

Kontrol og vibrationsmålinger/ -analyse offshore

45719



Indholdsfortegnelse

| | |
|--|----|
| Indholdsfortegnelse | 2 |
| Hvad er vibrationer | 3 |
| Stationære vibrationer..... | 4 |
| Registrering af vibrationssignaler..... | 8 |
| Datapræsentation | 10 |
| Valg af transducer..... | 12 |
| Niveaukriterier for vibrationssignaler | 20 |
| Udførelse af målinger | 22 |
| Vibrationsmåling til forebyggende vedligehold..... | 29 |
| Når skaden er sket | 36 |
| Transducere | 46 |
| Accelerations transducere..... | 54 |
| Proximity prober..... | 57 |
| Accelerometere..... | 58 |
| Vedligeholdelse | 63 |
| Rulningslejer..... | 64 |
| Gear | 71 |

Hvad er vibrationer

Ved vibration forstås en svingende bevægelse af et fast stof omkring en ligevægtsstilling. Vibrationer inddeles traditionelt i to grupper:

A: Stationære vibrationer

Periodiske vibrationer
Stationære, tilfældigt varierende vibrationer

B: Ikke-stationære vibrationer

Transiente vibrationer
Chok
Ikke-stationære, tilfældigt varierende vibrationer

I dette kompendium, som især omhandler vibrationer fra roterende maskineri er hovedsageligt de stationære vibrationer af interesse, og i det følgende gives eksempler på typiske stationære vibrationssignaler.

Stationære vibrationer

Periodiske vibrationer

En periodisk svingning er en bevægelse som gentages efter en bestemt tidsperiode.

Fig. 1 viser en simpel harmonisk svingning, der er givet ved perioden T eller frekvensen $f = 1/T$. En simpel harmonisk bevægelse kan realiseres ved en masse op-hængt i en fjeder. Perioden T er den tid det tager at fuldføre en hel svingning og den måles i sekunder. Frekvensen f er antallet af svingninger pr. sekund og angivet i Hz. ($\text{Hz} = \text{s}^{-1}$)

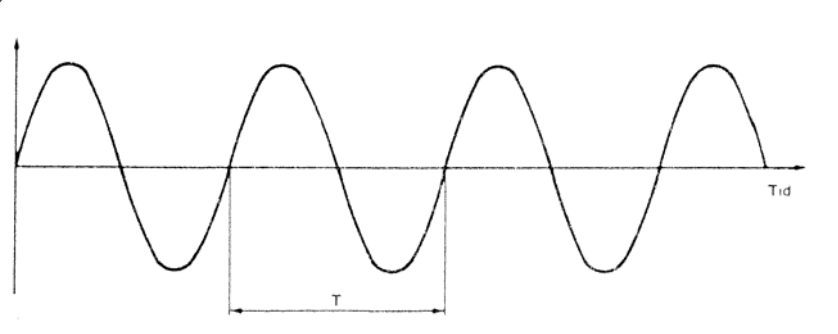


Fig. 1 Simple harmonisk svingning.

Svingningsform i fig. 2 kaldes en sammensat harmonisk, idet den er sammensat af flere sinussignaler. Svingningsformen er stadig periodisk men ikke harmonisk. I fig. 3 er vist hvordan vibrationssignalet i fig. 2 er sammensat af to komponenter med forskellig frekvens og amplitude. Frekvensen af det ene signal er dobbelt så stor som frekvensen af det andet og forskellen i amplitude giver netop ved addition det kombinerede signal.

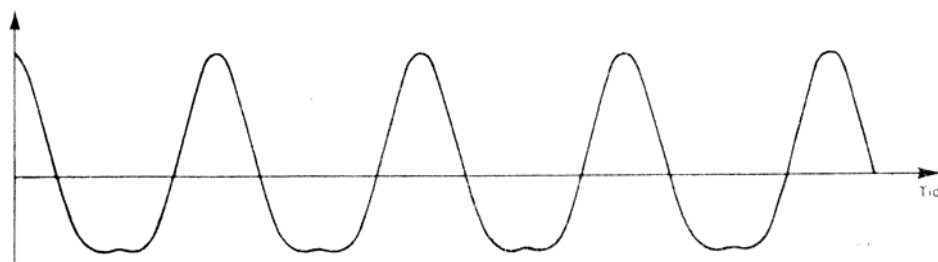


Fig. 2 Sammensat harmonisk svingning.

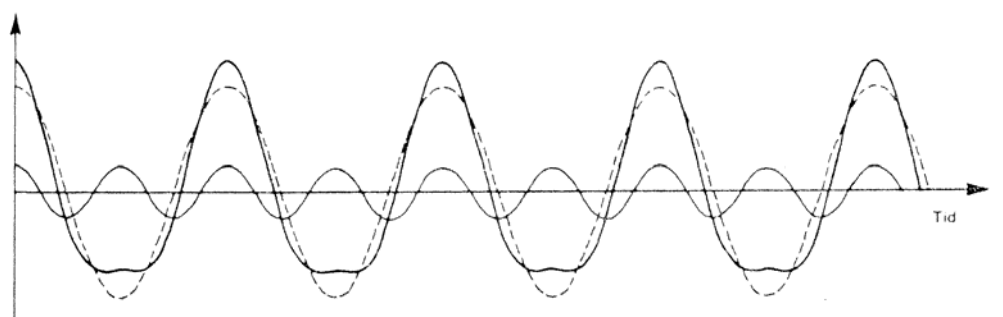


Fig. 3 Svingningsformen i fig. 2 opløst i dens to harmoniske komponenter.

I stedet for at betragte tidsfunktioner afbildes vibrationer grafisk som et frekvensspektrum - dvs. amplituden som funktion af frekvensen. I fig. 4 er vist tidssignal samt spektrum af nogle simple vibrationssignaler.

Af fig. 4a ses, at et sinussignal har et spektrum som består af en enkelt (diskret) frekvens og som repræsenteres af linien hvis højde svarer til signalets amplitude. Det sammensatte signal fra fig. 2 består af to frekvenser som hver er angivet ved en linie med en højde svarende til den pågældende amplitude.

Frekvensen f kaldes grundfrekvensen og frekvensen $2f$ den 2. harmoniske.

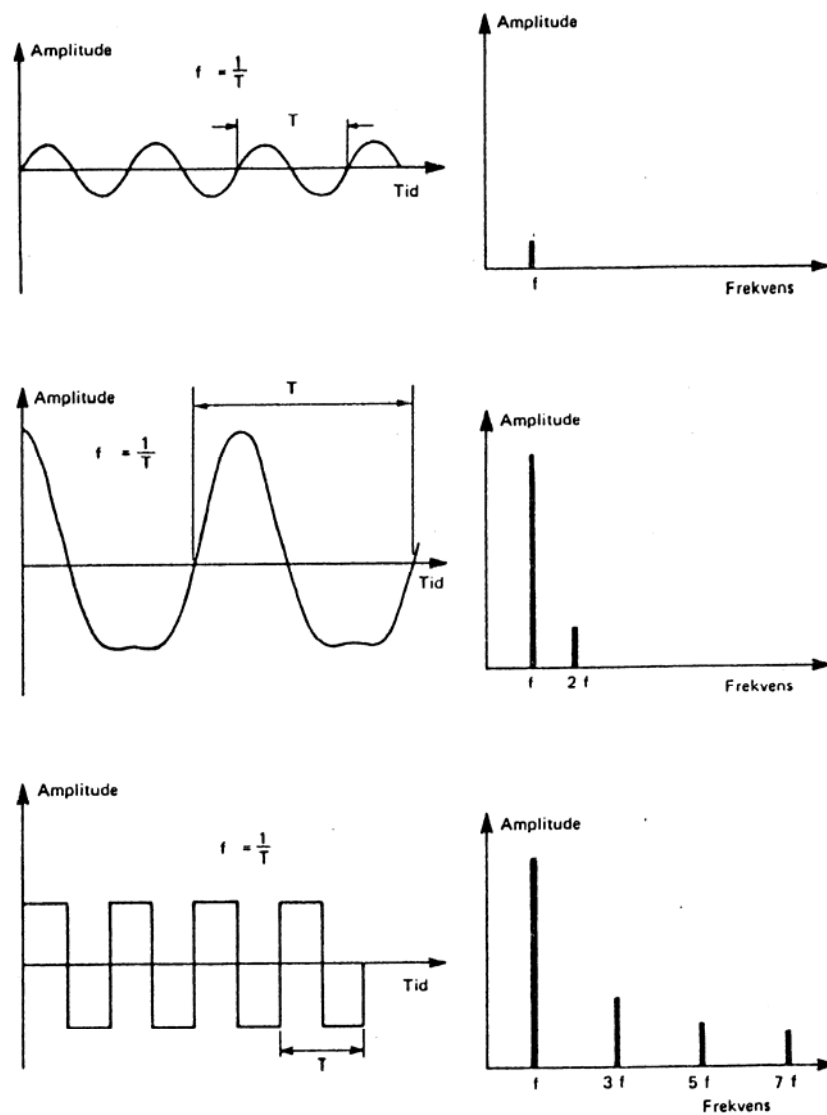


Fig. 4

Firkantsignalet i figur 4c består af grundfrekvensen f og alle ulige harmoniske (dvs. $3f$, $5f$, $7f$. . .) med aftagende amplituder.

Stationære, tilfældigt varierende vibrationer.

En del af de vibrationer, som oftest forekommer i praksis, er tilfældigt varierende. For at opnå en fuldstændig beskrivelse af vibrationerne er det i princippet nødvendigt at registrere dem i uendelig lang tid. Dette er naturligvis ikke muligt og i praksis foretages registreringen indenfor et endeligt tidsrum.

Hvis successive målinger af et tilfældigt varierende (stokastisk) signal giver resultater af samme karakter betegnes signalet som værende stationært. Frekvensspektret er bredbåndet, dvs. det indeholder alle frekvenser.

Maskinvibrationer består ofte af både tilfældigt varierende vibrationer og periodiske vibrationer. De periodiske komponenter skyldes struktur egenfrekvenser og maskinelementer i bevægelse (rotorer, lejer, gearhjul, stempler osv.). I figur 5 ses et eksempel på et vibrationssignal fra en maskine.

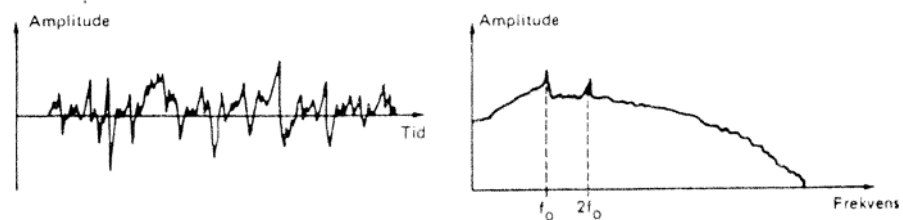


Fig. 5

Eksempel på tilfældigt varierende vibrationer og et typisk frekvensspektrum.

Registrering af vibrationssignaler

Valg af vibrationsparameter

Vibrationsmåling indebærer registrering af en mekanisk størrelse, og der er således behov for en transducer, som kan omsætte mekanisk bevægelse til et dermed proportionalt elektrisk signal. Som mål for vibrationers intensitet benyttes amplituden af målepunktets acceleration, hastighed eller forskydning. Den mest benyttede parameter til registrering af vibrationer er hastighedsamplituden, men afhængig af blandt andet signalets frekvensmæssige sammensætning og formålet med målingen, kan det være formålstjenligt at benytte forskydningsamplituden eller accelerationsamplituden.

Forskydningsamplituden x , hastighedsamplituden v og accelerationsamplituden a er sammenknyttet gennem relationerne,

$$\begin{aligned}x &= v/\omega = a/\omega^2 \\v &= \omega * x = a/\omega \\a &= \omega^2 x = \omega * v\end{aligned}$$

hvor $\omega = 2\pi f$ er vinkelfrekvensen.

I fig. 6 ses tre frekvensspektre for det samme vibrationssignal.

Forskellen på spektrene skyldes den matematiske sammenhæng mellem amplitudeparametrene acceleration, hastighed og forskydning, som er illustreret ovenfor. Overgangen fra accelerationsamplitude til hastighedsamplitude og videre til forskydningsamplitude sker ved at foretage en, henholdsvis to integrationer med hensyn til tiden, hvilket svarer til den viste "drejning" af frekvensspektret med 6 dB pr. oktav for hver integration.

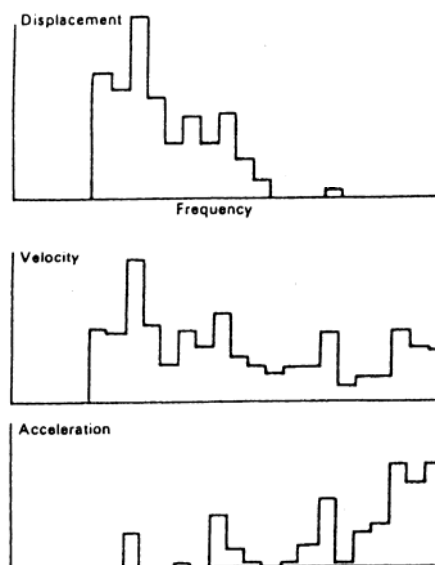


Fig. 6 Sammenhæng mellem forskydnings-, hastigheds- og accelerationsamplitude.

I enhver målesituation bør man nøje overveje, hvilken signalparameter det er mest hensigtsmæssigt at benytte. Man bør normalt vælge den, der giver det fladeste spektrum, for på den måde at opnå optimalt signal/støj-forhold i hele det aktuelle frekvensområde.

Dette betyder ligeledes, at kravene til måleudstyrets dynamikområde er mindst mulige. I nogle tilfælde kan det også være ønskeligt at vælge en vibrationsparameter, således at en bestemt del af signalets frekvensspektrum fremhæves.

Måling af forskydning fremhæver de meget lave frekvenser. Vibrationer ved høje frekvenser, som kunne have betydning for produktets sikkerhed eller funktion medtages ikke med samme vægt. Måling af acceleration giver det omvendte billede.

Der lægges større vægt på de høje frekvenser, hvor det ofte er vigtigst at kende vibrationerne. Ved måling af hastighed vejes alle frekvenskomponenter tilnærmelsesvis ens. Det understreges, at disse betragtninger primært gælder for roterende maskiner i frekvensområdet op til cirka 1 kHz.

Højfrekvente vibrationer (over 1 kHz) må oftest måles som acceleration, fordi hastighed og forskydning falder hurtigt af ved de høje frekvenser. Da de høje frekvenser har stor betydning ved vibrationsovervågning af maskiner, (tilstandsbetinget vedligeholdelse), er accelerationsmålinger blevet meget udbredte.

Eksempelvis kan fejl i kuglelejer detekteres ved vibrationer i frekvensområdet 2-60 kHz længe for et egentligt lejevare, og derved muliggøre indpasning af en reparation i produktionsplanen.

Datapræsentation

Logaritmisk og linear frekvensskala

Når et frekvensspektrum skal optegnes, er en afbildningsform med linear frekvensskala ofte u hensigtsmæssig at anvende. Erfaringsmæssigt er det ønskeligt at have en god frekvensopløsning i det lave frekvensområde, mens opløsningen med voksende frekvens bliver mindre kritisk. Derfor anvender man ofte en logaritmisk frekvensskala, som har den egenskab, at frekvensopløsningen er stor ved lave frekvenser (få Hz pr. mm.) og lille ved høje frekvenser (mange Hz pr. mm.). Herved kan man afbilde et stort frekvensområde på et stykke papir af rimelig størrelse, samtidig med at man opretholder, en rimelig frekvensopløsning på hele akse. Logaritmisk afbildning hænger ligeledes godt sammen med begreberne oktav (frekvensfordobling) og dekade (multiplikering af frekvensen med 10), da en oktav og en dekade hver har konstant bredde på papiret, uafhængig af det frekvensområde de dækker. De har konstant relativ båndbredde; det vil sige, at båndbredden er en konstant brøkdelt af frekvensbåndets centerfrekvens.

Lineære skalaer kan dog sommetider være anvendelige, specielt hvis man skal identificere harmonisk beliggende frekvenskomponenter. Frekvensanalyser, som benytter Fast Fourier Transform (FFT) til dannelse af frekvensspekret fra tidssignalet, foretager oftest udlæsning på en linear skala. Et frekvensbånd på en linear frekvensskala har en konstant, absolut båndbredde i Hz, som er uafhængig af frekvensbåndets placering på akse.

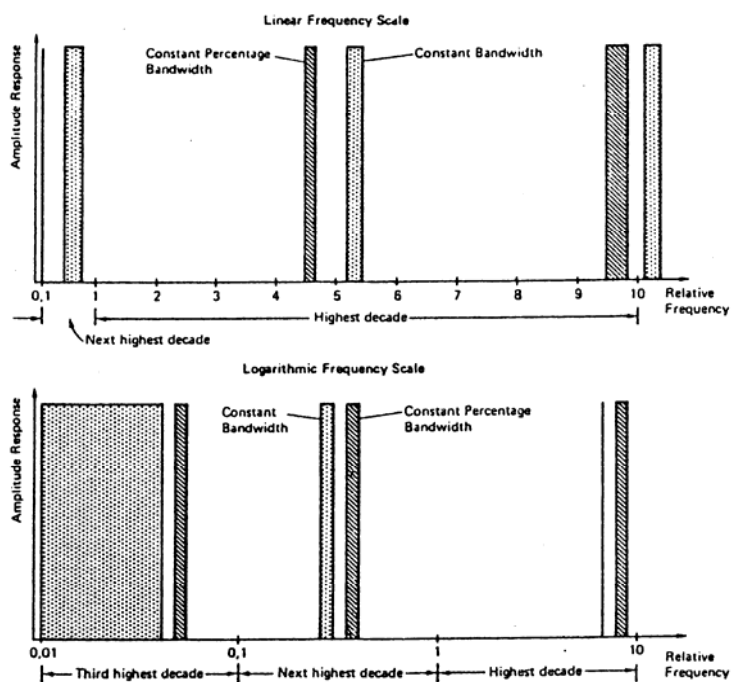


fig. 7

Forskellen mellem konstant, absolut båndbredde og konstant, relativ båndbredde afbildet på lineær, henholdsvis logaritmisk frekvensskala.

dB - skalaen

Da styrken af vibrationssignaler kan variere over et meget stort amplitudeområde er det ligeledes hensigtsmæssigt at anvende en logaritmisk skala til karakterisering af vibrationsamplituden. Denne opgives dermed ikke som et absolut tal, men som et niveau over en vis referenceværdi. Måleenheden er decibel (dB) og er defineret som,

$$dB = 20 \cdot \log \left(\frac{a}{a_{ref}} \right)$$

Hvor a er styrken af det målte signal og a_{ref} er en tilhørende referencestørrelse. Der er af den internationale standardiseringsorganisation (ISO) fastlagt følgende referencestørrelser for vibrationsmåling:

| | |
|-------------------------------------|-----------------|
| Referencestørrelse for forskydning: | $10^{-12} m$ |
| - hastighed: | $10^{-9} m/s$ |
| acceleration : | $10^{-6} m/s^2$ |

Det må dog bemærkes, at andre referenceværdier kan forekomme og man bør derfor altid sikre sig hvilken referenceværdi, der er benyttet ved angivelsen af et niveau.

Da dB - skalaen er logaritmisk gælder der specielle regneregler for dB. F.eks. vil en fordobling af amplituden ikke medføre en fordobling af dB - tallet, men derimod øge det med 6 dB.

Valg af transducer

Vi har i det foregående set, at et vibrationssignal kan karakteriseres ved en af de tre parametre: forskydning, hastighed eller acceleration. Der findes transducere som direkte måler hver af disse parametre. Imidlertid kan både hastighed og forskydning fås af accelerationssignalet ved hjælp af et elektronisk integrationsnetværk. Accelerometeret er derfor en meget benyttet transducer.

En passende transducer vælges under hensyntagen til blandt andet den vibrationsparameter man ønsker at overvåge og arten af det maskinelement som skal undersøges.

Ved måling af rotorposition og rotorvibration ved lavere frekvenser er forskydningsamplitude og hastighedsamplitude ofte velegnet, mens registrering af accelerationsamplituden er specielt velegnet til måling af de højfrekvente vibrationer, som ofte forekommer i forbindelse med kuglelejer, rullelejer og gear.

Det bør bemærkes, at der er en vigtig forskel mellem de forskellige typer transducere. Afstandstransducere detekterer normalt bevægelse i forhold til et givet referencepunkt, ofte akselbevægelse i forhold til lejeindkapsling eller maskinens øvrige indkapsling. Derimod detekterer hastigheds- og accelerationstransducere absolut bevægelse, det vil sige bevægelse med hensyn til Jorden.

Forskydningstransducer

Afstandstransducere finder stor anvendelse til vibrationsmåling på rotor og aksler som er ophængt i glidelejer. Det skyldes blandt andet, at de i modsætning til accelerometer og hastighedstransducere ikke kræver direkte mekanisk kontakt, men tværtimod etablering af en lille afstand til det roterende element, som er under overvågning.

Afstandstransducere kan være konstrueret efter forskellige principper. En meget anvendt type benytter et princip hvor en lille spole forsynes med et højfrekvent vekselstrømssignal (> 500 kHz). Strømmen forårsager et magnetfelt omkring spolen og idet denne nærmes til en elektrisk ledende overflade, induceres der hvirvelstrømme i overfladen. Disse strømme vokser, når afstanden formindskes. Tilbagekobling til spolen bevirker, at afstandsændring er registreres som variationer i spolens elektriske impedans, således at spændingen over spolen vil være afhængig af afstanden mellem spole og metaloverflade.

Fig. 8 viser en enhed med tilhørende transducer til måling af relativ afstand ved hjælp af hvirvelstrømprincippet.

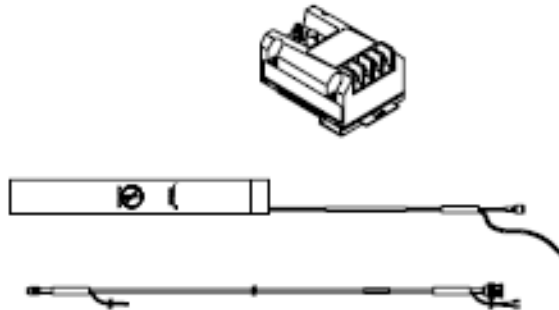


Fig. 8

En anden type afstandstransducer benytter et kapacitive princip, hvor transduceren sammen med måleobjektet udgør en kapacitor, hvis størrelse ændres med deres indbyrdes afstand.

Begge typer afstandstransducere kræver, at måleobjektet er elektrisk ledende og hvirvelstrømstransduceren kræver endvidere, at måleobjektet har en vis godstykkeelse.

Fordelene ved afstandstransducere er især at man kan male på f. eks. roterende aksler hvor direkte kontakt ikke er mulig samt at man kan male på objekter med lille masse uden at påvirke disse.

Anvendelse af forskydningstransducere

Den mest simple anvendelse af afstandstransducere omfatter brug af en enkelt transducer til overvågning af en aksels position. På denne måde kan man skaffe sig oplysning om defekter som ubalance og akselskævhed. Det er fejl, som typisk giver en afstandsvariation, som har karakter af et sinusformet signal med en frekvens, som svarer til omdrejningsfrekvensen eller harmoniske af denne af lav orden.

Ved at anvende to transducere monteret således, at de måler i retninger, som er vinkelrette på hinanden, kan man få afbildet akslens radiale bevægelse. Dette gøres ved at lade signaler fra de to prober styre henholdsvis den horisontale og den vertikale afbøjning af elektronstrålen på et oscilloskop. Det dannede billede anskueliggør akslens bevægelse i et plan som ligger vinkelret på dens længderetning. Denne type afbildning betegnes i litteraturen ofte som orbit - analyse.

I kombination med frekvensanalyse kan orbit - analyse være et godt redskab til registrering og diagnosticering af defekter som de ovenfor nævnte. I figur 9 ses et orbit af en bevægelse, som indeholder to harmoniske bevægelser.

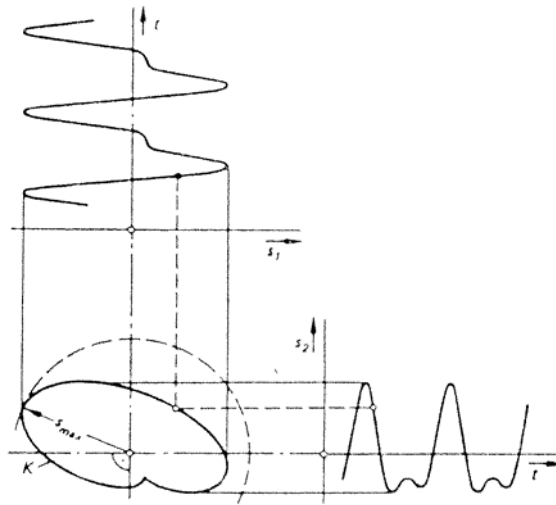


Fig. 9

Vibrationsforskydning S_1 , S_2 og aksel – orbit for en bevægelse som indeholder to harmoniske bevægelser.

Orbit - analyse er mest velegnet til afbildning af signaler, der indeholder simple variationer af sinusformet karakter. Hvis signalet indeholder et stort antal harmoniske frekvenser, bliver det for kompliceret til at kunne analyseres direkte.

Ved måling med afstandstransducere skal man være opmærksom på en række forhold som begrænser anvendelsen af afstandstransducere. Af størst betydning er transducerens linearitet, idet signalet fra transduceren kun er proportionalt med afstanden mellem denne og måleobjektet i et meget begrænset afstandsområde tæt ved transduceren. Ligeledes er styrken af signalet fra transduceren afhængig af hvilket materiale man måler på.

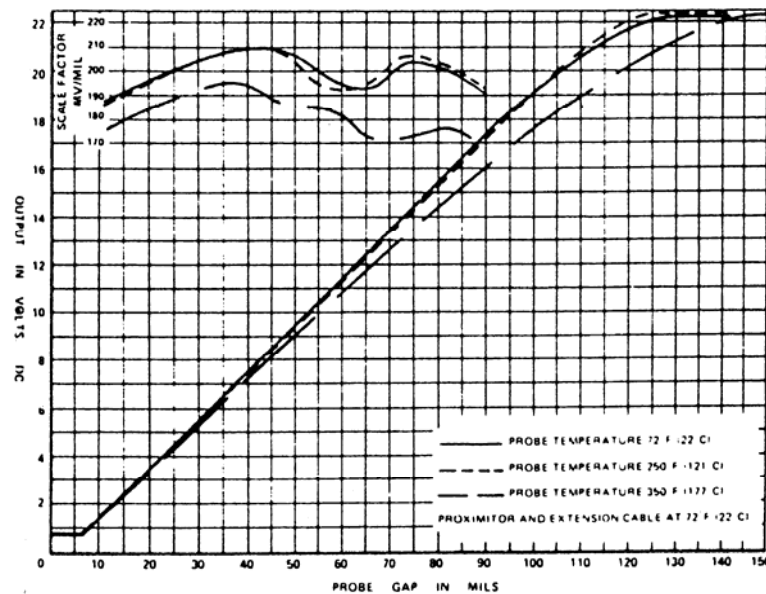


Fig. 10

Følsomhedskurve for en afstandstransducer. Det brugbare lineære område ligger i afstandsområdet 0.25mm – 0.25mm.

Disse forhold vanskeliggør kalibrering af målesystemet. Afstandstransducere er derfor mest velegnede til permanent overvågning og registrering af et udviklingsforløb af vibrationssignalet i det samme målepunkt.

En anden begrænsning ligger i at afstandstransducere ikke kan skelne mellem akselbevægelse og defekter som ridser og hak i overfladen af akslen eller materialeinhomogeniteter, der bevirker variation af de parametre, som har betydning for den magnetiske eller kapacitive kobling mellem probe og måleobjekt.

De forstyrrelser, som disse uregelmæssigheder giver anledning til i vibrationssignalet, betegnes i faglitteraturen som mekanisk eller elektrisk runout.

Hvor der er mulighed for at runout eksisterer, skal man være forsigtig med at drage hurtige konklusioner ud fra aksel orbit eller frekvensspektre af forskydningssignalet, idet runout både kan forstærke og dæmpe signaturer i signalet, som er forårsaget af eventuelle alvorlige akseldefekter, alt efter hvilken faseforskel der er mellem runout signalet og fejlsignalet.

Hastighedstransducere

Til måling af hastighedsamplitude eksisterer flere typer transducere. En type er den berøringsfri induktive transducer, som kræver at måleobjektet er magnetisk. Ved måling på ikke-magnetiske materialer kan en lille jernskive fastgøres på målestedet.

Transducere indeholder en permanent magnet omviklet med en spole. Når det magnetiske materiale foran transducere bevæges, ændres den magnetiske flux i spolen, hvorved der induceres en spænding, som føres til udgangen. Denne spænding er proportional med hastigheden af måleobjektet foran transducere. Transducere er altså hastighedsfølsom. Dens følsomhed er imidlertid afhængig af jernarealet, samt dettes afstand fra transducere, hvorfor kalibrerede målinger er vanskelige at foretage, mens den er velegnet til relative målinger.

En anden type hastighedstransducer benytter et elektrodynamisk princip og består af en permanent magnet samt en spole, som er ophængt elastisk omkring denne. Når transducere anbringes på en vibrerende flade, vil spolen bevæge sig i forhold til magneten, og der vil induceres en spænding, som er proportional med vibrationshastigheden. Hastighedstransducere af denne type kan kun anvendes op til frekvenser på 1-2 kHz og de har endvidere den ulempe at de kan veje op til 0.6kg og kræver et plant monteringsareal på op til 40 x 40mm.

Accelerometre

Et piezoelektrisk accelerometer er en elektromekanisk transducer som giver et udgangssignal proportionalt med den påtrykte acceleration. Der eksisterer mange forskellige udformninger, men princippet er overalt det samme.

Signalet genereres ved deformation af en plade der består af et piezoelektrisk materiale. Accelerometeret består derfor i princippet af en kraftig bundplade hvorpå der er fastgjort et piezoelektrisk materiale. Oven på dette materiale er monteret en lille masse. Når accelerometeret vibreres vil den piezoelektriske skive udsættes for vekslende træk-tryk og udgangssignalet vil være proportionalt med den kraft hvormed den lille masse sammentrykker skiven og dermed proportionalt med massens acceleration.

Accelerometeret er meget robust og leverer et udgangssignal der er proportionalt med vibrationsamplituden indenfor et meget stort amplitudeområde, typisk 0.001 m/s^2 - 100.000 m/s^2 . Et typisk accelerometer til måling af maskinvibrationer dækker et frekvensområde mellem 0.2 Hz og 12 kHz.

Montering af accelerometre

Valg af metode til montering af accelerometeret skal ske under hensyntagen til det eksterne miljø, samt det frekvensområde man ønsker at måle i. Figur 11 viser forskellige muligheder for montering.

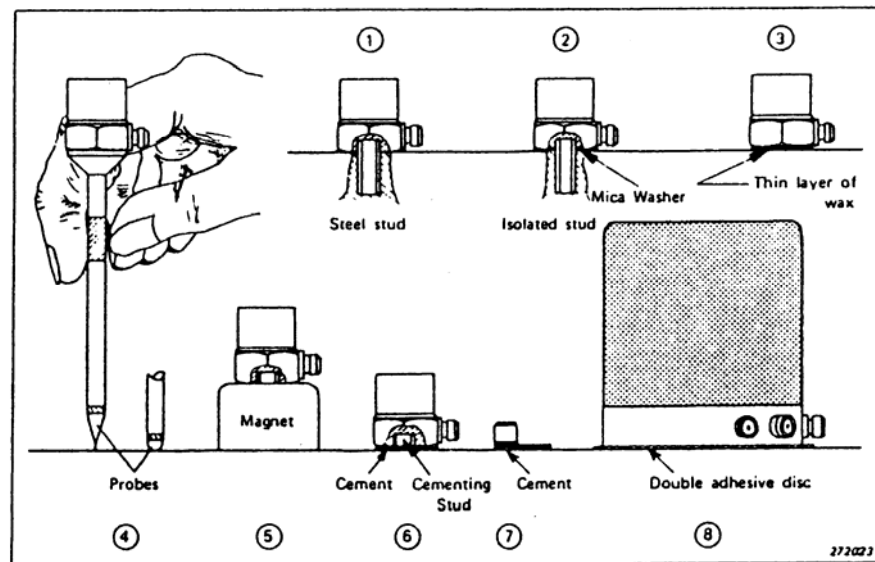


fig. 11

- 1) Med en studs
- 2) Med en isolerende studs og glimmerskive
- 3) Med bivoks
- 4) Med håndholdt probe
- 5) Med en magnet
- 6) Med en fastlimet studs
- 7) Med lim
- 8) Med dobbelt klæbende skive.

Til overvågningsformål, der kræver gentagne målinger i samme position, er det en fordel at have markeret en måleposition på maskinen, så man er sikker på at måle i det samme punkt fra gang til gang. Dette opnås bedst med en fastmonteret skrue eller en pålimet studs, som er forsynet med gevind og permanent påmonteret maskinen. Denne metode giver ligeledes det største anvendelige frekvensområde.

Til mindre krævende opgaver kan anvendes montering med magnet eller voks. Det kræver dog omhyggelig rengøring eller slibning af monteringsstedet. Voksmetoden har den ulempe, at den er uegnet på varme maskinflader (max. 60°C), mens den største begrænsning ved magnetmontering er en kraftig sænkning af den øvre grænsefrekvens.

Anvendelse af håndholdt probe bør kun finde sted, hvor andre muligheder ikke forefindes, eller hvor det aktuelle frekvensområde ikke ligger væsentligt over 500 Hz. Ved måling af svage vibrationer på store strukturer som for eksempel offshore konstruktioner og skibe, kan anvendes højfølsomme accelerometre, der monteres ved hjælp en skrueforbindelse eller en dobbeltklæbende tape.

Et målepunkts tilgængelighed kan være bestemmende for monteringsmetoden. Et eksempel er måling indvendigt i en maskine, hvor permanent montering af accelerometeret er mest hensigtsmæssig.

Dårlig adgang til et målepunkt kan nødvendiggøre anvendelse af mindre pålidelige metoder som for eksempel måling med håndholdt probe.

Endelig kan meget aggressive miljøer som høje temperaturer, fugt og kraftige elektriske eller magnetiske felter give anledning til målefejl. Sådanne forhold kan imødegås ved anvendelse af henholdsvis forceret køling, plastindstøbning og kraftigt skærmede kabler.

De ovennævnte metoder til fastgøring af accelerometre er beskrevet i International og Dansk Standard, DS/ISO 5348:

Mechanical vibration and shock - Mechanical mounting of accelerometers (seismic pickups)

Mekaniske vibrationer og chok – Mekanisk fastgøring af accelerometre.

Her findes ligeledes en omtale af de generelle forhold vedrørende transducermontering.

Placering af accelerometre

Den mest hensigtsmæssige placering af accelerometeret er så tæt som muligt på det maskinelement, man ønsker at overvåge. Den bedste placering er normalt på selve elementet. Samtidig skal placeringen være således, at uønskede signaler fra andre vibrationskilder dæmpes mest muligt. Eksempler på placering af et accelerometer fremgår af figur 12.

Som det fremgår af figur 12 vil det være hensigtsmæssigt at overvåge de radiale og aksiale vibrationer i punkterne A og C, idet disse punkter ligger så tæt på kuglelejebanerne som muligt.

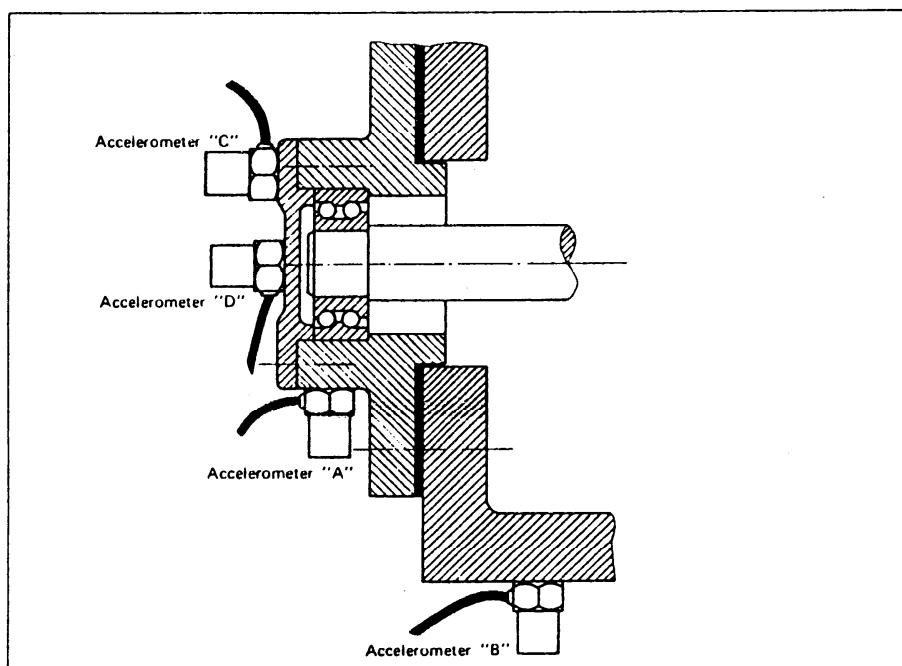


fig. 12

Derimod er punkterne B og D mindre velegnede. For punkt B gælder, at det ligger langt væk fra kuglelejebanen og derfor medfører en ringere signalstyrke og måske forhøjet signalstyrke fra et andet maskinelement. I punkt D risikerer man, at accelerometeret registrerer et højt signal i et snævert frekvensområde forårsaget af uvedkommende resonanssvingninger i lejedækslet.

Niveaukriterier for vibrationssignaler

Det er vanskeligt at opstille generelle retningslinier for et acceptabelt vibrationsniveau for roterende maskiner. Selv maskiner af samme type kan have forskellige vibrationspektre på grund af de almindelige fremstillingstolerancer, ligesom der kan være betydelig forskel på vibrationssignalerne, afhængig af placeringen af den vibrationsregistrerende transducer.

På baggrund af et stort erfaringsmateriale er der blevet udarbejdet en række kriterier for vurdering af maskinvibrationer. Vigtigst af disse er VDI 2056 fra Verein Deutscher Ingenieure: Beurteilungsmassstabe für Mechanische Schwingungen von Maschinen. Dette udkast giver retningslinier for kvalitetsgrader for en række forskellige maskintyper og maskinstørrelser.

På baggrund af VDI 2056 har den Internationale Standardiseringsorganisation (ISO) udarbejdet to normer.

DS/ISO 10816-1:

Mechanical vibrations - Evaluation of machines vibration by measurements on non rotating parts. Part 1: General guidelines

DS/ISO 10816-2:

Mechanical vibrations - Evaluation of machines vibration by measurements on non rotating parts. Part 2: Land-based steam turbines and generators in excess of 50MW with normal operating speeds of 1500 r/min, 1800 r/min, 3000 r/min and 3600 r/min.

I figur 13 ses et uddrag af VDI 2056. Denne oversigt bør kun betragtes som vejledende, eftersom der kan være stor forskel på maskiner indenfor den enkelte gruppe. Det kan derfor være nødvendigt at behandle hver maskinserie særskilt og basere overvågningen på sammenligning indenfor hver serie frem for på generelle kriterier.

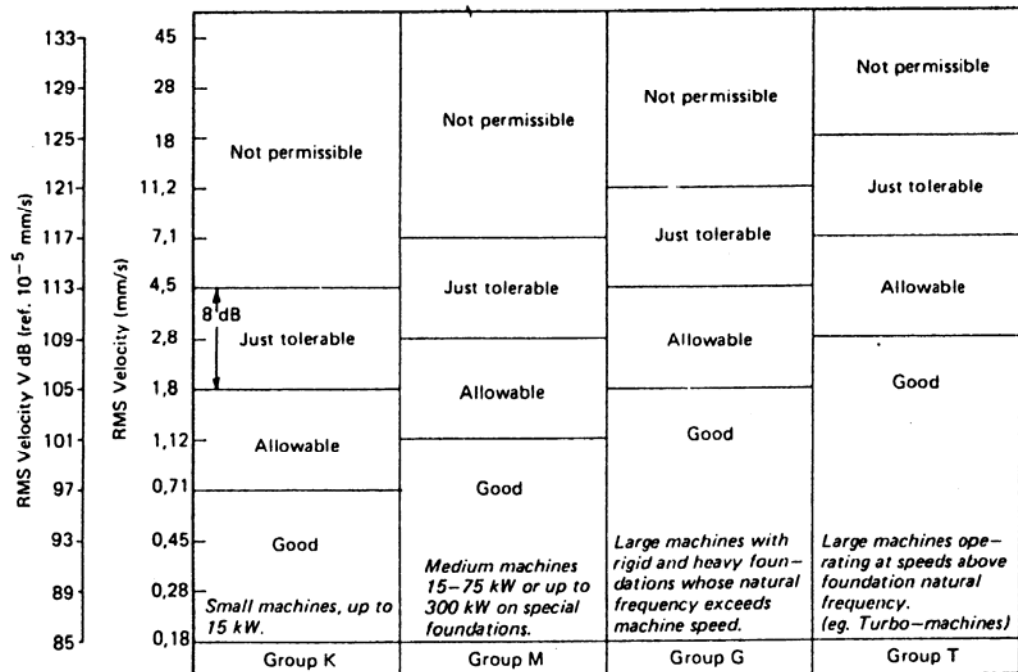


Fig. 13

En simpel og meget benyttet fremgangsmåde i permanente vibrationsovervågnings-systemer er, at overvåge en given parameters størrelse i forhold til en på forhånd fastlagt tærskelværdi, der er fremkommet på baggrund af forudgående analyse af et måleobjekt, som vides at være fejlfrit. Ved overskridelse af denne tærskelværdi udløses en alarm. Eventuelt foretages overvågningen i et antal frekvensbånd, og der kan indlægges flere tærskelværdier, for på denne måde at få mere præcis oplysning om skadens omfang og karakter.

Udførelse af målinger

På dette tidspunkt har vi opnået et elektrisk signal som repræsenterer det vibrations-signal som vi ønsker at måle og analysere. I det følgende vil målesystemer til forskellige måleopgaver blive gennemgået.

Signalbehandling

I princippet kan man nøjes med at føre signalet fra transduceren via en forstærker til et viserinstrument, som viser RMS- eller Spids-niveauet. Selvom en sådan teknik i nogle tilfælde kan være tilstrækkelig, må den dog siges at være forældet set i forhold til den betydeligt større informationsmængde, man vil kunne erhverve ved at anvende en mere kompliceret instrumentsammensætning

Filtrering

Filtrering er langt den mest anvendte og kendte form for signalbehandling, idet man ved filtrering bortskærer de dele af signalet, som er unyttige, eller som kan vanskeliggøre den efterfølgende signalanalyse. I figur 14 er vist karakteristikkene for de hyppigst anvendte filtertyper.

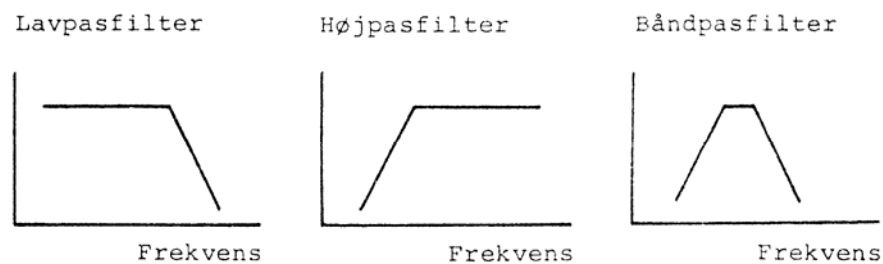


fig. 14

Lavpasfilter anvendes i vid udstrækning i systemer, der anvender digital signalbehandling i den efterfølgende analyseproces. Det er de såkaldte antialiaseringsfilter, som sørger for at fjerne de frekvenskomponenter, der ligger over en given øvre grænsefrekvens, i overensstemmelse med de krav, som en digitalisering af signalet stiller til signalets frekvensindhold.

Højpasfilter anvendes på samme måde til at bortskære uønskede, lavfrekvente frekvenskomponenter. Dette kan være ønskeligt i situationer, hvor man skal foretage måling på eksempelvis et leje i en langsomtgående maskine.

Båndpasfiltre er formentlig den mest udbredte filtertype. Inden for akustikken anvendes ofte 1/1-oktav og 1/3-oktav filtre med standardiserede centerfrekvenser. For 1/1-oktav filteret gælder det, at den øvre grænsefrekvens er dobbelt så høj som den nedre grænsefrekvens og båndbredden er ca. 70 % af centerfrekvensen.

1/3-oktav filteret har forholdet 1.26 mellem øvre og nedre grænsefrekvens og båndbredden er ca. 23 % af centerfrekvensen. På figur 15 er vist frekvenskarakteristikkerne for 1/1-oktav og 1/3-oktav båndpasfiltre.

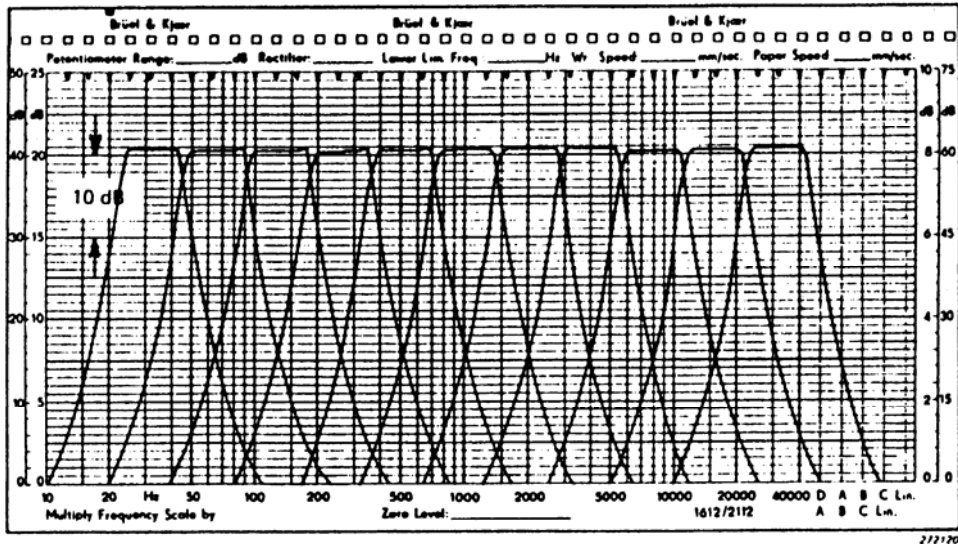


Fig. 15 1/1- oktavn filtre

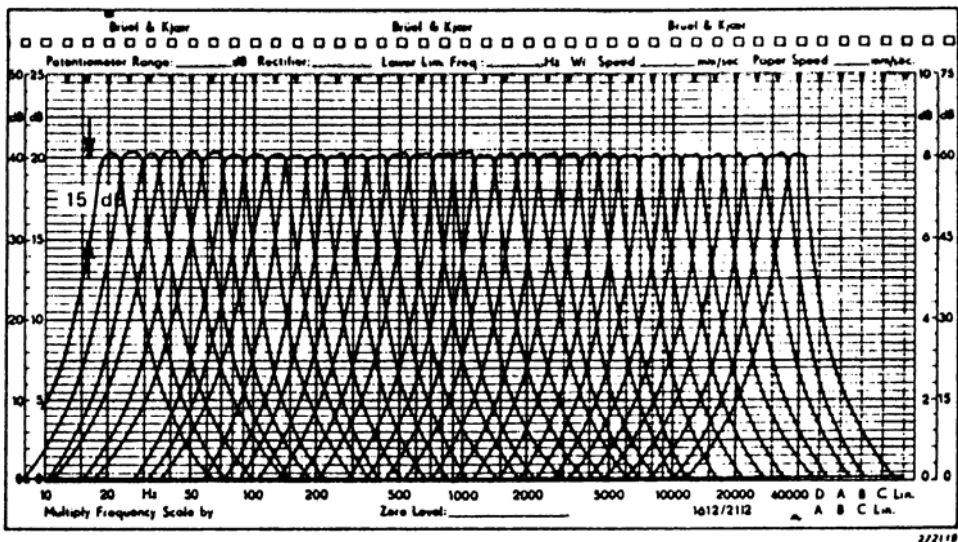


fig. 15 1/3-oktavn filtre

Båndpasfiltre fås i dag med relativ båndbredde ned til 3 % af centerfrekvensen. Udover filtertyper med båndbredde eksisterer der båndpasfiltre med konstant, absolut båndbredde, som er uafhængig af den valgte centerfrekvens.

Båndpasfiltre med lille båndbredde benævnes også smalbåndsfiltre. Den høje selektivitet giver mulighed for at måle signalstyrken af en diskret frekvenskomponent uden genevirkning fra andre spektrale komponenter. Sådanne filtre er derfor meget benyttet til analyse af maskinvibrationer i forbindelse med fejlsøgning.

Orienterende målinger

Til udførelse af orienterende målinger findes der på markedet et stort antal bærbare instrumenter som indikerer det målte vibrationsniveau af den ønskede parameter i et valgt frekvensband. Nogle instrumenter er endvidere indrettet med en graddelt skala som angiver hvorvidt måleobjektet er i orden, kritisk eller defekt.

Et håndholdt instrument kan typisk måle følgende:

- hastigheds- og accelerationsamplitude
- frekvensområder: 10 Hz 1 kHz (vibration severity)
10 Hz-10 kHz
- spidsværdi og effektivværdi.

Nogle af disse vibrationsmetre har endvidere mulighed for at tilslutte et eksternt filter hvilket muliggør, at man kan aflæse vibrationsamplituden i en række frekvensbånd og dermed få et mere detaljeret billede af signalets frekvensindhold.

Ovennævnte fremgangsmåde vil kunne afgøre hvorvidt vibrationsamplituden er forandret i forhold til eventuelle tidligere målinger, men det vil ikke være muligt at afgøre hvilket fænomen der er årsag til et eventuelt forhøjet niveau.

Detaljeret analyse

Ved mere detaljerede analyser vil man ofte være interesseret i at kunne registrere vibrationssignalet i marken og derefter analysere det i laboratoriet i fred og ro. Dette kan blandt andet være fordi analyseudstyret let bliver stort og uhåndterligt at anvende i marken.

Til dette formål kan man benytte en målebåndoptager til optagelse af signalet. I laboratoriet kan man derefter analysere det optagne signal ved hjælp af eksempelvis en frekvensanalysator som vist i fig. 16.

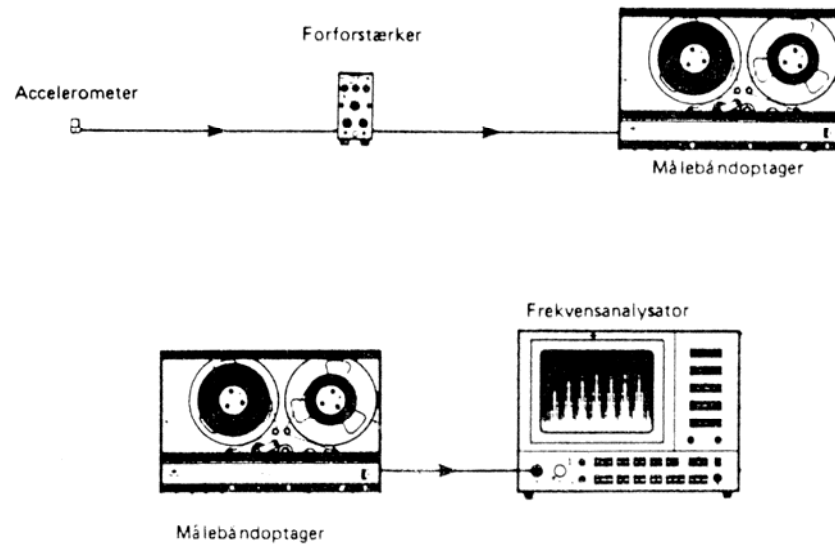


Fig. 16

Hvis der er et defekt element i den pågældende maskine vil dette ofte introducere specielle signaturer i vibrationssignalet og ved en detaljeret analyse vil det være muligt at afgøre hvori defekten består, og i nogle tilfælde hvor omfattende den er samt hvor alvorlig den er for maskinens fortsatte drift.

I Et eksempel på et frekvensspektrum opnået ved analyse med det i figur 16 viste udstyr ses i figur 17. Vibrationssignalet stammer fra et langsomtgående gear og man ser tandfrekvensen f_t , som er den frekvens hvormed tænderne griber ind i hinanden. De øvrige frekvenskomponenter er forårsaget af en revnet tand.

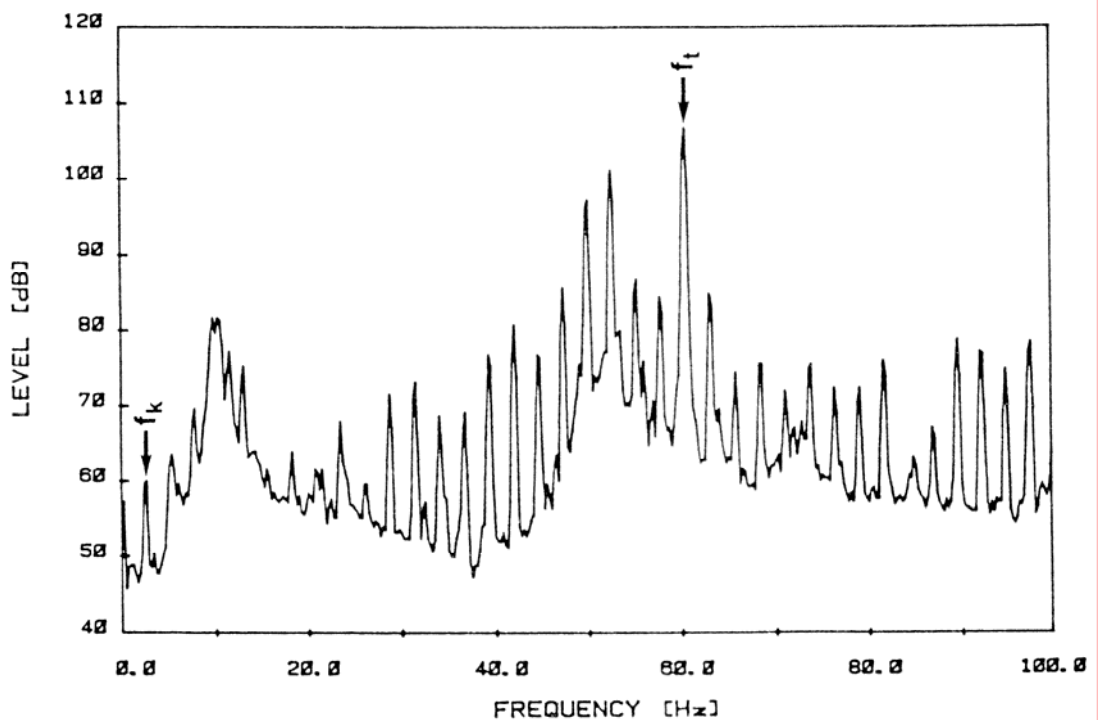


Fig. 17

Moderne signalanalyseapparater er endvidere i stand til at foretage forskellige behandlinger af tidssignaler, som ofte kan være lettere at fortolke end frekvensspektre. Et eksempel på et tidssignal optaget på et lege ses i fig. 18 og viser impulser i signalet, som skyldes en beskadigelse af lejets inderring.

Det vil senere blive behandlet hvorledes forskellige typer fejl påvirker vibrationssignalet og hvorledes man er i stand til, på baggrund af analyse af vibrationssignalet, at bestemme fejltypen.

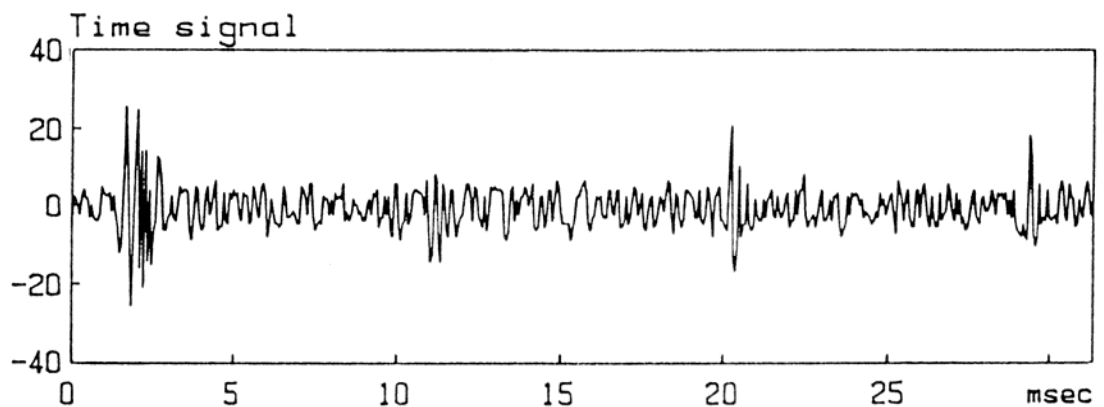


Fig. 18

Periodisk vibrationsovervågning

Egentlig vibrationsovervågning kan udføres med apparater af meget forskellig kompleksitet, afhængig af hvor detaljeret information man ønsker.

Til de håndholdte vibrationsmetre kan man anføre de målte værdier i specielle skemaer således at man har mulighed for at følge udviklingen af vibrationsamplituden for en maskine over et langt tidsrum.

Hvis man ønsker at udføre egentlig periodisk vibrationsovervågning, findes der i dag en lang række komplette systemer, som ofte i princippet er bygget op som eksemplet i fig. 19.

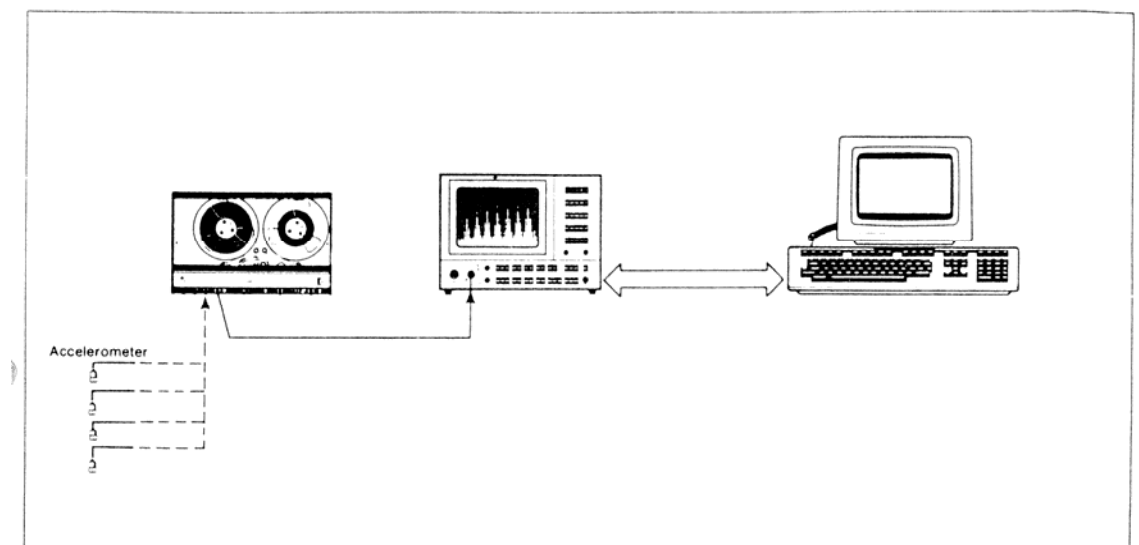


Fig. 19

Systemet består af en målebåndoptager med hvilken man kan foretage en eller flere samtidige registreringer af vibrationssignaler.

Ved hjælp af båndoptageren optages med veldefinerede tidsmellemlrum vibrations-signaler fra de maskiner, som er omfattet af vedligeholdsprogrammet.

Når alle signaler er registreret tilsluttes båndoptageren analyseudstyret i laboratoriet og de enkelte optagelser analyseres en efter en.

Hele analyseprocessen foregår halvautomatisk idet den kontrolleres af en lille datamat som blot behøver ganske få ordrer fra operatøren for at udføre disse standard-analyser.

Selve databehandlingen foregår ved at frekvensspektret for det analyserede signal sammenlignes med de tidligere optagne frekvensspektre. Hvis der detekteres en betydelig ændring imellem disse giver datamaten besked herom. I modsat fald gemmes det nye frekvensspektrum og behandlingen af næste vibrationssignal påbegyndes.

På denne måde kan en maskinefejl opdages i tide og holdes under overvågning indtil der opstår en passende lejlighed til at udskifte den defekte del.

Der er således eksempler på at den samlede tid for ikke-planlagte driftstop har kunnet reduceres med op til 80 % ved anvendelse af et ret simpelt udstyr til vibrationsovervågning.

Vibrationsmåling til forebyggende vedligehold

Vibrationsmåling udføres ofte efter at man har konstateret problemer med et maskineri. Ved hjælp af vibrationsmålinger kan man i en sådan situation afsløre fejls karakter og omfang.

Imidlertid vil en udskiftning af det defekte element være nødvendig på et tidspunkt med deraf følgende tab af produktionstid.

En langt bedre fremgangsmåde vil være, at anvende vibrationsmåling til forebyggende vedligehold og det drejer sig primært om følgende områder:

- Kontrolmåling af nyinstalleret maskineri med henblik på at kontrollere at det overholder leverandørens specifikationer og gældende kvalitetsnormer.
- Afbalancering af maskineri som af en eller anden grund er kommet ud af balance.
- Kontrolmåling efter demontering med henblik på at vurdere f.eks. kvaliteten af udført opretning.

I denne sammenhæng vil specielt afbalancering blive behandlet da det er generelt gældende, at 60 - 80 % af samtlige maskinhavarier kan tilskrives fejl, som er forårsaget af manglende afbalancering.

Afbalancering

Årsagen til, at afbalancering bliver et stadigt mere anvendt værktøj er, at maskinerne gøres stadigt lettere og løber stadigt hurtigere. For at de skal kunne opnå en rimelig levetid er det nødvendigt at sikre, at vibrationerne (som er udtryk for indre kræfter) holdes på et passende lavt niveau.

At der er tale om ubalance vil sige, at massen er skævt fordelt omkring omdrejningsaksen. Inden man påbegynder en afbalancering bør man selvfølgelig sikre sig, at det problem man står overfor virkelig er ubalance. Dette gøres lettest ved at foretage en frekvensanalyse af vibrationssignalet. Da ubalance giver et signal som er periodisk med omdrejningshastigheder vil fænomenet ses som høj amplitude ved omdrejningsfrekvensen og specielt i radial retning.

Der skelnes normalt mellem to former for ubalance:

STATISK ubalance og DYNAMISK ubalance.

Statisk ubalance

Betragter vi et simpelt tilfælde med en skiveformet rotor med massen M , som er rotationssymmetrisk, hvorpå vi placerer en ekstra masse af størrelsen " m " i en afstand " r " fra centret, har vi et tilfælde af statisk ubalance. At emnet er skiveformet vil sige, at diameteren er meget større en længden. I praksis kan man sige, at emnet er skiveformet hvis diameteren er mindst 10 gange større end længden.

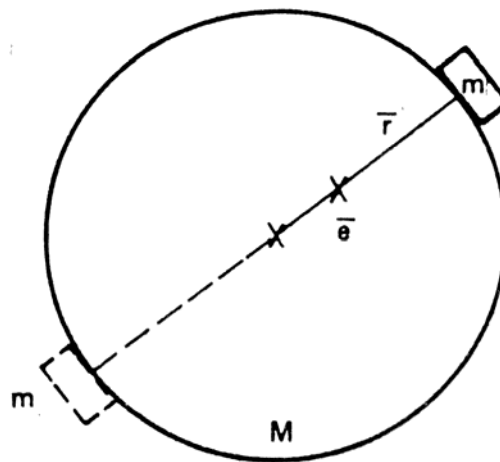


Fig. 20

Ubalancen er defineret som produktet af overskydende masse og den roterende radius:

$$U = mr$$

Statisk ubalance er kendetegnet ved, at den kan udlignes fuldstændigt i et plan. For statisk ubalance gælder, at afbalancering kan ske på et par knivvanger. Placeres rotoren på sådanne, vil det tungeste punkt "falde" ned, og man tilføjer en masse i det øverste punkt, - denne procedure fortsætter, indtil rotoren kan placeres, og blive stående, i en vilkårlig placering.

Sættes imidlertid den samme skiveformede, ubalancerede rotor i omdrejninger, vil den overskydende masse resultere i en roterende kraft (centrifugalkraft), størrelsen er:

$$F = mr\omega^2$$

Hvor

F er centrifugalkraften
 m er ubalance - masse
 ω er vinkelhastigheden = $2\pi n/60$
 n er omdrejningshastigheden

Da det er denne kraft vi er interesseret i at kompensere for, ser vi af formlerne, at vi rent maleteknisk får visse fordele ved at lade emnet rotere, idet den størrelse vi skal udligne jo vokser med kvadratet på rotationshastigheden (ω). Vi opnår altså større nøjagtighed med compensationen (friktion mod knivvangerne er ikke længere et problem).

Mange roterende emner, som har størstedelen af deres masse koncentreret i et plan, såsom svinghjul, slibesten, ventilatorer osv. kan behandles som 1-plans afbalance-rings problemer.

Dynamisk ubalance

Mange maskinelementer er imidlertid af en mere kompleks udformning, således at de udover de statiske ubalancekræfter også indeholder massekomponenter som giver anledning til et ubalancemoment.

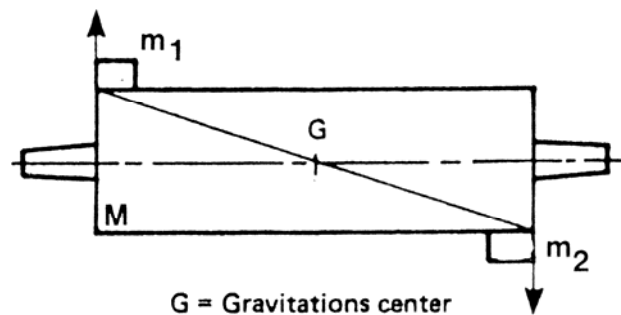


Fig. 21

Udstrakt rotor, som nødvendiggør dynamisk afbalancering.

Da ubalancen i fig. 21 ikke er koncentreret i et plan, kan afbalanceringen kun udføres med rotoren i bevægelse. Fig. 22 viser en rotor der er i balance statisk, men ved rotation opstår ubalance i form af et moment. Rotoren vrikker om et punkt imellem lejerne.

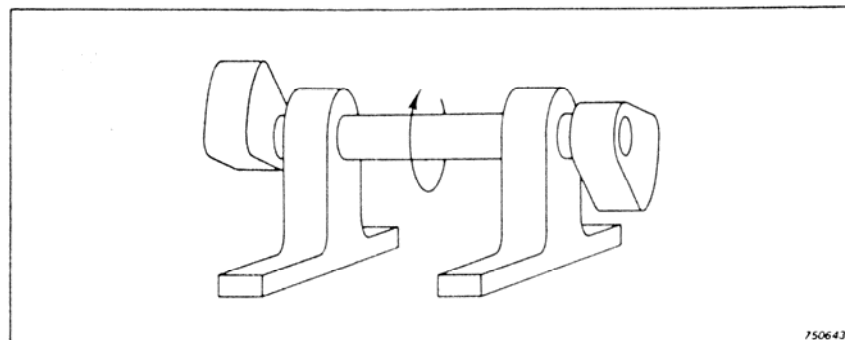


Fig. 22

Dynamisk ubalance medfører, at rotoren skal afbalanceres, dvs. der skal tilføjes eller fjernes masse, i mindst to planer.

Afbalanceringsgrad, klassifikation

Inden den egentlige afbalancering påbegyndes, må man overveje, med hvilken nøjagtighed det vil være rimeligt at foretage afbalanceringen.

Til dette brug kan forskellige standards være et godt udgangspunkt, ikke mindst fordi brugen af disse sikrer, at såvel leverandør, som kunden ved hvad der helt konkret skal opnås.

Den mest anvendte standard indenfor dette område er ISO 1940, som omhandler afbalancering af STIVE ROTORER (dvs. rotorere som kører med driftshastigheder et stykke under det første kritiske omløbstal - ca. 50 % under). I ISO 1940 finder man bl.a. et afsnit benævnt ROTOR KLASSIFIKATION.

Dette anvendes til at bestemme den balanceringsgrad, som bør opnås for en given maskintype, denne kan efter aftale afviges (op eller ned). Klassifikationen er foretaget med en skala med et spring på 2.5.

Rotor Classification

| Grade | Rotor Examples |
|-------|---|
| 630 | Large, slowly operating four-stroke engine crankshaft assemblies |
| 250 | Fast four cylinder diesel engine crankshaft assemblies |
| 100 | Fast, 6-or-more-cylinder diesel engine crankshaft assemblies |
| 40 | Vehicle wheels. Vehicle engine crankshaft assemblies |
| 16 | General non-critical drive shafts and rotors |
| 6,3 | Blower & Fan rotors. Flywheels. General machine parts. Electric motor and generator armatures |
| 2,5 | Turbine rotors, machine-tool drive components. Small electric motor armatures. |
| 1 | Gramophone and tape-deck drives. Grinding machine drive parts. |
| 0,4 | High precision grinder rotors. Gyroscopes |

Fig. 23

Eksempel taget fra ISO 1940

Måling af ubalance

De uafbalancerede massekomponenter roterer og forårsager en kraft som forsøger at bevæge rotoren i forhold til lejet. Lejet påvirkes altså af en roterende kraft.

Hvis et accelerometer monteres på lejehuset, kan lejehusets vibration detekteres som en periodisk svingning og et elektrisk signal føres til et oscilloskop.

Hvis man på rotoren anbringer et mærke, og ved rotoren i samme vinkel som accelerometeret på lejehuset monterer en transducer der kan detektere dette mærke og fore signalet til samme (2-kanals) oscilloskop vil man på dette kunne aflæse vinklen mellem mærket og ubalancen. Hermed har man bestemt ubalancens retning (forudsat at der ingen faseforskel er mellem rotorubalancen og vibrationen på lejehuset).

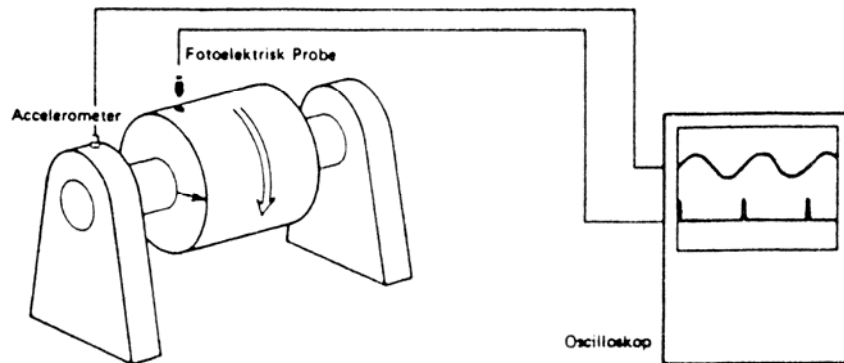


Fig. 24

Hvis polariteten på vibrationssignalet (øverst) er vendt således at de øvre toppe svarer til en lodret opad - virkende ubalancekraft på lejet, vil en skønmæssig udlæsning fra oscilloskopet give at ubalancen er "foran" mærket på rotoren med en vinkel på ca. 90° . Det vil sige at ubalancens retning er som antydnet på siden af rotoren.

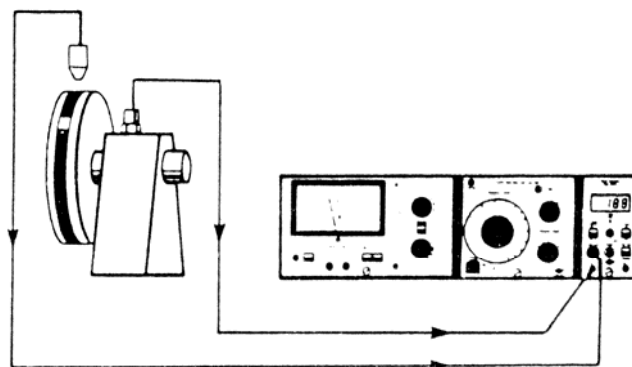


Fig. 25

Bestemmelsen af en ubalance er i praksis mere kompliceret end angivet i det foregående. Generelt skal man have følgende udstyr til rådighed:

- Trigger - transducer (give én puls/omdrejning)
- Vibrationstransducer (give elektrisk signal, proportionalt med vibrationen)
- Vibrationsmeter (til amplitudemåling)
- Filter (til signalrensning)
- Fasemeter (til positionsbestemmelse)

Trigger - transduceren kan være en lille lysfølsom føler der detekterer et stykke kontrast-tape eller -maling, som er påført rotoren. Herved vil transduceren afgive én impuls pr. omdrejning.

Filteret er et båndpasfilter der anvendes til at fjerne alle andre frekvenskomponenter end omdrejningsfrekvensen (der jo repræsenterer ubalancen), således at forstyrrende signalkomponenter ikke påvirker målingen.

Fasemeteret bruges til at bestemme fasevinklen mellem vibrationssignalet og triggeretsignalet. Dvs. det angiver den vinkel som vibrationssignalet top er forskudt i forhold til triggerimpulsen.

Se figur 26.

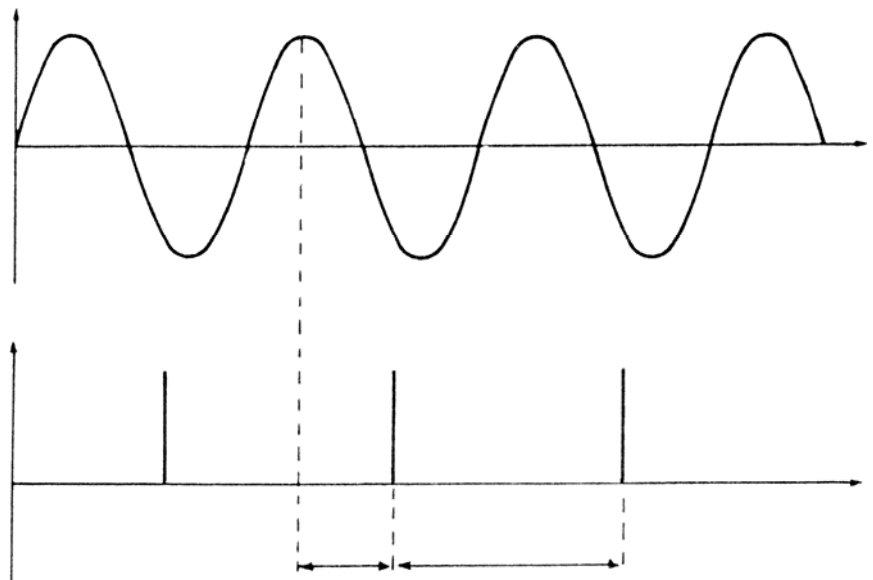


Fig. 26

Måleproceduren for en 2-plans afbalancering er følgende:

- 1) I hvert måleplan (det vil ofte sige på hver af de to lejer) måles først amplitude og fasevinkel for den eksisterende ubalance.
- 2) En masse af kendt størrelse monteres et vilkårligt sted på rotoren i det ene afbalanceringsplan og der aflæses amplitude og fase af vibrationssignalet i begge måleplaner.
- 3) Prøvemassen flyttes over i det andet plan og målingerne gentages.

Ud fra størrelsen af prøvemassen samt de målte amplituder og fasevinkler kan man nu beregne størrelse og placering af de to masser som skal til for at udkompensere ubalancen. Normalt anvendes en programmerbar lommeregner til dette formål da det er omstændigt og tidskrævende at foretage beregningen manuelt.

Ved 1-plans afbalancering skal der kun monteres prøvemasse og måles i det ene plan.

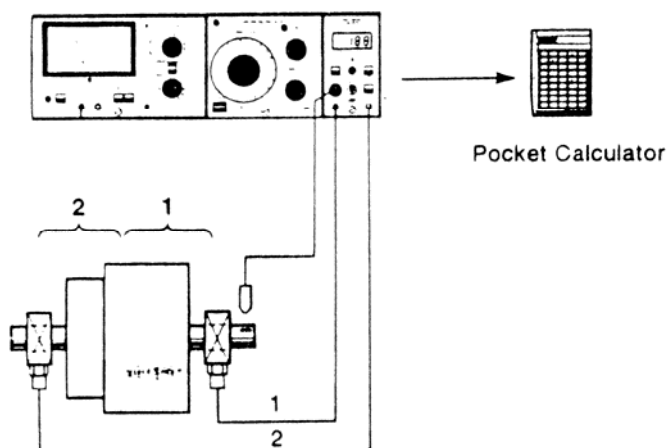


Fig. 27

Når skaden er sket

Som nævnt tidligere påbegyndes vibrationsmåling ofte på et alt for sent tidspunkt - nemlig når der allerede er opstået beskadigelse af maskinen.

Hvis man er kommet i denne situation kan vibrationsmåling anvendes til at belyse følgende forhold:

- Hvor er skaden sket, dvs. hvilken maskindel er beskadiget,
- Er maskinens vibrationsniveau højere end tilrådeligt, dvs. hvor kraftigt er vibrationsniveauet i forhold til eksisterende normer og retningslinier for maskinvibrationer.
- Er der umiddelbar fare ved fortsat drift af maskinen, dvs. hvor hurtigt vokser amplituden af vibrationssignalet og hvornår vil den overstige et vist grænseniveau.

Fejltyper

Vibrationsmåling er velegnet til fejlfinding/undersøgelse af følgende maskindele:

rotorer
rulningslejer
glidlejer
gear
koblinger

I det følgende gives for forskellige typer maskinelementer en kort oversigt over de mest almindelige fejltyper som kan registreres ved hjælp af vibrationsmåling.

Rotorer

Fejl som bøjet eller knækket aksel, løse komponenter, ubalance og lignende vil ofte manifestere sig ved kraftige amplituder ved harmoniske af omdrejningsfrekvensen. Forskellige faseforhold og tilstedeværelsen af andre frekvenskomponenter hvis op-rindelse det vil føre for vidt at komme ind på her, kan anvendes til at bestemme hvilken type fejl der er tale om.

Elektrisk inducerede fejl, eksempelvis løst jern eller løse viklinger, vil forsvinde ved afbrydelse af strømmen til maskinen.

Rulningslejer

Årsagerne til lejefejl er mangeartede, og omfatter for eksempel introduktion af urenheder i lejet, kortvarig overbelastning, lysbuedannelse på grund af strømgennemgang og inhomogeniteter eller fremstillingsfejl i lejemetallet. Selvom fejlene opstår af forskellige årsager, resulterer de ofte senere i materialetræthed, som arter sig ved, at små ellipseformede metalflager lokalt brydes af lejeoverfladerne, et fænomen som betegnes afskalning (engelsk: spalling eller flaking). Et eksempel på afskalning på inderringen af et rulleleje ses i figur 28.

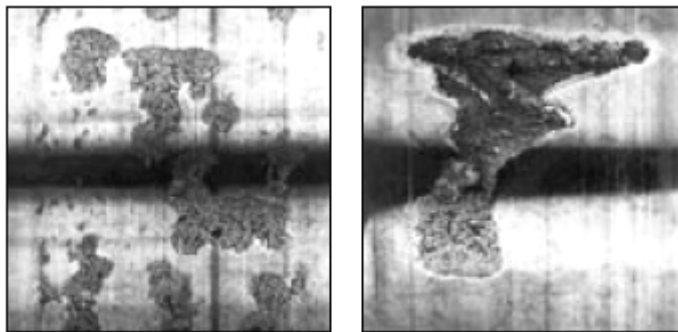


Fig. 28

Når der er tale om en begyndende defekt, er denne ofte diskret, det vil sige fysisk begrænset til et lille område, og den vil derfor give anledning til et karakteristisk mønster i vibrationssignalet. På grund af den lille konformitet mellem de rullende flader (stor forskel mellem radierne af kugler og lejebaner) vil en overfladelæsion give anledning til en kortvarig, kraftig vibrationsimpuls hver gang defekten kommer i berøring med en anden leje flade. Disse impulser vil genereres med en vis karakteristisk frekvens, som kan beregnes for et givet leje.

De kortvarige vibrationsimpulser, som en given defekt introducerer, anslår ofte egenfrekvenser i lejet eller i strukturen omkring lejet. I vibrationssignalet kan disse egensvingninger iagttages som højfrekvente svingninger, der gentages med en hyppighed, som svarer til en af de karakteristiske fejlfrekvenser.

De enkelte impulser har det meste af deres energi placeret i frekvensområder omkring sådanne egenfrekvenser, og detektion af små defekter udføres derfor mest fordelagtigt i disse frekvensområder.

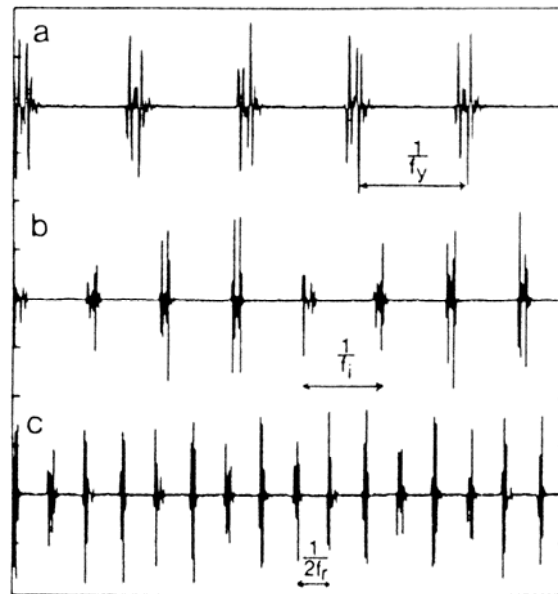


Fig. 29

I figur 29 er vist tidssekvenser fra lejer med lokale defekter på henholdsvis yderring, inderring og kugle. Det bemærkes, at fejlsignalet ikke kun består af en enkelt, kortvarig impuls, men derimod af højfrekvente svingninger, som dør ud efter nogen tid.

Glidelejer

En ofte forekommende defekt i glidelejer er "oilwhirl" eller "oilwhip". Forskellen mellem disse fænomener er meget diffus og de vil derfor blive omtalt under At. Fejlen giver sig udslag i at der foruden akslens roterende bevægelse foregår en roterende bevægelse af akslens centerlinie omkring dennes normale ligevægtsposition. Denne bevægelse foregår med en frekvens som er lidt under den halve rotationsfrekvens og skyldes at den flydende olieklæbe som bærer akslen driver denne rundt i en medroterende bevægelse.

Gear

Som alvorlige fejl i gear kan nævnes opretningsfejl, excentrisk monterede gearhjul samt beskadigelse af eller brud på en eller flere tænder. De to førstnævnte fejltypen er såkaldte globale fejl idet de virker over hele tandhjulets periferi. De medfører ofte en amplitudemoderation af vibrationssignalet, dvs. amplituden varierer med gearhjullets rotation. Revnede eller knækkede tænder vil kunne ses ved at amplituden af vibrationssignalet ændres drastisk når tænderne er i indgreb. Nogle typiske vibrations signaler fra gear er vist i figur 30.

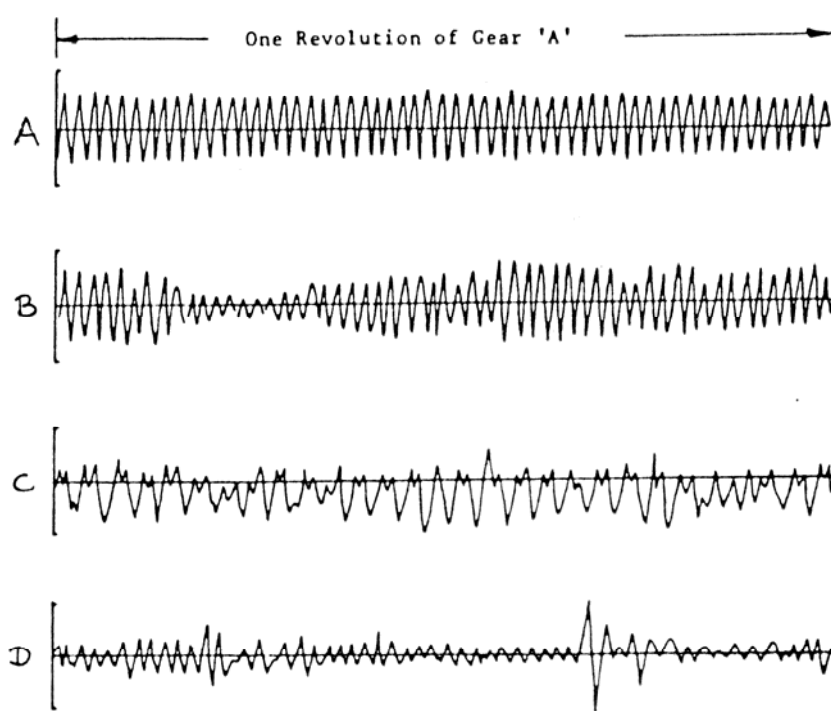


Fig. 30

Koblinger

Den oftest forekommende fejl i forbindelse med koblinger er opretningsfejl. Denne type fejl eksisterer i to former: vinkel- og parallel-opretningsfejl. Ved vinkelopretningsfejl danner de to sammenkoblede aksler en vinkel forskellig fra 180° med hinanden.

Herved introduceres hovedsagelig vibrationer med omdrejningsfrekvensen i aksial retning. Parallel opretningsfejl betyder at to sammenkoblede aksler er parallelforskudt i forhold til hinanden og genererer hovedsagelig vibrationer i radial retning med den dobbelte omdrejningsfrekvens.

Afhængig af koblingens opbygning kan der genereres højere harmoniske frekvenskomponenter. Analyse af vibrationssignalernes fase i forhold til et fast punkt på akslen kan ofte hjælpe til at afgøre hvilken form for fejl det drejer sig om.

Eksempel 1. Afbalancering

Fig. 31 viser et frekvensspektrum af vibrationssignalet fra en elektromotor af mellemstor størrelse. Ved en orienterende maling var der blevet konstateret et ret højt vibrationsniveau og denne efterfølgende frekvensanalyse viser klart, at det høje vibrationsniveau skyldes en komponent på 7.2 mm/s ved omdrejningsfrekvensen.

Ifølge de retningslinier, som er afstukket i VDI 2056 tilhører maskinen ifølge figur 33 maskingruppe "M" og det ses, at et vibrationsniveau på 7.2 mm/s er på kanten af området "ikke tilladelig".

Da der efter al sandsynlighed var tale om ubalance blev der udført en afbalancering af maskinen, som i første forsøg gav en reduktion af vibrationsamplituden på ca. 12 dB således at vibrationsamplituden ændredes til 1.8 mm/s hvilket blev anset for at være tilfredsstillende. Om nødvendigt kunne amplituden være blevet reduceret endnu mere ved at udføre endnu en afbalancering, men det skønnedes ikke at være nødvendigt.

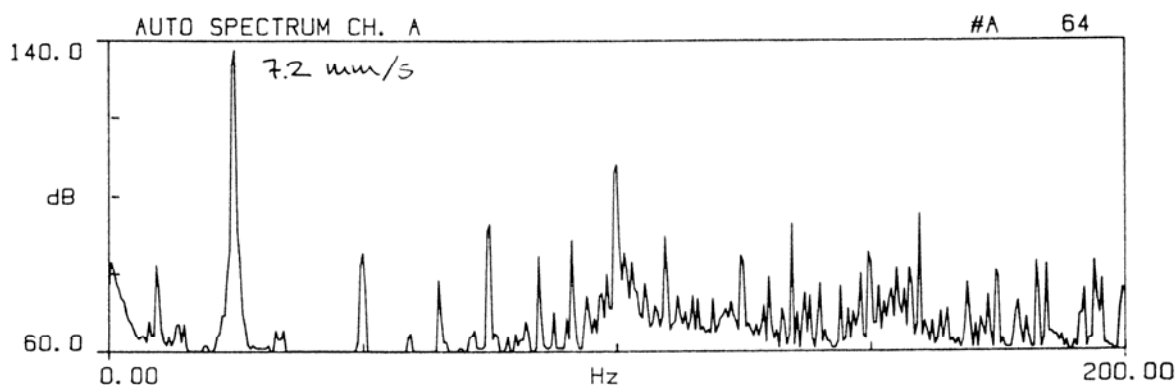


Fig. 31 - Spektrum af vibrationssignal før afbalancering

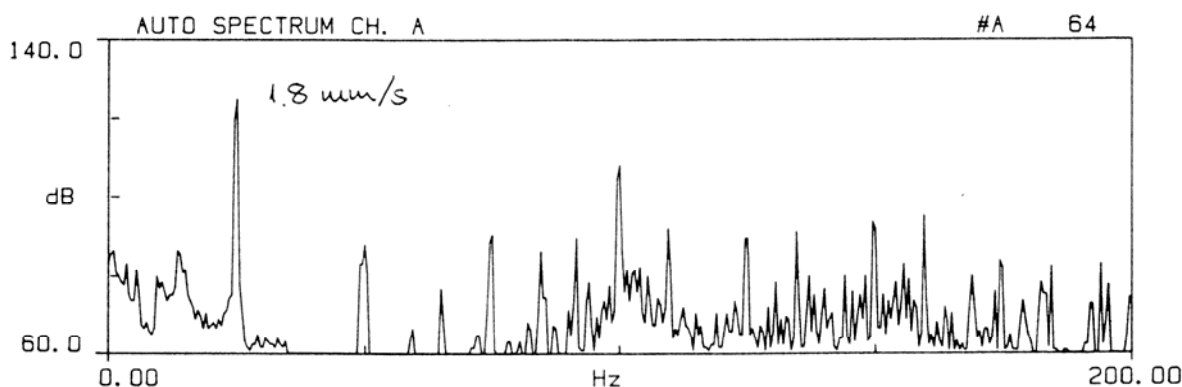


Fig. 32 – Spektrum af vibrationssignal efter afbalancering.

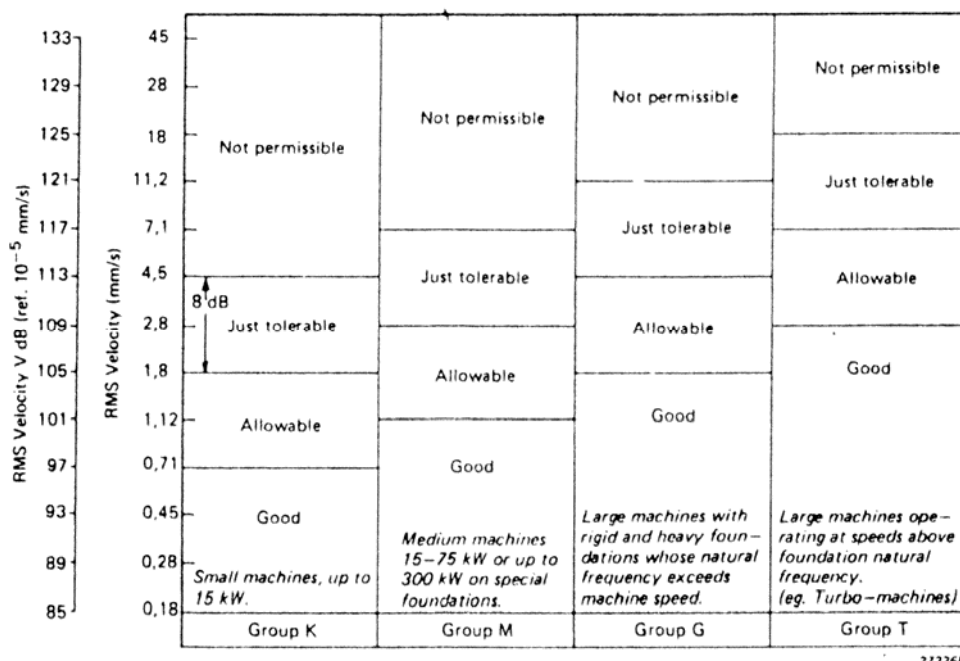


Fig. 33 – Vurderingskriterium ifølge VDI 2056

Eksempel 2. Afbalancering

Dette eksempel omhandler vibrationsmålinger på en gearprøvestand som giver mulighed for at simulere forskellige former for gearfejl.

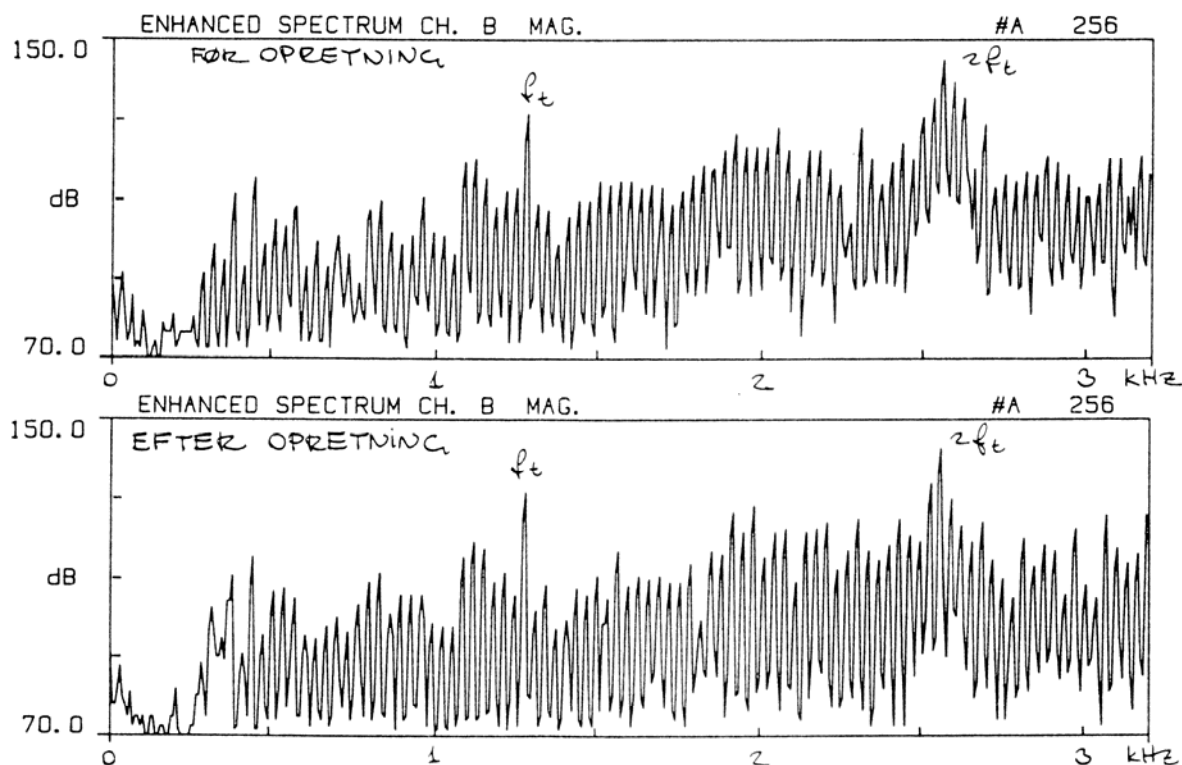


Fig. 34 Frekvensspektrum af gearvibrationer. Øverst med opretningsfejl Nederst uden opretningsfejl

Figur 34 viser frekvensspektrene for gearsignalet med og uden opretningsfejl. På trods af at lyden fra gearet er væsentlig forskellig i de to tilfælde er der kun små forskelle på frekvensspektrene. Den væsentligste forskel kan ses omkring den 2. harmoniske tandindgrebsfrekvens 2ft ved ca. 2.6 kHz.

En måling af vibrationsniveauet i frekvensområdet 10 Hz-1 kHz vil overhovedet ikke vise nogen forskel, mens en måling af RMS - niveauet i frekvensområdet op til f.eks. 10 kHz vil vise en differens på 1-2 dB hvilket ikke er markant og derfor ikke afspejler fejlens alvorlige karakter.

En trænet analysetekniker vil kunne konkludere ud fra frekvensspektret, at der sandsynligvis er tale om en fejl som optræder periodisk med en periode på én omdrejning af det ene tandhjul. Det er imidlertid umuligt at afgøre hvorvidt der er tale om eksempelvis en defekt tand, excentricitet eller opretningsfejl.

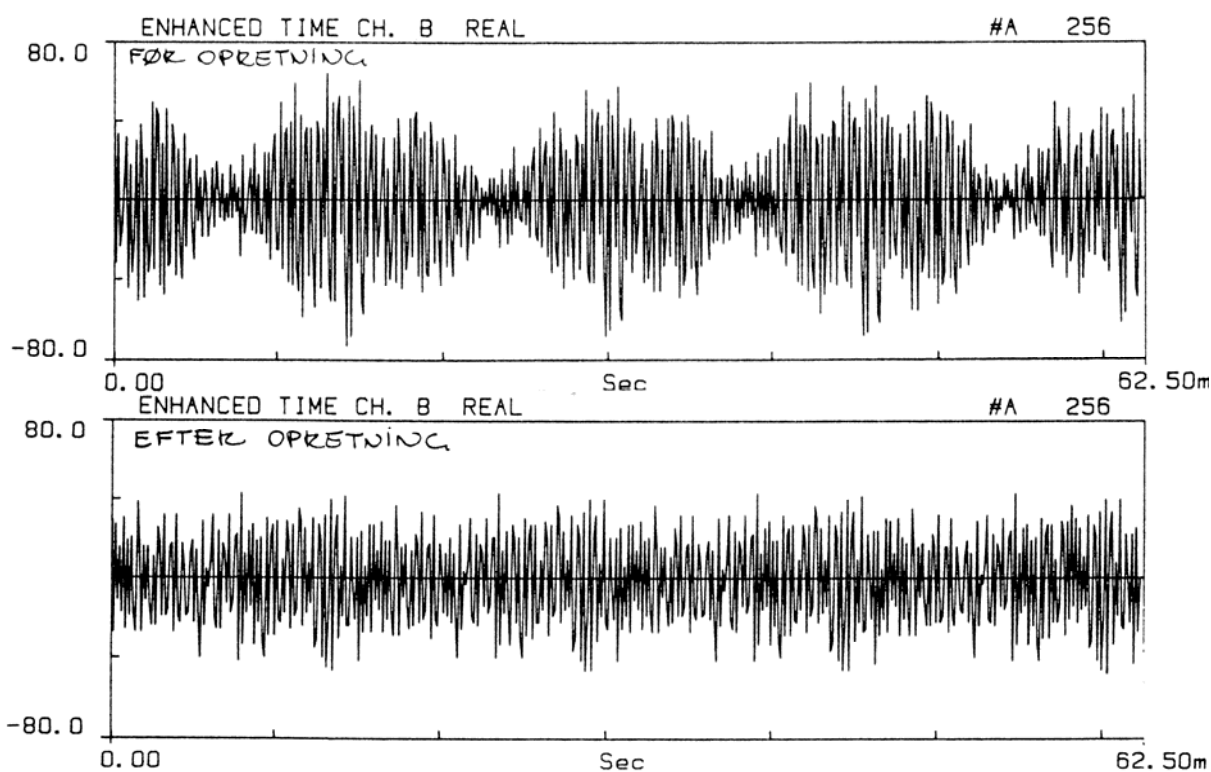


Fig. 35 Tidssignaler af gearvibrationer.
Øverst med opretningsfejl
Nederst uden opretningsfejl

Fig. 35 viser tidssignalerne svarende til situationerne for og efter opretningen. Den næsten sinus-formede variation af amplituden udelukker at der kan være tale om tandfejl da en sådan kun vil give høje amplituder, mens tanden er i indgreb.

Sandsynligheden taler for en fejl som omfatter hele periferien af gearhjulet. Ved hjælp af et måleur kunne det afgøres, at der ikke var tale om excentricitet, mens påføring af mærkeblåt klart viste at tænderne "trådte skævt" på hinanden som indikation for at akslerne ikke var parallelle.

Eksempel 3. Gear med tandbrud

Fig. 36 viser frekvensspektrum og tidssignal fra et langsomtgående kuglemøllegear. Tandindgrebsfrekvensen f_t ses ret tydeligt og desuden ses et antal andre frekvenskomponenter som ligeledes genereres af tandindgrebet. Der er tilsyneladende en lettere amplitudemodulation af tidssignalet.

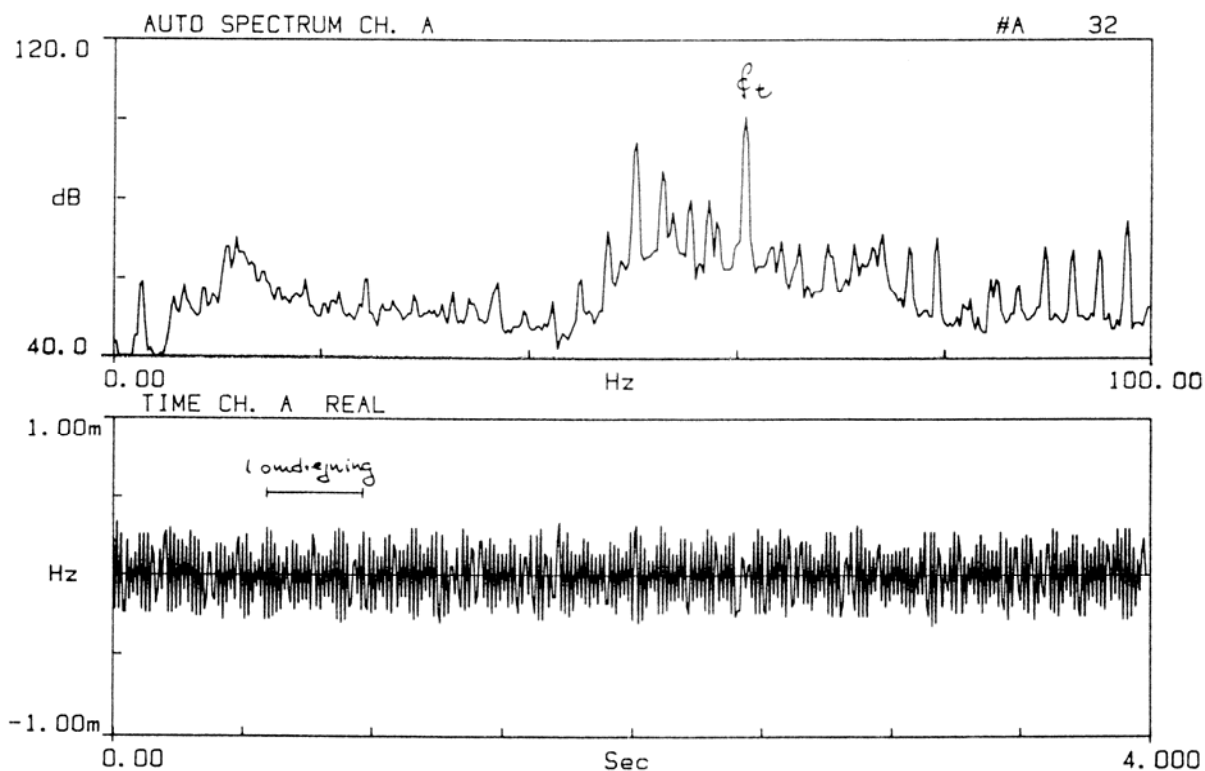


Fig. 36 Spektrum og tidssignal fra et gear.

Fig. 37 viser de tilsvarende signaler for den samme maskine fem måneder senere. Et antal frekvenskomponenter der kan identificeres som harmoniske af omdrejningsfrekvensen er vokset kraftigt og tidssignalet har fået mere impuls-karakter, dvs. et lille område på det ene gearhjul genererer kraftige impulser. På dette tidspunkt intensiveredes vibrationsovervågningen idet man var klar over, at gearet snart måtte udskiftes. Tyve dage senere opstod en synlig revne i gearhjulet, som blev udskiftet på meget kort tid, idet vibrationsovervågningen havde gjort det muligt at forudsige skadens opståen.

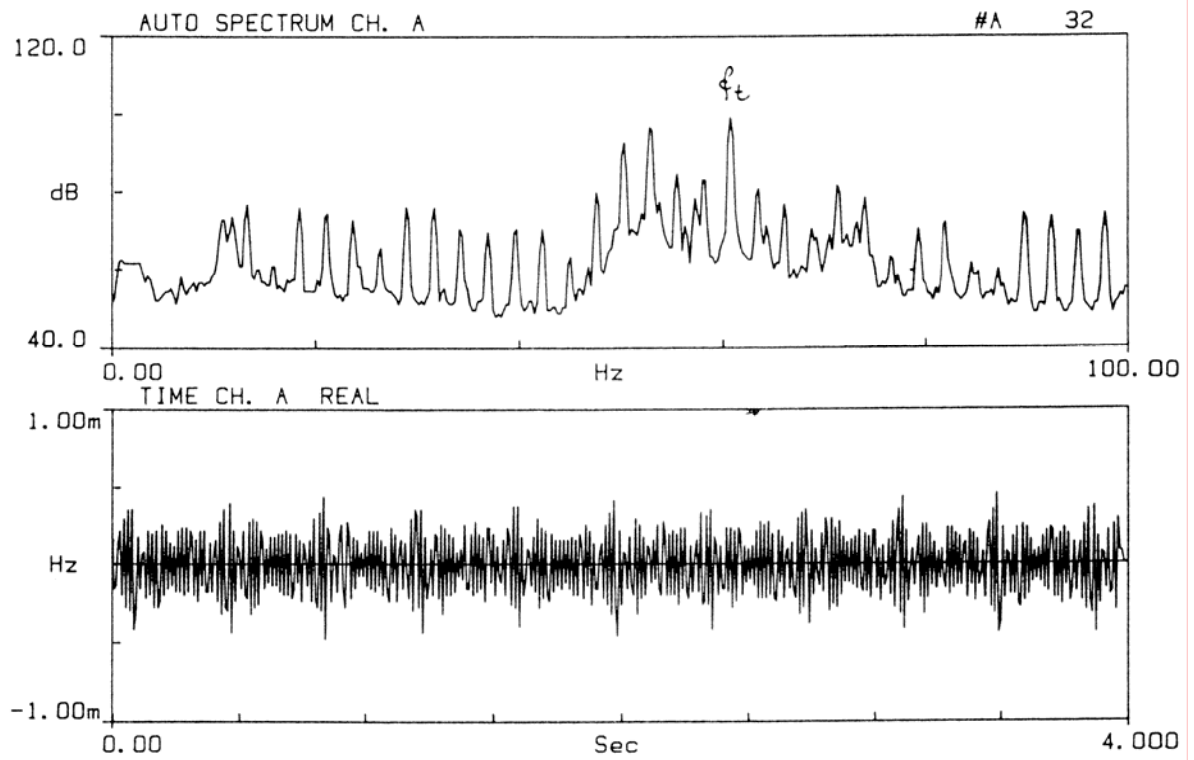


Fig. 37 Spektrum og tidssignal fra gear 5 måneder senere.

Eksempel 4. Leje med afskalning

Der var blevet konstateret en ændring i lyden fra en skruekompressor. Maskinen kunne imidlertid ikke standses da dette ville betyde ødelæggelse af en stor vare-mængde, som var under produktion. Fig. 38 viser frekvensspektre optaget på maski-nen med 5 måneders mellemrum.

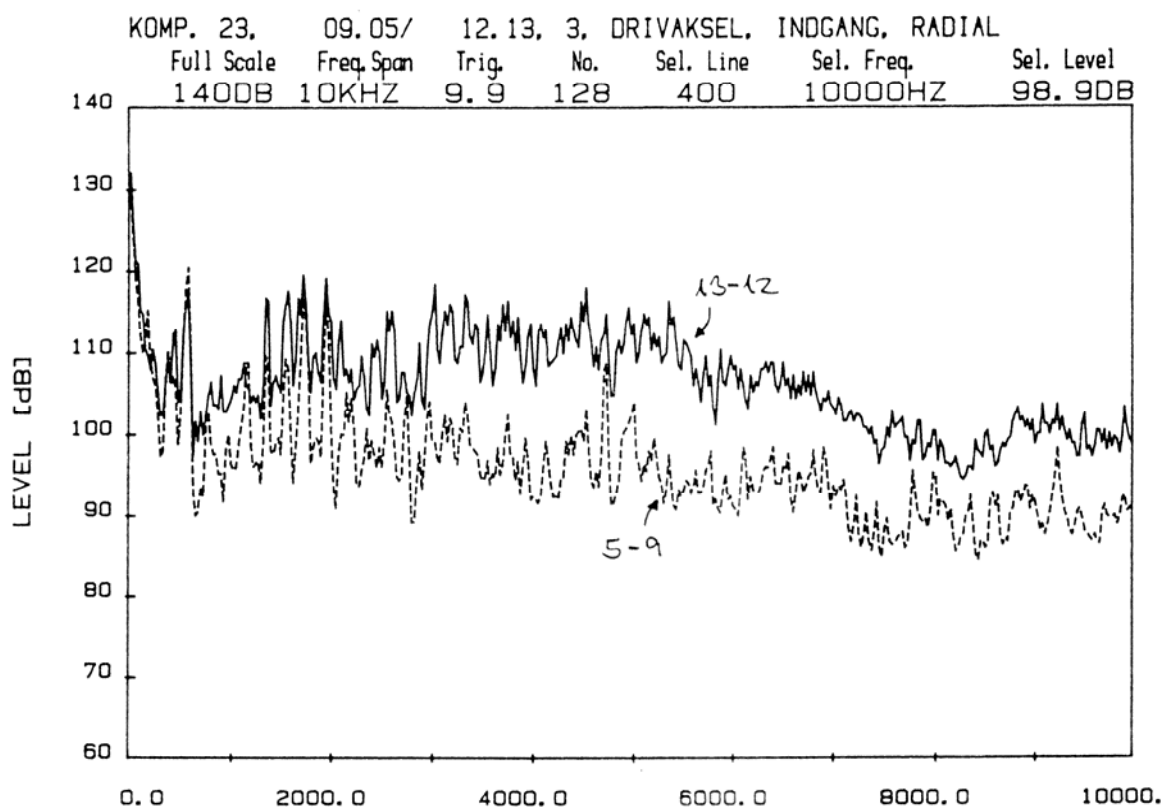


Fig. 38 Frekvensspekter for vibrationer fra leje

Allerede ved den første måling var det muligt at fastslå, at der var tale om en afskalningsfejl på inderringen af et bestemt leje. Dette skete ved at foretage en detaljeret frekvensanalyse hvorved det var muligt at identificere frekvenskomponenter som værende harmoniske af den frekvenskomponent der ifølge beregninger ville genereres ved fejl på lejets inderring.

Der var således ikke umiddelbar grund til bekymring og maskinen blev holdt i drift indtil der var et passende ophold i produktionen.

Transducere

Vibrations Transducere

Vibrationstransducere bruges til at måle mekaniske vibrationer og omsætte disse til et elektrisk signal

Vibrationstransducere omfatter:

- Forskydningstransducere
- Hastighedstransducere
- Accelerationstransducere

Relative og absolutte målinger

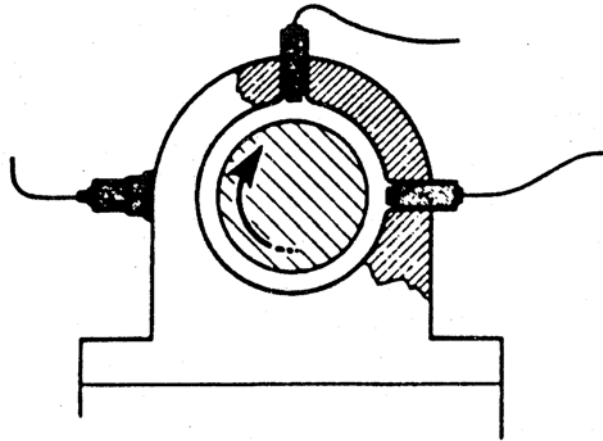


Fig. 39

To forskellige - typer målinger

- Relative målinger:

er bestemmelse af maskindeles bevægelse i forhold til hinanden

- Absolut målinger:

er bestemmelse af maskindeles bevægelse i forhold til et fast punkt (jorden)

Forskydningstransducere

Altid relative målinger:

- Mekanisk forstærkning
- Hvirvelstrøm
- Transformere
- Kapacitive
- Lys

Mekanisk forstærkning

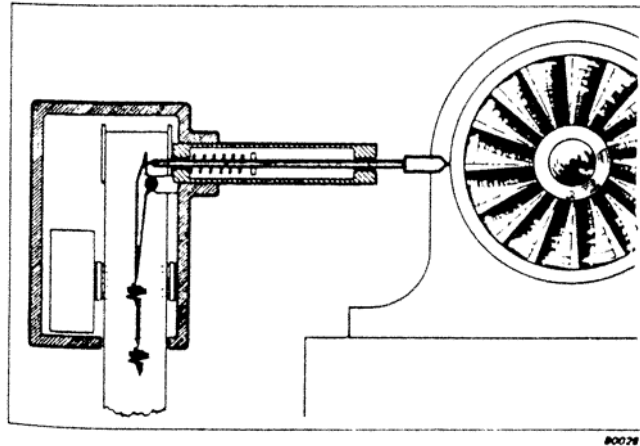


Fig. 40

Fordele:

- Rent mekanisk
- Strimmeludskrift
- Relativ billig

Ulemper:

- Ingen elektrisk udgang
- Begrænset frekvensområde
- Begrænset dynamik område
- Slid
- Belaster måleobjektet

Kapacitive

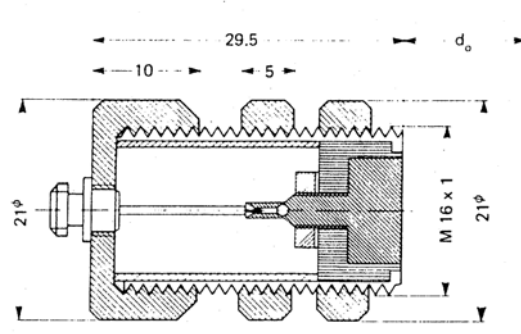


Fig. 41

Fordele

- Ingen belastning af måleobjekt
- Ingen bevægelige dele
- Upåvirkelig af magnetfelter

Ulemper

- Meget vanskelig at kalibrere

Proximity prober

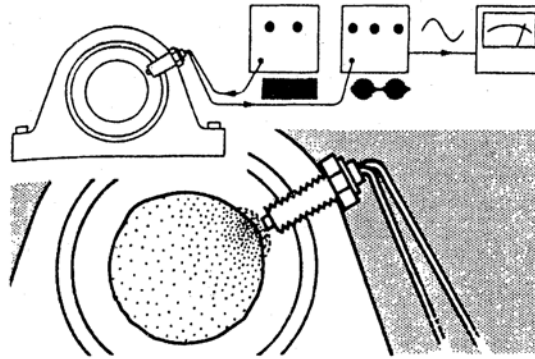


Fig. 42

Dynamikområde 100:1

Fordele:

- Belaster ikke måleobjekt
- Ingen bevægelige dele, ingen slid
- Virker til DC

Ulemper:

- Run out
- Vanskelig kalibrering
- Lille frekvensområde
- Relativt lille dynamik område

Spolemagnet (Variabel reluktans)

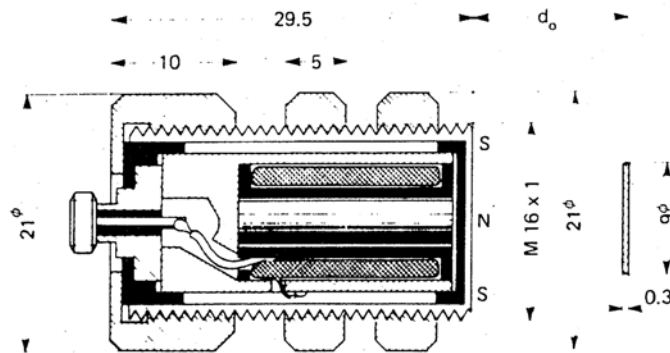


Fig. 43

Fordele:

- Ingen belastning af måleobjekt
- Ingen bevægelige dele

Ulemper:

- Vanskelig af kalibrere
- Lille dynamik område

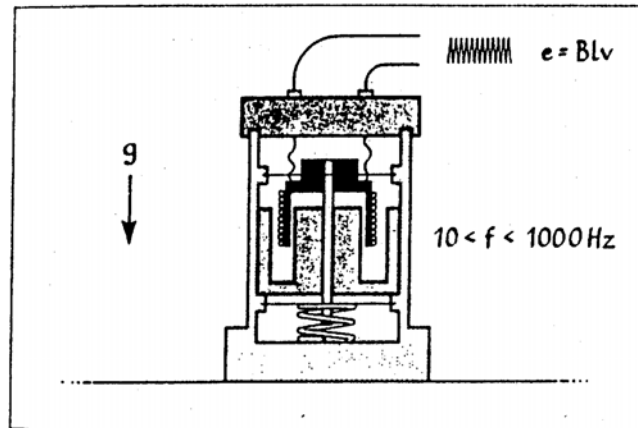
Elektro dynamisk

Fig. 44

Dynamik område 1000:1

Fordele:

- Selvgenererende
- Lav impedans

Ulemper:

- Slid
- Følsom for orientering
- Følsom for magnetfelter
- Begrænset frekvensområde, 10 - 1000,Hz
- Tung
- Stor

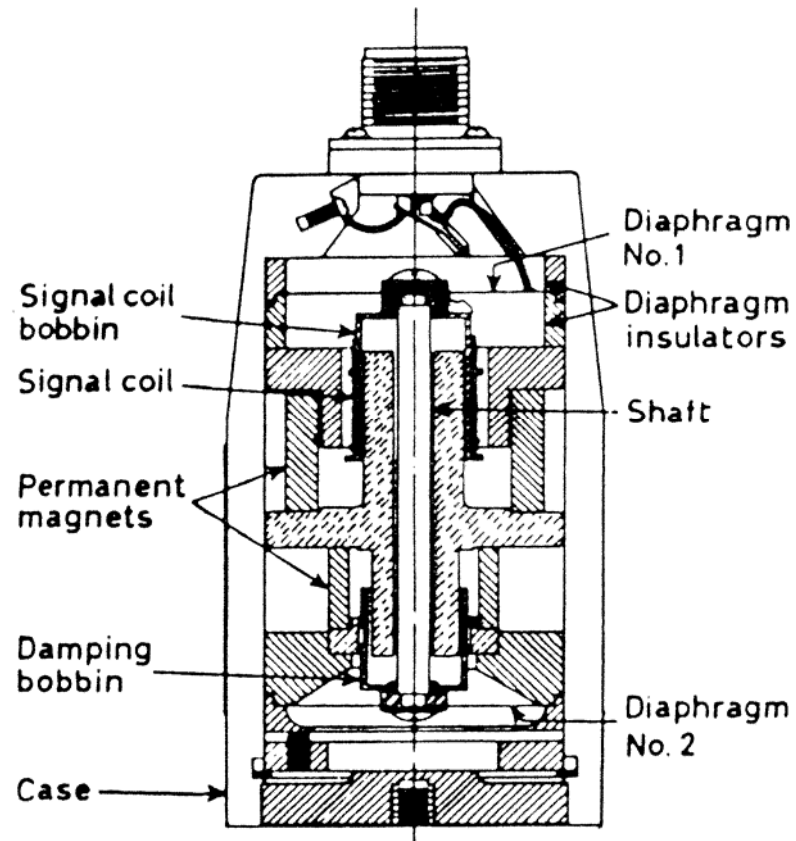
Hastighedstransducer

Fig. 45

Snit i elektrodynamisk hastighedstransducer

Elektrodynamisk hastighedstransducer

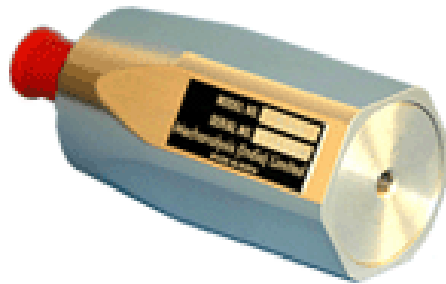


Fig. 46

Typisk specifikation for hastighedstransducer

SPECIFICATION

Performance

Frequency Response: - 14 to 1000 Hz within $\pm 8\%$
10Hz -20% (average) at 21°C
Sensitivity: - $42.52 \pm 10\%$ mV Pk/mm/sec Pk
Impedance: - R=2k ohms, L = 0.7 H at 21°C
Maximum Amplitude: - 3175 microns Pk - Pk upto 70 Hz;
30 g above 70 Hz
Transverse Response: - Less than 5% (average)
10 to 1000 Hz

Mounting

Orientation: - Any
Mounting: - $\frac{1}{4}$ " - 28 tapped hole $\frac{1}{4}$ in depth
Grounding: - Case and signal ground common
Connector: - 2-pin Mil Spec

Environmental

Operating range: - -40°C to 260°C
Housing: - IP65, Waterproof, Dustproof

Weight & Dimensions

Weight: - 0.65 Kg
Dimensions: - 58.7mm (Diam.) x 123mm (H)

Accelerations transducere

Altid absolut måling

- Potentiometer
- Piezoresistive
- Strain-Gauge
- Piezoelektrisk

Potentiometer

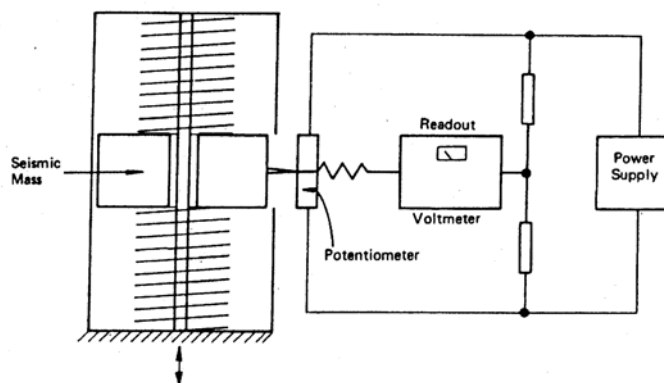


Fig. 47

Fordele:

- Billigt
- DC response
- Lav impedans

Ulemper:

- Lille dynamik område
- Lav øvre grænsefrekvens
- Lille opløsning
- Bevægelige dele
- Slid

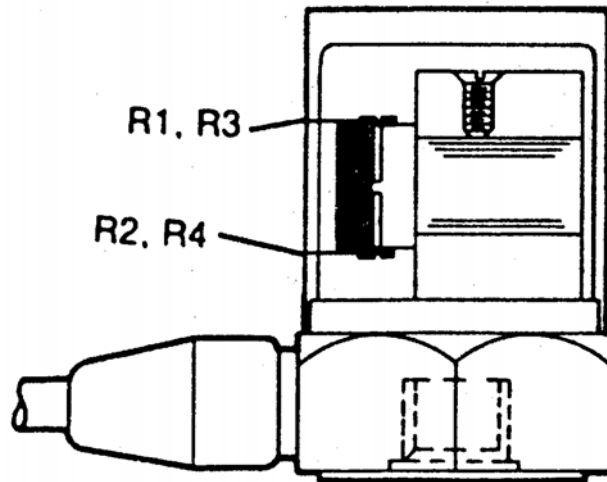
Strain-gauge

Fig. 48

Fordele:

- DC response
- Lav impedans

Ulemper:

- Reguleret spændingsforsyning
- Begrænset dynamik område
- Begrænset frekvensområde

Piezoelektrisk

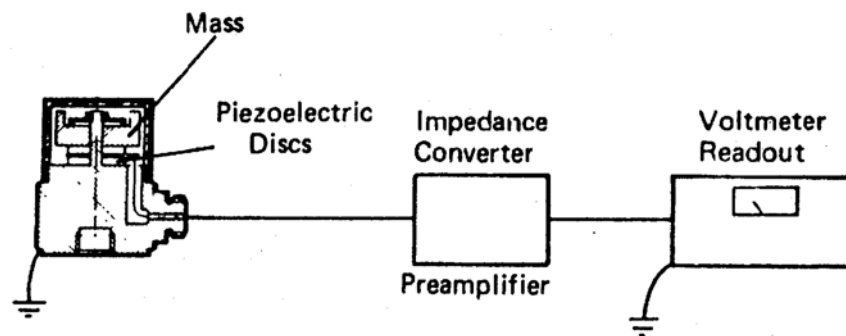


Fig. 49

Dynamik område $30 \cdot 10^6:1$

Fordele:

- Selvgenererende
- Ingen bevægelige dele, intet slid
- Robust
- Meget stort dynamik område
- Stort frekvensområde
- Kompakt
- Lav vægt
- Stabilt
- Virker i alle retninger

Ulemper:

- Høj impedans udgang
- Ingen DC response

Proximity prober

Virkemåde for proximity transducere

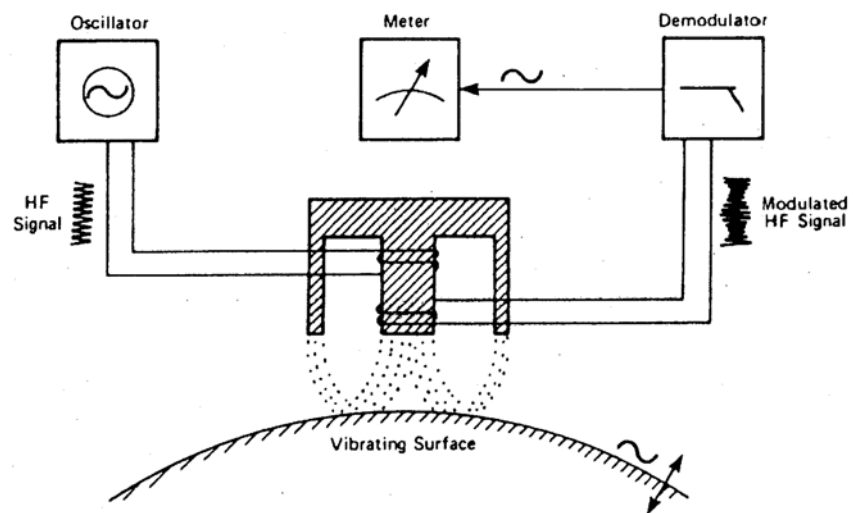


Fig. 50

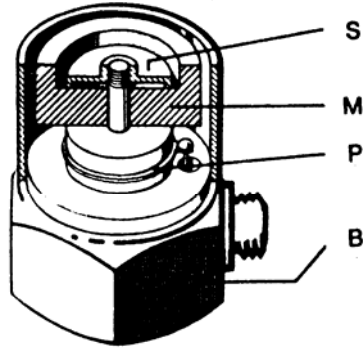
7200 (5 mm) Proximity transducer system



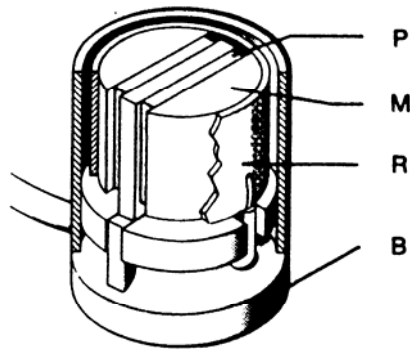
Fig. 51

- Måleområde 2 mm
- Følsomhed 200 mV/mil (8 mV/um)
- Designet i henhold til API 670

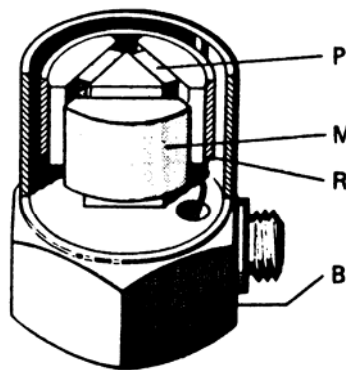
Accelerometere



Centre Mounted Compression



Planar Shear



Delta Shear®

Fig. 52

Frekvensområde for accelerometer

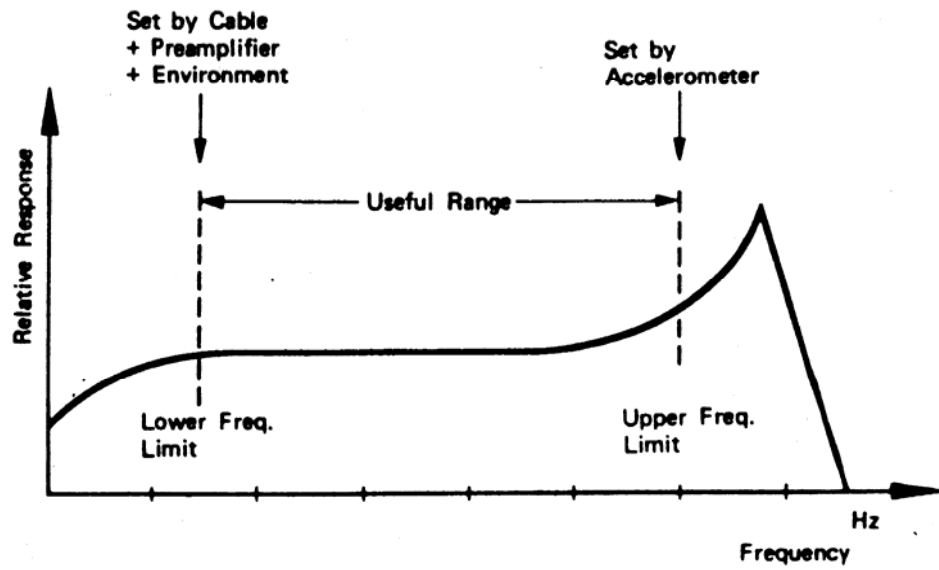


Fig. 53

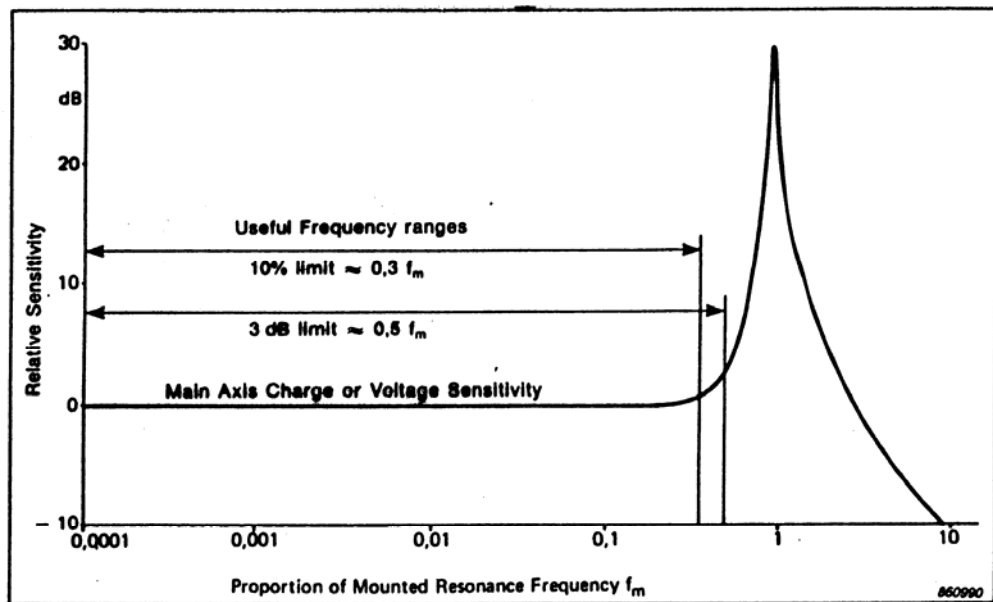


Fig. 54

Uni gain accelerometer

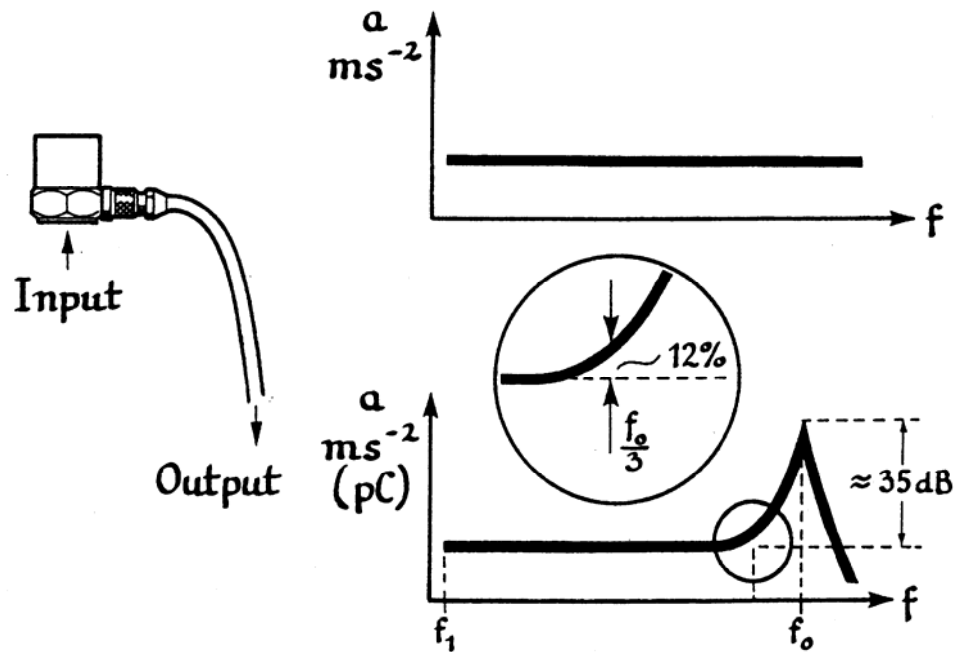


Fig. 55

- accelerometre med forskellig følsomhed og egenfrekvens

Følsomhed altid $1, pc/ms^{-2}$ eller en 10 faktor af dennes

pC = Pico Coulomb

Accelerometer vægt/følsomhed

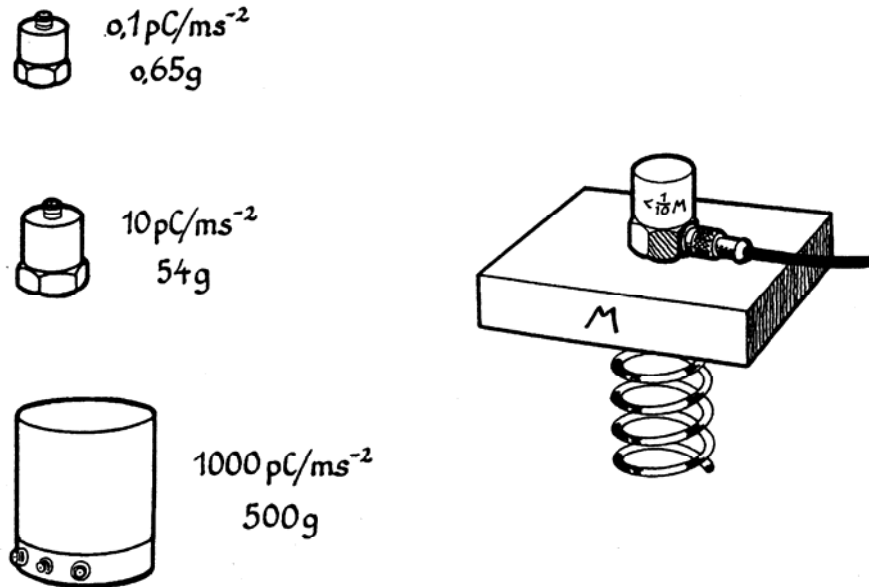


Fig. 56

- Større følsomhed, større vægt
- accelerometer vægt skal være mindre end 1/10 af måleobjektets vægt

Derfor:

Vurder den bevægelige masse, hvor accelerometer skal placeres, og vælg et accelerometer der er mindst 10 gange lettere

Dette kan ødelægge et accelerometer

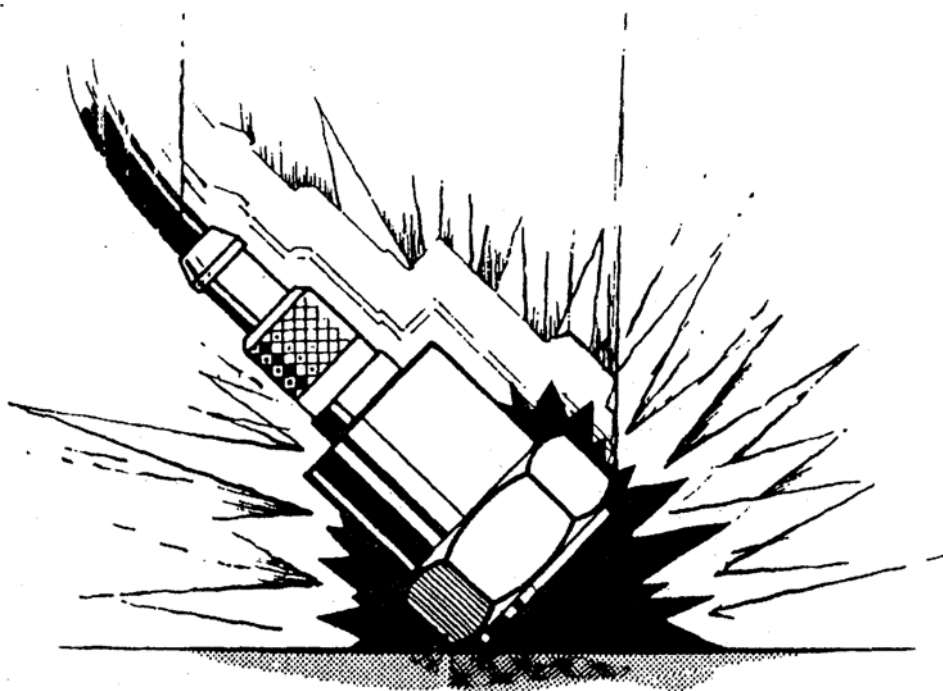


Fig. 57

Vedligeholdelse

Ved tilstands-overvågning

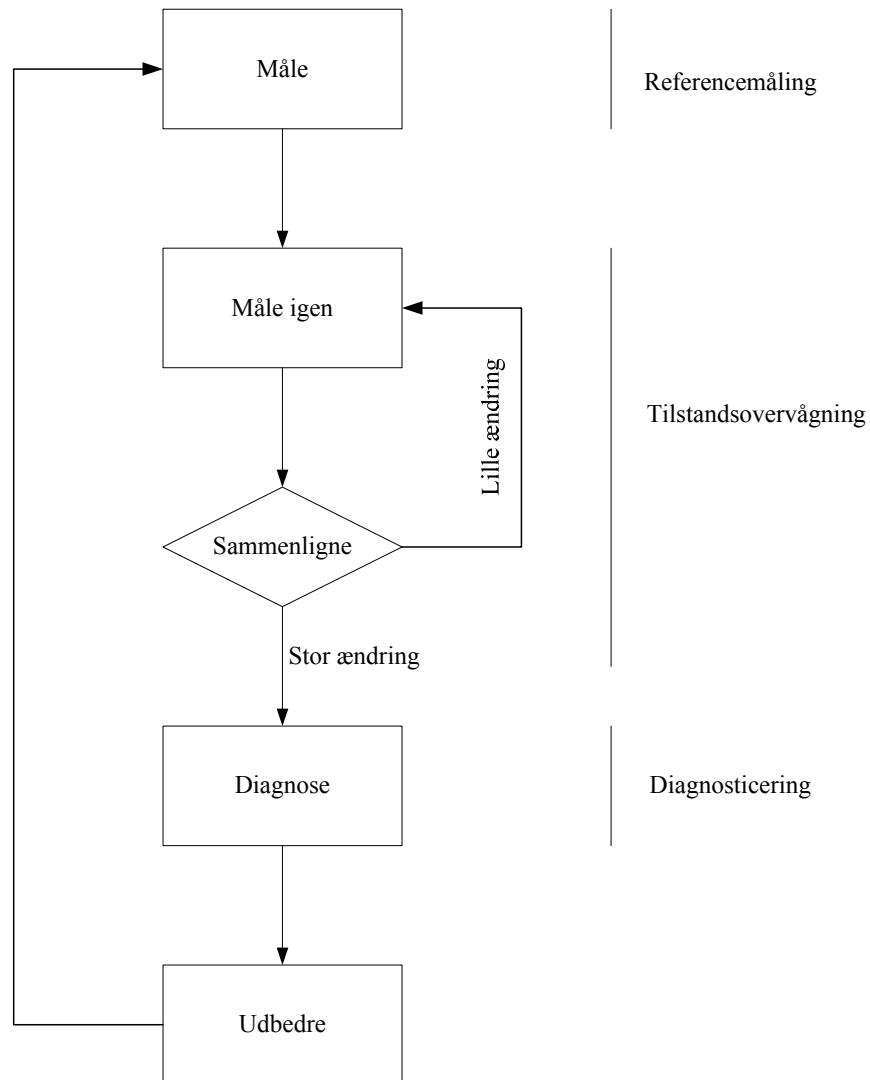


Fig. 58

Rulningslejer

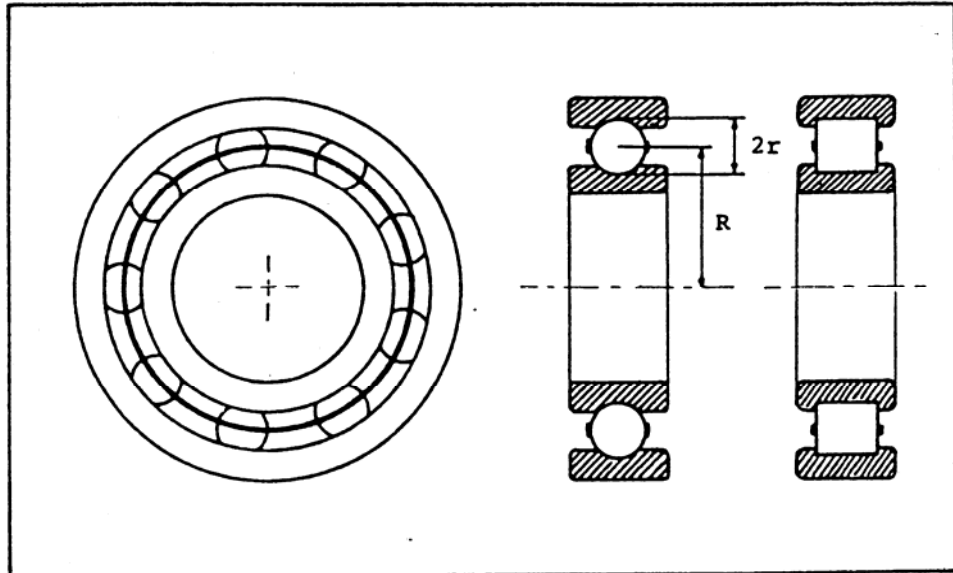


Fig. 59

Kuglelejer
Rulle- og nålelejer

Typiske lejefejl

- Mekanisk beskadigelse
- Fremstillingsfejl
- Fremmedlegemer
- Korrosion
- Pitting (små huller i overfladen)
- Elektrisk pitting som følge af lysbuedannelse
- Afskalning (tab af materiale i større område)

Karakteristiske frekvenser for diskrete fejl på:

$$\begin{aligned} \text{yderring} \quad f_y &= \frac{1}{2} f_o n (1 - r/R \cos \alpha) \\ \text{inderring} \quad f_i &= \frac{1}{2} f_o n (1 + r/R \cos \alpha) \\ \text{kugle} \quad f_r &= f_o (R/2r) (1 - (r/R)^2 \cos^2 \alpha) \\ \text{kugleholder} \quad f_k &= \frac{1}{2} f_o (1 - r/R \cos \alpha) \end{aligned}$$

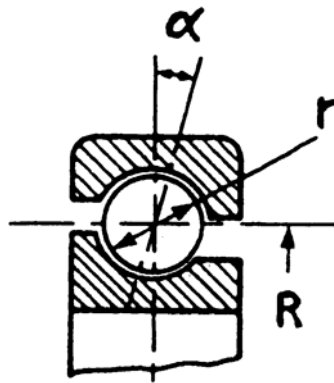


Fig. 60

f_o = omdrejningsfrekvens for aksel

n = antal kugler

r = radius af kugle

R = radius af kuglebanen

α = kontaktvinkel

For kugle- og rullelejer gælder typisk:

| | | |
|------------|---|---------------|
| f_y, f_i | ~ | 10-15 * f_o |
| f_r | ~ | 10 * f_o |
| f_e | ~ | 1/2 * f_o |

Påvirkning fra en diskret leje fejl

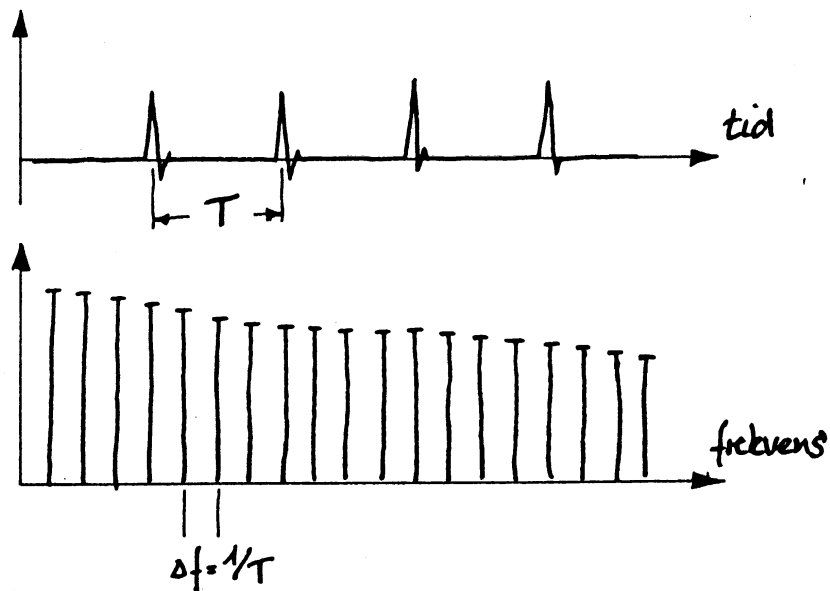


Fig. 61

- Et tidssignal med kortvarende pulser giver et linespektrum, hvor værdierne ved de harmoniske frekvenslinier falder langsomt

Kugleleje med fejl

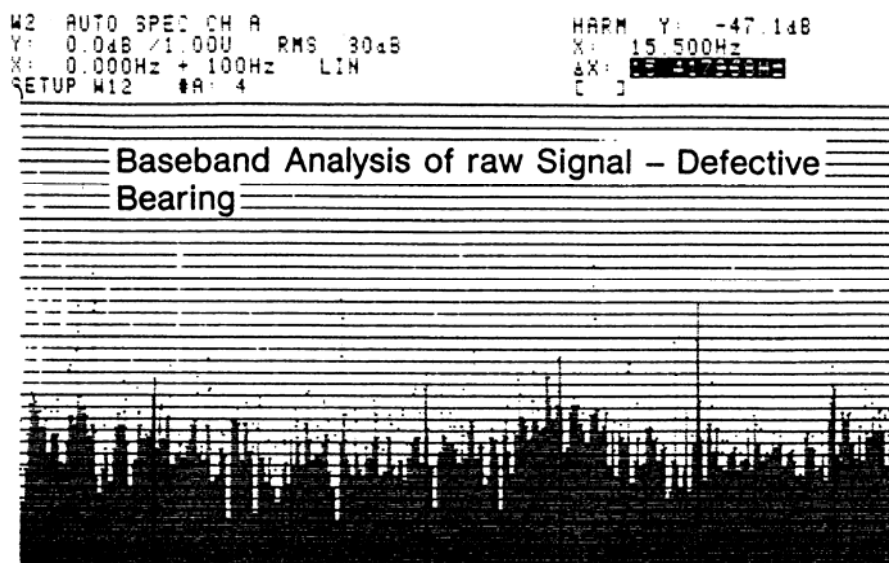


Fig. 62

- Støj fra andre maskindele gør det svært at se lejets karakteristiske frekvenser
 - Støjen fra velfungerende maskineri vil aftage ved højere frekvenser
 De karakteristiske frekvenser kan måske ses i spektret ved højere frekvenser?

HVOR?

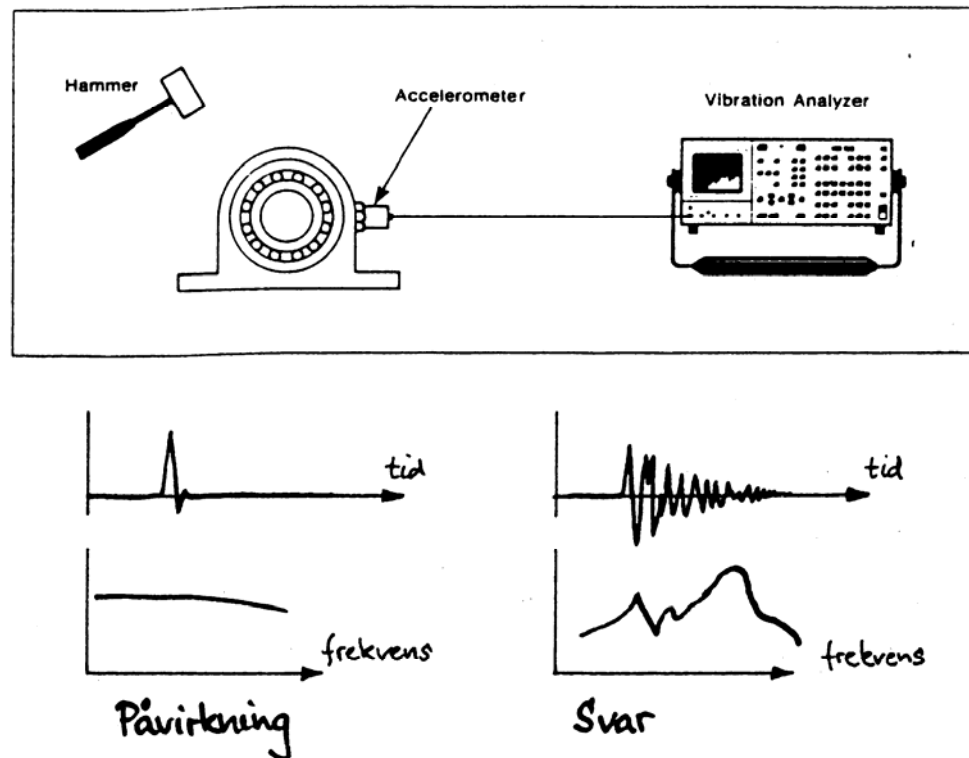


Fig. 63

- Ved at efterligne påvirkningen fra en fejl i lejet, bestemmes de frekvenser, hvor lejehuset vil svare kraftigst p3 en fejl i lejet

Frekvensområdet i spektret undersøges under drift, HVORDAN?

HVORDAN? , zoom?

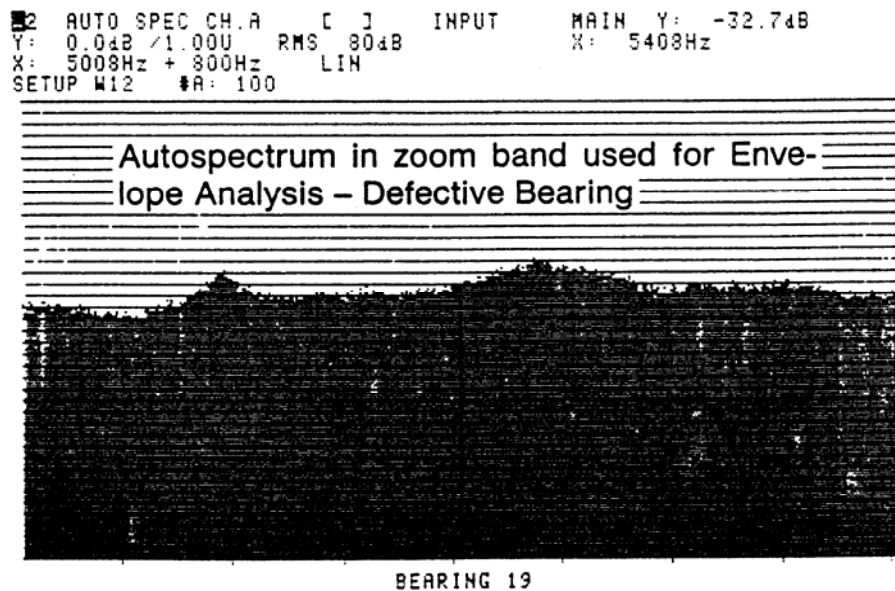


Fig. 64

Hvis maskineriet ikke kører med helt konstant hastighed, vil de højere harmoniske frekvenslinier blive tværet ud

F. eks.

$$f_1 = 50 \pm 2 \text{ Hz}$$

$$f_{100} = 100 \cdot (50 \pm 2 \text{ Hz}) = 5000 \pm 200 \text{ Hz} = 4800 \text{ Hz} - 5200 \text{ Hz}$$

$$f_{101} = 101 \cdot (50 \pm 2 \text{ Hz}) = 5050 \pm 202 \text{ Hz} = 4848 \text{ Hz} - 5252 \text{ Hz}$$

HVORDAN?, indhyllningsteknik

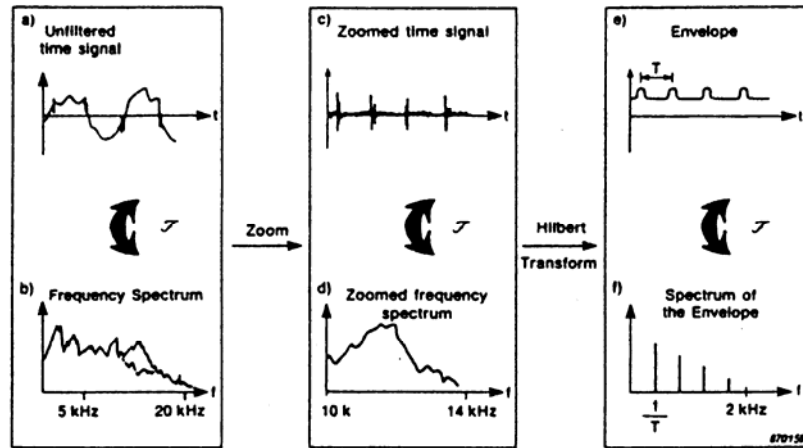


Fig. 65

- Der udvælges et område i frekvensspektret hvor lejehusets svar er kraftigt
- Indhyllningen af tidssignalet ændrer det højfrekvente signal til et lavfrekvent signal

Indhyllningsteknik

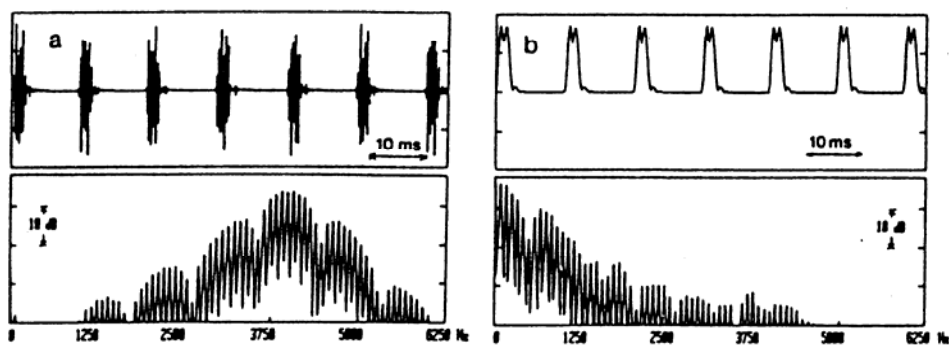
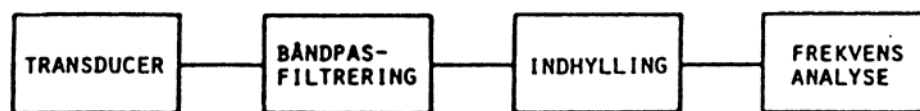


Fig. 66

tidssignal

indhyllet tidssignal

Indhylningsteknik

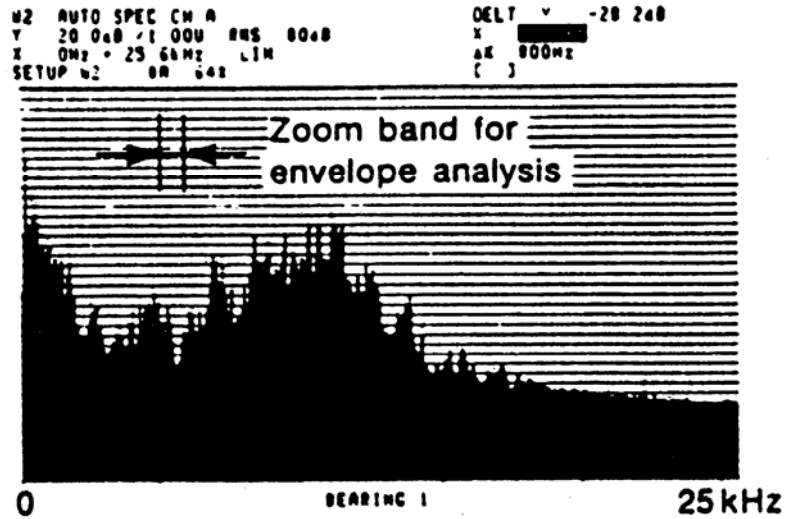


Fig. 67

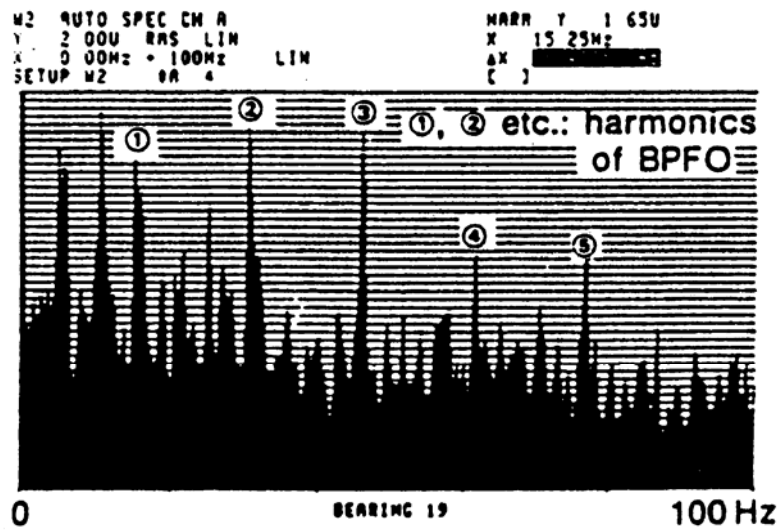


Fig. 68

De karakteristiske frekvenser kan let ses i spektret for det indhyllede signal

Gear

Forskellige typer

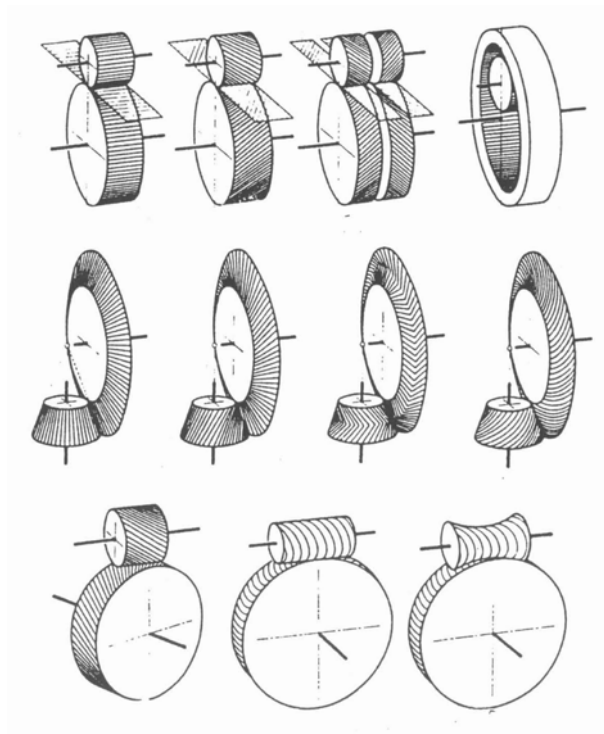


Fig. 69

Cylindriske tandhjul

Lige fortandede

Skrå fortandede

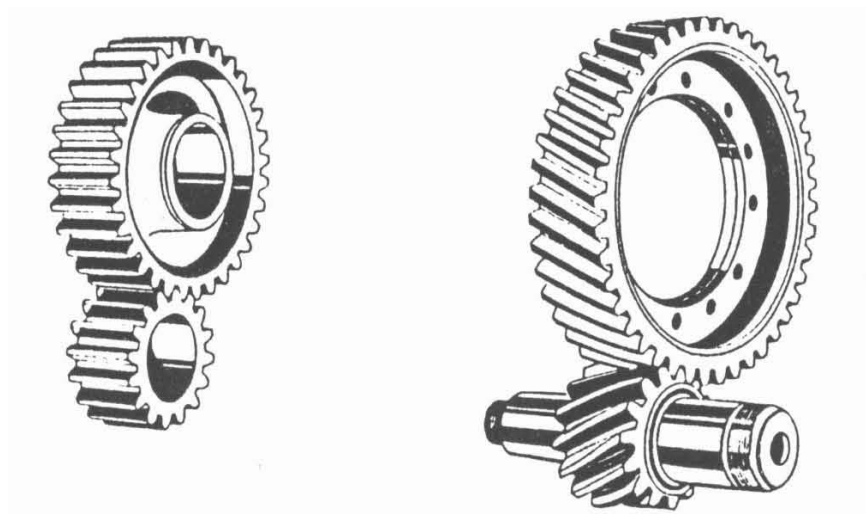


Fig. 70

Typiske gearfejl

- Revner
- Pitting (små huller i overfladen)
- Slid, fordelt på tandflanken
- Excentricitet
- Dårlig opretning
- Fremstillingsfejl

Spøgelsesfrekvenser

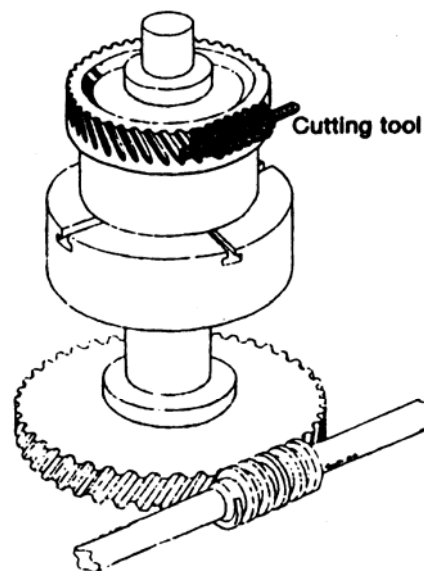


Fig. 71

- Unøjagtigheder i fremstillingsmaskineriet overføres som unøjagtigheder i det fremstillede gearhjul
- Fremtræder ved spøgelsesfrekvenser i gearrets vibrationsspektrum
- Spøgelsesfrekvenserne er harmoniske af gearhulets omdrejningsfrekvens

Ubeskadiget gear

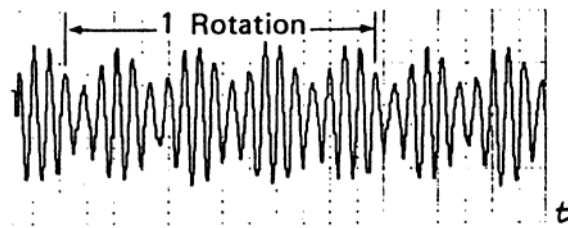


Fig. 72

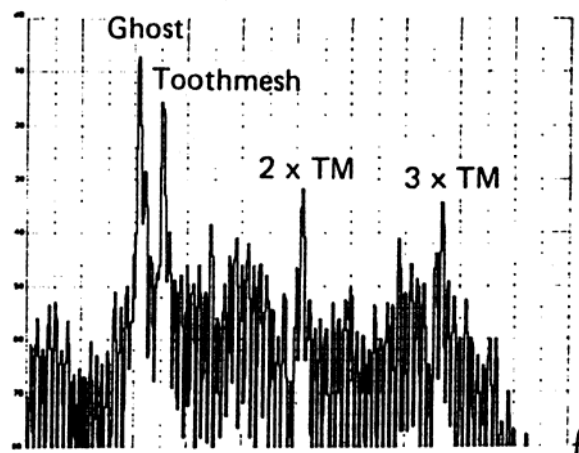


Fig. 73

- Vibrationerne ved spøgelsesfrekvenserne vil forsvinde efterhånden som gearet slides til
- Vibrationerne ved tandfrekvensen og dens harmoniske frekvenser vil blive kraftigere efterhånden som gearet slides

Slid fordelt på tandflanken

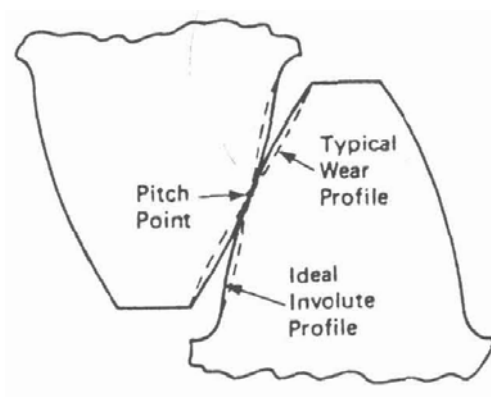


Fig. 74

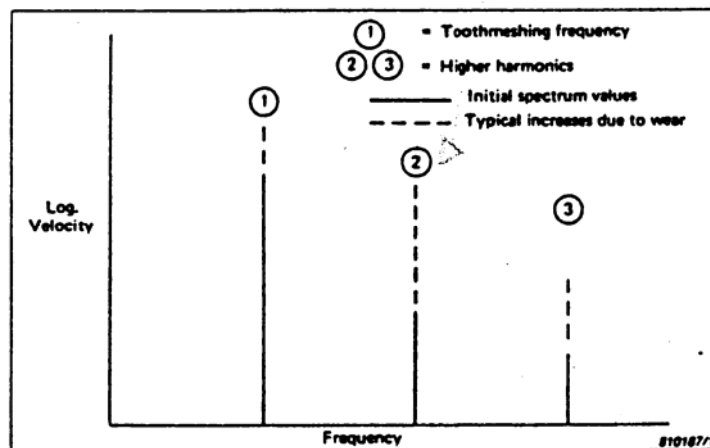


Fig. 75

Ved slid forøges vibrationerne ved tandfrekvensen og dens harmoniske, specielt 2. harmoniske

Sidebånd

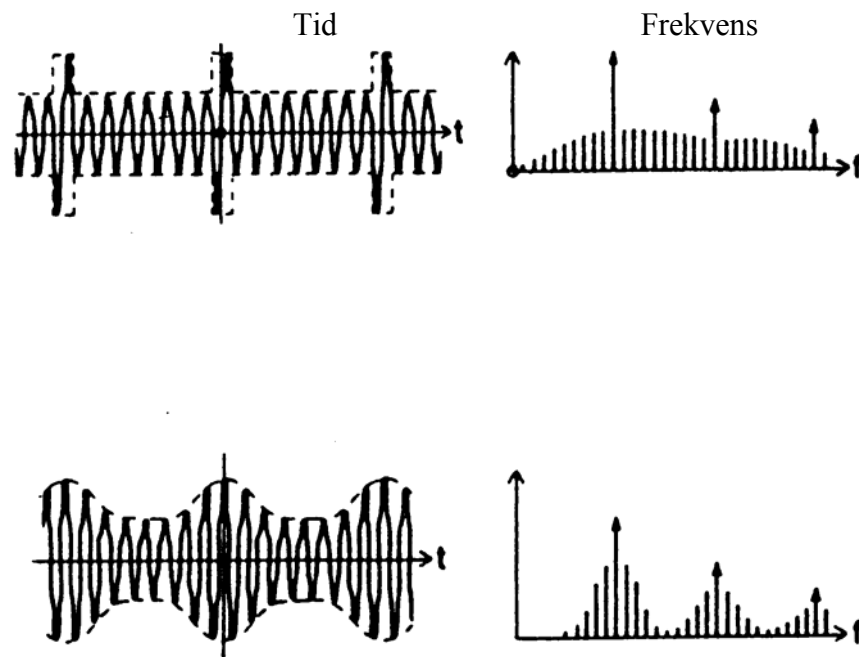


Fig. 76

Ved fejl eller slid der ikke er fordelt jævnt rundt på alle tander, vil der fremkomme sidebånd ved tandfrekvensen og dens harmoniske

Frekvensafstanden imellem sidebåndene svarer til omdrejningsfrekvensen for det beskadigede tandhjul

Tand med revne

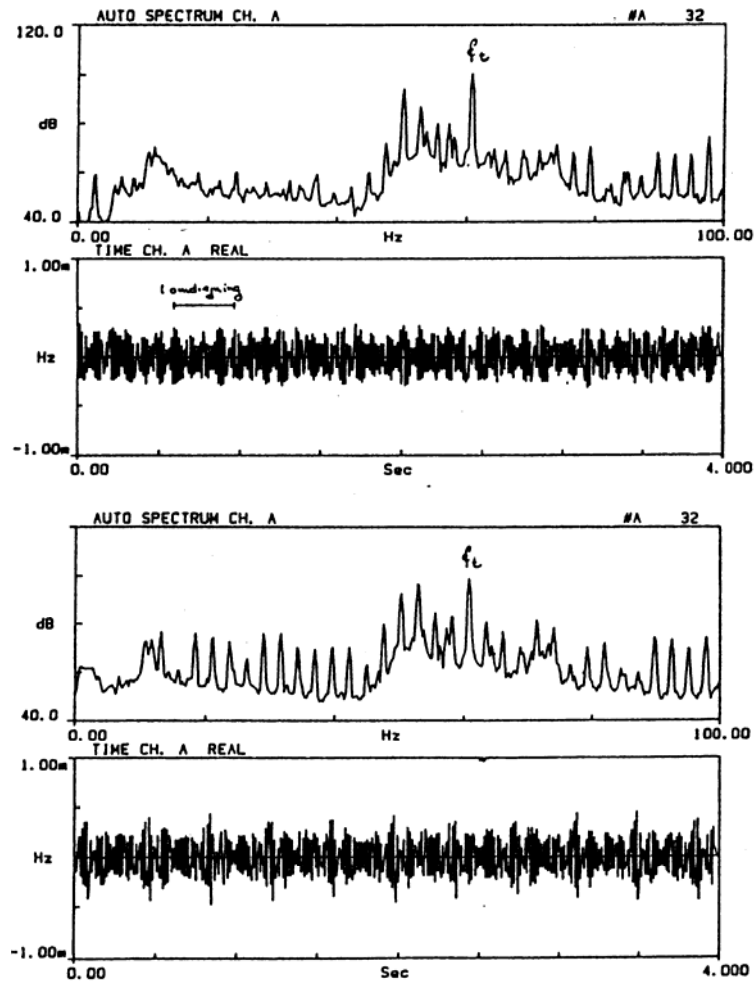


Fig. 77

- Fejl på en tand giver et tidssignal med en pludselig ændring for hver omdrejning
- Fejlen giver anledning til mange sidebånd i vibrationsspektret

Opretning/excentricitet

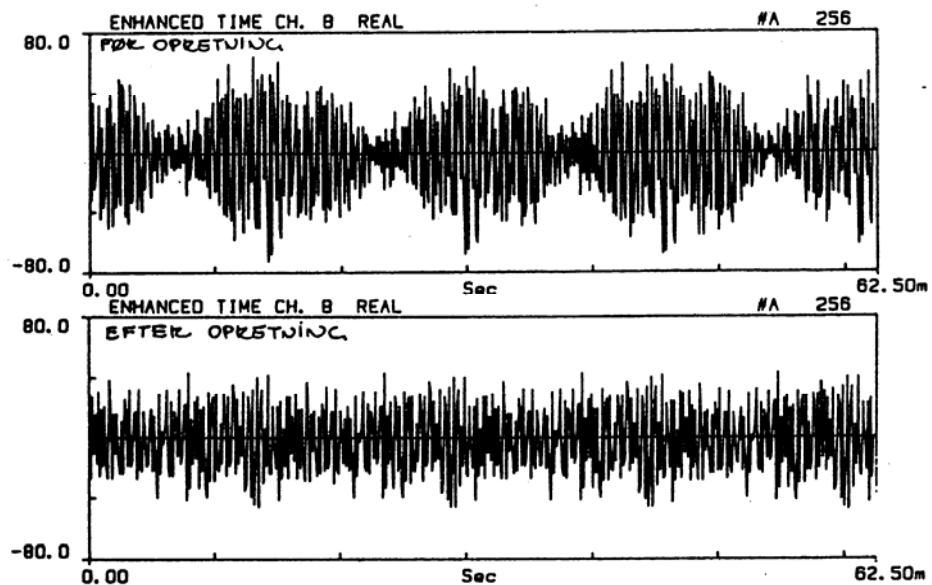


Fig. 78

- Opretningsfejl, manglende parallelitet eller et excentrisk tandhjul giver et tidssignal der varierer langsomt for hver omdrejning
- Fejlen giver anledning til få sidebånd i vibrationspektret, og vil ofte bedst kunne ses i tidssignalet

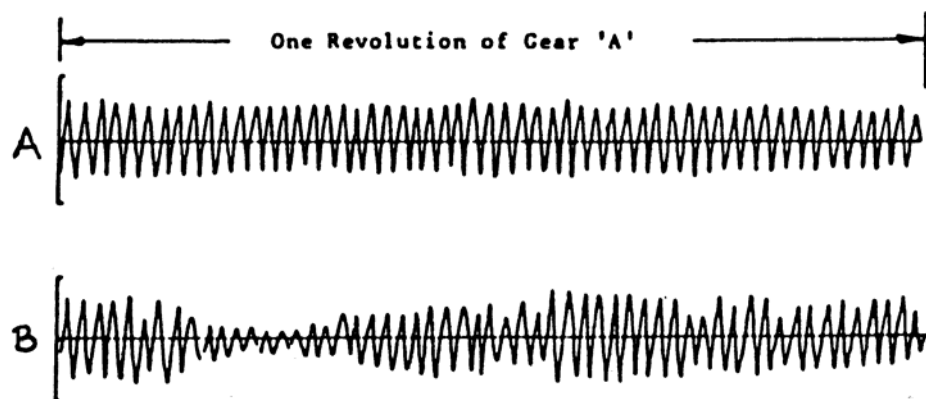


Fig. 79

Vibrationssignaler fra gear med forskellige fejl

- A: Ubeskadiget gear
- B: Gear med opretningsfejl

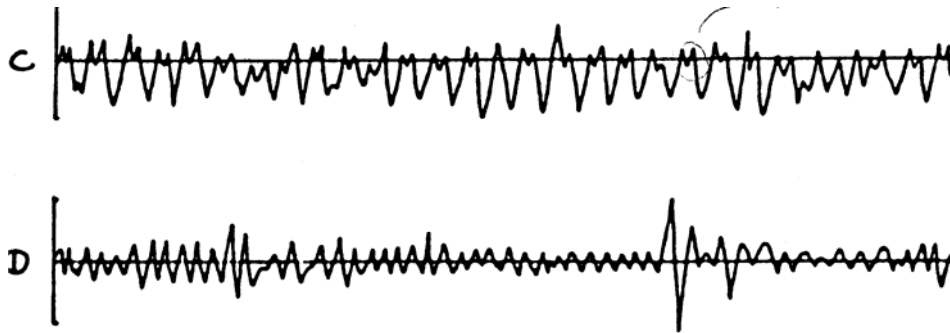


Fig. 80

Vibrationssignaler fra gear med forskellige fejl

C: Kraftig slitage
D: Beskadiget tand

Opretningsfejl

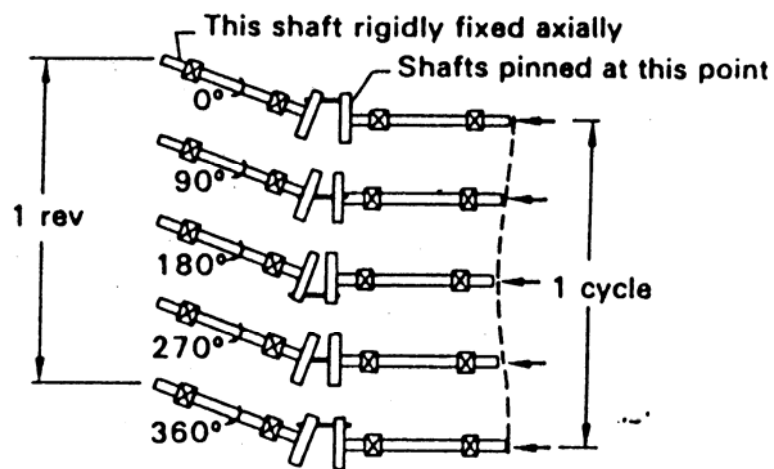


Fig. 81

- Opretningsfejl i forbindelse med sammenkobling af aksel ender, giver vibrationer ved rotorens omdrejningsfrekvens og dens harmoniske
- Skyldes hovedsageligt, at koblingen ikke er rotationssymmetrisk