

- Miniaturaccelerometrar
- Högprestanda accelerometrar
- Fordonsaccelerometrar
- Miniaturtryckgivare
- Högprestanda tryckgivare
- Små lastceller
- Kundanpassade givare

Vill Du veta mer?

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

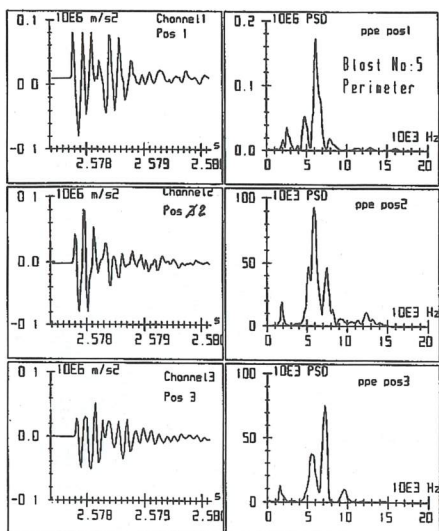


Alvetec AB

Box 5001, 141 05 Huddinge

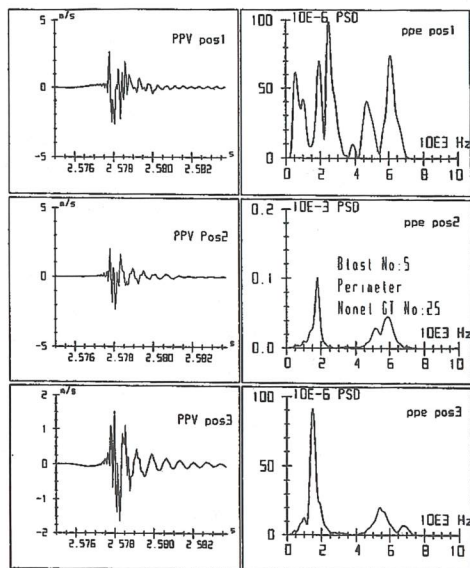
Tel: 08-680 68 50. Fax: 08-680 03 90

E-mail: measure@alvetec.se



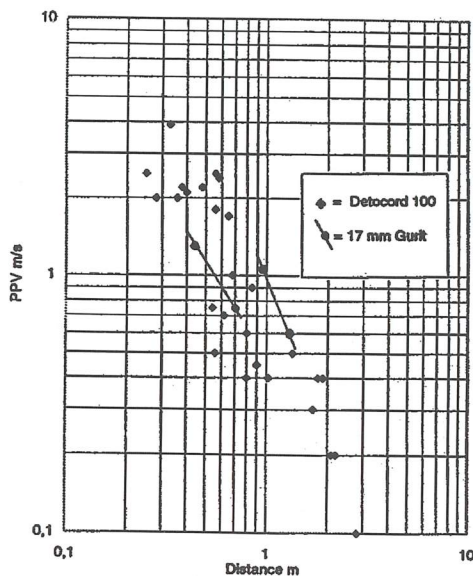
Figur 5. Råsignaler från 0,25m; 055 och 0,65m från laddning. Signalens varaktighet är ca 1 ms. Tidskalan är 1ms mellan varje siffervärde.

I figur 6 har signalen integrerats till svängningshastighet. Vid avståndet 0,25m är $v_t = 2,5\text{m/s}$. Vid avståndet 0,65m i position 3 är $v_t = 1,7\text{m/s}$. Det finns en tydlig eftersvängning med frekvensen 1,8kHz. Den har tolkats som bergets egenfrekvens. Det klingfasta ljud man hör när man skrotar berget med ett spett.

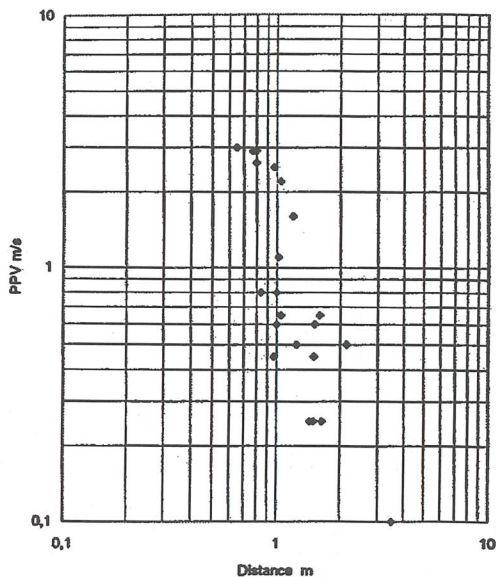


Figur 6. Svängningshastighet från konturhål. I position 1 vid avståndet 0,25m är $v_t = 2,5\text{m/s}$. Vid avståndet 0,65m från laddningen är v_t fortfarande 1,7m/s. Skadezonens randområde i tabeller brukar anges till 0,3m. Utbredningshastigheten hos sprängämnet är 6000-6500m/s. Det är ungefär samma som i berget.

Mätvärden från fem salvor har sammanställts i figur 7 som funktion av svängningshastigheten v_t och avstånd mellan observationspunkt och språnghål i kontur och konturhjälpare. Liksom alltid vid mätning av peakvärden från sprängning är spridningen mycket stor.



v_t as a function of distance for perimeter holes charged with detonating cord (0,1 kg/m and 17 mm Gurit (0,18kg/m rel. Dynamit)



v_t as a function of distance for perimeter helpers charged with 22 mm Gurit (0,3 kg/m rel. Dynamit)

Figur 7. Sammanställning av mätvärden v_t som funktion av avstånd.

Diskussion och slutsatser

Effekter av den fria bergytan framför språnghålet är med all säkerhet en betydelsefull parameter för PPV. Det är uteslutet att inverkan av den fria bergytan har observerats vid de mätningar som i tidigare försök utförts relativt långt från bergytan och som ligger till grund för det olyckliga antagandet $v_t = 0,7-1,0$ m/s och som under lång tid använts och fortfarande används i Sverige som indikator för skadezonen vid bergsprängning.

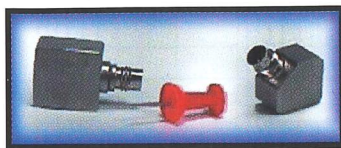
Vid mätningarna vid Kungliga Biblioteket mättes endast en komponent. Det är möjligt att den resulterande vibrationen vid observationspunkterna kan bli större än

den radiella som mätts nu. Det hålls dock just nu som mindre sannolikt att någon annan komponent dominerar över den vinkelräta bergytan. Orsaken till det är att berget har en mindre frihetsgrad i den riktningen och att detonationsfronten är riktad vinkelrät bergytan när den passerar observationspunkten.

Vibrationsförloppet består av flera svängningar inom den huvudsakliga varaktighetstiden vid dominerande nivå. Av mätresultatet framgår att kraftiga interferensfenomen förekommer med utsläckning och förstärkning av signalerna.

Nya miniatyr- accelerometrar från Dytran

**Beställ
katalogen
idag!**



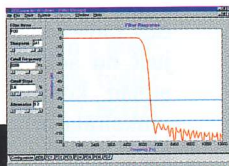
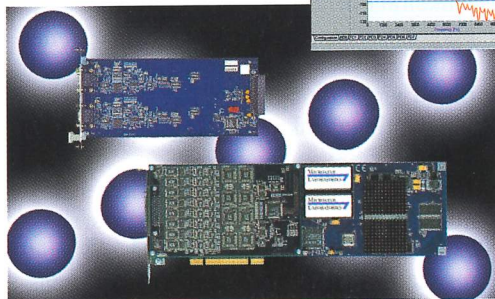
Dytran presenterar två helt nya miniatyraccelerometrar med 10 respektive 100 mV/g i känslighet. Båda modellerna har isolerad givardel för att eliminera risken för jordslingor.

- ◆ 3053A med 10 mV/g och 3093A med 100 mV/g
- ◆ Rakt frekvensomfång från 2 Hz till 5 kHz
- ◆ Limmontering
- ◆ 4 pin kontaktbotten med löstagbar kabel
- ◆ Hölje av rostfritt stål
- ◆ Hermetiskt tät
- ◆ Mycket låg vikt, 3053A 7,2 gram och 3093A 10 gram
- ◆ Konkurrenskraftigt pris



**MICROSTAR
LABORATORIES™**

iDSC 1816



Mäter vibration och töjning med:

- ◆ Branta och faslinjära digitala filter - 96 dB per kvartsoktav
- ◆ 8 - 153,6 kilosampel per sekund
- ◆ 8 samtidigt samplande kanaler
- ◆ 16-bitars upplösning
- ◆ Nätverksstöd
- ◆ Komplet signalkonditionering för bryggor och accelerometrar
- ◆ Realtidsinsamling under Windows med DASyLab® och LabVIEW®

**SYSTEM
TECHNOLOGY
SWEDEN AB**

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

e-post: svib@systemtech.se

www.systemtech.se

Mätvärdena visar tydligt att vibrationen v_t vid observationspunkten inte består av vibrationer som anlänt vid exakt samma tid. Dessutom finns minst två vågtyper och som anländer med olika hastighet. Den långsammare och som ibland dominerar kan vara den skjuvvåg som uppstår när detonationen pressar ut berget vid sin väg ut genom hålet. Detta beaktas inte i beräkningsmodellen från 1979. Det beaktas inte heller av Hustrulids formel som förutsätter att dominerande vibration uppstår från kompressionsvågen (c_p). Den andra vågen är en skjuvvåg vars utbredningshastighet är ungefär halva kompressionsvågens. Jfr ekv 1. Alla försök att relatera skadan till kompressionsvågens hastighet och samtidigt mäta v_t som kan härröra från skjuvvågen blir i grunden fel enbart av den anledningen.

Motivet för att mäta peakvärden från vibrationer intill sprängämnen har funnits eftersom det har funnits en möjlighet att töjning, spänning och svängningshastighetens peakvärde hade ett samband genom ekv (1). Efter den massiva kritiken från 1996 mot detta samband torde det numera inte finnas skäl att arbeta enbart med vibrationernas peakvärden som indikator på skadezonen. Det går inte heller att hävda att det finns ett stort antal mätvärden som motiverar fortsatt mätning av peakvärden. Ytterst få mätningar har utförts i skadezonsområdet. Att man i många arbeten valt att använda vibrationer som indikator för skador i berg beror på att det har varit bekvämt att mäta vibrationers peakvärden på långa avstånd och sedan extrapolera till närområdet. Vid mätning i närområdet till laddningar i allmänhet och i synnerhet i tunnlar är svårigheterna emellertid mycket stora.

Referenser

- Blair D & Minchinton A (1996). On the damage zone surrounding a single blasthole. FRAGBLAST – 5 Montreal 25-29 august 1996. Page 123-130.
- Bogdanoff I (2000). Vibrationsnivå intill sprängämnen vid tunneldrivning. Temadag Trafik-, mark och byggnadsvibrationer vid KTH, SVIB maj 2000
- Bogdanoff I (1996). Vibration measurements in the damage zone in tunnel blasting. FRAGBLAST – 5 Montreal 25-29 august 1996. Page 177-185.
- Bogdanoff I (1996). Vibrationsmätning vid tunnelkontur. Indirekt bestämning av skadezon från sprängning. Chalmers Tekniska Högskola institutionen för geoteknik. Rapport B1996:3
- Holmberg R & Persson PA (1979). Design of tunnel perimeter blasthole patterns to prevent rock damage
- Holmberg R (1978). Mätning och begränsning av sprängskador i kvarstående berg. Stiftelsen Svensk Detonikforskning. DS 1978:6
- Holmberg R (1978). Markvibrationsmätningar vid sprängningars närområde i Boliden AB:s Aitik-gruva. Stiftelsen Svensk Detonikforskning DS 1978:1.
- Hustrulid (1992) i Andersson Per (1992) Skadezon vid tunneldrivning. Seminarium oktober 1992. SveBeFo Rapport 8
- Lundborg N, Holmberg R, Persson PA (1978). Markvibrationers avstånds- och laddningsberoende. Rapport R11:1978, Byggforskningen.
- Mc Kenzie et al (1995). Application of computer assisted modelling to final wall blast design. EXPLO'95, 285-292 Brisbane Australia. ■

Leif Frideen

Vännen Leif Frideen har gått ur tiden. Leif var ordförande i SVIB AU 2 och den som drev fram AU 2-symposierna i Riksgränsen. Vad vi inte visste, sedan han av sagt sig ordförandeskapet, var att han drabbats av cancer, något som han i likhet med många andra inte gärna ville tala om. Budskapet om hans alltför tidiga bortgång kom därför som en chock för oss.

Utöver sitt engagemang i SVIB och sin tjänst på Atlas Copco var Leif framför allt en entusiastisk skidåkare. Jag lyckades förmå en av hans skidkamrater att dela med sig av sina sista ord till Leif.

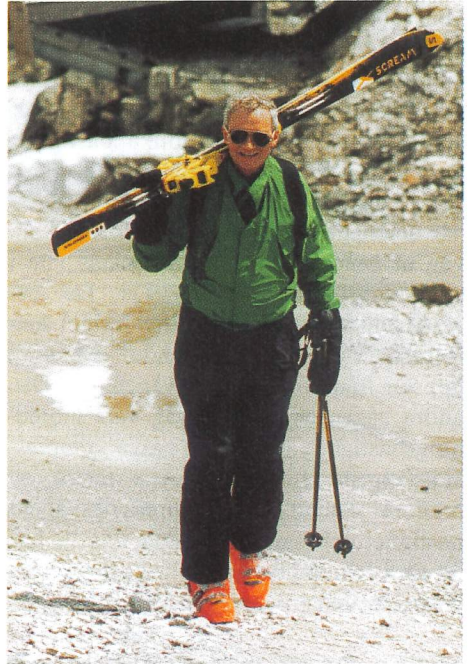
För mig förblir Leif personen som ifrågasatte riktigheten i att i ekonomiska redovisningar ange intäkter som minusposter. Han lärde mig också innebörden av Ctr/Alt/Del. Jag önskade att han inte tilllämpat det så personligt.

Alf

LEIF FRIDEEN 5/10

Vår vänskap startade i den franska orten Avoriaz och kom att utveckla sig till något som inte bara handlade om skidåkning. Det gemensamma intresset för snön och bergen fanns som en röd tråd, men våra samtal kretsade kring så mycket mer.

Leif var en analytiker som vred och vände på saker och tänkte ett steg längre än de allra flesta. Han var inte den som stack ut i diskussioner, men när han väl gjorde sina inlägg - på sitt lite försiktiga och



trevande sätt - så var det noga genomtänkt. Han besatt helt enkelt en stor portion klokskap. På samma lågmälda sätt så inspirerade han till att söka alternativa lösningar eller nya vägar.

En vän och kamrat har gått bort och lämnat ett tomrum efter sig. Leif var en person som borde ha fått vara med oss längre. Det var sorgsamt att se hur hans krafter tynade bort - men hoppet fanns där fortfarande. Han ville komma upp ur sängen, men orken räckte inte alltid till. Trots detta så hoppades han kunna komma till Bydalen nästa år, men så blev det alltså inte. Fast han kommer att finnas där ändå.

Tack för den tid som vi känt varandra,
vännerna i Double Diamond skiers

DISCOMFORT FROM TRANSIENT WHOLE BODY VIBRATIONS

Peter Jönsson & Örjan Johansson

Engineering Acoustics, Division of Environment Technology,
Luleå University of Technology, S-97187 Luleå, Sweden
Peter.Jonsson@arb.luth.se

Abstract

Whole-body vibration is a problem in off-road vehicles which can cause both injuries and discomfort. Comfort depends on several environmental factors of which the vibration level is one factor. This study focuses on "vibration comfort" and is restricted to transient vibrations.

ISO 2631 primarily addresses long-term effects due to continuous, whole-body vibrations. Guidelines about comfort are provided, however information regarding transient motions is limited. New criteria for measurements of vibration comfort are therefore of considerable value in the understanding of how to improve vibration comfort in vehicles. The aim of this study is to find a relationship between assessments of vibration comfort and measured vibration levels. A designed experiment based on the variables of vehicle speed, obstacle height and a load condition were carried out on a forklift truck. Response variables were discomfort assessments and measured accelerations in 4 degrees of freedom in the seat/driver and seat/cabin interface. Data from the subjective assessment of 11 professional drivers was collected. A questionnaire was used to control for

background variables of importance such as driver's weight, age, experience and vibration-sensitivity. In case of individual results, the correlation coefficient between RMS-values in the z-direction and comfort-assessments was 0.54. Based on averages for each test condition, the correlation coefficient was 0.93. Further studies of the rotational degree of freedom improved the prediction of discomfort. In case of individual results the correlation coefficient was 0.62 and in case of averages for each test condition 0.97.

Introduction

Whole-body vibration is a problem in off-road vehicles and is often the cause of injury and/or discomfort. Comfort is dependent on a number of environmental factors of which vibration levels are one factor. This study focuses on "vibration comfort" and is further limited to the effects of transient vibrations. Knowledge concerning transient vibrations is of considerable interest, particularly since ISO 2631 [2] provides limited guidance on transient vibrations. The subject area of whole body vibrations is extensively described by Griffin [1].

Studies were performed by Wikstroem, Kjellberg and Dallner [3] that compared different technical methods for assessing the effect of mechanical shocks on discomfort. Wikstroem, Kjellberg and Dallner's [3] study showed that a dose value based on an RMS or RMQ calculation in z-direction provides the best prediction of discomfort from shocks. It has been shown earlier by Holmlund, P. [4] in a field study in a vehicle that the results from single-axis studies can probably not be directly transferred to a multi-axis environment. Holmlund pointed out that there is a great need of further research in the area of multi-axis vibration.

In engineering and design there is growing interest in modelling the dynamic behaviour of vehicles as a means to identify design solutions that reduce vibrations and consequently improve vibration comfort. Acquisition of relevant vibration comfort data through dynamic computer simulations requires a strong correlation between objective vibration measurements and subjective vibration comfort assessments. A strategy that uses a multivariate field of attack is an approach that can provide this type of correlation. The strategy is depicted in Figure 1; the circles represent methods used and the arrows the information flows.

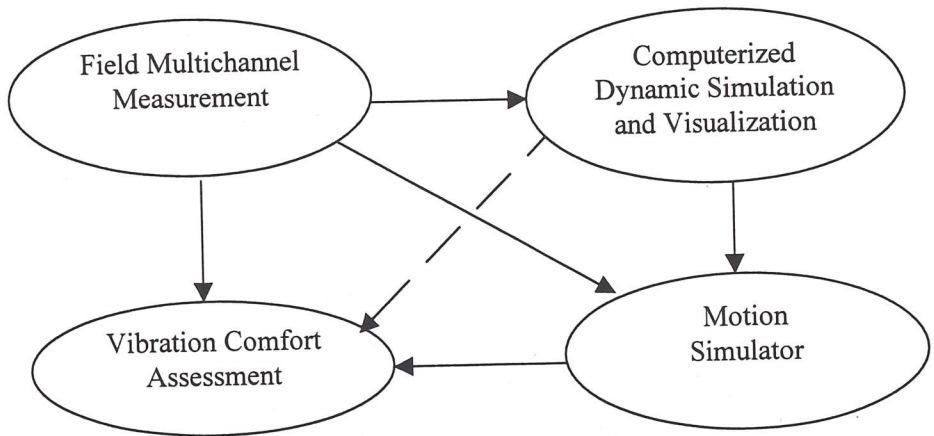


Figure 1. The strategy shown uses four methods to acquire information. The arrows connecting methods depict information flows.

A model that describes the relationship between objective vibration measurements and subjective comfort assessments is potentially useful in a range of design and engineering applications. As depicted by the dotted arrow in Figure 1, state-of-the-art modeling of that relation-

ship using a dynamic computer simulation is imprecise. The ultimate goal of the research described in this paper is the collection of data and associated analyses that will permit the development of a computer-based model of the relationship.

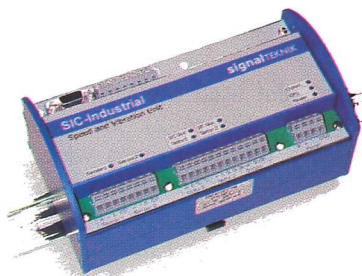
Bärbara mätsystem

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

There are two objectives in this study. The first is to find the most important and significant effects of driving conditions on individual perception of vibration and measured vibrations. The second objective is to calculate the correlation between measured vibrations and subject assessment.

Methods and procedures

The experiments were performed using multichannel measurements and subjective assessments of vibration comfort on a forklift truck (*KALMAR-DCD80®*) manufactured by Kalmar Industries AB (Ljungby, Sweden).

Experimental design

The experiment was conducted as a factorial design [6] with three variables such as vehicle speed, obstacle height and load condition. Obstacle height and load condition contained two levels and vehicle speed contained three levels. The levels of the experimental variables were: Load: no: 0kg, yes: 3000kg; Obstacle: low: 30mm, high: 50mm; Speed: 5km/h, 12km/h, and 20km/h. A factorial design allows all the data from the experiment to be used to study both main and interaction effect. The experiment

included 11 drivers and 12 different tests carried out in random order. The drivers in the study were professional drivers.

Table 1. The experimental design matrix

Test number	Load	Obstacle	Speed, km/h
1	no	low	5
2	yes	low	5
3	no	high	5
4	yes	high	5
5	no	low	12
6	yes	low	12
7	no	high	12
8	yes	high	12
9	no	low	20
10	yes	low	20
11	no	high	20
12	yes	high	20

The experiment used a clearly laid out test road (see Figure 2). Immediately prior to each test the drivers were provided with information about the experimental procedure. The information provided was on which speed, obstacle and load would be used.

The vibrations were measured throughout each test and immediately after each test drivers were asked to assess vibration comfort. The general assessment

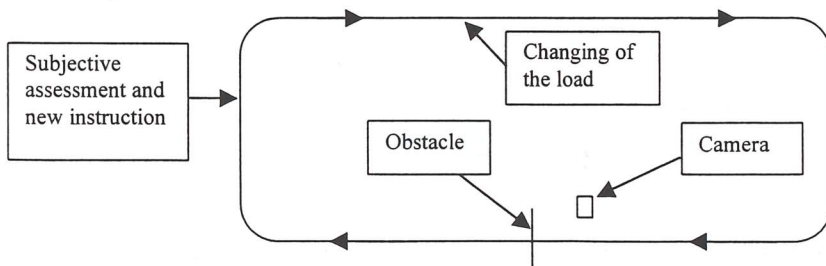


Figure 2. Layout of the test road

question was: "How do you assess shakings, bumps and motions when you drive

over the obstacle?" (translated from Swedish). Drivers assessed vibration comfort on a scale from 1 to 5 (where 1 is very uncomfortable, 2 is uncomfortable, 3 is neither uncomfortable nor comfortable, 4 is comfortable and 5 is very comfortable). Drivers marked their as

essment on the scale with a cross. The scale was reversed for the calculations. Each driver was also asked to assess over-all shaking, up and down motion, and backward/forward motion. Figures 3 through 6 depict the scales used in the driver assessments.

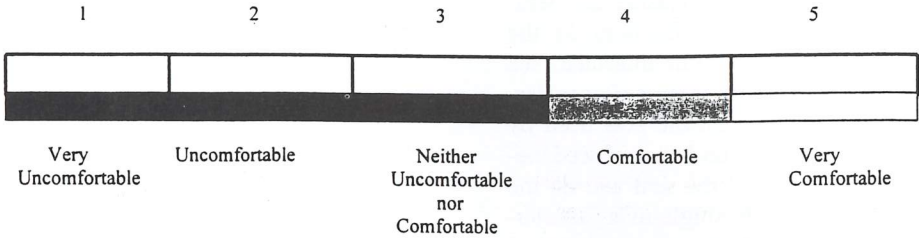


Figure 3. The subjective assessment scale.

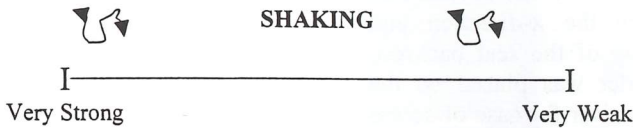


Figure 4. The scale of over-all shaking.

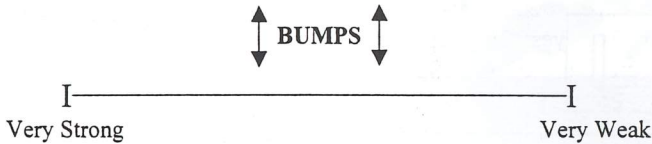


Figure 5. The scale of bumping up and down.

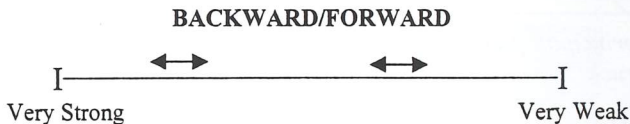


Figure 6. The scale of backward/forward motion.

The postures of the drivers were video taped. This was to control for possible differences in subjective assessment and vibration measurements due to extreme differences in the postures of the drivers.

Statistical calculations were carried out using the software Statgraphics [5] and uses the methodology described by Box/Hunter/Hunter [6].

Measurement set-up

An 8-channel Sony DAT recorder and a charge amplifier (Brüel & Kjør 5974) were used for recording all vibration measurements. Two three-axis piezo-electric accelerometers (B&K 4321) and two single-axis piezo-electric accelerometers (B&K 4366) and (B&K 4371) were used. In order to measure accelerations in 4 degrees of freedom in the seat/driver and seat/cabin interface, see Figure 7, one of the three-axis accelerometers was placed on the seat used by the drivers. The second was placed below the rear edge of the seat and on the floor. One of the single-axis accelerometers was used to measure the z-direction and placed below the front edge of the seat on the floor. The second was used to measure the x-direction and placed on the top of the seat backrest. The DAT recorder was placed on the right side of the driver for ease of access and operation. Fixed screws under the accelerator limited the speeds.

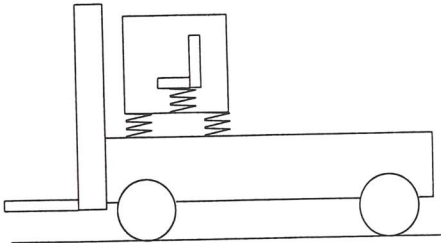


Figure 7. A principal picture on the tested forklift truck.

Results and discussion

In vehicles such as forklift trucks, there are three common degrees of freedom in the motions. These are mainly acceleration in x-, z-directions and rotation around y-axis (pitch). The present study focuses on the RMS-value in z-direction

of the seat and is compared to the driver's vibration comfort assessment. The effect of other variables such as pitch and individual background variables are only discussed briefly. The RMS-values are in all cases determined with a time interval of 5 seconds, denoted as RMS_5 . The RMS_5 -values were not frequency weighted since the main part of vibration energy falls within the frequency range 3 to 8 Hz.

The vibration measurements in the seat in z-direction differed significantly between tests, see Figure 8. The highest acceleration levels were observed in T7, T11 and T12. T7 had no load, a high obstacle and a speed of 12 km/h. The high vibration level in test 7 is related to a positive interaction between the excitation forces of the front and rear wheel. The lowest acceleration level was observed in T2, which had a load, a low obstacle and the lowest speed.

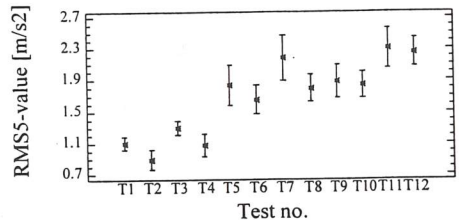


Figure 8. The mean values and 95% confidence intervals of the RMS_5 -values for each test.

The determined effects regarding RMS_5 -values and subjective assessments are shown in Figures 9 and 11. The length of each bar in Figures 9 and 11 are proportional to the absolute value of its associated determined effect. The bars are in the order of the size of the effects, with

It Packs a Punch!

**Larson
Davis**

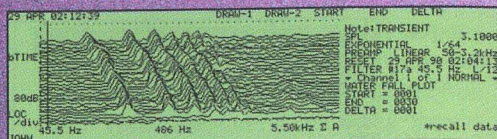
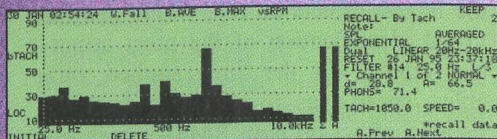
2900B



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 largest effects on top, which permits visual identification of the most important effects. Of the three studied variables, speed was found to produce the greatest effect on both RMS₅-values and vibration comfort levels.

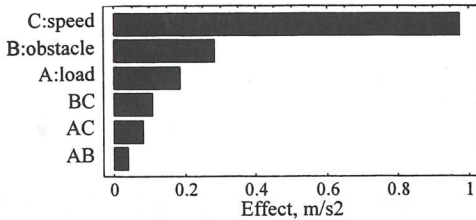


Figure 9. The figure shows the main and interaction effects for the RMS₅-value, all three main effects are significant.

The analysis of the subjective assessments, as shown in Figure 10, gave almost the same mean and median values. This suggests a normal distribution among the assessments. The following analyses are therefore based on parametric statistics. The mean values and corresponding 95% confidence intervals in Figure 10, show small differences, only 1.4 between minimum and maximum values. The reasons for this may possibly be twofold. The first is that drivers who participated in the experiment are very experienced and accustomed to large differences in perceived vibration comfort (e.g., knowing there will be a jar). The second reason is that the forklift truck used is above average in vibration comfort. Some of the drivers gave comments like, "this was a very good forklift truck". The differences between drivers were however, considerable. The reason for this may be found among presently unidentified back-

ground variables or posture. This question is yet to be analyzed.

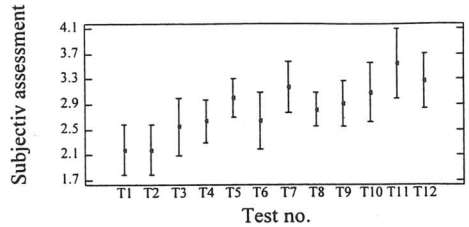


Figure 10. The mean values and 95% confidence intervals of subjective assessments for each test.

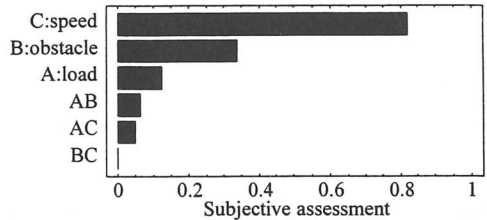


Figure 11. Main and interaction effects associated with subjective assessments. The effect of load and interaction effects is not significant.

The experimental methods used were designed to obtain a high correlation between measured vibrations and subject assessment in a vehicle with few degrees of freedoms. In case of individual results, the correlation coefficient between RMS₅-values in the z-direction and comfort assessments was 0.54. The variability among driver RMS₅-values of acceleration in the z-direction indicates a dependence on other variables. Further studies show that measurements of the rotational degree of freedom improve the prediction of discomfort ($r=0.59$). The summed results from the shaking, bumps and backward/forward scales as an indi-

cator of discomfort improved the model ($r=0.62$). Including two background variables (injuries and accumulated working time) in the model gave an even better description of the individual assessments of discomfort ($r=0.70$).

Based on averages for each test condition the correlation coefficient between the overall comfort assessment scale and acceleration in z-direction was 0.93. The best model ($r=0.97$), describes the summed results of the shaking, bump and backward/forward scales as a function of z-axis acceleration and pitch.

Summary

This study is based on a designed experiment, including the three design variables, vehicle speed, obstacle height and load case. Of the three, speed was found to produce the greatest effect on both RMS₅-values and vibration comfort levels. The observed variability among driver RMS₅-values of acceleration in the z-direction indicates a dependence on other variables. One variable of importance might be the posture of the drivers (controlled by video monitoring). This variable was not addressed in this analy-

Världens mest



avancerade!

Vill Du veta mer?

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

Mätbandspelare

AIT SIR-1000

- 8 – 256 mätkanaler
- Bandbredd upp till 160 kHz
- Digital dataöverföring upp till 24 Mbps
- AIT band som kan lagra 26 Gbytes
- Upp till 32 timmars inspelning per databand
- Finns med ICP ingångar
- Användarvänlig mjukvara för PC analys
- Videolagring i MPEG 2 format



Alvetec AB

Box 5001, 141 05 Huddinge

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

E-mail: measure@alvetec.se

sis; analysis is now in progress. The vibration based on RMS_5 -values gave a good prediction of discomfort from transient vibrations, which is consistent with the studies by Wikstroem, Kjellberg and Dallner [3]. The model was, however, improved when pitch data was included. In the case of individual results, the correlation coefficient between RMS_5 -values in the z-direction and comfort assessments was 0.54 ($r=0.59$ when pitch was included). Using the summed results from the shaking, bumps and backward/forward scales as an indicator of discomfort gives an even better model ($r=0.62$). Based on averages for each test condition, the correlation coefficient between the summed results of the shaking, bump and backward/forward scales and a combination of z-axis acceleration and pitch, was 0.97.

Acknowledgement

This work has been financed and supported by the National Institute of Working Life (Umeå, Sweden) and by Kalmar Industries AB (Ljungby, Sweden).

References

1. Griffin, M. J., *Handbook of Human Vibration*, (Academic Press Limited, London, UK, 1990)
2. ISO 2631-1 (1997), "Mechanical vibration and shock - Evaluation of human exposure to whole body vibration - Part 1: General requirements", *ISO 2631-1:1997(E)*, ISO, Genève, Schweiz
3. Wikstroem, B.-O.; Kjellberg, A.; Dallner, M., "Whole-body Vibration, A comparison of different methods for the evaluation of mechanical shocks". *International Journal of Industrial Ergonomics* v 7 n 1 Jan p 41-52 (1991)
4. Holmlund, P., "Absorbed power and mechanical impedance of the seated human exposed to WBV, in horizontal and vertical directions", Doctoral thesis, Umeå university and National institute of working life (1998)
5. Statgraphics Plus for windows 4.0.
6. George E. P. Box, William G. Hunter, J. Stuart Hunter, , *Statistics for experimenters : An Introduction to Design, Data Analysis, and Model Building*, (New York : Wiley, cop. 1978) ■

Kurser och konferenser

Vibrationsdagen 2000

Tid och plats: 22 november 2000
Operahuset, Stockholm

Arrangör: SVIB

SVIB

Fourth International Conference on Recent Advances in Geotechnical Earthquake Engineering and Soil Dynamics

Tid och plats: 26 – 31 mars 2001
San Diego, CA, USA

Upplysningar: Continuing Education
University of Missouri-Rolla
103 Mechanical Engineering Annex
ROLLA, Missouri 65409-1560
USA
Fax: (573)341-4992
<http://www.umar.edu/-conted/>



AKUDA
AKUSTIK OCH DATATEKNIK
VKD 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

9th International Conference on Hand-Arm Vibration

Tid och plats: 5 – 8 juni 2001
Nancy, Frankrike

Upplysningar: INRS, Département IET
DONATI / hav 2001
Avenue de Bourgogne
F-54500 VANDOEUVRE
Frankrike
Tel: +33 3 83 50 20 49
Fax: +33 3 83 50 21 86
E-mail: donati@inrs.fr

Eighth International Congress on Sound and Vibration

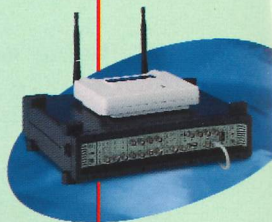
Tid och plats: 2 – 6 juli 2001
Hong Kong, China

Upplysningar: Congress Secretariat ICSV8
c/o Dr K M Li
Dept of Mechanical Engineering
The Hong Kong Polytechnic University
Hunghom, Hong Kong
China
Tel: +852-2766-7992
Fax: +852-2365.4703
E-mail: mmicsv8@polyu.edu.hk

Kompendium – Lökeberg

Kompendium med föredragen från SVIBs
specialsymposium "Systemidentifiering,
systemmodeller" på Lökebergs Konfe-
renshotell den 17 – 19 oktober 2000 finns
att köpa till ett pris av SEK 600:-. Ring
gärna till SVIBs kansli tel 08-510 515 50
eller skicka ett e-mail till:
svib.ntab@swipnet.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 modulär. 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 in 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

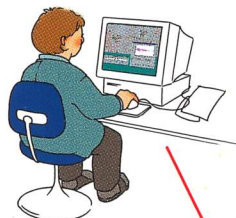
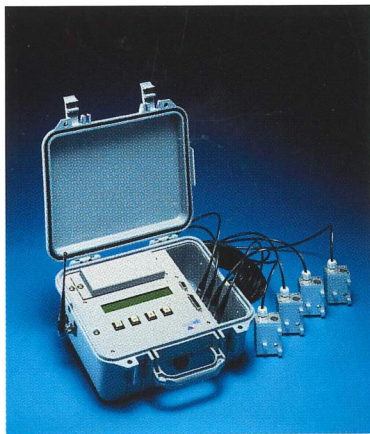
Huddinge: Tel.: +46 8 449 86 00 · Fax: +46 8 449 86 10 · email: Info@bksv.se

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

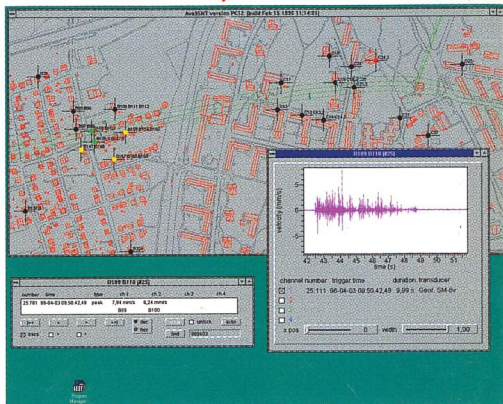
Brüel & Kjær 

Ava Tunnel

Ava Tunnel är världens första helautomatiska system för miljöövervakning. Systemet har sedan introduktionen 1995 haft stor framgång på marknaden. I dag används Ava Tunnel vid flertalet större anläggningsprojekt i Sverige och Norge.



- Effektiv administration
- Automatiskt larm
- Tydlig information
- All aktörer har samma information
- Aktiv optimering av sprängning
- Information via Internet



- Södra Länken, Stockholm
- CLAB 2, Oskarshamn
- Lundbytunneln, Göteborg
- Tåsentunneln, Oslo
- Kallhäll-Kungsängen, Stockholm
- Bergshamratunneln, Stockholm
- Svartdalstunneln, Oslo
- Älvsjö-Långbro, Stockholm
- Depåtunneln Alvik, Stockholm



Celsiusgatan 8, s-417 62 Göteborg, Sweden
Tel: +46 31 500150
email: sales@bergsaeker.se

Fax: +46 31 508232
<http://www.bergsaeker.com>