

Vibrationsdagen 2005
i
Helsingfors 22-23 nov

SVIB

V I B R A T I O N S

NYTT

Medlemsblad för Skandinaviska Vibrationsföreningen

Årg 23 Nr 3 Nov 2005



Vibrationsdagen 2005 - Hanaholmen - kulturcentrum för Sverige och Finland



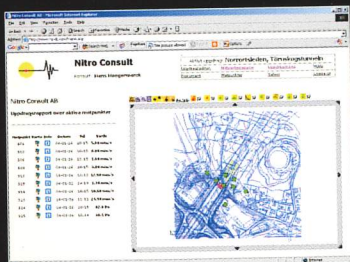
SKANDINAVISKA VIBRATIONSFÖRENINGEN

Konsten att lyckas
med sprängning



Mätvärden direkt

Företagsinformation



Nitro Consult AB

Välkommen

Nitro Consult är ett konsultföretag som erbjuder tekniska och tekniska tjänster inom sprängning, bergskonstruktions och bergtekniska lösningar. Vi har en lång erfarenhet och ett stort nätverk av kunder och leverantörer. Vi erbjuder en bred palett av tjänster och produkter som är anpassade för våra kunders behov. Vi har ett stort antal erfarna och kompetenta medarbetare som är redo att ta hand om dina behov. Vi har ett stort antal erfarna och kompetenta medarbetare som är redo att ta hand om dina behov.

Upplysningar om Nitro Consult AB

Upplysningar om Nitro Consult AB

Upplysningar om Nitro Consult AB

www.ncvib.com

www.nitroconsult.se



Nitro Consult

Hur får man kunskap om vibrationer?

SVIB är en förening för enskilda personer som har intresse för vibrationsfrågor. Infallsvinklarna är många för att bli intresserad av vibrationer. Mycket pengar står att vinna eller spara om maskiner eller byggnader inte vibrerar sönder eller om produktionshastigheten kan ökas utan att vibrationer begränsar. Stort personligt lidande kan bli följden av vibrationsskador på människor. Stort välbefinnande kan skapas av vibrationer i en Stradivariusfiol.

Hur får man kunskap om vibrationer? Jag har lärt mig på flera olika sätt.

Jag läste på kurser på avdelningen för byggnadsakustik, sedermera teknisk akustik, på Chalmers. Det var kurser i teknisk akustik, bullerbekämpning och mätteknik. Även i hållfasthetsläran kom vi in på vibrationer. Mitt första jobb var på Fläktfabriken i Växjö. Där fick jag ibland dimensionera vibrationsisolering och mäta och analysera vibrationer. Jag måste själv söka information och utbilda mig i uppdragen. Jag hade hjälp av Fläkts projekteringshandbok, Bahco ljudkompendium, skrifter från Brüel & Kjær, General Radio och andra instrumenttillverkare, skrifter från Trelleborg och andra vibrationsisolertillverkare. Ingenjörsinriktade textböcker såsom Beraneks "Noise and vibration control" och Harris "Shock and vibration handbook". Jag fick också hålla utbildning i ljud och vibrationer för Fläktingenjörer från hela världen. Då lärde jag mig mycket. Jag gick en kurs om vibrerande konstruktioner i Linköping. Sammanställning av

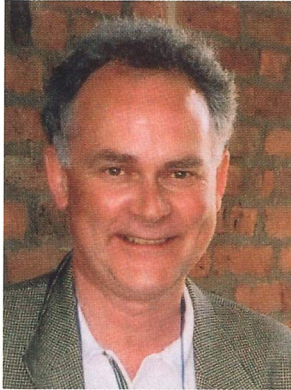
kunskap från artiklar i tidskrifter som Journal of Sound and Vibration har jag funnit varit ett bra sätt att återanvända andras kunskap. Jag arbetade också på Götaverken Företagshälsövård. Det var 1979 – 1980. Då

hade vi ett projekt för Arbetarskyddsfonden ihop med Per-Åke Berg på Ingemansson. Vi var på en konferens i samband med Arbetsmiljömässan på Elmia och där vibrationsskador i händer och armar behandlades.

Jag blev doktorand och assistent på avdelningen för byggnadsakustik på Chalmers. Jag fick anledning att lusläsa textböcker såsom Cremer, Heckl & Ungars "Structure-borne sound", Fahys "Sound and

structural vibration", Bendat & Piersol Random data, Bendat & Piersol Engineering Applications of Correlation and Spectral Analysis, med flera. Jag gick också Institute of Sound and vibrations kurs i Noise control.

I mina senare jobb på Akustikbyrån, SSPA Maritime Consulting och Ingemansson Technology har jag fortsatt att lära mig för att lösa vibrationsproblem. SVIB har varit betydelsefullt. Skandinaviska Vibrationsföreningen har varit viktigt för min utveckling på flera sätt. Jag har deltagit i flera symposier, Vibrationsdagar och temadagar både som deltagare och föreläsare. På träffarna har jag träffat och lärt känna personer som jag senare kunnat ställa frågor till. Vår tidning SVIB-Nytt har haft flera artiklar som gett mig mer vibrationskunskap.



Innehåll:

Hur får man kunskap om vibrationer? -
Martin Almgren, Ordförande, SVIB

Några nya standarder: -
Alf Olsson

Shaft Vibration or Bearing Vibration -
Hiroshi Kanki

Standards For Vibration of Machines
and Measurement Procedures -
Paul H. Maedel, Jr.
John Niemiiewicz

Svensk Standard – ett värdefullt vapen i
kampen mot tjälskadade vägar -
Johan Granlund

NEKROLOG - Sven Tyrland -

Kurser och konferenser och läsvärt -

Kommentarer till artikel i föregående
SVIB-Nytt: -
Donald Johnson

Kommentarer till artikel i föregående
SVIB-Nytt: -
Eiolf Bjelkström

SVIB styrelse

Ordförande

Martin Almgren, tekn dr
Ingemansson Technology AB
+4631 774 74 54

Vice ordförande

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

Sekreterare

Alf Olsson, ing
SVIB Normtjänst AB
+4670 717 29 15, SEK +468 444 14 10

Övriga ledamöter

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
+4631 772 15 06

Haakon Heyerdahl, civ ing
Norges Geotekniske Institutt
+47 22 02 30 63

Ylva Vidhög, civ ing
Forsmarks Kraftgrupp
+46173 821 30

Arbetsutskott

AU 1 & 2 Vibrationsmätning och -analys samt fordons- och maskinvibrationer

Kjell Ahlin, prof
Blekinge Tekniska Högskola
+4670 857 50 94

AU 3 Trafik-, mark- och Byggnadsvibrationer

Tomas Odebrant, civ ing
Ingemansson Technology AB
+46 31 774 74 37

AU 4 Vibrationers inverkan på människan

Johan Granlund, civ ing
Vägverket Konsult
+46 243 753 88

AU 5 Forskning och utbildning inom vibrationsområdet

Thomas Abrahamsson, prof
Chalmers Tekniska Högskola
+4631 772 15 06

Skandinaviska Vibrationsföreningen har under många år bidragit till informationsspridningen. Det har vi framförallt gjort genom symposier, temadagar, Nordic Vibration Research, Vibrationsdagen och tidningen. Tillställningarna är mycket uppskattade, vilket inte minst märks genom att deltagarantalet inte sviktar. Från juni 2004 till maj 2005 har 280 medlemmar och andra deltagit i våra fem konferenser. Det är jag stolt över.n

Martin Almgren

Ordförande Skandinaviska Vibrationsföreningen SVIB

e-post: martin.almgren@ingemansson.se

Han var noga med att påpeka att Paul H. Maedel, Jr varit medförfattare till artikeln. Paul som hunnit gå bort under tiden hade varit ordförande i den amerikanska kommittén för maskinvibrationer och en ihärdig förespråkare för arbetet med framtagning av metoder att bestämma vibrationsnivåer enligt de beskrivna ISO-metoderna.

I Japan hade samtidigt **Hiroshi Kanki**, Dept. of Mechanical Engineering Kobe University, författat en "Guidance for Selecting Vibration Evaluation Methods - Shaft Vibration or Bearing Vibration" och avsikten är nu att jämka ihop dessa båda dokument och publicera dom som en Teknisk Rapport.

Maskinvibrationer i detta nr av SVIB-nytt

John Niemkiewicz, Maintenance and Diagnostic, USA, lät publicera en artikel i Academic Press, 2001 med titeln "Standards for vibration of machines and measurement procedures". Jag har sen jag fick höra talas om det försökt få tillstånd att publicera artikeln i SVIB-Nytt men hindrats av förlagets upphovsrätt men när jag senast träffade John sa han att han nu kände sig oförhindrad att låta oss nordbor få ta del av innehållet sedan han ännu inte fått betalt.

SVIB NORMTJÄNST AB

Box 1288, 164 29 KISTA

Alf Olsson

Postgiro

Bankgiro

+4670 71729 15

405 36 55-9

59 57-5076

Kansli och redaktion:

Telefon

Telefax

E-post

Hemsida

SVIB

Box 1288, 164 29 KISTA

0533-683590

0533-681602

svib.ntab@swipnet.se

www.svib.se

Ansvarig utgivare:

Alf Olsson

e-post: olsson@sekom.se

Annonskostnad (exkl moms)

Mittuppslag

Dubbeluppslag

1 baksida + 3 helsidor

Hel insida

Halvsida

22 500:- /4 nr

20 000:- "

15 000:- "

11 250:- "

6 250:- "

Medlemsavgift

500:- / år

Allt inom Givare från Dytran för Acceleration, Tryck & Kraft



Kraftgivare

- Område: 0 - 11 kN
- Känslighet:
0.1 - 110 mV/N

Accelerometrar

- Industrigivare
- Lab-givare
- Miniatur
- Tri-axiella
- Hög Temperatur
- Shock
- Airborne

Tryckgivare

- Område: 0 - 1000 bar
- Känslighet:
0.05 - 140 mV/bar
0.05 pC/bar

Impulshammare

Tillbehör

- Kablar, adapttrar

Signalkonditionering

- Power Supplies
- Laddningsförstärkare



Acoutronic AB

Box 1180
SE-181 23 LIDINGÖ

Stockholm: Tel: 08-765 02 80

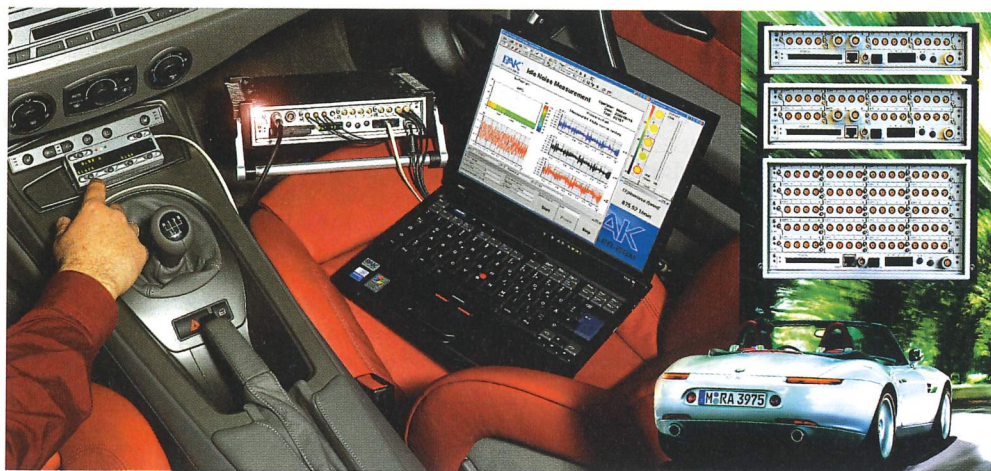
acoutronic@acoutronic.se
<http://www.acoutronic.se>

Göteborg: Tel: 031-744 34 50



INGEMANSSON

Ingemansson now markets, sells and supports Müller-BBM VibroAkustik Systeme products.



As representatives for PAK Müller-BBM VibroAkustik Systeme, Ingemansson now offers a new generation of high performance test and analysis systems for acoustics and vibrations. PAK combines state-of-the-art technology with a user-friendly interface in Windows. It is an all-round, use-anywhere tool that delivers cost effectiveness for any measuring situation.

As a leading expertise in sound and vibration we at Ingemansson not only use PAK software and hardware ourselves, we also provide first class, hands-on support and training on how to use these tools efficiently in real life tasks.

We will be happy to give you full details off the PAK system, so, don't hesitate to contact us at any convenient time.

PAK[®]

MÜLLER-BBM

www.MuellerBBM-vas.com

**Leading expertise
Sound and Vibration**

Ingemansson Technology AB

Tel. Gothenburg + 46 (0)31 774 74 00

Tel. Stockholm +46 (0)8 709 20 00

E-mail: pak@ingemansson.se

www.ingemansson.com

Några nya standarder:

VI har tidigare inte haft någon fortlöpande information om nytutgivna standarder på akustik och vibrationsområdena men högarna med nytutgivna standarder som under åren har samlats på mitt bord påminner mig om att det kanske borde vara dags att uppfylla den passus i stadgarna som talar om att vi skall informera i SVIB-Nytt.

Beteckning	<u>SS-EN ISO 140-11:2005</u>	Fastställd	2005-07-28
Språk	Engelska	Publicerad	2005-09-05
Pris	625,00 kr(68,75)	Publiceringsform	Svensk standard
Nat. Titel	<u>Byggakustik - Mätning av ljudisolering i byggnader och hos byggnadselement - Del 11: Laboratoriemätning av stegljudisolering hos golvbeläggningar på lätta referensbjälklag (ISO 140-11:2005)</u>		

Beteckning	<u>SS-EN ISO 22868:2005</u>	Fastställd	2005-07-19
Språk	Engelska	Publicerad	2005-09-05
Pris	625,00 kr(68,75)	Publiceringsform	Svensk standard
Nat. Titel	<u>Skogsmaskiner - Bestämning av ljudnivå för bärbara, handhållna maskiner med inbyggd förbränningsmotor - Teknisk metod (Grad 2) (ISO 22868:2005)</u>		

Beteckning	<u>SS 25400:2005</u>	Fastställd	2005-03-24
Språk	Svenska	Publicerad	2005-05-11
Pris	775,00 kr(85,25)	Publiceringsform	Svensk standard
Nat. Titel	<u>Akustik - Mätning av bullerexponering i arbetsmiljön</u>		

forts. sid 46

Kontakta Saven Hitech



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

Hitech AB



SAVEN HITECH

- ✓ ljudnivåmätare
- ✓ laddningsförstärkare
- ✓ kalibratorer
- ✓ impulshammare
- ✓ FFT-analysatorer
- ✓ mätbandspelare
- ✓ PC-baserade mätsystem
- ✓ vibratorer
- ✓ vibrationskontrollsystem
- ✓ consulting
- ✓ support
- ✓ service

SAVEN HITECH AB

TEL 08-505 641 00

E-MAIL info@savenhitech.se

www.savenhitech.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

- Shaft Vibration or Bearing Vibration

Hiroshi Kanki

Dept. of Mechanical Engineering Kobe University

Rokkodai 1-1, Nada-ku, Kobe 657-8501, Japan

Tel.: +81-(0)78-803-6140 Fax: +81-(0)78-803-6155

ABSTRACT

Many standard for evaluation of vibration of rotating machinery have been developed and successfully applied in industries.

The standards are consisted by two typical methods, one is shaft (rotating part) vibration measurement and the other is bearing housing (non rotating part) vibration measurement^{[5][6][7]}.

The both measurement method have merits and demerits for application. However, the both standard were already fully established, the users of the standard must often discuss on the selection of the measuring methods.

This paper offers the guideline to solve this problem.

The contents of this paper have been prepared for establishing new ISO standard and will be used for assisting vibration engineer to select the vibration measuring method for actual rotating machines.

1. Introduction

Many standard for evaluation of vibration in rotating machinery such as ISO standard have been developed and successfully applied in industries. The standards are consisted by typical methods, one is shaft (rotating

part) vibration measurement and the other is bearing housing support (non rotating part) vibration measurement.

The both measurements methods are fully established and useful for all machines. However, the methods have merits and demerits for individual applications. Then, the users of the standard must often discuss on the selection of the methods.

This study is for give guidance to select the method.

2. Terms and definitions

The terms and definitions given in ISO 1925 and 2041 apply.

The following additional terms are used in this paper.

Shaft absolute vibration: Vibration measured on rotating shaft from absolute space (coordinate) This valve is usually obtained from seismic contact prove or addition of pedestal vibration and shaft relative vibration.

Shaft relative vibration: Vibration measured from bearing to shaft.

Pedestal (bearing support structure) vibration: Vibration of bearing housing (support structure)

Dynamic stiffness of bearing: Dynamic stiffness of bearing part (oil film etc)

$$\sqrt{(kb(\omega))^2 + (c(\omega)\omega)^2} \dots (1)$$

Dynamic stiffness of pedestal (bearing support structure): Dynamic stiffness of pedestal to foundation.

3. Basic relations for rotating shaft and pedestal vibration

3.1 Basic components to be considered for vibration evaluation

The basic components to determine vibration characteristics of rotor-bearing-pedestal system are illustrated in figure 1. A simplified dynamic model is shown on the right side of the figure.

Figure 1 shows the simplified model based on equation (7) and equation (8) in chapter 3.3.

3.2 Basic relation of components characteristics for vibration response

The following 3 component characteristics pay an important role in determining the vibration response of the rotor bearing system.

- (1) Rotor Flexibility
- (2) Bearing Dynamic stiffness
- (3) Pedestal Dynamic stiffness

We consider the basic points to be considered for evaluating rotating shaft vibration and pedestal vibration. The evaluation of machine vibration is done based on the following two points.

- (1) Dynamic force transmitted to bearing.
- (2) Relative displacement to evaluate clearance between rotor and non rotating part.

Dynamic force for evaluating bearing reliability is measured by two methods.

One is measurement of pedestal vibration.

$$X_r = \frac{\text{Force}}{\text{Pedestal dynamic stiffness}} = \frac{F}{Z_2} \dots (2)$$

This factor is evaluated using ISO 10816 as vibration of non rotating part.

The other factor is the measurement of shaft relative vibration.

$$X_r = \frac{\text{Force}}{\text{Bearing dynamic stiffness}} = \frac{F}{Z_1} \dots (3)$$

Vi kan vibrationsprovning...



Nu levererar vi vibratorer från välkända Gearing & Watson. De har fokus på driftsäkerhet, storlekar från 9 N till 53 kN, alla luftkylda.

Våra PC baserade styrsystem kommer från m+p international, är i absolut världsklass med många system installerade i Skandinavien.

Vi integrerar vibratorer med glidbord, headexpanders, fixturer, accelerometrar och våra klimatkammare från Thermotron Industries till innovativa, nyckelfärdiga lösningar.

Med mer än 20 års erfarenhet och egen serviceavdelning vill vi vara din självklara partner inom miljötest.



PROXITRON
Mät & Test

Motala 0141-580 00
Stockholm 08-10 15 80
www.proxitron.se

The shaft absolute vibration is the sum of pedestal vibration and shaft relative vibration.

$$X_{SA} = X_R + X_P = \frac{F}{Z_2} + \frac{F}{Z_1} = \frac{F}{\left(\frac{Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2}\right)} = \frac{\text{Force}}{\text{Equivalent bearing dynamic stiffness}} \dots (4)$$

The only error in equation (3) and equation (4) is in the shaft displacement at the measured plane which has an additional displacement from the bearing center because of shaft bending deformation and distance between measurement plane and bearing center plane as shown in figure 2. It is found that is negligible for relatively stiff rotors. A small value which represents the shaft deformation effect needs to be added to equation (3) and equation (4) for very flexible rotors.

The various vibrations are summarized in Table 1.

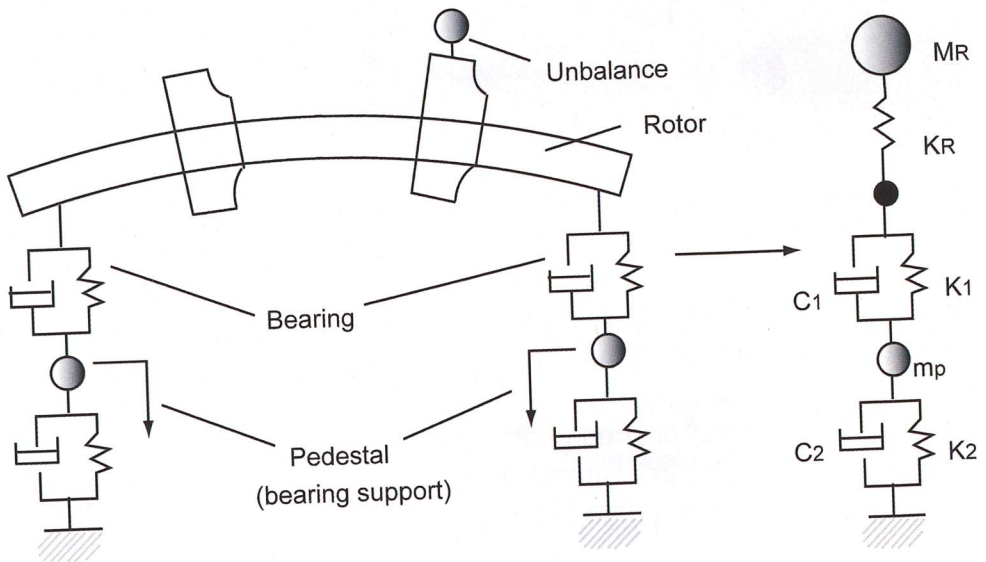


Figure 1. Basic Components of Rotor-Bearing-Pedestal System

Utbildning Konsulttjänster Programvaror

Vi är Nordens ledande utbildningsföretag inom ljud- och vibrationsområdet.

Vi erbjuder även kvalificerade konsulttjänster och Matlab-baserade programvaror inom området.



The toolbox for spectrum analysis, statistics and more



The toolbox for modal analysis, mechanical simulation, and system identification



The toolbox for experimental fatigue and durability analysis, and environmental engineering computations



Axiom EduTech AB

P.O. Box 2822

SE-187 26, TÄBY

SWEDEN

PHONE: +46-708-57 50 38

FAX: +46-708-57 50 10

info@axiom-edutech.com

www.axiom-edutech.com

SILENCE PLEASE®



RockDelta® Vibration Isolation

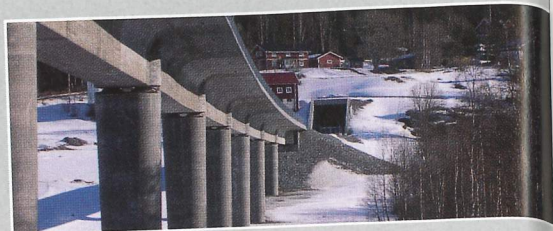
The RockDelta® Vibration Isolation programme effectively solves problems from rail traffic such as tramways, subways, metros, light rail systems and main lines.

The RockDelta® Vibration Isolation programme includes among others:

- RockBallast® - a sub-ballast mat solution designed for railway tracks
- RockXolid® - a mass-spring solution for floating slab tracks

The RockDelta® Vibration Isolation products have all been tested at well reputed test institutes in Scandinavia as well as in Europe.

All RockDelta® Vibration Isolation products are stone wool based and manufactured at Rockwool factories to the highest technical as well as environmental standards.



RockDelta a/s

Hovedgaden 584
DK-2640 Hedehusene
Denmark
Tel +45 46 56 50 20
Fax +45 46 56 50 80
sales@rockdelta.dk
www.rockdelta.com

RockDelta
– the Solution Provider

ROCK



DELTA®

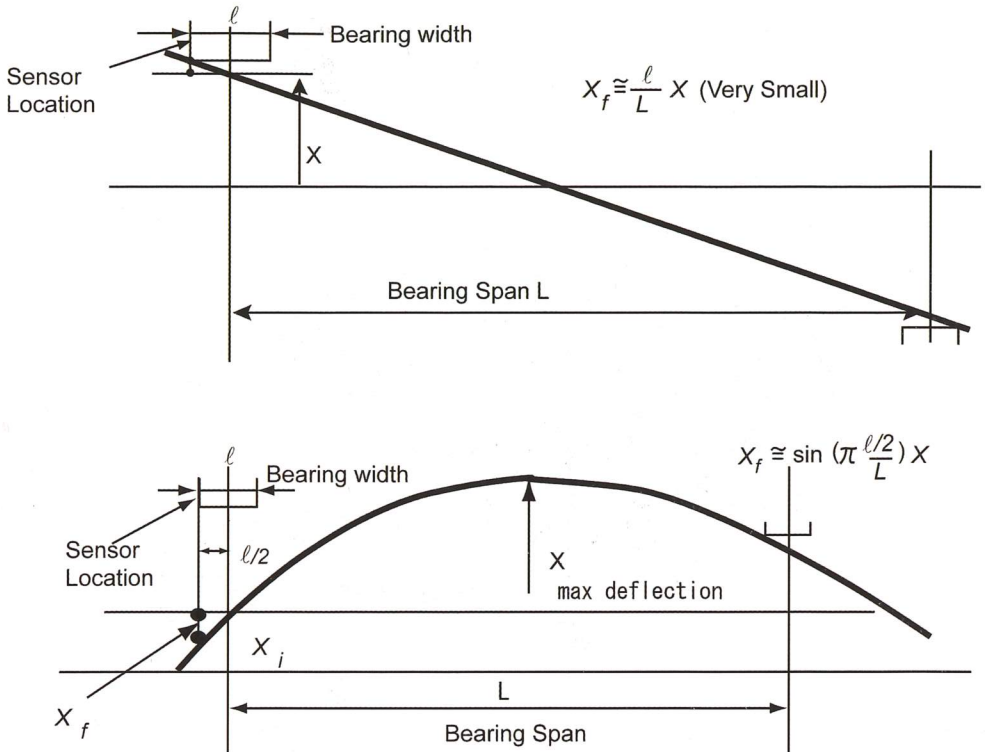


Figure 2. Sensor Location Error Example

	RIGID ROTOR	FLEXIBLE ROTOR
Pedestal Vibration	$\vec{X}_p$	$\vec{X}_p$
Shaft Relative Vibration	$\vec{X}_B$	$\vec{X}_B + \vec{X}_f$
Shaft Absolute Vibration	$\vec{X}_p + \vec{X}_B$	$\vec{X}_p + \vec{X}_B + \vec{X}_f$

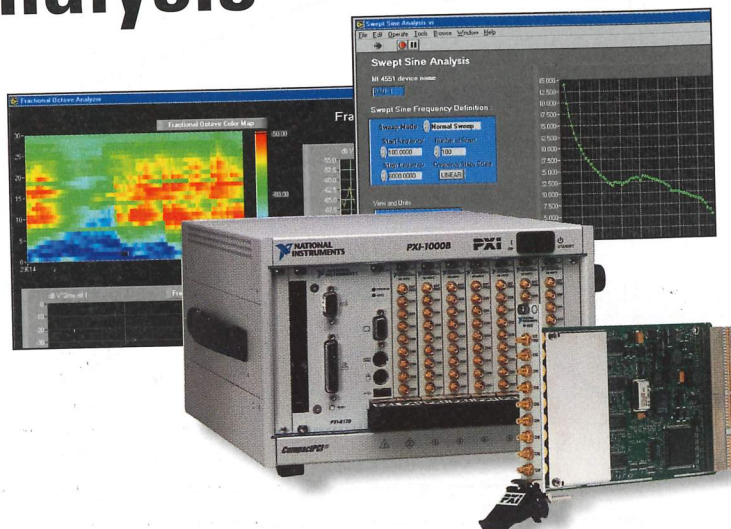
Table 1. Relation of Vibrations

3.3 Representation of Dynamic Stiffness of Bearing and Pedestal (Bearing Support)

Generally the bearing dynamics are represented by the following matrix form.

$$\begin{bmatrix} m_{xx} & m_{xy} \\ m_{yx} & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \dots 5$$

Sound and Vibrations Analysis



With LabVIEW™ and PXI

Perform FFT, octave, THD, SINAD, level analysis, and more with LabVIEW and the new NI 4472 dynamic signal acquisition module. The NI 4472 features:

- 120 dB dynamic range (24 bit)
- Eight analog inputs
- 45 kHz bandwidth
- Multiple module expansion and synchronization

[ni.com/
soundandvibration](http://ni.com/soundandvibration)

Get more information
at [www.ni.com/
soundandvibration](http://www.ni.com/soundandvibration)



Sweden: +46 8 587 895 00
ni.sweden@ni.com

Norway: +47 66 90 76 60
ni.norway@ni.com

© 2004 National Instruments Corporation. All rights reserved. Product and company names listed are trademarks or trade names of their respective companies.

Except for low viscosity lubricant bearing such as water lubricated bearing, mass effects can be neglected. The model is simplified as equation (6).

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & k_{xy} \\ k_{yx} & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \dots (6)$$

Except the sleeve type journal bearing, cross terms will be neglected, then the model that takes the simplified form of equation (7). Even for the sleeve type journal bearing, a similar simplified presentation form is possible for limited application such as unbalance response estimation.[]

$$\begin{bmatrix} C_{xx} & 0 \\ 0 & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 \\ 0 & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \dots (7)$$

The dynamic characteristics of the pedestal are also presented by the similar way. A simplified analysis of the dynamic characteristics of the pedestal can be done based on equation (8).

$$\begin{bmatrix} m_{xx} & 0 \\ 0 & m_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & 0 \\ 0 & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 \\ 0 & k_{yy} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_x \\ F_y \end{bmatrix} \dots (8)$$

3.4 Characteristics of bearing dynamic stiffness

The dynamic stiffness of the bearings depends on bearing type. The dynamic stiffness of the bearings must be evaluated for two characteristics. One is the speed dependence characteristic while the other is excitation frequency dependence characteristic on the selected rotating speed.

(1) Rolling element bearings

High stiffness depends on load while low damping is typical characteristic of rolling element bearings. The stiffness and dam-

ping values are almost constant for varying rotating speed and exciting frequency as shown by the horizontal lines in Figure 3.

(2) Tilting pad type oil film bearing

The tilting pad type oil film bearing has simple characteristics. Speed effects dynamic stiffness and smooth characteristics for excitation frequency as shown in Figures 3 and 4.

This type of bearing has stable characteristics and moderately good damping capacity.

(3) Sleeve type oil film bearing

The Sleeve type oil film bearing has special complex characteristics. Speed dependent dynamics are similar to those of the tilting pad bearing. However, dynamic stiffness for excitation frequency at specified speed has complex characteristics especially for marginal stability limit. On such a condition we can find very low dynamic stiffness at about half rotating frequency as shown in Figure 4^[2].

As a summary, rolling element bearing has high stiffness and low damping independent to speed. Tilting pad bearing has moderate stiffness and damping. Sleeve bearing has moderate stiffness and damping for rotating speed component. However, it has very complex excitation frequency dependence and which lead direction dependent characteristics.

Then

Stiffness

Rolling element bearing > Tilting pad bearing > Sleeve bearing

Damping

Sleeve bearing > Tilting pad bearing > Rolling element bearing

Complex stiffness on 1/2 rotating speed

Rolling element bearing > Tilting pad bearing > Sleeve bearing

(almost zero on stability limit)

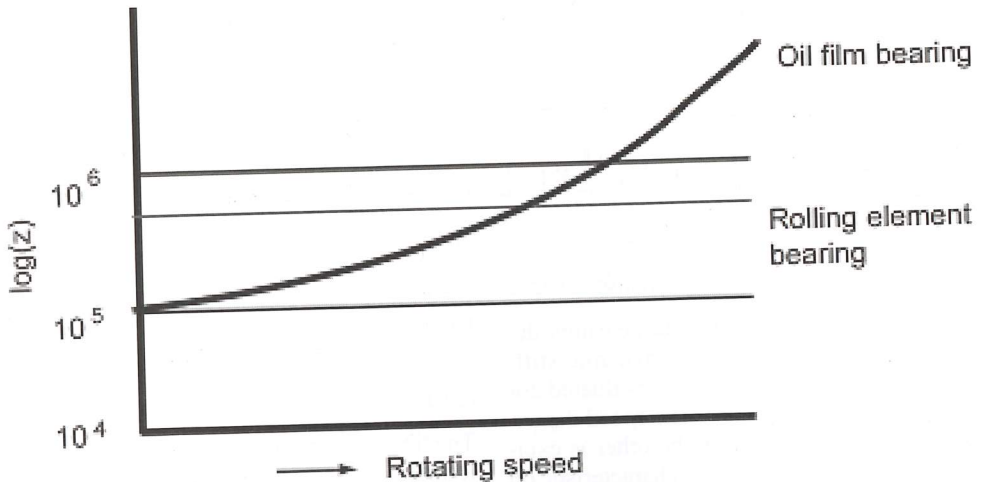


Figure 3. Speed Dependent Characteristics of Bearing Dynamic Stiffness

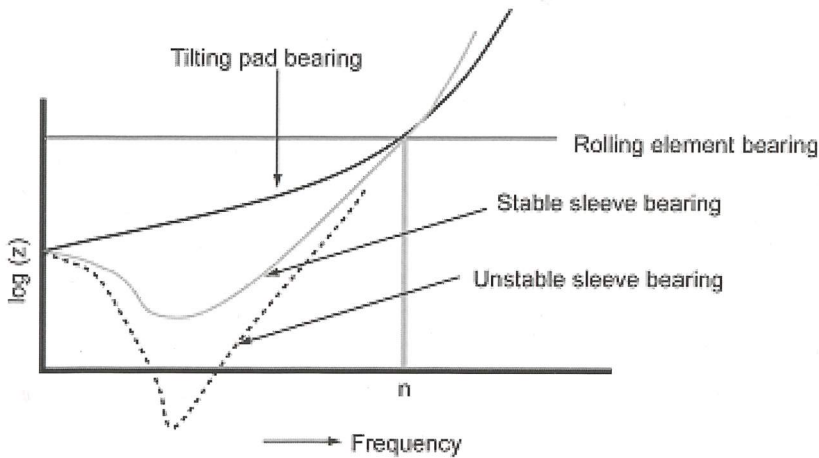


Figure 4. Frequency Dependent Characteristics of Bearing Dynamic Stiffness

3.5 Pedestal dynamic stiffness

Dynamic stiffness of structures under bearing have several type as shown in Figure 5.

The most simple case is spring and small damping.

Most of the pedestals are represented by a mass-spring damper system.

The complex stiffness supporting bearing has

very complex frequency dependent characteristics. They have many natural frequencies and mode shapes. Large response will be observed at these natural frequencies.

The large bearing vibration can be observed at the resonance of bearing support. However, the shaft relative vibration will not be significantly high even on the speed.

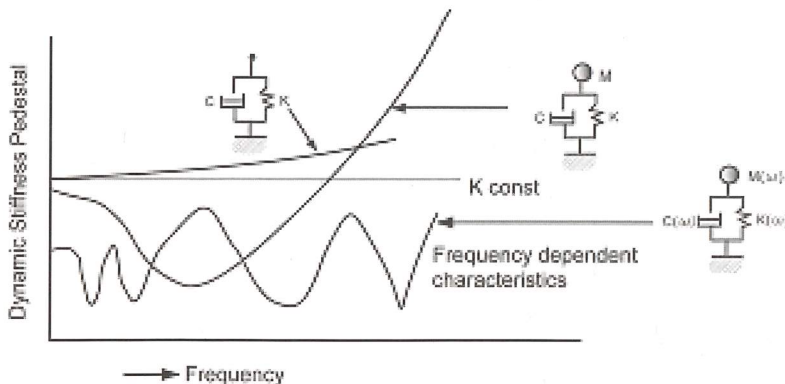


Figure 5. Dynamic Stiffness of Bearing Support

4. Dynamic stiffness of bearing part combined with pedestal.

$$Z_r = \frac{Z_1 Z_2}{Z_1 + Z_2} \dots (9).$$

The total dynamic stiffness has characteristics of series spring as shown in Figure 6 in simplified form,

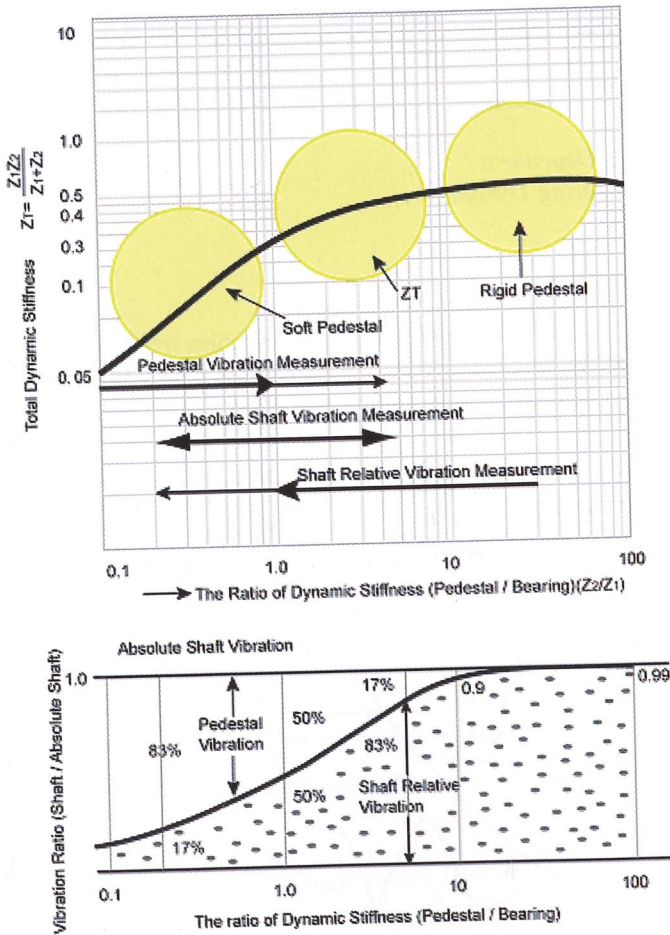


Figure 6. Shaft Relative Vibration Ratio

5. Guideline for selecting the appropriate Vibration Standard for a specific machinery classification

5.1 General

Based on the knowledge described in the following chapter, the guideline is shown in Figure 7.

The guideline is composed of two check points.

One is the check of the shaft displacement from journal center which represent the distance effect of measuring point distance from

journal center plane. In case of very flexible rotor, the error will be significant value. It is not so dominant in usual rotor bearing system.

The other important point is ratio of stiffness between pedestal and bearing which determine the ratio of shaft relative vibration by pedestal vibration.

The criteria are determined by the data base of existing machines and existing vibration criteria of each machine type. Figure 8 is the diagram to evaluate the dynamic stiffness ratio of pedestal and bearing. The actual examples are shown in section 5.2

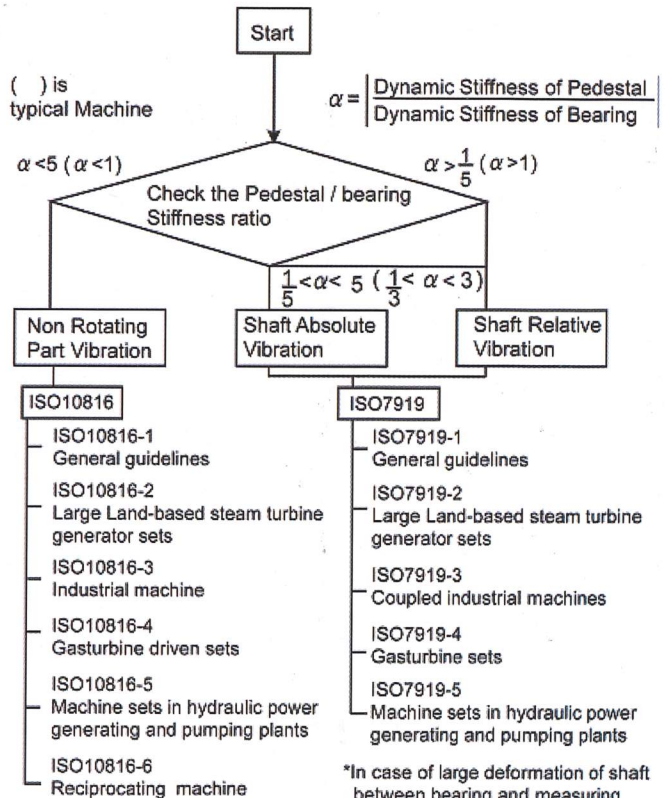


Figure 7. Flow Diagram for Evaluation of Machine Vibration

5.2 Typical value of dynamic stiffness for bearings and pedestals

vibration measuring method. Table 2 gives the example guideline for the selection.

Figure 9 shows typical examples of dynamic stiffness for bearings and pedestals. The figure gives useful information for selecting a

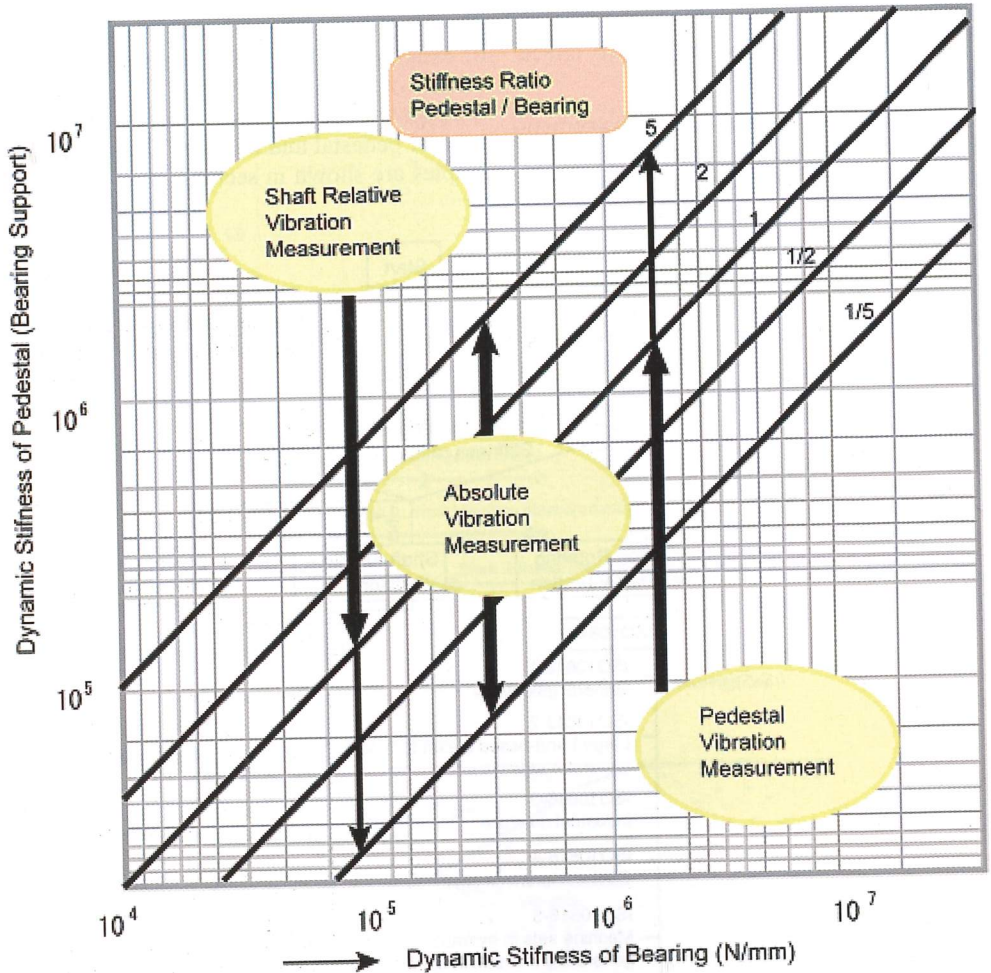


Figure 8. Dynamic Stiffness Ratio Diagram

Machine	$\alpha = \frac{\text{Dynamic Stiffness of Pedestal}}{\text{Dynamic Stiffness of Bearing}}$	ISO 10816 (Pedestal)	ISO 7919 (Shaft)
High Pressure Turbine	3	moderate	good
Low Pressure Turbine	1.5	moderate	good
Large Generator	1.5	moderate	good
High pressure Centrifugal compressor	5	not good	good
Large Fan	2/3	good	moderate
Small Fan & Pump	1/3	good	moderate
Vertical Pump	1/10	good	not good
Reference ISO7919-1 ISO10186-1 Large Steam Turbine Generator	1.5 - 3	moderate	good

Table 2. Selection Guideline



www.hbm.com

MGCplus ...

Data Acquisition Systems

... the ultimate modular, scalable and configurable system. Any component can be combined to find individual solutions that fit specific applications and, at the same time, ensure the reliability and price advantages provided by serial products. The spectrum ranges from stand-alone measurement devices through complex, PC-controlled measurement systems with several thousand measurement channels.

One platform for many applications:

- Research and Development
- Test Rigs
- Calibration
- Manufacturing
- Weighing
- Experimental Stress Analysis
- Mobile Data Acquisition

METROLINK

Metrolink Scandinavia AB · Reprovägen 6, 183 77 TÄBY
Tel 08 756 23 33 · Fax 08 756 23 47
Email info@metrolink.se · www.metrolink.se



measurement with confidence

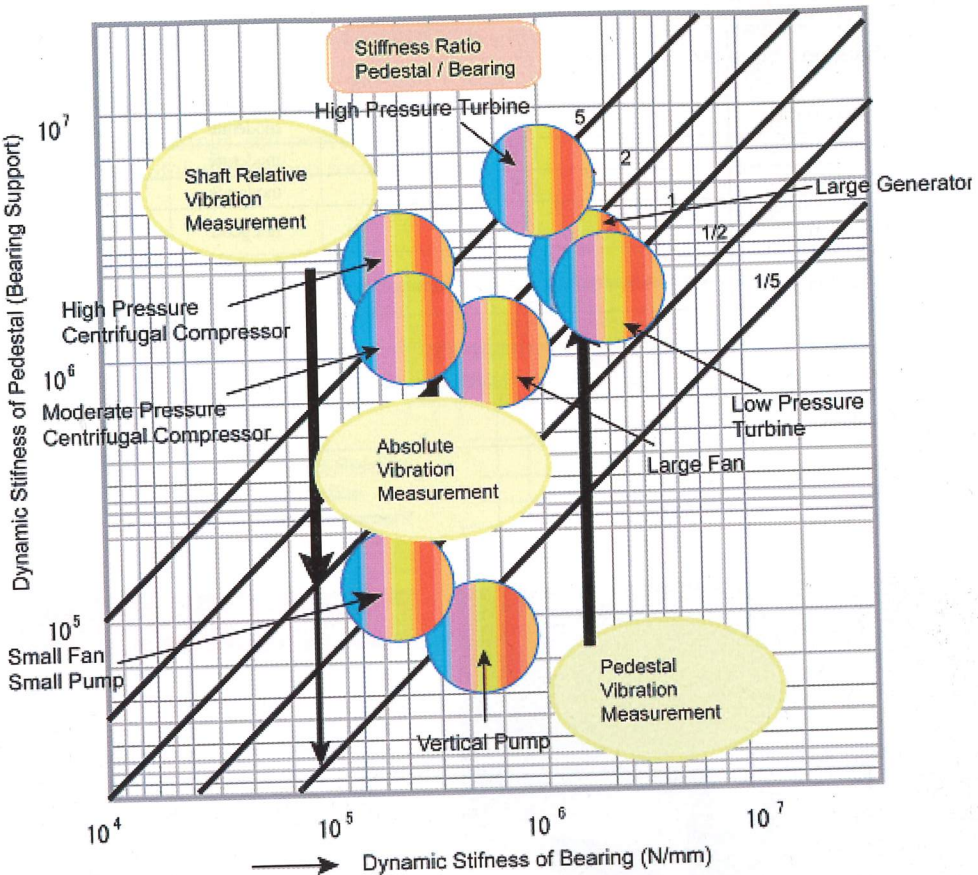


Figure 9. Typical Example

6. Alternative method for selecting the vibration standards

The guideline presented in chapter5 is convenient for designer of rotating machinery. However, the most of the field engineer will not be able to know the dynamic characteristics of bearing and pedestal. On the other hand, field engineer can access to the actual machines. Then, this chapter propose alternative method based on data which will be given by vibration measurement of existing machine.

We can get the value of equivalent vibration ratio for appointed dynamic stiffness ratio shown in Figure 6. Table 3 shows the equivalent vibration ratio for selection of vibration measuring method.

	Vibration Ratio β	Stiffness Ratio α in Figure.8
Pedestal Vibration Measurement	$>1(0.2)$	0 - 1(5)
Shaft Absolute Vibration Measurement	5 - 0.2	0.2 - 5
Shaft Relative Vibration Measurement	$<1(5)$	(0.2)1 -

Table3. Vibration Ratio Guidance

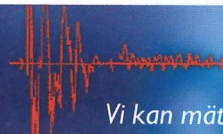
7. Conclusion

In this paper, the method is proposed to select the vibration standards for measurement and evaluation of machine vibration.

The method is based on the consideration of dynamic stiffness in the bearing part and bearing support or ratio of vibration of shaft and bearing.

The guideline of the appointed values for typical machines is shown in examples.

The guideline of the appointed values for typical machines is shown in examples. ■



Vi kan mätteknik

Mätning av statiska och dynamiska förlopp

Accelerometer, modell 4301LN, är avsedd för prestanda- och komfortmätningar av fordon och maskiner.

Givaren är en liten kapacitiv accelerometer, som är uppbyggd på en MEMS konstruktion med mekaniskt stopp. Den ger en hög utsignal, är gasdämpad och finns även i triaxiellt utförande.

- ▶ Givare och förstärkare
- ▶ Mätinstrument – datainsamling
- ▶ Underhåll och materialkontroll
- ▶ Process- och maskinövervakning

- Mätområde: 5g till 1000g i steg
- Bandbredd: DC till 3000Hz
- Utsignal: från +/-4 mV/g till max +/-2000mV/g i steg
- Låg vikt: 5 gram



Din komplette kalibreringsleverantör

Låg frekvens

Vår lågfrekvensvibrator har en slaglängd på upp till 15 cm.

Hög acceleration

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

Hög precision

Med vår laserinterferometer kalibrerar vi referensaccelerometrar.

Impedansgivare

En impedansgivare är en kombinerad accelerometer och kraftgivare.

Komplett verifiering

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



Fullservice

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

Varför kalibrera hos SP?

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

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

SP Sveriges Provnings- och Forskningsinstitut
Box 857, 501 15 BORÅS, Tel: 033-16 50 00, Telefax: 033-13 55 02
E-post: info@sp.se, Internet: www.sp.se

Standards For Vibration of Machines and Measurement Procedures

Paul H. Maedel, Jr.

John Niemkiewicz

INTRODUCTION

A good Standard must represent a consensus of opinion among a broad spectrum of users, be simple to understand, be easy to use, and contain no ambiguities or loopholes. Any Standard must also contain vital information that leads to common measurement procedures and evaluations of data that are compared with agreed-upon criteria. Standards are intended to: (1) establish criteria for rating or classifying the performance of equipment or material; (2) provide a basis for comparison of the maintenance qualities of pieces of equipment of the same type; (3) test equipment whose continuous operation is necessary for industrial or public safety; (4) provide a basis for the selection of equipment or material; and, (5) establish procedures for the calibration of equipment. Some Standards establish classifications for equipment that is being rated, and indicate how measurements are to be made and how the data, so obtained, are to be analyzed. They may also indicate how the equipment is to operate during the test procedure.

This paper is mainly concerned with Standards related to Machinery Vibration and its classifications.

STANDARDS ORGANIZATIONS AND GROUPS

In the field of Vibration, the two recognized international organizations are the International Organization for Standardization (ISO), which is technology oriented, and the International Electro-technical Commission (IEC), which is product oriented. ISO and the IEC make every attempt to coordinate their respective Standards activities to avoid duplication and discrepancies. These Organizations also work in cooperation with National Standards Organizations in various countries, such as: the American National Standards Institute (ANSI) in the USA; the British Standards Institute (BSI) in the UK; the Deutsches Institut für Normung (DIN) in Germany; the Austrian Standards Organization (ON); the Danish Standards Association (DS) in Denmark; Standards of Australia; and so forth.

ISO and the IEC also work with Trade Associations within countries that develop Standards to fit their unique requirements. For example, in the USA the American Petroleum Institute (API), the Hydraulic Institute (HI), etc., have patterned their own set of Standards to satisfy their respective industry needs. These Standards are established by the consensus of users, customers, and manufacturers and their use is usually voluntary.

Finally, Military Organizations in most countries also develop Standards applicable to their special requirements for procurement and operation.

Vibration Standards activities in the ISO are guided by Technical Committee 108, Mechanical Vibration and Shock; and, Vibration Standards activities in the IEC are guided by Technical Committee 104. When individual countries, trade groups or military organizations prepare their National Vibration Standards, most countries do so in accordance with the comparable ISO or IEC Standards.

Since the IEC Standards are prepared primarily by the equipment manufacturers, they are a consensus of a common ground in which these producers all agree to operate within. However, the ISO committees are a balance between the manufacturers and the users, and therefore have a broader universal audience. For this reason, and the fact that it would be virtually impossible to include all of the vibration Standards in existence in all of the countries, within a reasonable space and to do them justice, it has been determined that it would be most beneficial to the larger audience that this paper focuses mainly on the ISO Vibration Standards.

GENERAL MACHINERY VIBRATION STANDARDS AND CRITERIA

In the development of Standards, it has been found that machinery can be subdivided into four categories for the purposes of vibration measurement and evaluation:

1. *Reciprocating machinery having both rotating and reciprocating components*, such as diesel engines and certain types of compressors and pumps. Vibration is usually measured on the main structure of the machine at low frequencies.

2. *Rotating machinery having rigid rotors*, such as certain types of electric motors, single-stage pumps, and slow-speed pumps. Vibration is usually measured on the main structure (such as on the bearing caps or pedestals) where the vibration levels are indicative of the excitation forces generated by the rotor because of unbalance, thermal bows, rubs, and other sources of excitation.

3. *Rotating machinery having flexible rotors*, such as large steam turbine generators, multistage pumps and compressors. The machine may be set into different modes of vibration as it accelerates through one or more critical speeds to reach its service speed. On such a machine, the vibration amplitude measured on a structure member may not be indicative of the vibration of the rotor. For example, a flexible rotor may experience very large amplitude displacements resulting in failure of the machine, even though the vibration amplitude measured on the bearing cap is very low. Therefore, it is essential to measure the vibration on the shaft directly.

4. *Rotating machinery having quasi-rigid rotors*, such as low-pressure steam turbines, axial-flow compressors, and fans. Such machinery contains a special class of flexible rotor where vibration amplitudes measured on the bearing cap are indicative of the shaft vibration.

CLASSIFICATION OF SEVERITY OF MACHINE VIBRATION

In the classification of severity of machine vibration, the motion variable that is used (displacement, velocity, or acceleration) depends on the type of Standard, the frequency range, and other factors. In classifying machinery vibration in the range from 10 to 1,000 Hz, for example, vibration velocity is normally used because it is relatively independent in this range, and thus yields a simple measure of severity of a new operating machine.

For simple harmonic motion, either peak or rms values of the motion variable may be used; however, for machines whose motion is complex, the use of these two indices provides distinctly different results, mainly because the higher frequency harmonics are given different weights. For rotating machinery whose rotational speed is in the range of 600 to 12,000 rpm, the rms values of the velocity amplitudes correspond most closely with vibration severity. Therefore, ISO has a special measure, *vibration severity*, which is defined as the highest value of the broadband

rms value of the velocity amplitude in the frequency range from 10 to 1,000 Hz, as evaluated on the structure at prescribed points (generally tri-axle arrays on the bearing caps or pedestals).

MEASUREMENT PROCEDURES

Included in the ISO Standards are procedures for measuring relative shaft-to-housing signals, absolute measurements, and seismic applications as shown in Figures 1, 2, and 3.

Figure 1: Schematic diagram of relative motion measurement system using non-contacting transducers

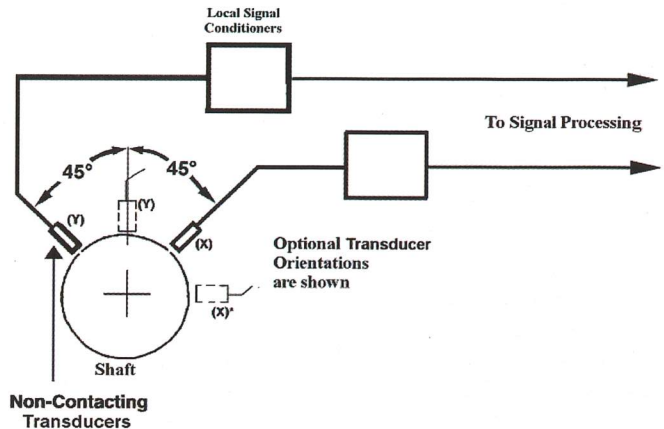


Figure 2: Schematic diagram of absolute/relative motion measurement system using a combination of non-contacting and seismic transducers

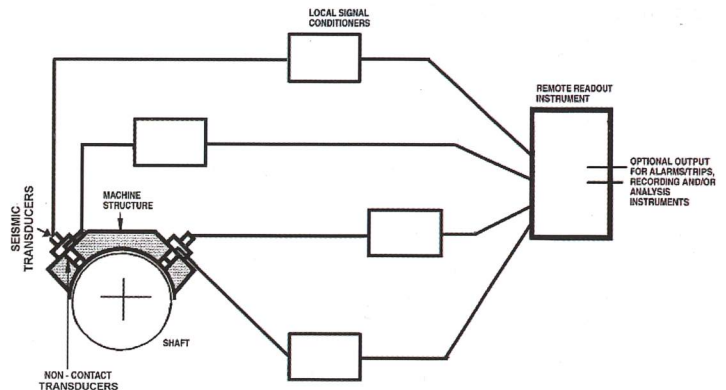
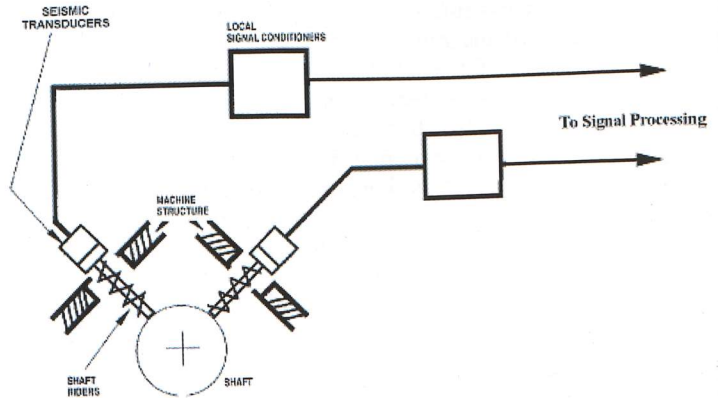


Figure 3: Schematic diagram of absolute motion measurement system using shaft-rider mechanism with seismic transducers



The transducers recommended and described include displacement, velocity, and acceleration; and, their mounted and un-mounted ranges and limits of application, magnitudes, and frequencies are included.

VIBRATION STANDARDS SUMMARIES

The following Sections contain brief descriptions of the most prominent vibration Standards, either issued or in process. The first Section contains broadband measurement procedures and values, including: measurements on non-rotating parts; reciprocating machines; measurements on non-reciprocating rotating shafts; and, machines having gear units. Also considered are measurements on machines with rigid and flexible rotors. The second Section contains descriptions of narrowband vibration condition monitoring Standards that include spectrum analysis, trending, and diagnostics.

Broadband Vibration Standards

Early ISO Vibration Standards were ISO 2372, ISO 2954, and ISO 3945. These Standards have been superseded by the ISO10816 and 7917 Series described in the following Sections. However, since these earlier Standards still contain useful information, they are identified as References (1), (2), and (3).

Non-Rotating Parts

ISO/10816/1, "Mechanical Vibration - Evaluation of Machine Vibration by Measurements on Non-Rotating Parts, Part 1: General Guidelines" provides general guidelines that describe procedures for the measurement and evaluation of vibration based on measurements made on the non-rotating parts of the machine. This is Part 1 of a series of Standards that provide individual criteria for each general Class of machine covered, which are unique to those machines. These criteria, which are presented in terms of both vibration magnitude and change of vibration, relate to operational monitoring and acceptance testing.

This series of Standards has been written to accomplish the following: (1) to cover the broadband frequency range of both low and high speed machines; (2) to set the vibration criteria to include both the various operational zones, irrespective of whether they are increases or decreases; (3) to incorporate vibration criteria through a worldwide survey; and, (4) to include unique criteria and measurement procedures for specific types of machines.

The measure of vibration is broadband and the frequency range is sufficient to ensure

that the particular machine is adequately covered, which depends on the type of machine under consideration. For example, the frequency range necessary to assess the integrity of a machine with rolling element bearings should include frequencies higher than those on machines with fluid film bearings.

In addition to vibration velocity measurements, which were the primary criteria in earlier Standards because they related to vibration energy, the 10816 series also includes alternate criteria such as displacement, acceleration, and peak values instead of rms, as these criteria may be preferred for machines designed for extra low or high speed operation.

ISO/10816, Part 2: "Guidelines for Land - Based Steam Turbine Sets in Excess of 50 MW" provides specific guidance for assigning the severity of vibrations measured on the bearings or pedestals of large steam turbine generating sets. Measurements at such specified locations reasonably characterize the overall state of vibration of these machines.

The vibration measurement system should be capable of measuring broadband vibration in mm/s rms over a frequency range from 10 to 500Hz. If, however, the instrumentation is also to be used for diagnostic purposes, or for monitoring during machine run-up or run-down, or overspeed, a wider frequency may be required.

This Standard includes the vibration criteria shown in Table 1 which is based on bearing housing/pedestal vibration velocity amplitude (mm/s, rms) for turbine generator sets exceeding 50 MW, and with nominal speeds of 1500, 1800, 3000, and 3600 rpm. The values apply to in situ application under steady state conditions. Zone A represents new machines that can be operated without restriction; Zone B is acceptable for long term operation; Zone C represents machines that may be operated for a limited time until a suitable opportunity arises for remedial action to be taken; and, Zone D is identified as a trip level as these values are considered to be of sufficient severity to cause damage.

Zone boundary	Shaft rotational speed in RPM	
	1500 to 1800	3000 or 3600
A/B	2.8	3.8
B/C	5.3	7.5
C/D	8.5	11.8

Table-1: Recommended Vibration Velocity Levels (mm/s, Rms)

Nu ska du lyssna väldigt noga!



Gör så här. Luta dig tillbaka och blunda. Ta några lugna andetag och koppla av. Vad hör du? Människor, fågelkvitter, datorsurr? En radio, ventilationssus, en industri? Du kanske känner vibrationer i huset från bilarna på gatan eller motorvägen?

Själv har vi lyssnat noga i 50 år och hört en hel del. Vårt jobb är nämligen att skapa tysta, vibrationsfria miljöer och produkter, och så bra förutsättningar som möjligt för tal, sång och musik.

Ingemansson är Europas ledande expert inom ljud och vibrationer. Vi hjälper konsulter, byggtreprenörer, industriföretag och myndigheter överallt i samhället. Vi tar fram tysta bostäder, arbetsplatser, vägar, fordon, maskiner

och offentliga miljöer som ökar allas livskvalitet.

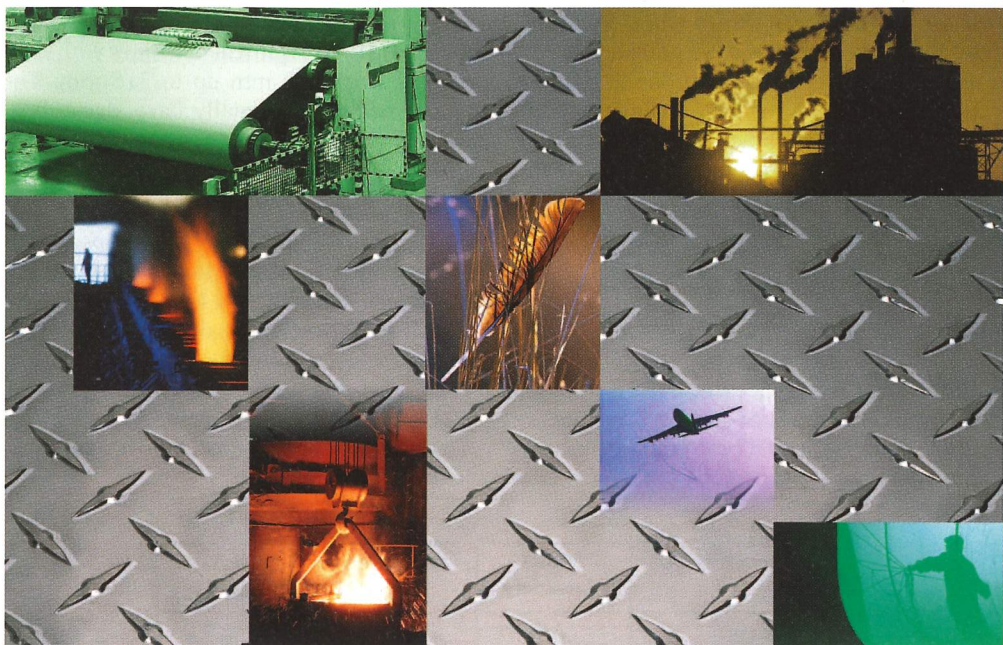
Tillsammans med industrin ser vi också till att ljudet från deras produkter låter rätt och förstärker deras image. Oftast är vi med i hela processen, från förstudie till färdig produkt.

Vi erbjuder också ett komplett utbildningsprogram för bland annat konstruktörer, arkitekter och byggherrar.

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

Vi är bra på att lyssna.

Ingemansson Industri



Produktionshastighet och kvalitet ökar genom dämpning av vibrationer.

Increased production speed and product quality will be possible through damping of vibrations.

Vi mäter, analyserar och föreslår praktiska konstruktionslösningar mot vibrationer i maskiner, anläggningar och arbetsmiljön.

We perform measurements, vibration analysis and develop vibration mitigation measures for machines, plants and in the working environment.

Vi vill ha en öppen och ömsesidigt utbildande relation med våra kunder.

Ingemansson has approximately 20 of Sweden's best specialists in vibration using the best vibration measurement systems and structural dynamics software.

Cirka 20 av Sveriges duktigaste vibrationsspecialister och de mest avancerade mätinstrumenten och simuleringsprogrammen på marknaden används av konsulterna.



INGEMANSSON

Leading expertise - Sound and Vibration
Ingemansson Technology AB. www.ingemansson.se

ISO/10816, Part 3: "Guidelines for Coupled Industrial Machines with Nominal Power Above 30 kw and Nominal Speeds between 120 and 15000 rpm when Measured in Situ" provides specific guidance for assessing the severity of vibrations on bearings, bearing pedestals, or the housings of coupled industrial machines when measured in situ. This Standard covers the following machines: steam turbines with power above 50MW, compressors, industrial gas turbines with power up to 3 MW, pumps with power up to 1 MW, generators, electric motors of any type, and blowers with power greater than 300 kw.

Significant differences in design, types of bearings, and types of support structures require a division of this Standard into two machinery groups, namely: (1) large machi-

nes with rated power above 300 kw, or electrical machines with shaft heights over 315 mm; and, (2) medium size machines with a rated power above 30 kw up to and including 300 kw, or electrical machines with shaft heights from 180 mm up to 315 mm. The larger machines normally have sleeve bearings and the range of operating or nominal speeds is relatively broad with ranges from 120 rpm to 15,000 rpm.

Classification of the vibration severity zones for large industrial machines with rated power from 300 kw to 50 MW (Group 1) are shown in Table 2. Classification of the vibration severity zones for medium size industrial machines with rated power from 30 to 300 kw (Group 2) are included in Table 3. The zone descriptions are the same as in 10816, Part 2.

Support class	Zone boundary	Displacement $\mu\text{m rms}$	Velocity mm/s rms
Rigid	A/B	37	2.3
	B/C	72	4.5
	C/D	113	7.1
Flexible	A/B	56	3.5
	B/C	113	7.1
	C/D	175	11.0

Table-2: Severity Zones for Large Machines (Group 1)

Support class	Zone boundary	Displacement $\mu\text{m rms}$	Velocity mm/s rms
Rigid	A/B	22	1.4
	B/C	45	2.8
	C/D	71	4.5
Flexible	A/B	37	2.3
	B/C	71	4.5
	C/D	113	7.1

Table-3: Severity Zones for Medium-sized Machines (Group 2)

ISO/10816, Part 4: "Guidelines for Gas Turbine Driven Sets Excluding Aircraft Derivative" provides specific guidance for assessing the severity of vibrations measured on the bearing housings or pedestals of gas turbine sets.

This Standard applies to heavy duty gas turbines used in electrical and mechanical drive applications covering the power range above 3 MW, and a speed range under load between 3,000 and 20,000 rpm. Generally, the criteria applies to both the gas turbine and the driven equipment; however, for generators above 50 MW, the criteria of 10816, Part 2 should be used for assessing the vibration severity. For compressors in the power range from 30 to 300 kw, the criteria of 10816, Part

3 should be used for assessing vibration severity.

The evaluation of zone boundaries based on bearing housing/pedestal vibration for industrial gas turbines is given in Table 4. These criteria assume that the gas turbines incorporate fluid film bearings, and the vibration measurements are broadband values taken in situ under normal steady-state operating conditions. This Standard encompasses machines which may have gears or rolling element bearings, but does not address the evaluation of the condition of those gears or bearings. The zone descriptions are the same as in 10816, Part 2.

Shaft Rotational Speed (rpm)	Zone Boundary		
	A/B	B/C	C/D
3000-20000	4.5	9.3	14.7

Table-4: Evaluation of Zone Boundaries based on Bearing Housing/Pedestal Vibration

ISO/10816, Part 5: "Guidelines for Hydraulic Machines with Nominal Power Above 1 MW and Nominal Speeds Between 120 and 1800 rpm When Measured in Situ" provides specific guidance for assessing the severity of vibrations measured on bearings, bearing pedestals, or housings of hydraulic machines when measured in situ. It applies to machine sets in hydraulic power generation, and pump plants where the hydraulic machines have speeds from 120 to 1800 rpm, shell or shoe type sleeve bearings, and main engine power of 1 MW or more. The position of the line shaft may be vertical, horizontal, or at an arbitrary angle between these two directions.

This Standard includes: turbines and generators, pumps, and electrical machines operating as motors, pump-turbines, and motor generators., including auxiliary equipment (e.g., starting turbines or exciters in line with the main shaft). The Standard also includes single turbines or pumps connected to generators or electric motors over gears and/or radially flexible couplings.

The recommended criteria values in mm/s, rms vs. shaft rotational speed in rpm for hydraulic machines with nominal power above 1 MW, and nominal speeds between 120 and 1800 rpm are shown in Figure 4. The zone descriptions are the same as in 10816, Part 2.

PCB *PIEZOTRONICS* ^{INC.}

 **VIBRATION
DIVISION**

 **FORCE/TORQUE
DIVISION**

 **PRESSURE
DIVISION**

 **ELECTRONICS
DIVISION**

 **IMI SENSORS
DIVISION**



I närmare 40 år har PCB Piezotronics Inc försett världsmarknaden med högkvalitativa precisions givare. De 5 divisionerna Vibration, Tryck, Kraft, Elektronik samt Industriella givare visar vilken bredd PCB Piezotronics har idag.

Därför anser många att PCB är det naturliga valet för just dom.

 **PCB** *SCANDINAVIA AB*

Ring 08-444 38 70

E-post: info@pcbscandinavia.se

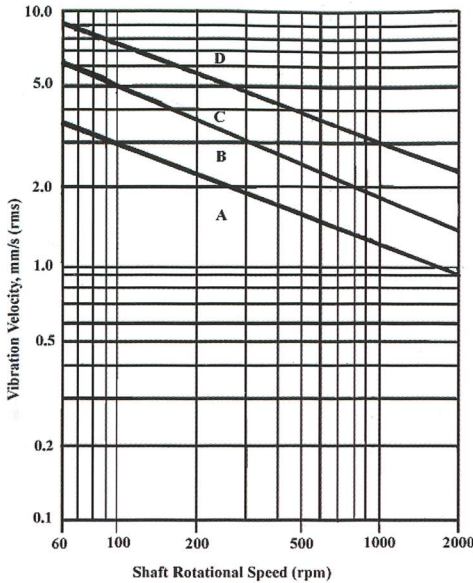


Figure 4: Recommended criteria values

ISO/10816, Part 6: "Reciprocating Machines With Power Ratings Above 100 kw" establishes procedures and guidelines for the measurement and classification of mechanical vibrations of reciprocating machines. In general, this Standard refers to vibration measurements made on the main structure of the machine, and the guide values are defined primarily to secure a reliable and safe operation of the machine, and to avoid problems with the auxiliary equipment mounted on the structure.

In the case of reciprocating machines, the vibrations measured on the machine main structure, and qualified according to this Standard, may only give a rough idea of the stresses and vibratory states of the components within the machine itself. For example, torsional vibrations of rotating parts cannot generally be determined by measurements on the structural parts of the machine. Based on experience with similar machines, the damage that can occur when exceeding the

guide values is sustained predominately by the machine-mounted components (e.g., turbo-chargers, heat exchangers, governors, pumps, filters, etc.), connecting elements of the machine with peripherals (e.g., pipelines), or monitoring instruments (e.g., pressure gauges, thermometers, etc.).

This Standard generally applies to reciprocating piston machines mounted either rigidly or resiliently with power ratings above 100 kw. The vibration criteria for different Classes of reciprocating machines are presented in Table 5. The Class definitions are: 1- balanced opposed type rigidly mounted reciprocating gas compressors; 2- multi-throw type rigidly mounted reciprocating gas compressors; 3- single-throw type rigidly mounted reciprocating gas compressors; 4- No example; 5 and 6 - industrial and marine diesel engines (< 2000 rpm); and, 6 and 7 - industrial and marine diesel engines (> 200kw). The zone descriptions are the same as in 10816, Part 2.

Vibration Severity Grade	Maximum Levels of Overall Vibration			Machine Vibration Classification Number						
	Displacement μm (rms)	Velocity mm/s (rms)	Acceleration m/s ² (rms)	1	2	3	4	5	6	7
1,1	17,8	1,12	1,76							
1,8	28,3	1,78	2,79							
2,8	44,8	2,82	4,42	A/B						
4,5	71,0	4,46	7,01		A/B					
7,1	113	7,07	11,1	C		A/B				
11	178	11,2	17,6	D	C		A/B			
18	283	17,8	27,9		D	C		A/B		
28	448	28,2	44,2			D	C		A/B	
45	710	44,6	70,1				D	C		A/B
71	1125	70,7	111					D	C	
112	1784	112	176						D	C
180										D

Table-5: Reciprocating Machinery Class Definitions

Rotating Parts

ISO/7919/1, "Mechanical Vibration of Non-Reciprocating Machines - Measurement on Rotating Shafts and Evaluation - Part 1: General Guidelines" provides specific guidelines for vibration measurements on the rotating members of machines. Such machines generally contain flexible rotor-shaft systems; and, changes in the vibration condition may be detected more decisively and more sensitively by measurements on these rotating elements. Also, machines having relatively stiff and/or heavy casings, in comparison to the rotor mass, are typical of those classes of machines for which shaft vibration measurements are frequently preferred.

Machines such as industrial steam turbines, gas turbines, and turbo-compressors, all of which have several modes of vibration in their service speed range; and, their responses due to unbalance, misalignments, ther-

mal bows, rubs, and the unloading of bearings may be better observed by measurements on the shafts.

There are three principle factors by which the vibration level of a machine is judged, namely: (1) bearing kinetic load; (2) absolute motion of the rotor; and, (3) rotor clearance relative to the bearing. If the bearing kinetic load is of concern to ensure against bearing damage, the vibration of the shaft relative to the bearing structure should be monitored as the over-riding criteria. If the absolute motion of the shaft (a measure of rotor bending stress) or rotor-bearing clearance are of concern, the type of measurement used depends on the vibration level of the structure which supports the relative motion transducer. Hence, if the vibration level of this support structure is less than 20% of the relative shaft vibration, the absolute shaft vibration must be measured; and, if this is found to be larger than the relative shaft vibration, then this will be the more valid measurement. The rotor clearance to the bearing must be monitored to ensure against

rotor seal and blading rubs which can cause rotor or blading failures.

The shaft vibrations of machines, measured close to the bearings, are evaluated on the basis of two criteria:

a) Criterion 1: The reliable and safe running of a machine under normal operating conditions requires that the shaft vibration displacement remain below certain limits consistent with, for example, acceptable kinetic loads and adequate margins on the radial clearance envelope for the machine. Generally, this criterion is taken as the basis for the evaluation of a new machine, in the absence of any other established knowledge of the satisfactory running characteristics for a machine of that type.

b) Criterion 2: Changes in shaft vibration displacement, even though the limits in a) are not exceeded, may point to incipient damage or some other irregularity. Consequently, such changes relative to a reference value should not be allowed to exceed certain limits. If this reference value changes by a significant amount, and certainly if it exceeds 25% of the reference level, steps should be taken to ascertain the reasons for the change and, if necessary, appropriate action taken. In this context, a decision on what action to take, if any, should be made after consideration of the maximum value of vibration, and whether the machine has stabilized at a new condition.

ISO Standard 10817, Part1 describes the sensing device (transducer), signal conditioning, attachment methods, and calibration procedures for instrumentation to measure shaft vibration.

ISO 7919, Part 2: "Guidelines for Large Land-Based Steam Turbine-Generating Sets" provides the special features required for measuring shaft vibrations on the coupled rotor systems of steam turbine-generating sets for power stations, having rated

speeds in the range of 1500 to 3600 rpm, and power outputs greater than 50 MW. Evaluation criteria, based on previous experience, are presented which may be used as guidelines for assessing the vibratory conditions of such machines.

The vibration levels specified here define four quality zones for both relative and absolute shaft vibration measured at, or close to, the main load-carrying bearings, at rated speed and under steady state conditions. Higher levels of vibration can be permitted at other measuring positions and under transient conditions, such as start-up and run-down (including passing through critical speed ranges).

The recommended shaft vibration amplitude values for large steam turbine-generator sets, in micrometers peak-to-peak measured relative to the bearings, are shown in Table 6 for relative shaft to bearing vibrations, and in Table 7 for absolute vibrations. In both Tables, Zone A represents new machines that can be operated without restriction; Zone B is acceptable for long term operation; Zone C represents machines that may be operated for a limited time until a suitable opportunity arises for remedial action to be taken; and, Zone D is identified as a trip level as these values are considered to be of sufficient severity to cause damage.

Zone boundary	Shaft rotational frequency r/min			
	1500	1800	3000	3600
	Maximum shaft relative displacement			
A	100	90	80	75
B	200	185	165	150
C	320	290	260	240

Table-6: Relative shaft to Bearing Vibrations

Zone boundary	Shaft rotational frequency r/min			
	1500	1800	3000	3600
	Maximum shaft absolute displacement			
A	120	110	100	90
B	240	220	200	180
C	385	350	320	290

Table-7: Absolute Vibrations

ISO 7919, Part 3: "Guidelines for Coupled Machines" are given for application of shaft vibration evaluation criteria measured close to the bearings under normal operating conditions. These guidelines are presented in terms of both steady running conditions, and any changes that may occur in these steady values. This Standard applies to coupled industrial machines with fluid film bearings, comprising: turbo-compressors, turbines, turbine-generators, and electric drives, all having maximum rated speeds in the range of 1,000 to 30,000 rpm, and powers between 30kw and 50 MW.

The numerical values specified in Figure 5 are not intended to serve as the only basis for acceptance specifications. In general, the vibratory condition of these machines is usually assessed by consideration of both the shaft vibration and the associated structural vibration. As a result, this Standard should be used in conjunction with 10816, Part 3.

The zone descriptions of Figure 5 are the same as in 7919, Part2.

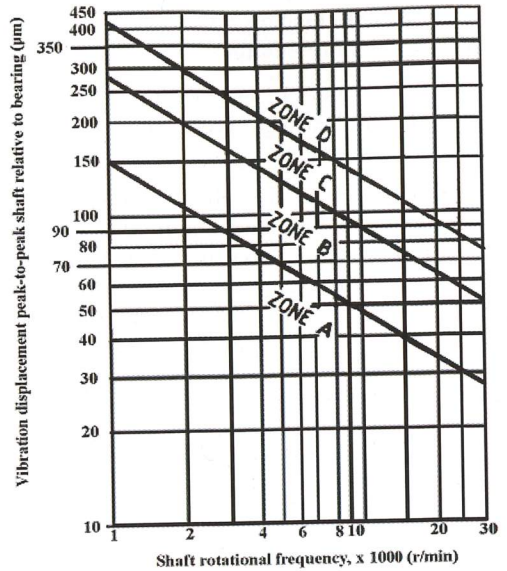


Figure 5: Recommended vibration amplitude values for coupled machines

ISO 7919, Part 4: "Guidelines for Gas Turbines" applies to industrial gas turbine sets (including those with gears) with fluid film bearings, power outputs greater than 3 MW, and shaft rotational speeds from 3,000 to 30,000 rpm. Aircraft type gas turbines are excluded, since they differ fundamentally from industrial gas turbines, both in the types of bearings (rolling element), and in the stiffness and mass ratios of the rotors and support structures. Depending on the construction and mode of operation, there are three types of industrial gas turbines: (1) single-shaft constant-speed; (2) single-shaft variable-speed; and, (3) gas turbines having separate shafts for hot-gas generation and power delivery.

Guidelines are given in Figure 6 for the application of shaft vibration criteria measured close to the bearings of industrial gas turbines under normal operating conditions. The zone descriptions are the same as in 7919, Part 2.

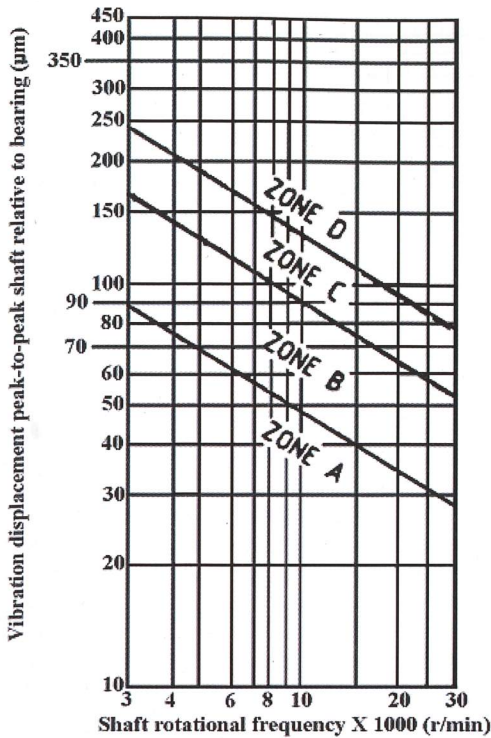


Figure 6: Recommended shaft vibration amplitudes for gas turbines

ISO 7919, Part 5: "Guidelines for Hydraulic Machine Sets" lists the special features required for measuring shaft vibrations on coupled hydraulic sets. This Standard applies to all types of hydraulic machines having nominal speeds between 60 and 3600 rpm, with fluid film bearings and rated powers of 1 MW or more. These machines may consist of turbines, pumps, pump-turbines, generators, motors, and motor-generators, including couplings, gears, or auxiliary equipment in the shaft line. The position of the shaft may be vertical, horizontal, or at an arbitrary angle between these two directions.

The guidelines are given for the application of shaft vibration criteria as measured close to the bearings of coupled hydraulic sets, under normal operating and steady state conditions, and any changes that may occur in these steady values. The numerical values specified in Figure 7 present rotor displacements relative to the bearings in micrometers peak-to-peak vs. shaft rotational speed in rpm. The zone descriptions are the same as in 7919, Part 2.

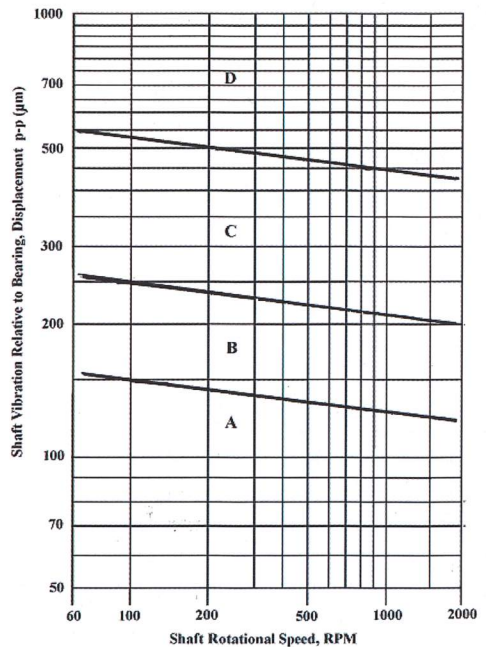


Figure 7: Recommended shaft vibration amplitudes for hydraulic machine sets

Gear Units

ISO 8578, "Acceptance Code for Gears, Part 2: Determination of Mechanical Vibration of Gear Units During Acceptance Testing" provides a method for determining the mechanical vibration of enclosed gear

units which are individually housed. This Standard applies to a gear unit under test and operating within its design speed, load, temperature range, and lubrication specifications for acceptance testing. Two types of vibration measurements are made on gear units that operate with oil-film journal bearings: (1) shaft vibration; and, (2) housing vibration.

Proximity-type transducers are usually used to measure the peak-to-peak value of the shaft's displacement relative to the housing, in the frequency range from 0 to 500 Hz. The transducers are located as close as practical to a bearing; and, the measurements should be made in three orthogonal directions, one of which is parallel to the shaft axis. Only one axial transducer per shaft is necessary. The housing vibration is measured with a seismic transducer in the frequency range from 10 to 10,000 Hz. A classification system for gear boxes on the basis of shaft displacement and housing velocity measurements is given in Figures 8 and 9.

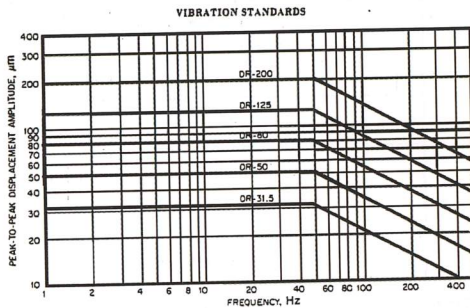


Figure 8: Gear shaft vibration amplitudes

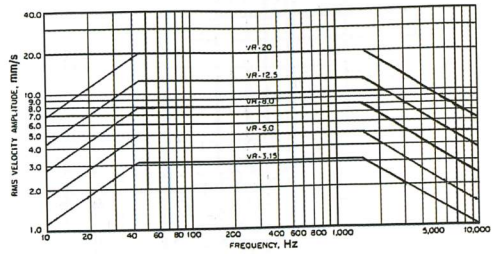


Figure 9: Gear housing vibration amplitudes

This Standard also provides a subjective assessment of the acceptable vibration rating for typical applications during acceptance testing at the manufacturer's facility. The vibration of a properly manufactured gear unit will vary according to the particular design, size, and application. For example, what may be perfectly suitable for a large low-speed mill drive may not be acceptable for a precision high-speed or marine drive; and, what may be acceptable for a precision high-speed drive may be unjustifiably expensive for a low-speed drive. Therefore, care must be taken when applying a given grade as an acceptance criterion. Figure 10 gives subjective levels of vibration for typical gear applications.

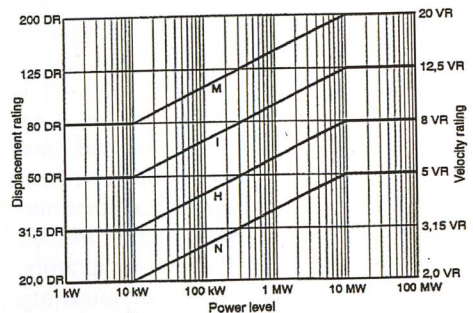


Figure 10: Subjective gear ratings

VIBRATION CONDITION MONITORING AND DIAGNOSTICS

ISO 13373, "Condition Monitoring and Diagnostics of Machines - Vibration Condition Monitoring - Part 1: Guidelines for Condition Monitoring of Machines"

includes the general guidelines for the measurement and data collection functions necessary for the vibratory assessment of machinery vibration for condition monitoring and diagnostics. It is intended to promote consistency of the measurement procedures and practices, with concentration on rotating machines. The Standard is applicable to all types of rotating machines and sizes. It also describes the types of typical monitoring systems (permanent, semi-permanent, and portable); and, the various methods of data collection (continuous or periodic).

The measurements and the transducers described are selected to provide the taking of data for recording and trending purposes (condition monitoring), and for discrete frequency analysis for the purposes of diagnostics. The trending guidelines include tracking the vibration levels and the frequencies of data collection; and, how these frequencies may change with changes in the vibration levels, and their rates of changes. A typical frequency spectrum is shown in Figure 11 which can be used for diagnostic purposes. It can also be used for discrete frequency trending.

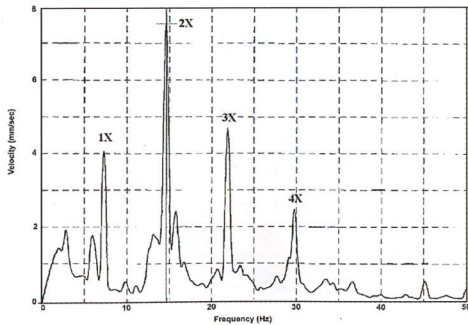


Figure 11: Frequency spectrum

Recommended ranges for displacement, velocity, and acceleration transducers are specified, as well as frequency ranges of operation. Figure 12 demonstrates the typical envelope ranges of velocity vs. frequency for several type transducers.

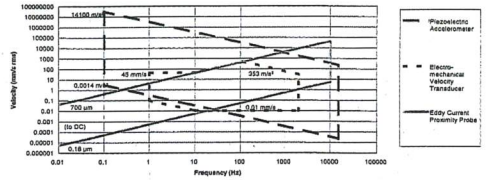


Figure 12: Dynamic ranges of various velocity transducers

The Standard also includes guidance for transducer resonant frequency characteristics, and mounted frequency concerns.

The recommended transducer types and their locations and directions for various type machines are included in Annex A of the Standard. Only Page 1 of Annex A, Table 8, is included here for information purposes. It is noted that the sizes of the machines usually indicate common construction characteristics, such as fluid film vs. rolling element bearings, and these considerations normally dictate the type(s) of transducers recommended.

Machine Type	Evaluation Parameters	Transducer Type	Measurement Locations	Direction	ISO Standard Reference	Notes
Large Steam Turbine Generator Sets with Fluid Film Bearings. •Power Generation	relative displacement or absolute displacement	non-contacting transducer non-contacting & seismic transducer combination	shaft at each bearing each bearing housing	radial $\pm 45^\circ$ or X&Y	7919- part 2	1
	velocity or acceleration	velocity transducer or accelerometer		radial X&Y axial Z	10816- part 2	
	shaft axial displacement	non-contacting transducer or axial probe	thrust collar			
	phase reference and rpm	eddy current/inductive/optical transducer	Shaft	radial		
Medium and Small Industrial Steam Turbines with Fluid Film Bearings •Mechanical Drive •Power Generation	relative displacement	non-contacting transducer	shaft at each bearing	radial $\pm 45^\circ$ or X&Y	7919- part 3	
	velocity or acceleration	velocity transducer or accelerometer	each bearing housing and turbine housing	radial X&Y	10816- part 3	
	shaft axial displacement	non-contacting transducer or axial probe	thrust collar	axial Z		
	phase reference and rpm	eddy current/inductive/optical transducer	shaft	radial		

¹ Orthogonal measurements at ± 45 degrees are normally used for condition monitoring. Vertical and horizontal (X and Y) locations are acceptable alternatives.

Table-8: Guidelines for Transducer Applications for Various Type Machines

Behöver din verktygslåda förnyas?

INSUL är ett program för beräkning av ljudisolering hos:

- Enkelväggar
- Dubbeltväggar med många typer av stommar
- Bjälklag med eller utan nedpendlade undertak
- Tvåglasfönster

Beräkningarna är baserade på analytiska beräkningar som bara behöver enkla indata för konstruktionen. Programmet kan beräkna reduktionstalet i tersband samt det vägda reduktionstalet, R_w och $R_{w+C50-5000}$ samt reduktionstalet mot trafikbuller, R_{Atr} . Valfri tjocklek och typ av isoleringsmaterial i kaviteten. Öppen databas för inläggning av egna material.

Olika typer av stommar kan hanteras, t ex trästommar, stålstommar, separerade och saxade stommar samt stommar med akustikregler eller vibrationsisolering. Bjälklag med undertak med olika typer av infästningar, t ex nedpendlade punktfästningar, kan beräknas. Valfri glastyp hanteras.

ENC är ett program i 7 moduler uppbyggt av en mängd delprogram som behandlar:

- Nivåer och bedömningsgrunder
- Ljudeffekter och ljudutbredning utomhus
- Rumsakustik och ljudabsorption
- Ljudisolering, huvar och skärmar
- Ljuddämpare, ljud i kanaler och breakout ljud
- Vibrationsisolering och dämpning
- Omfattande semiempirisk databas för uppskattning av ljudeffekter hos källor.

INSUL och **ENC** är till stor hjälp för akustiker, produktutvecklare, arkitekter och konstruktörer som snabbt vill ta fram konstruktioner som uppfyller ställda ljudkrav.

WSP Akustik ingår i WSP Group med ca 80 akustiker i koncernen. Det gör akustikenheten inom WSP till en av Europas största aktörer i branschen. I Sverige är vi ett 40-tal medarbetare med över 40 års erfarenhet av specialisttjänster

inom områdena akustik, buller och vibrationer. Vi har välutrustade ljudlab och programvaror som täcker de flesta behov inom alla branscher.

WSP Akustik har kontor i Stockholm, Göteborg, Malmö, Helsingfors, Oslo, Bergen, Kristiansand, Stavanger, Tønsberg, London, Birmingham och Bristol.

Mer info på www.wspgroup.se eller www.insul.co.nz
ENC:s hemsida www.causalsystems.com
INSUL och ENC distribueras i Skandinavien av WSP Akustik, Bengt Johansson, Telefon 08-555 232 54 bengt.johansson@wspgroup.se

- Hör av dig för demoversion!

WSP Akustik, Lumparksvägen 7
Box 92093, 120 07 Stockholm.
Telefon 08-555 232 00
Fax 08-555 232 50



Annex C of the Standard provides guidance regarding the most common causes of vibration, lateral and torsional. Here again, only Page 1 of Annex C, Table 9, is included here for information.

Cause	Characteristic Vibration Frequencies	Remarks
Unbalance	1 X (once per revolution)	Changes in balance will give changes in the 1X vector. Vibration will be highest when running speed coincides with a rotor system critical speed. Significant vibration phase change will occur when passing through critical speeds. At a fixed speed vibration levels are constant.
Misalignment	1X, 2X, 3X	Various types and causes for misalignment are: angular; parallel; foundation movement. The axial vibration component may be as significant as the radial component, particularly for geared systems.
Bearing Wear - Oil film bearings - Rolling element bearings	40-50% of operating speed or at the 1st rotor critical speed Various frequencies, particularly high orders of running speed and ball pass frequencies	Excessive clearance due to wear, damage or improper assembly can cause bearing oil film destabilizing forces to act on the rotor. Vibration levels will be unsteady and can quickly reach high magnitudes. Vibration tends to be localized to the region of the defective bearing. Vibration readings are usually unsteady and increase with time.
Stiffness dis-symmetry (e.g., axial winding slots in generator/motor rotors)	2X	Vibration peaks when a 2X stimulus is coincident with a rotor critical speed. At a fixed rotor speed vibration levels are constant. Compensating grooves are used on large machines to minimize this stimulus.
Bent Rotor (see also thermal dis-symmetry)	1X, 2X, or higher orders	If the rotor is bent near the coupling, a high 2X axial vibration is frequently observed. At a fixed speed, the rotor vibration levels are constant.
Cracked Rotor	1X, 2X, or higher harmonics	A growth in the 2X vector is an indication that the growth of a transverse crack is getting critical. Changes in the 1X or higher harmonic vectors can also occur.
Component Looseness in Rotor	1X and harmonics of running speed frequency	Vibration levels may be erratic and inconsistent between successive start-stop cycles. Sometimes sub-harmonic frequencies are also observed
Eccentric or non-circular journals	1X and for non-circular journals at harmonics of running speed frequency	Vibration levels can be abnormal or excessive at low rotor speeds as well as at rotor critical speeds. At a fixed rotor speed, the vibration levels are constant.

Table-9: Most Common Causes of Lateral Vibration

ISO 13373, Part 2: "Processing, Analysis, Diagnostics, and Display of Data for Vibration Condition Monitoring of Machines"

provides guidelines for processing vibration data in the time and frequency domains, analyzing the vibration signatures, displaying the data and applying the results of the analyses to machinery vibration diagnostics. Different techniques are described for different applications. Signal enhancement techniques and analysis methods used for the investigation of particular machine dynamic phenomenon are included. Many of these techniques can be applied to other machine types including reciprocating machines. Standard formats for the parameters that are commonly plotted for evaluation and vibration diagnostic purposes are given. These should be used for computer display screens and for hard copy presentations (line printers, laser plotters, plotters).

The signal processing and analysis procedures applied to vibration condition monitoring are as varied as the processes to be monitored, the degree of certainty desired, the resources available, etc. A well conceived condition monitoring program will include the consideration of many factors such as process priority, criticality and complexity of the system, cost-effectiveness, probability of various failure mechanisms and identification of incipient failure indicators, etc. The Standard defines the appropriate process analysis that dictates the types of data required to suitably monitor and diagnose particular types of equipment.

Stressed in the Standard is that the vibration analyst should accumulate as much pertinent information as possible about the machine to be monitored. For example, knowing the vibration resonant frequencies from design and analytical information will provide an insight regarding the vibration frequencies anticipated, and, consequently, the frequency range that should be monitored. Also, knowing the operating conditions tells the

analyst what the excitations will be. Other advantages to this pre-test planning process are that it provides guidance as to what types of sensors are needed, where they should be located optimally, what kind of signal conditioning equipment is required, what types of analyses would be most appropriate, and what the relevant criteria are.

The basic signals from the displacement, velocity, and accelerometer transducers are recorded as amplitude vs. time, which is the primary vibration signature, and this is termed the 'time domain'. The Standard then proceeds to identify the conversion of the analog signals to the more recent techniques of digitizing the signals, which is done automatically with present day analyzers. In this manner, analog excursions are directly converted to numerical values.

The next basic step addressed in the Standard is the process of applying the Fast Fourier Transform (FFT) to the time signal to obtain a frequency spectrum of the signal, which identifies the amplitudes of the distinct repetitive frequencies that can be analyzed regarding their sources(s), and this is called the 'frequency domain'. This process then leads to vibration analysis and diagnostics which can determine the machine component that is producing the dominant signal, and is therefore the likely candidate causing the machine problem.

Other factors pertaining to the signal processing in the Standard include: Beating; Modulation; Integration and Differentiation; Crest Factor; Amplifiers; Filtering; Dynamic Range; Real and Imaginary; Resolution; Modulation; and aliasing.

The Standard identifies that the discrete frequency peaks can result from a sine wave representing the fundamental frequency of a rotating shaft, or higher frequencies related to blade pass, gear mesh, or rolling element ball passing. Since these intelligent signals

may be difficult to detect at times, due to noise levels or other obscuring phenomenon, the Standard contains many analysis techniques that can be applied to help obtain the intelligent diagnostic information, such as: Orbit analysis; Bode Plots; Polar plots; Waterfall (Cascade) plots; Zoom analysis; Campbell diagram; Cepstrum; Kurtosis; and others.

ISO 13373, Part 3 (To be published) "Condition Monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring of machines – Part 3: Diagnostic Techniques" provides recommended Diagnostic procedures for various machine types and components, utilizing the Guidelines of ISO/13373, Part 1, and the Analysis tools and techniques included in ISO/13373, Part 2.

REFERENCES

1. ISO 2372, Mechanical vibration of machines with operating speeds from 10 to 200 rps.-basis for specifying evaluation standards.
2. ISO 3945, The measurement and evaluation of vibration severity of large rotating machines, in situ; operating at speeds from 10 to 200 rps.
3. ISO 2954, Mechanical vibration of rotating and reciprocating machinery – requirements for instruments for measuring vibration severity.
4. ISO 1925, Mechanical vibration – Balancing – Vocabulary.
5. ISO 2041, Vibration and shock – Vocabulary.
6. ISO 5348, Mechanical vibration and shock – Mechanical mounting of accelerometers.
7. ISO 7919-1, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurement on rotating shafts and evaluation criteria – Part 1: General Guidelines.
8. ISO 7919-2, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 2: Large land-based steam generator sets.
9. ISO 7919-3, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 3: Coupled industrial machines.
10. ISO 7919-4, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 4: Gas turbine sets.
11. ISO 7919-5, Mechanical vibration of non-reciprocating machines – Measurements on rotating shafts and evaluation criteria – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants.
12. ISO 10816-1, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 1: General Guidelines.
13. ISO 10816-2, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 2: Large land-based steam turbine generator sets in excess of 50 MW.
14. ISO 10816-3, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 3: Industrial machines with normal power above 15 kW and nominal speeds between 120 r/min and 15000 r/min when measured in situ.
15. ISO 10816-4, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 4: Gas turbine sets excluding aircraft derivatives.
16. ISO 10816-5, Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumping plants. (To be published)
17. ISO 10816-6, Mechanical vibration –

Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts – Part 6: Reciprocating machines with power ratings above 100 kW.

18. ISO 13373-1, Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring of machines – Part 1: General Guidelines (To be published).

19. ISO 13373-2, Condition monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring of machines – Part 2: Processing, analysis and display of data.

20. ISO 13373-3, Condition Monitoring and diagnostics of machines – Vibration condition monitoring of machines – Part 3: Diagnostic Techniques.(To be published).



makes the world less shaky

*Med **produkter, konsulttjänster och utbildningar** hjälper vi Dig till kostnadseffektiva lösningar för ett tillståndsbaserat underhåll.*



Snabb och säker maskinanalys med
ME 42™



Presenterar eventuella fel i klartext!

Nytt program med givare.
Bland annat;
multiaccelerometern ATCM19
med utsignalerna

- Hastighet, 0-10 VDC
- Acceleration, 100 mV/g
- Lagerkondition, 0-10 VDC
- Temperatur, 10 mV/°C



Vibrationsteknik AB • Taborsbergsvägen 20 • 602 13 Norrköping • Tel. 011-16 62 10 • info@vtab.se • www.vtab.se

forts fr. sid 6

Beteckning	<u>ISO 8041:2005</u>	Fastställd	2005-04-06
Språk	Engelska	Publicerad	2005-06-09
Pris	1.335,00 kr(146,85)	Publiceringsform	ISO standard
Nat. Titel			
Int. Titel	Human response to vibration — Measuring instrumentation		

Beteckning	<u>SS-EN ISO 389-8:2005</u>	Fastställd	2005-04-22
Språk	Engelska	Publicerad	2005-06-07
Pris	375,00 kr(41,25)	Publiceringsform	Svensk standard
Nat. Titel	<u>Akustik - Referensnivåer för kalibrering av tonaudiometrar - Del 8: Referensvärden för ekvivalent hörtröskelljudtrycksnivå för rena toner och cirkumaurala hörtelefoner (ISO 389-8:2004)</u>		

Beteckning	<u>SS-EN ISO 11205:2004</u>	Fastställd	2004-04-29
Språk	Svenska	Publicerad	2005-06-07
Pris	625,00 kr(68,75)	Publiceringsform	Svensk standard
Nat. Titel	<u>Akustik - Buller från maskiner och utrustning - Mätning på plats av emissionsljudtrycksnivå vid operatörsplats eller annan specifik plats med hjälp av ljudintensitet - Teknisk metod (ISO 11205:2003)</u>		

VIBRATIONSTEKNIK

PUR-elastomerer, stålfjäderelement, dämpare och vibrationsisolatorer för järnväg, bygg, industri och produkter.

Ett komplett program för vibrations- och stomljudsisolering.

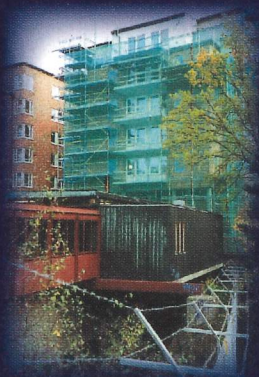
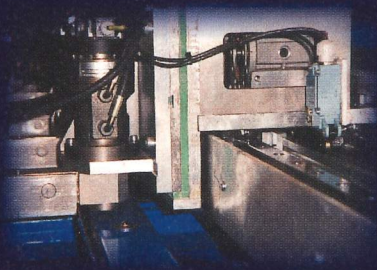
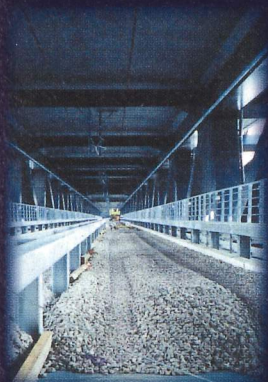
sylomer®

SYLODYN®

SYLODAMP |||||®



GERB



Läs mer: www.cbab.se

Maila: info@cbab.se

Ring: 031-33 66 900

Teknisk kompetens - Erfarenhet - Utveckling

Johan Granlund är Specialist på vägytemätningar på Vägverket Konsult. Han är ordförande i SVIB AU 4 och har engagerat sig i frågor som rör komfort och hälsorisker i fordonsmiljön. Johan har gjort många studier av vibrationsförhållandena i ambulanser och av tidigare publicerade artiklar har jag förstått att man bör vara frisk och stark för att stå ut med färden till ett avlägset sjukhus i Norrland eller Värmland. Häromdagen skickade han en artikel som Handlar om hur "vi använder vibrationsstandard SS-ISO 2631-1 och en datormodell av en Chevrolet storbilsambulans för att mäta exakt var tjälskador finns". Jag menar i likhet med författaren att detta kan vara något för SVIB Nytt.

Alf Olsson

Svensk Standard – ett värdefullt vapen i kampen mot tjälskadade vägar

Text: Johan Granlund, specialist inom vägytemätning vid Vägverket Konsult

I Sverige är det mycket gott om tjälskadade vägar, framförallt i skogslänen. Vägskadorna orsakar kraftiga färdvibrationer och stötar. Guppiga vägbanor framkallar mycket smärta för stötkänsliga personer så som ambulanspatienter och färdtjänstresenärer. Trasiga vägar ger också en dålig arbetsmiljö för t ex timmerbilsförare. Under senvintern och våren finns särskilt många gupp. Vattensjuka vägmateriäl expanderar vid tjälning och får därmed väggroppen att svälla upp. Därför uppstår tillfälliga gupp i vägbanan under tjälsäsongen. Tjälskador är extremt kostnadskrävande att laga, eftersom det ofta innebär att fuktkänslig jord grävs bort till 1.5 – 2 meters djup. Sedan byggs en väggropp upp på nytt, denna gång med kvalitetssäkrade men samtidigt kostsamma vägmateriäl. Ofta ligger totalpriset på 5 000 – 10 000 kr per meter tjälskadad väg, vilket kan jämföras med en prislapp på runt 400 kr per meter väg för en omarsfaltering av vanliga ytskador. Tjälsäkringsprojekt genomförs under sommaren sedan tjälen har gått ur jorden. De vägytor som drabbas av tjälhävningar kan då vara svåra att avgränsa med god noggrannhet. Med hjälp av Svensk Standard har

Vägverket Konsult utvecklat ett effektivt vapen för att noggrannt ringa in skadade vägytor. Därigenom underlättas Vägverkets arbete med att skilja på billigare ytskador och tiotals gånger dyrare tjälskador, till glädje för trafikanter och skattebetalare.

Vägverket Konsults nya metod innebär att ojämnheter i vägbanan registreras i landsvägsfart, dels under våren och dels under sommaren. Genom att jämföra dessa vägdata kan man hitta (tjälrelaterade) gupp som bara registrerats under våren. Mätmetoden bygger på att vägbanans profiler laserskanas, för att sedan utvärderas i en matematisk datormodell av en ambulansbil. Ambulansmodellen har utvecklats i samarbete mellan Vägverket Konsult, Kungliga Tekniska Högskolan (KTH) i Stockholm och Ambulanssjukvården i Sollefteå. Med modellen kan man beräkna vibrationer i ambulansens 4 hjul, vertikal guppling, krängning och nickning i fordonets chassi, samt hur detta ger vibrationer som påverkar förare och patient. I arbetet med att utveckla en korrekt datormodell av en ambulans, har KTH-teknolo-

gen Ulf Nilsson mätt vibrationer i en Chevrolet 3500 Mobile Intensive Care Unit ambulansbil medan den körde vägsträckor i olika skick i trakten runt Sollefteå. Utifrån laserskannade vägprofiler från teststräckorna beräknades färdvibrationer i Ulfs ambulansmodell. Datormodellens fjädringsegenskaper justerades iterativt, till dess att maximal likhet nåddes mellan datormodell och verklighetens ambulansbil. Detta ledde till att man fick fram en noggrannt kalibrerad datormodell av en ambulansbil, vilken nu används i Vägverket Konsults nya metod att utvärdera vägsador. Den nya metoden att analysera vägars färdkvalitet följer Svensk Standard SS-ISO 2631-1 (1998) *"Vibration och stöt – Vägledning för bedömning av helkroppsvibrationers inverkan på människan – Del 1: Allmänna krav"*.

Till höger: Ulf Nilsson, KTH, vid VV Konsults Profilograf lasermätbil under mätningar på Rv 90 och Lv 331 i Sollefteå. [Foto: Leif Leding, Ambulanssjukvården Sollefteå]

Nedan: VV Konsults Profilograf laserbil mäter hela körfältets 3-dimensionella ojämnheter mer än 250 000 ggr per sekund. [Foto: Ulf Nilsson, KTH]

Vägverket Konsult har i ett pilotprojekt med den nya ambulansmetoden mätt in tjälrelaterade vägojämnheter på över 300 km tjäl-skadade vägar i bl a Västernorrland, Jämtland och Norrbotten. Vägbanornas exakta geometri mättes med en upplösning på en tiondels millimeter i normal landsvägsfart med Vägverket Konsults Profilograf laser/tröghetsmätbil. Väggeometrierna jämfördes genom färdsimuleringar med den nya ambulansmodellen. Efter frekvensviktning jämförs beräknade ambulansvibrationer mot obehagsskalan i SS-ISO 2631-1, vilken är graderad från "inte obehagligt" till "extremt

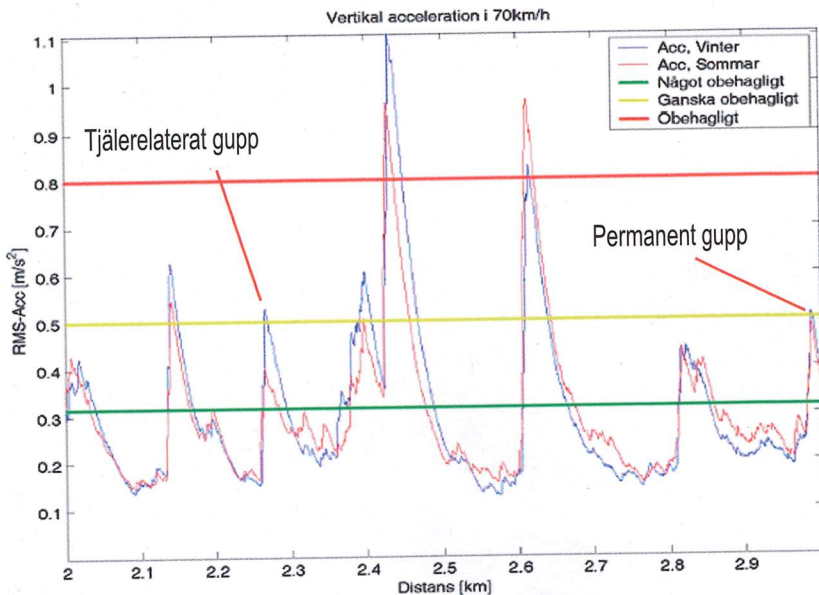


obehagligt". De tolkade resultaten visar därmed dels vägvavsnitt som ger oacceptabel färdkvalitet, dels såna avsnitt som ger avsevärt sämre färdkvalitet under våren. Nu kan Vägverket ta stöd i dessa data när man ska besluta vilka vägvavsnitt som ska repareras, samt bedöma om det räcker med en ytlig reparation (vägbanan är lika dålig året runt) eller om man behöver ta till dyrbara tjälsäkringsåtgärder ned till 2 meters djup.

En grupp erfarna vägbyggare och geotekniker har utvärderat mätresultaten. Slutsatsen är att metoden ger mätresultat av en mycket bra kvalitet. Därmed kan man till rimligt pris identifiera och noggrannt avgränsa tjälskadorna, samt prioritera mellan vägsträckor i olika delar av landet. Detta gör att vägpro-

jekten nu kan budgeteras mer träffsäkert, samt att man minskar risken att asfalten på en nylagd väg bryts sönder redan vid första tjällossningen för att vattensjuka material råkat bli kvar i väggroppen.

Vetenskapligt sett har utvecklingen av den nya ambulansmodellen även bidragit till att öka den allmänna kompetensen inom fordonssimulering, konstruktion av vägfordon, ambulansbåar och bårstativ. Detta kommer säkerligen att ge avtryck i undervisningen av framtida KTH-teknologer. Eftersom arbetet gick så bra, har nyutexaminerade KTH-civilingenjören Ulf Nilsson fått anställning vid Vägverket Konsult. ■



Exempel på redovisning av beräkningsresultat för vibration i ambulansbil, beräknat enligt SS-ISO 2631-1 (1998) och med indikativa obehagsgränser enligt standardens annex C. Resultaten visar löpande färdkvalitet längs vägen, och graferna ger gott stöd för att dra slutsatser om var längs vägen som beläggning respektive väggropp/undergrund behöver åtgärdas.

Ingemansson

Byggnad - Samhälle



Vi mäter, analyserar och föreslår praktiska konstruktionslösningar för att minimera och motverka vibrationer i byggnader och anläggningar.

Ingemansson har stor erfarenhet inom området och utreder bl.a. vibrationer från tåg, tunnelbanor, vägtrafik, kompressorer, pumpar och andra installationer. Vi arbetar med markvibrationer och utför besiktningsarbeten.

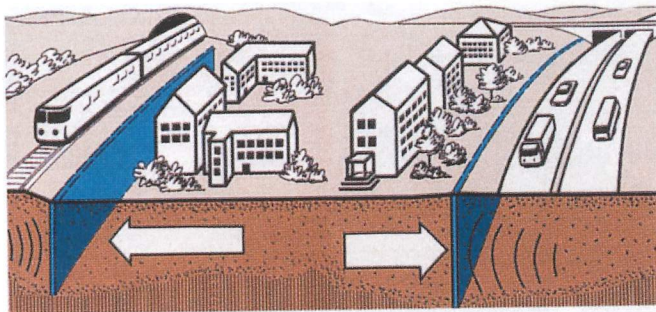
Vibrations from railways, subways and road traffic often cause problems in urban areas today .

The problems can usually be avoided by good engineering but sometimes further actions have to be made such as placing whole buildings on vibration isolators. We perform measurements, vibration analysis and provides design solutions to minimise vibrations in buildings, plants and at construction sites.

Ingemansson has a long experience in the field and we have the know-how from our approximately 100 noise and vibration experts to provide customized and cost-effective solutions to our customers.



AVSKÄRMNING AV MARKVIBRATIONER MEDELS GASFYLDA KUDDAR



Ferievägen 25 – 168 41 BROMMA

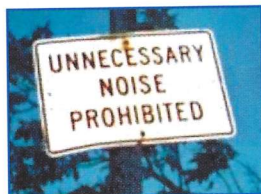
Tel. +46 (0)8 87 1990

Rådgivning vid:

- utredning av vibrationsfrågor
- dimensionering av isoleringsåtgärder
- projektering

www.vibisol.com

Huller om Buller?



WSP Akustik ingår i WSP Group med ca 80 akustiker i koncernen. Det gör akustikenheten inom WSP till en av Europas största aktörer i branschen. I Sverige är vi ett 40-tal medarbetare med över 40 års erfarenhet av specialisttjänster inom områdena akustik, buller och vibrationer. Vi har välutrustade ljudlab och programvaror som täcker de flesta behov inom alla branscher.

WSP Akustik har kontor i Stockholm, Göteborg, Malmö, Helsingfors, Oslo, Bergen, Kristiansand, Stavanger, Tønsberg, London, Birmingham och Bristol.

Vi är ackrediterade av Swedac att utföra mätningar inom akustik- och vibrationsområdet. Vi tillhandahåller kundanpassad utbildning och är också aktiva inom standardiseringsorgan för att bistå med vår expertis och för att vara med och styra utvecklingen åt rätt håll.

Välkommen att kontakta oss!

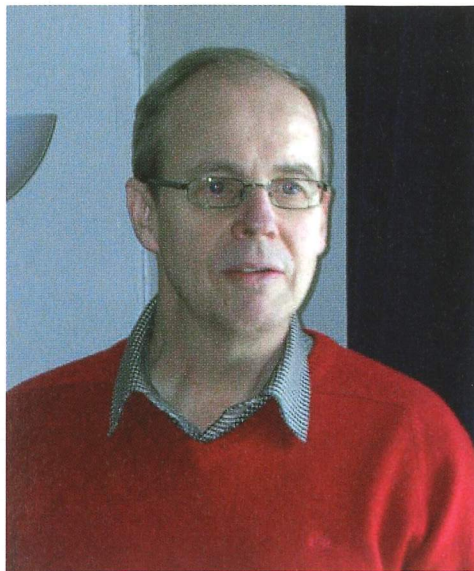
Stockholm: 08-555 233 00, Göteborg 031-72 72 634, Malmö 040-699 63 33

www.wspgroup.se

WSP Akustik



NEKROLOG - Sven Tyrland



En kollega och sann vän sedan 30 år tillbaka har gått ur tiden.

Sven föddes i Jönköping 1946 men eftersom hans far var "vattenrallare" på Vattenfall flyttade familjen runt till olika orter i landet.

Under sin utbildning till civilingenjör vid Chalmers Tekniska Högskola i Göteborg kom Sven att intressera sig för akustik och gjorde bl a ett examensarbete "Konstruktion av en monitorhögtalare" som blev en bestseller på institutionen. Detta genuina intresse gjorde att han med färsk examen i bagaget anställdes hos akustikkonsulten Ingemanssons Ingenjörbyrå. Efter introduktion på företagets huvudkontor i Göteborg flyttade Sven med familj till Örnsköldsvik och han blev längre fram även ansvarig för Ingemanssons kontor där.

Svens ouslinliga intresse för teknik i allmänhet och ljud och vibrationer i synnerhet gjorde honom snabbt aktad och respekterad i industrin, av byggtreprenörer, arkitekter och allmänhet. Sven kom att bli en av företagets hörnstenar genom sin breda inriktning och stora allmänbildning. Inget problem var för litet och ingen fråga för obetydlig för att ägna tid och intresse åt. Sven var ett levande bollplank för alla och envar som behövde hjälp med något besvärligt akustiskt problem.

Sven var en generös människa som frikostigt bjöd på sina kunskaper och erfarenheter men också en analytiker och sanningssägare som inte tvekade att ta till orda när han uppfattade att något var fel eller orättvist.

Trots problem med hjärtat under de senaste åren ägnade han sin fritid bland annat åt att systematiskt läsa igenom årgång efter årgång av facktidskriften Journal of the Acoustical Society of America bara för att komma fram till att det inte hänt så mycket inom byggnadsakustiken sedan 1950-talet. Detta var Sven i ett nötskal; hans vetgirighet och intresse visste inga gränser. Timplånga telefonsamtal med kollegor på Ingemanssons olika kontor hörde till rutinen och gjorde att alla vi andra fick del av hans kunskaper.

När Sven nu är borta känns det väldigt tomt. Livet kommer att gå vidare men det saknas en dimension. En humanist och inspirationskälla har gått ur tiden. Förlusten är tung för oss alla, men låt oss speciellt dela våra tankar, vår saknad och sorg med Svens familj och närmaste.

Sonny Berndtsson och Leif Rydén för Ingemansson Technology AB

Kurser, Konferenser och Läsvärt

SVIB Vibrationsdagen 2005 i Arbetslivsinstitutet UMEÅ och Helsingfors Högsolan i Gävle

22 – 23 november 2005.

Suomalainen lähestymistapa isku- ja värähtelyongelmiin
The Finnish approach to Shock and Vibration problems

Hanaholmen – Kulturcentrum för Sverige och Finland
02 100 Esbo, Finland

Anmälan via www.svib.se eller
svib.ntab@swipnet.se

Telefon till kansliet 0533 68 35 90 eller Alf Olsson 070 717 29 15,

Hanaholmens konferenscenter
+358 (0) 9 435 020

I anslutning till Vibrationsdagen arrangeras en **utställning** med bl a följande medverkande:

Brüel & Kjaer, LMS, Acoutronic, Christian Berner, Ingamansson PAK, Center of Vibration Comfort och Axion EduTec.

NAFEMS, 1st NAFEMS Seminar:

Component and system analysis using numerical simulation techniques, - FEA, CFD, MBS -

23 - 24 November 2005, Gothenburg, Sweden

Anmälan: Schillerstraße 6,
D-85567 Grafing,

Tel: +49 (0) 8092 83550
e-post nordic@nafems.org

"Människan och Bullret"
28 november 2005,

Norra Latin, Plan 4, Musiksalen,
Drottninggatan 71 B, Stockholm
Anmälan:
barbro.bjorklund@arbetslivsinstitutet.se

Cranfield University

1. Vibration Testing - 3 day short course
18-20 January 2006,

2. Climatic Testing - 3 day short course
15-17 February 2006,

Anmälan: Andy Tomlinson, School of Engineering, Cranfield University,

Cranfield, Bedford, MK 43 0AL
Tel: +44 1234 754631

E-mail: m.a.tomlinson@cranfield.ac.uk
eller www.cranfield.org.uk

BNAM 2006

Baltic-Nordic Acoustics meeting

"Sound and vibration"

9 – 10 November 2006, Göteborg, Sweden

The Conference is organized by the Swedish Acoustical Society, SAS

and sponsored by the Scandinavian Vibrations Association, SVIB
Call for papers contact Leif Åkerlöf:
leif.akerlof@ingemansson.se

Sponsors contact Lars Landström, Box 276, 401 24 Göteborg:
lars.landstrom@ingemansson.se

VDA, Verband der Automobilindustrie

Technischer Kongress 2006, Umwelt und Energie, Fahrzeugsicherheit und Elektronik

22 und 23 März 2003 in München, im Forschungs- und Innovationszentrum /FIZ) Deutschland.

Anmälan: VDA, Westendstrasse 61,
D-60325 Frankfurt/Main

Tel. +49 (0) 69 9 75 07 0

Internet: www.vda.de

The 1st World Congress on Engineering Asset Management (WCEAM),

Inaugural conference and exhibition to be held at the Conrad Jupiters, Conference Centre, on the Gold Coast, Queensland, in Australia from 11 to 14 July 2006.

Information and contact person:

Professor Joseph Mathew,
WCEAM 2006 Chair, Chief Executive Officer, CRC for Integrated Engineering Asset Management (CIEAM)

Level 7, O Block, Gardens Point Campus,
Queensland University of Technology

Vilka givare behöver Ni?



Piezoelektriska,

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

Piezoresistiva,

Tryckgivare
Accelerometrar

Kapacitiva

Accelerometrar

 **PCB SCANDINAVIA AB**

Ring 08-444 38 70

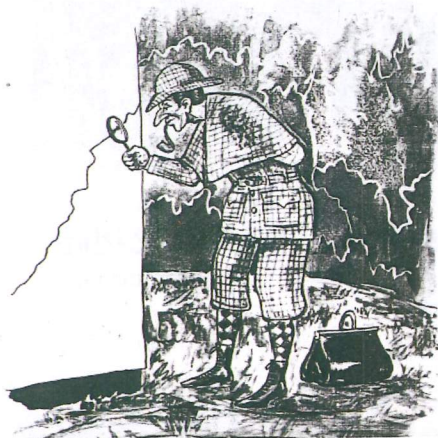
E-post: info@pcbscandinavia.se

Kommentarer till föredrag: "Skadeorsakande resonanser från betongbjälklag i villa" av Ingvar Bogdanoff.

Föredraget hölls på AU 3's, Trafik- Mark- och Byggnadsvibrationer, seminariedag i anslutning till SVIB's Vibrationsdag i november 2004.

Kontentan av föredraget är att vibrationerna som alstras från sprängning i ex.v en bergtäkt filtreras med avståndet i berget pga sprickor och jordlager mm. De från början transienta vibrationerna nära sprängkällan antar med avståndet en mer harmonisk rörelse (sinus-formad) och vid ett speciellt avstånd där egenfrekvensen i byggnaden och vågens frekvens blir harmoniserad och likformig utgör en förstärkningsfaktor i betonggolvet och därmed påverkar böjpåkänningarna i väggar och tak. Till detta så kommer även den luftstöt våg, som går ca 1/10 så sakta (360 m/s mot 3000-4000m/s) att "hjälpa" till och öka resonansfenomenet upp i byggnaden.

Skadeutredningar



Att så är fallet kan undertecknad hålla med om, men att detta fenomen skulle vara så kraftigt att man från dessa sprängningar, med de vibrationsnivåer som tillåts enligt Svensk Standard, skulle få så omfattande vibrations-svängningar att hela golvet kommer i så stora svängningar så att väggar och tak spricker är mycket långsökt. Att vibrations amplituden mitt ute på bjälklaget och mitt på väggen är större än i en husgrund är ett välkänt begrepp och ligger också med i beräkningen av värdena enligt standarden. "Vibrationsstandard", SS 460 48 66, togs fram i slutet på -80-talet med hjälp av experter med lång erfarenhet och med underlag från 10 000 tals sprängningar där registreringar av sprängvibrationens tids- och frekvensinnehåll dokumenterades mycket omsorgsfullt. Dessa erfarenheter finns och har tagits med vid beräkningen av de tillåtna värdena vid sprängarbeten. För bergtäkter, pga olägenheten, finns även en tids- och verksamhetsfaktor som reducerar värdena med hänsyn till omgivningen. Det är snarare så att de värden som numera tillåts för bergtäkter ligger normalt mycket under dessa beräknade värden pga att myndigheterna, Länsstyrelsen samt Miljö- och Hälsa, halverar dessa värden ytterliggare pga komfort hänseende till människorna som bor i huset. Det är allmänt känt att människan är det sköraste i huset och som "skadas" först.

I föredraget där ett hus med en inkommande vibration på 0.7 mm/s i grunden skulle ge så omfattande skador i väggar och tak pga dessa förstärkningsfaktorer tror jag inte på.

Jag har själv mätt upp 0.7 mm/s i grunden från sprängningar och andra vibrationskäl-

lor och varit med om dessa förstärkningsfenomen både från långväga sprängningar och från andra vibrationskällor som trafik.

Nedan fig 2. visar en registrering från sprängningarna för Grödingebanan december 1991. Markvibrationerna från sprängningen var 0.29 mm/s i grunden och från luftstötstången 0.84 mm/s. På väggen horisontellt mättes vibrationen till 0.85 mm/s från markvibrationen och 4.05 mm/s från luftstötstången som var 71 Pa och kom 3620 ms senare. Avståndet från salvan var ca 1.3 km. Detta var i ett radhusområde och dom som bodde där trodde att balkongerna skulle ramla ner.

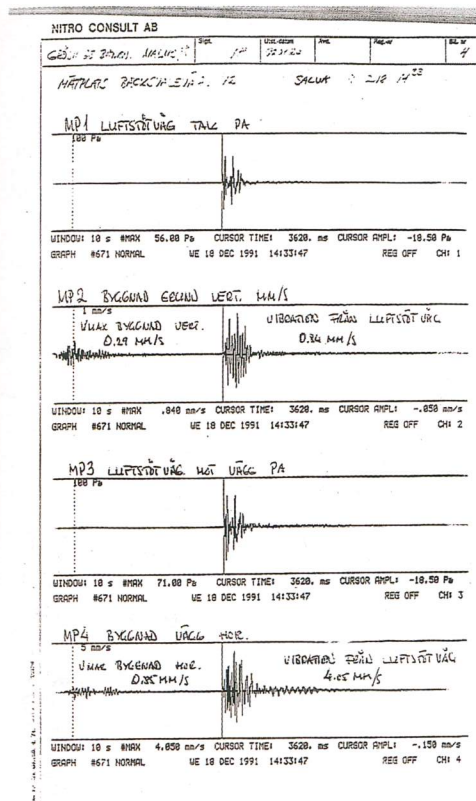


fig 2

Fig 3 visar förskjutningen i en vägg från en bergtäktsalva i Överhörnas i Örnköldsvik juni 1988. Vibrationerna i väggen från luftstötstången var

ca 7 mm/s. Förskjutningen var 0.12 mm dvs den rörelse som väggen får utav tryckvågen. I bilden ser man även rörelsen från markvibrationen som är ca 1/10 i storlek.

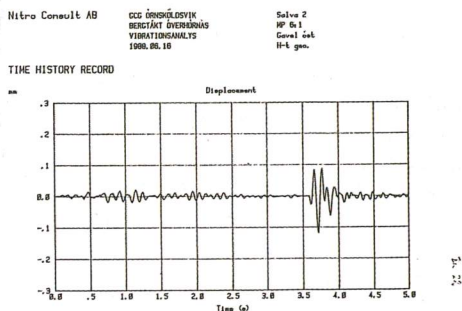


fig 3

Dessa rörelser är alldeles för små för att orsaka skada, men helt klart obehagliga för människan.

Kan berätta om en dam på Hornsgatan i Stockholm som bodde högst upp i en fastighet (5 vån) och kände så stora vibrationer då och då under dygnet och hade klagat länge hos hyresvärderna. Det visade sig vid vibrationsutredningen att ett ojämnt brunnslöck i gatan förorsakade vibrationer 10 ggr större däruppe mitt på golvet (ca 7 mm/s) än i grunden (0.7 mm/s) då en speciell buss passerade detta brunnslöck på väg mot hållplatsen. Detta kunde dock avhjälpas lätt genom att avjämna med asfalt runt brunnslöcket. I denna utredning var det dock inte "sprängstandarden" som angav kriterierna utan komfort-

standarden SS 460 48 61 som används vid mer kontinuerliga störningar som trafik och sätter en "gräns" vid 1 mm/s RMS som sannolik störning. Jag kan förstå att damen som utsattes för detta då och då dygnet runt känner sig störd.

Kan även berätta om sprängningarna i Malmberget där det inte är så ovanligt att vibrationerna når 25 mm/s i grunden klockan ett på natten! och där ringer man och undrar om det är något fel om inte salvan har gått.

Av detta brukar jag i tillägg göra en lite fräck anekdot, för att lätta upp stämningen hos mina åhörare när jag är ute och håller kurser, nämligen att det bar sig inte bättre än att konsulten hamnade i horisontalläge med kvinnan i hennes säng, vilket i såg ger dom bästa förutsättningarna för att känna vibrationerna. Efter en liten stund kommer dock kvinnans man hem och finner de två i sängen. Mannen blir naturligtvis alldeles ursinnig och skriker åt konsulten va f-n han gör där. Konsulten svarar då försynt att han väntar på bussen. Jag tror att jag i min

anekdot härnäst skall byta ut bussen mot sprängsalvan.

Skämt åsido det finns säkert mycket att studera i dessa sammanhang och debatten är igång. Jag tror att det är viktigt att vi som Ingvar säger att man bör dokumentera frekvensförloppet vid mätningarna och därmed få ytterliggare information och bygga ut erfarenhetsbanken. Det är också viktigt att luftstötstången mäts vid sprängsalvor som från bergtäkter, dagbrott och höga skärningar där man normalt inte brukar täcka salvan med gummimattor. För visst är det så att det oftast är den "andra vibrationen" som kommer via luften som oftast skakar till och känns, även om det skall mycket till för att orsaka skador. Något man bör tänka på i detta sammanhang är att toppregistrerande instrument har en registreringsperiod efter trigg-

ning och får normalt inte med denna "andra vibration" från luftstötstången eftersom den inträffar så tidigt efter den första registreringen (ca 3-4 sek).

Som upplysning finns även en "luftstötståndsstandard" SS 02 52 10 och en "besiktningsstandard" SS 460 48 60.

De standarder jag här nämnt har nu använts i ca 10 år och mer och jag får nog säga att dom fungerar fortfarande väldigt bra.

Kommentarer från en som har varit med ganska länge, drygt 25 år, och satt med i de grupper som skrev standarderna samt under åren gjort ett antal vibrations- och skadeutredningar.

Good vibrations

Donald Jonson

VD Nitro Consult

ansvars besiktning ab

... har allt sedan etableringen 1972 varit verksam i konsultbranschen, huvudsakligen inom områdena som rör miljöstörningar.

... skall vara den självklara samarbetspartnern genom att utföra sina åtaganden i rätt tid till rätt kvalitet med ett högt miljötankande och ekonomiskt motsvara kundens förväntningar. Detta åstadkommer vi genom ständig utveckling av spetskompetens inom våra teknikområden och stödsystem.

... är idag etablerade i Göteborg, Uddevalla, Malmö/Lund med huvudkontor i Stockholm.

... tillhandahåller kvalificerade tjänster inom:

- Riskanalys
- Besiktning
- Mätning
- Rådgivning
- 3:e manshantering – Juridik och skadehantering
- IT/IS databassystemet VIPNET™

Vipnet™ är ett Internetbaserat databassystem som hjälper till att hålla ordning och reda på miljöstörningar som buller, vibrationer, grundvatten, lutningar/sättningar, trafik, m.m.

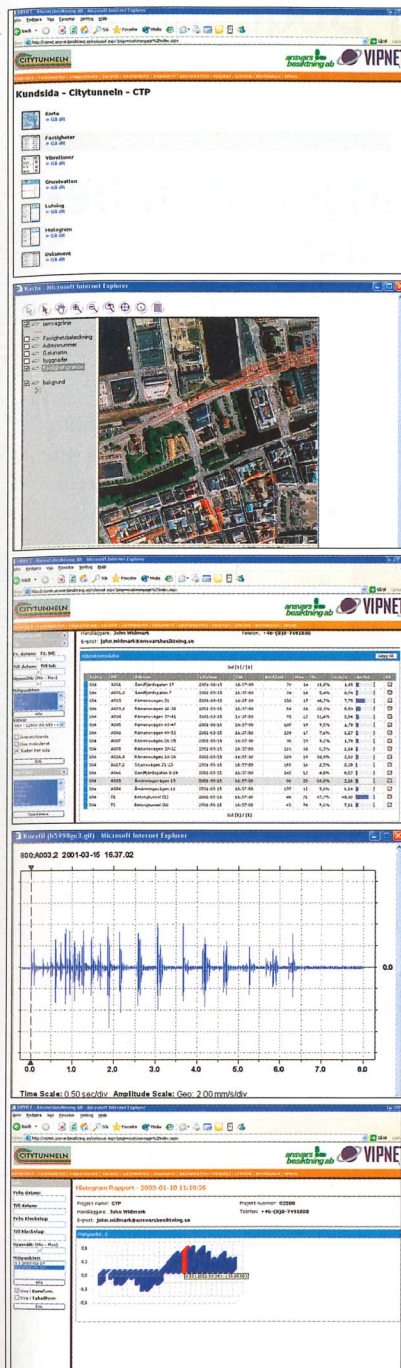
Vipnet™ och våra andra tjänster används idag på Citytunnelprojektet, Nordlänken, E4:an Uppsala – Mehedeby m

Ansvarsbesiktning AB

Besöksadress: Bisittargatan 24, Box 4105, 129 04 HÄGERSTEN
Tel. 08-749 18 50 | Fax 08-647 11 37

Adress: Herkulesgatan 3 A, 417 01 GÖTEBORG
Tel. 031-510 900 | Fax 031-510 985

E-post: info@ansvarsbesiktning.se | www.ansvarsbesiktning.se



Kommentarer till Ingvar Bogdanoff, WSP Samhällsbyggnad's artikel

"Skadeorsakande resonanser ifrån betongbjälklag i villa"

Artikeln är baserad på en utredning angående påtalade byggnadsskador i ett en-familjshus uppfört på fastigheten Vävknuten 7, Sundsvalls kommun. Bogdanoffs utredning är således en partsinlaga i en skadetvist, Östersunds tingsrätt, miljö-domstolen, dom 2001-10-12 i Mål nr M 183-99.

Målets vibrationstekniska bevisning bygger på ett känt fenomen, att inkommande markvibrationer kan förstärkas i en byggnads bjälklag om dominant frekvens sammanfaller med bjälklagets resonansfrekvens. Metrons mätningar, vilka ingår i Bogdanoffs artikel, visar att även små influenser av luftstöt vågor kan ge resonanser i ett bjälklag. Effekten kan förklara varför boende även på långa avstånd från exempelvis en bergtäkt tydligt kan uppleva en sprängning.

Ingen av effekterna är obekanta eller unika fenomen. Effekten resonans behandlas utförligt i en bilaga till Svensk Standard SS 460 48 66.

Standarden har varit utgiven och aktiv sedan 1989 och vidare godkänd av Boverket 1990, typgodkännande nr 3071/90. Att med

den bakgrunden kategorisera Svensk Standard som en schablon och att standarden inte är relaterad till verkliga förhållanden sanktioneras inte av Metron Miljökonsult AB.

Det är djupt beklagligt att artikeln fått så stort genomslag, trots att Svea Hovrätt miljööverdomstolen, Mål nr 8010-01, i maj 2003, ansåg att den tekniska bevisningen inte var trovärdig.

Vår uppfattning är att gränsvärden som bestäms utifrån SS 460 48 66 är relevanta för att förhindra att byggnadsskador uppstår av sprängningsinducerade vibrationer. I standarden sägs *"Gränsvärdena är satta så att skada inte skall uppstå på närliggande byggnader. Standarden gäller alla slags sprängningsarbeten, såsom tunnlar, gruvor, och bergtäkter, grund- och anläggningsarbeten."*

Eiolf Bjelkström

Familjen *PULSE*

PULSE™, vårt bästsäljande Multianalys-system, är resultatet av mer än 60 års innovationer och erfarenheter. PULSE familjen kan tack vare valmöjligheterna med mjukvara och hårdvara anpassas till en mängd olika tillämpningar inom ljud och vibrationsanalys.

- Helt PC-baserad (dvs inga DSP-kort)
- Från små portabla system upp till hela nätverk
- Modulärt system från 0 upp till mer än 200 kanaler
- Batteridrivet och/eller nätdrivet
- Supporterar TEDS-givare (Transducer Electronic Data Sheet)
- Enastående dynamik tack vare 24-bitars A/D-omvandling
- Standard LAN-anslutning mellan dator och mätenhet, möjlighet till trådlös överföring
- Rapport i Word/Excel med aktiva diagram

För mer information titta in på www.bksv.se och www.bksv.com eller kontakta ditt lokala Brüel & Kjær kontor.



Huvudkontor: DK-2850 Nærum • Denmark
Telefon: +45 45 80 05 00 • Fax: +45 45 80 14 05
www.bksv.com • info@bksv.com

Brüel & Kjær Sverige • seinfo@bksv.com
Boråskontoret: Tel: 033-22 56 22 • Fax: 033-12 31 40
Huddinge-kontoret: Tel: 08-449 86 00 • Fax: 08-449 86 10

PULSE i olika former

Brüel & Kjær 

[illegible]