

LEERBOEK TRILLINGSANALYSE

Trillingsanalyse roterende machines is een mooi vakgebied. Het ontwerp van grote roterende industriële machines zoals pompen, ventilatoren, dieselmotoren, elektrische machines, enz. evolueert voortdurend. Nieuwe markt-/klanteisen, innovaties en nieuwe materialen dagen ontwerpers en constructeurs steeds opnieuw uit hun machines te optimaliseren. Wie vandaag op safe speelt en uitontwikkelde ‘proven-design’ machines op de markt brengt is morgen niet meer concurrerend met prijs-prestatie verhouding en energieverbruik. Doorgaande ontwikkeling kent echter ook een risico: de ‘Wet van Behoud van Ellende’. De ontwerper of constructeur die met een technische modificatie enerzijds een gewenst voordeel kan bereiken maar even niet overziet dat er anderzijds een nadeel wordt geïntroduceerd heeft een probleem. Bijvoorbeeld een trillingsprobleem. Té lange tijd bedrijf met té hoog trillingsniveau kan een kostbaar bedrijfszekerheid probleem opleveren: vroegtijdige lagerschade, afdichting lekt, bouten breken, scheuren (náást lassen), trilling/geluid overlast bij burens, enz. Trillingen meten heeft een tweeledig doel:

- Conditie bewaking: Het periodiek vaststellen van de gezondheid van machines is luisteren naar de taal van de machine. Verreweg de meeste schade mechanismen ontwikkelen zich trendmatig en trillingsgedrag – en ook temperatuur - is daarbij een uitstekende indicator.
- Trillingsanalyse: Probleemanalyse (*‘trouble-shooting’*), de ‘machine dokter’ stelt een diagnose.

De meeste trillingsproblemen zijn dynamische problemen. Statisch is een constructie vaak in orde, d.w.z. sterkte-technisch goed ontworpen. Resonantie is een vaak voorkomend dynamisch probleem. In geval van resonantie is er bij een bepaald toerental sprake van een aanstoot frequentie (excitatie frequentie), bijvoorbeeld onbalans, welke samenvalt met een resonantie frequentie (eigen frequentie, *natural frequency*) van de mechanische constructie welke doorgaans bestaat uit een combinatie van fundatie, leidingwerk, werktuig en elektromotor. In dat geval is noch de stijfheid noch de massa van een constructie bij machte de krachtwerking in toom te houden. Integendeel die twee heffen elkaar juist op. Er is dan alleen nog damping. Maar damping is bij veel constructies onvoldoende aanwezig en trillingsniveau kan rondom dat ene toerental onacceptabel hoog worden. Teveel onbalans en lagering fouten komen ook vaak voor. Er gaan dan vroegtijdig onderdelen falen hetgeen leidt tot inkomstenderving door productieverlies en ongeplande onderhoudskosten. De schone taak voor de trillingsanalist is dan de oorzaak te vinden, de angel eruit te halen en zo de bedrijfszekerheid herstellen.

Bij trillingsanalyse gaat het vooral om machinekennis. Aan de basis van elke trillingsanalyse staat de vraag: hoe kan deze machine zich zoal gedragen en misdragen? Daaruit volgt een lijstje van mogelijke oorzaken. Vervolgens wordt voor elke potentiële oorzaak een meetprogramma bedacht (wat moet ik hoe, waar, wanneer, onder welke omstandigheden meten) waarmee een potentiële oorzaak tot werkelijke oorzaak kan worden gepromoveerd dan wel afgevoerd van de lijst.

In dit leerboek wordt getracht jarenlange praktische ervaring in het vakgebied Trillingsanalyse Roterende Machines toegankelijk te maken voor geïnteresseerden in het Nederlandse taalgebied: service engineers, studenten en zij die beroepshalve verantwoordelijk zijn voor het hoofdpijn dossier ‘trillingen’. Engelse kreten worden zoveel mogelijk vermeden. Theoretische wiskundige onderbouwing wordt bewust achterwege gelaten. Is ook niet echt nodig in de dagelijkse praktijk.

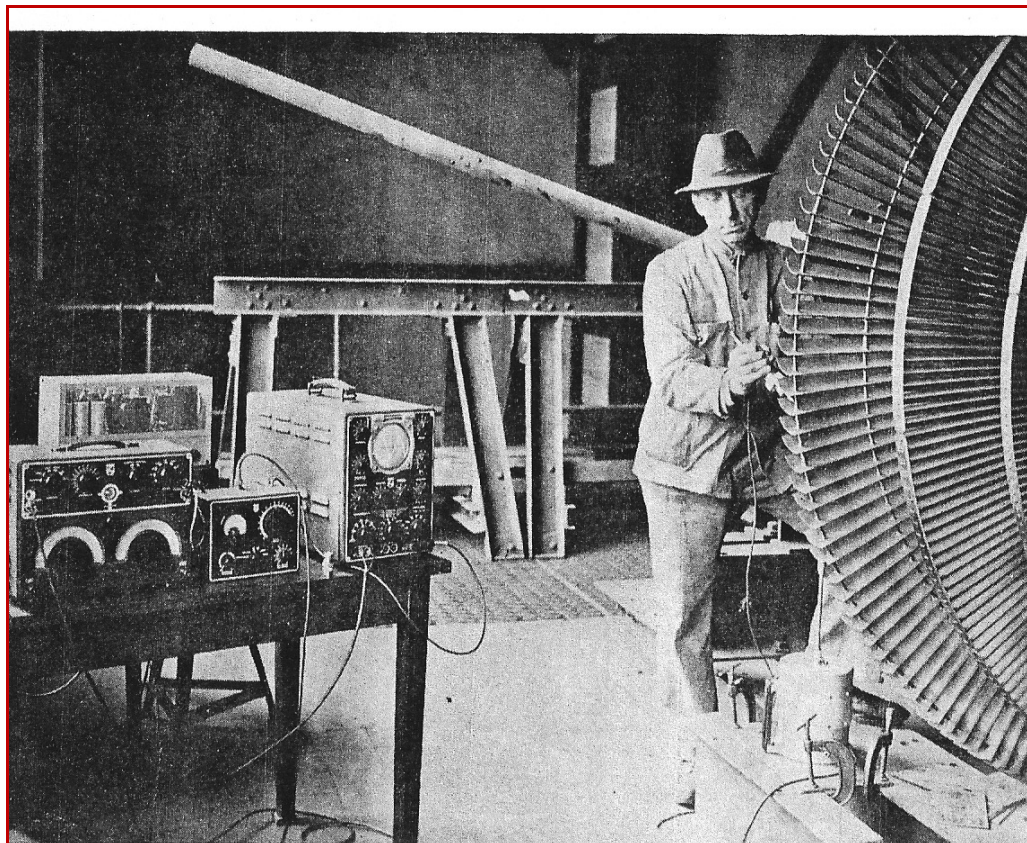
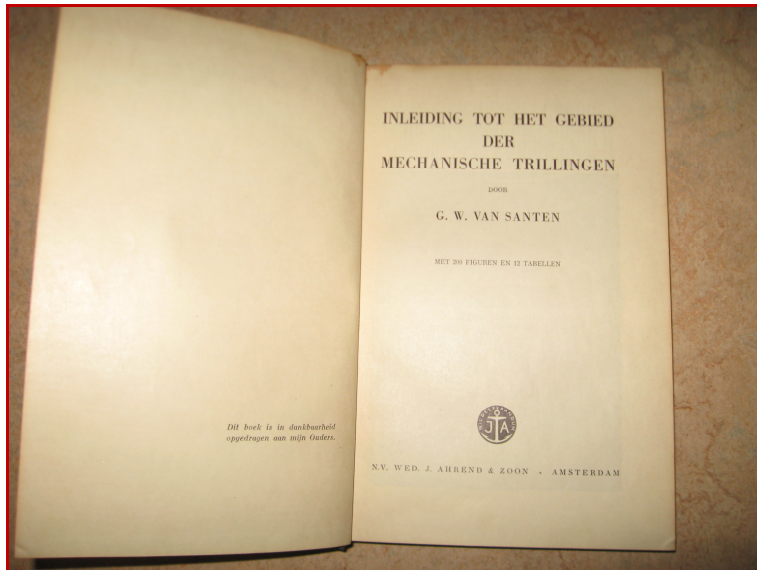
Moge dit boekwerk bijdragen aan een verdere structurering van kennis en kunde bij de steunpilaren van de procesindustrie, de onderhoudsector, de maakindustrie en de maritieme wereld: de werkvloer professionals!



Auteur: Arie Mol (foto Studio81, Henk van der Stouw, Rijssen).

Dit leerboek pretendeert uiteraard niet dat het een volledig overzicht geeft van het vakgebied trillingsanalyse. Enkele aan te bevelen andere bronnen zijn:

- INLEIDING TOT HET GEBIED DER MECHANISCHE TRILLINGEN, G.W van Santen († 2007).



TRILLINGSMETING AAN EEN TURBINEWIEL.

Een trillingsexcitorator (rechts onder), volgens het electrodynamische principe, brengt het wiel in trilling. Met behulp van een absolute trillings-opnemer GM 5520 (fig. 182) meet men hier de amplituden op verschillende plaatsen bij diverse resonantiefrequenties.

Op de tafel ziet men vooraan v.l.n.r.:

a) een relatieve opnemer GM 5526 (volgens fig. 178, b) een toongenerator GM 2307 voor het electrisch opwekken van verschillende frequenties, c) een ijkstafje GM 5522 voor het vergelijken van de meetspanning, waarin tevens de gemeten spanning gedifferentieerd of geïntegreerd kan worden, d) een electromagnetisch opnemertje GM 5527 en een electronenstraaloscillograaf GM 3156, waarop het beeld van de gemeten trilling waargenomen kan worden.

Achter op de tafel staat nog een versterker, die na de toongenerator geschakeld is, voor het versterken van de aan de excitator toe te voeren stroom.

(Foto N.V. Philips).

Ouderwetse apparatuur maar tijdloze methodiek (jaren '50, NatLab, Philips, Eindhoven)!

Ere wie ere toekomt, de heer G.W. van Santen is zonder enige twijfel de nestor van trillingsanalyse in Nederland. Zijn boek, zeg maar gerust standaard werk, 'Inleiding tot het gebied der Mechanische Trillingen' dateert van 1950! Zo oud als het is, met een verbluffende actualiteit geeft dit schitterende boek – in de Nederlandse taal - een overzicht van de elementaire theorie van mechanische trillingen met vele praktische voorbeelden van tijdloze trillingsproblemen. Google kan helpen dit boek nog ergens op de kop te tikken. Een herdruk van de Nederlandse versie is het overwegen waard.

Ook in de Engelse en Duitse taal verschenen: <http://www.sciencemag.org/content/120/3109/179.2.extract>

Verder aanbevelenswaardig:

- MACHINERY VIBRATION ANALYSIS, Victor Wowk.
- MECHANICAL VIBRATIONS, J.P. den Hartog (Amerikaan, helaas geen Nederlandse versie).
- INTRODUCTION TO MACHINERY ANALYSIS AND MONITORING, John S. Mitchell.
- <https://www.machineryanalysis.org> onder trillinganalisten wereldwijd een populair internet forum.
- In het vakblad PompNL www.pompnl.nl staan veel technische artikelen over trillingsanalyse en industrieel onderhoud. Al deze artikelen staan op de website <http://www.ariemol.nl/pagina10.html>



De eerste versie van dit Leerboek Trillingsanalyse dateert van 2012 en het leerboek begint langzamerhand z'n voltooiing te naderen. In de loop van de tijd zullen wellicht nog enkele hoofdstukken worden toegevoegd. De meest recente versie staat op de website: www.ariemol.nl.

Op- en aanmerkingen ter verbetering van de inhoud van dit leerboek worden gaarne tegemoet gezien, via email adres molrec@hotmail.com, deze kunnen dan in een volgende versie meegenomen worden. Het voordeel van een dynamisch 'white paper' op een website t.o.v. een statisch *hard copy* boekwerk!

De auteur verzorgt cursussen Trillingsmetingen en Trillingsanalyse onder de vlag van Oveducon. Zie voor meer informatie: <http://www.ariemol.nl/pagina17.html> en www.oveducon.nl

Uiteraard komen in de cursus onderwerpen uit dit leerboek ter sprake. Cursisten kunnen zich alvast een beetje inlezen en kunnen dit leerboek als naslagwerk gebruiken.

Dit document is - met bronvermelding - vrij beschikbaar voor onderwijsdoeleinden.

September 2022

Opgedragen aan onze kinderen Jurian, Eline, Lennert.

Sorry, voor die zo lastig te beantwoorden vraag: Wat doet jouw vader eigenlijk?

Sorry, voor mijn ontwijkende antwoord op jullie vragen:

Pa, wat is jouw uurtarief?

Pa, wat is jouw IQ?

Want jullie pa schaamt zich voor drie zaken: zijn uurtarief, zijn IQ en het meest nog voor het feit dat die twee getallen aan elkaar gelijk zijn...

Deze revisie #10 is een geheel herziene versie, september 2022. De vorige revisie #09 dateert van 12 oktober 2019. Op een aantal plaatsen is tekst herschreven, hoofdstukken zijn toegevoegd, volgorde hoofdstukken is gewijzigd.

INHOUDSOPGAVE

INTRODUCTIE.	01
INHOUDSOPGAVE.	04
HOOFDSTUK 1: VEILIG WERKEN.	07
par.	bladzijde
HOOFDSTUK 2: BASIS BEGRIPPEN.	08
2.1) Wat is een trilling?	
2.2) Golfvorm en frequentie spectrum.	
2.3) Massa, Elasticiteit en Damping.	
2.4) Resonantie: Bedrijfszekerheid Ondernemingen #1.	
2.5) Resonantie frequentie, eigen frequentie, <i>natural frequency</i> .	
2.6) Handberekening resonantie frequentie.	
2.7) Hoe resonantie aantonen?	
2.8) Trilling grootheden: Verplaatsing, Snelheid, Versnelling.	
2.8.1) Trilling verplaatsing.	
2.8.2) Trillingssnelheid.	
2.8.3) Trilling versnelling.	
2.8.4) Trillingsopnemers.	
2.8.5) Opmerkingen.	
2.9) Samenvatting.	
HOOFDSTUK 3: TRILLINGSMETINGEN.	17
3.1) Wat is een trilling?	
3.2) Algemene opzet van een trillingsmeting.	
3.3) Grootheden: verplaatsing, trillingssnelheid, versnelling.	
3.4) Onderlinge relatie verplaatsing, snelheid en versnelling.	
3.5) Wat betekent rms waarde?	
3.6) Enkele rekenvoorbeelden.	
3.7) Crest factor.	
3.8) Meetinstrumenten.	
HOOFDSTUK 4: TRILLINGSOPNEMERS.	25
4.1) Verplaatsing opnemer (Displacement sensor).	
4.2) Trillingssnelheid opnemer (Vibration velocity sensor).	
4.3) Versnellingsopnemer (Acceleration sensor, accel).	
4.4) Digitale versnellingsopnemer.	
HOOFDSTUK 5: NORMEN.	28
5.1) ISO 10816 norm.	
HOOFDSTUK 6: CONDITIE BEWAKING.	29
6.1) Toestand Afhankelijk Onderhoud (TAO) op basis van trillingsanalyse.	
6.2) Van off-line bewaking naar on-line bewaking.	
6.3) Off-line conditie bewaking.	
6.4) De beperkingen van conditie bewaking.	
6.5) Kosten en baten analyse.	
6.6) Off-line conditie bewaking, laag-drempelig of geavanceerd?	
6.7) Schade detectie m.b.v. 'envelop' techniek.	
6.8) Berekening wentellager defect frequenties.	
6.9) Aandachtspunten / valkuilen bij envelop detectie diagnose.	

- 6.10) Praktische uitvoering conditie metingen.
- 6.11) Laag-toerental toepassing.
- 6.12) On-line bewaking, een moderne ontzorgingsfilosofie.
- 6.13) Motorstroom analyse.
- 6.14) Ultrasoon analyse.

HOOFDSTUK 7: TRILLINGSANALYSE CENTRIFUGAAL POMPEN. 46

- 7.1) Onbalans en drukpulsatie.
- 7.2) Impulsvormig trillingsgedrag.
- 7.3) Drukpulsatie en resonantie in hydraulische netwerken.
- 7.4) Kritisch toerental van overhangende pomp waaier.
- 7.5) Resonantie bij persleidingen.
- 7.6) Resonantie bij verticale pompopstellingen.
- 7.7) Bewegingsvorm analyse.
- 7.8) Bewegingsvorm analyse, topzware verticale pomp opstelling.
- 7.9) Bewegingsvorm analyse, horizontale motor opstelling.
- 7.10) Bewegingsvorm analyse, roerwerk aandrijving.

HOOFDSTUK 8: TRILLINGSANALYSE COMPRESSOREN. 53

- 8.1) Golfvorm analyse of frequentie spectrum analyse?
- 8.2) Kenmerkend trillingsgedrag roterende roots blower.
- 8.3) Kenmerkend trillingsgedrag zuiger compressor.

HOOFDSTUK 9: TRILLINGSANALYSE ELEKTRISCHE MACHINES. 56

- 9.1) Vervorming statorblikpakket onder magnetische krachtwerking.
- 9.2) Kenmerkend trillingsgedrag 2-polige elektromotor.
- 9.3) Resonantie en 100 Hz trilling.
- 9.4) Magnetisch geluid.
- 9.5) Rotorstaafbreuk.
- 9.6) Zweving in trillingsniveau, 'hunten'.

HOOFDSTUK 10: TRILLINGSANALYSE VENTILATOREN. 63

- 10.1) Onbalans.
- 10.2) Resonantie in de opstelling.
- 10.3) Instabiele stroming.
- 10.4) Riemoverbrenging.

HOOFDSTUK 11: TRILLINGSANALYSE TANDWIELKASTEN. 65

- 11.1) Frequentie componenten in een tandwielkast.
- 11.2) Praktijkvoorbeelden frequentie spectrum analyse van een tandwielkast.
- 11.3) Casus 1 : Trillingsanalyse tandwielkast van een onderwater motor/baggerpomp.
- 11.4) Casus 2 : Trillingsanalyse synchronisatie tandwielen van een schroefcompressor.
- 11.5) Casus 3 : Trillingsanalyse haakse tandwielkast aandrijving.
- 11.6) Casus 4 : Trillingsanalyse tandwielkast extruder aandrijving.
- 11.7) Beoordeling trillingsgedrag tandwielkast, praktische richtlijnen.

HOOFDSTUK 12: BALANCEREN. 81

- 12.1) (On-)balans.
- 12.2) Wanneer is een rotor in balans?
- 12.3) Wanneer is een rotor in onbalans?
- 12.4) Van onbalans naar balans.
- 12.5) Balanceer kwaliteit.
- 12.6) Statisch balanceren.
- 12.7) Dynamisch balanceren, 1-vlaks balanceren (met fasehoek meting).
- 12.8) Dynamisch balanceren, 1-vlaks balanceren, zonder fasehoek meting.
- 12.9) Dynamisch balanceren, 2-vlaks balanceren.
- 12.10) Balanceren 'over-kritisch' draaiende rotor.
- 12.11) Balanceren rotor van elektrische machines.
- 12.12) Tips en tricks bij balanceren.

HOOFDSTUK 13: LAGERING PROBLEMEN.**98**

- 13.1) Verklemmingsverschijnselen.
- 13.2) De noodzakelijke schuifpassing.
- 13.3) Rotatie verhoudingen.
- 13.4) Bijzondere lagering.
- 13.5) Lagering elektromotoren, voorspanning en axiale/radiale speling.
- 13.6) Lagerschade door elektrische stroomdoorgang.
- 13.7) Rotor dynamica.

HOOFDSTUK 14: UITLIJNEN.**104**

- 14.1) Waarom uitlijnen?
- 14.2) De 100-regel.
- 14.3) Relatie trillingsnivo en misuitlijning.
- 14.4) 2* toerental trilling, misuitlijning?
- 14.5) Uitlijnen van een elektromotor of pomp met over-kritisch draaiende rotor.
- 14.6) Soft foot.
- 14.7) De elektro-magnetische slip koppeling.

HOOFDSTUK 15: TRILLINGSGEDRAG DIESELMOTOR - STATIONAIRE DELEN. 112

- 15.1) Trillingsgedrag dieselmotor.
- 15.2) Trillingsgedrag stationaire delen van een diesel aggregaat.
 - 15.2.1) Frequentie spectrum kenmerken.
 - 15.2.2) Invloed belasting op trillingsgedrag.
- 15.3) Probleem analyse.
- 15.4) Resonantie bij dieselmotor aandrijvingen.
- 15.5) Bewegingsvormen stationaire delen.
 - 15.5.1) Torsie trillingen.
 - 15.5.2) Buigtrillingen.
 - 15.5.3) Zijdelings (lateraal) trillingen.
 - 15.5.4) Opmerkingen.
 - 15.5.5) Voorbeeld modale analyse.
- 15.6) Kenmerken trillingsgedrag van aan verbrandingsmotor gekoppelde machines.

HOOFDSTUK 16: TRILLINGSGEDRAG DIESELMOTOR, ROTERENDE DELEN. 128

- 16.1) Meetmethoden.
- 16.2) Trillingsgedrag roterende delen van een diesel aggregaat.
- 16.3) Praktijk voorbeelden.
 - 16.3.1) Praktijk voorbeeld 1.
 - 16.3.2) Praktijk voorbeeld 2.
- 16.4) Generatorstroom analyse.

Laatste pagina:**134**

- T.z.t. zal dit document verder worden aangevuld met nieuwe hoofdstukken.

HOOFDSTUK 1: VEILIG WERKEN.

Werken aan roterende machines - op afstand in-/uitschakelbaar - in een industriële omgeving betekent werken met verhoogd - maar zeer wel - beheersbaar risico.

Draaiende delen, elektrische spanning, hoge temperatuur, hogedruk in leidingen, werken in weer en wind, de trillingsanalist krijgt er dagelijks mee te maken. Gelukkig krijgt bij vrijwel alle industriële ondernemingen in Nederland veilig werken de aandacht die het verdient. Niettemin: veilig werken is en blijft vooral een eigen-gedrag-verantwoordelijkheid.

Altijd vóór aanvang werkzaamheden eerst denken dan doen: de zgn. 'last minute risk analysis (LMRA)', vooral van belang bij (opnieuw) inbedrijfstellen van een installatie:

- PBM's: persoonlijke bescherming middelen in orde.
- Stoppen van machine kan belangrijker zijn dan starten: Waar bevindt zich de werkschakelaar, de hoofdschakelaar, de noodstop? Gemakkelijk bereikbaar? Geen steigerwerk in de weg?
- Is werkschakelaar vergrendeld tijdens werkzaamheden (LOTOTO)?
- Zijn er andere werkzaamheden gaande in de buurt?
- De heenweg is een vluchtweg, waar is er aan de andere kant een tweede vluchtweg?
- Let op windrichting bij buiten werken!
- Kabels van meetinstrumenten weghouden van roterende delen, geen meetkabels op looppad!
- Steigerwerk mag nooit gebruikt worden om meetapparatuur op te stellen!
- Laat je tijdens metingen niet afleiden door vragen van belangstellenden. Die komen later aan de beurt.
- In theorie is veilig werken weliswaar perfect geregeld middels een werkvergunning maar deze wordt vaak ondertekend in een airco kantoor ver weg van werkplek...Wat zijn de echte risico's ter plaatse? LMRA! Er wordt veilig gewerkt of er wordt niet gewerkt.



Fig. 1.1: Er wordt veilig gewerkt of er wordt niet gewerkt.

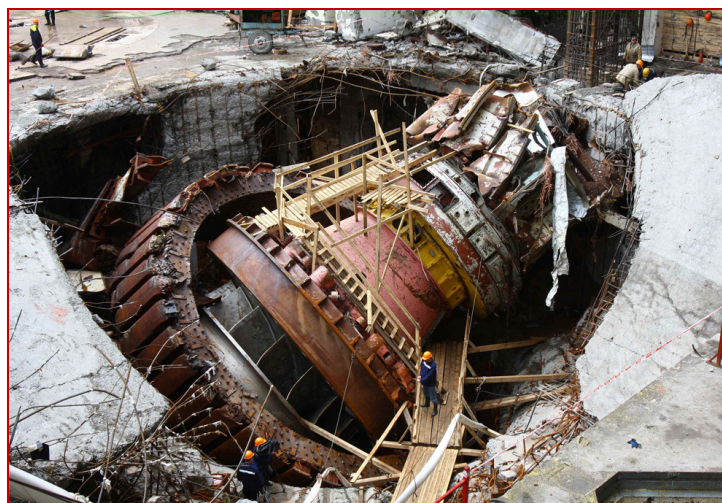


Fig. 1.2: Voorkomen is beter dan genezen (turbine-generator in waterkracht centrale).

HOOFDSTUK 2: BASIS BEGRIPPEN.

In dit tweede hoofdstuk maakt de lezer kennis met een aantal basis begrippen uit de trillingsleer.

2.1) Wat is een trilling?

In algemene zin is een trilling een periodiek optredende ('heen-en-weer-gaande', 'op-en-neer-gaande') beweging van een object om een ruimtelijke evenwicht positie. Een beweging welke zichzelf in elk detail steeds herhaalt binnen een bepaald tijdsinterval. Dit tijdsinterval heet periodetijd T [sec]. Het aantal maal per seconde dat de periodieke beweging optreedt heet frequentie F [Hz]. Onderlinge relatie is eenvoudig: $F = 1/T$ [1/sec].

In een roterende machine is trilling het gevolg van ongebalanceerde interne dynamische krachten veroorzaakt door de roterende delen. De eenvoudigste, tevens meest voorkomende, krachtwerking is onbalans. Onbalans in een roterend deel zoals in een ventilator- en pompwaaier of rotor van een elektromotor.

In de natuurkunde komen trillingen in allerlei vormen voor. Dit boek beperkt zich tot mechanische trillingen van roterende machines en ondersteunende of gekoppelde constructie delen, zoals fundaties van machines resp. leidingwerk van pompen en compressoren.

2.2) Golfvorm en frequentie spectrum.

Voor de trillingsanalist zijn twee visuele presentaties van trilling informatief:

- De golfvorm van de trilling.
- Het frequentie spectrum van de trilling.

Fig. 2.1 toont de golfvorm van een trilling, of het tijdbeeld of het oscilloscoopbeeld. Ook wel Time Wave Form (TWF) genoemd. Meestal geen veelzeggende informatie, ook niet voor de trillingsanalist. Een lage frequentie component lijkt dominant, ca. vijf golven per seconde, dus ca. 5 Hz. Maar er zitten ook hogere frequentie componenten in het signaal.

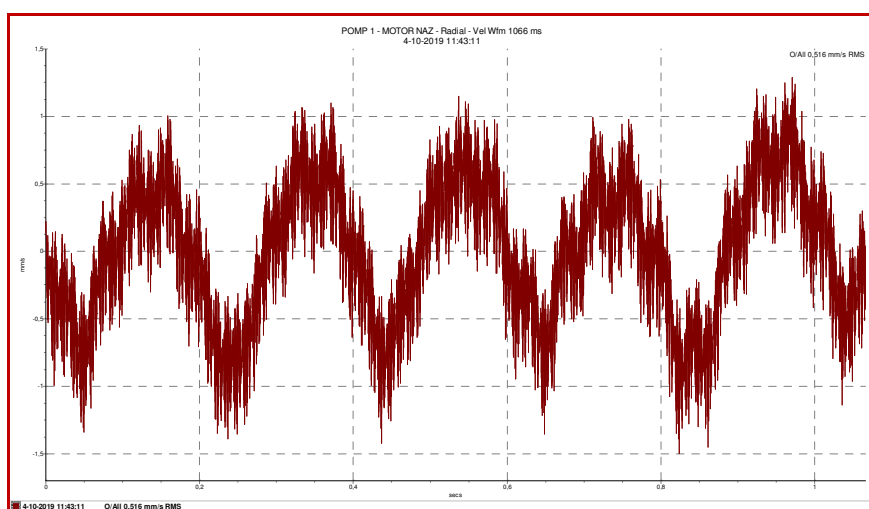


Fig. 2.1: Golfvorm van een trilling, tijdbasis 1.0 seconde.

Fig. 2.2 toont het frequentie spectrum van dit TWF signaal. Dit toont veel meer gedetailleerde informatie! In dit geval is een lage frequentie van dominant, hogere frequenties zijn ook aanwezig maar in mindere mate. Vaak gaat het om een samengestelde trilling, d.w.z. meerdere interne dynamische krachten, bij meerdere onderdelen van de aandrijving, tegelijkertijd werkzaam en zijn er in het frequentie spectrum daarom meerdere frequentie componenten aanwezig. Frequentie spectrum analyse is daarom zo belangrijk omdat het wijst naar de bron van de trilling problematiek. En, minstens zo nuttig, het sluit andere mogelijke oorzaken uit. Na de opmerking 'trillingsniveau te hoog' is altijd de volgende vraag: Wat is de frequentie ervan?

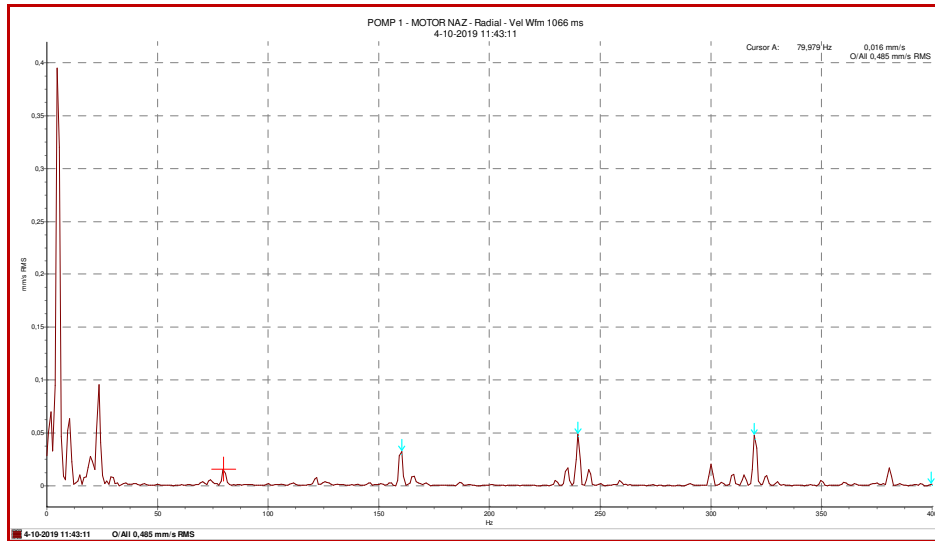


Fig. 2.2: Frequentie spectrum van een trilling (frequentie bereik 0 .. 400 Hz).

Een frequentie spectrum wordt gemaakt vanuit de golfvorm. Deze signaal bewerking heet Fast Fourier Transform (FFT). Uitgangspunt is dat elke willekeurige periodieke golfvorm kan worden voorgesteld als zijnde samengesteld uit een sinusvormige grondgolf – ook wel grondharmonische of 1^e harmonische genoemd - en een aantal sinusvormige golven waarvan de frequenties veelvouden zijn van de grondgolf. Wat sinusvormig betekent wordt verderop in dit hoofdstuk duidelijk.

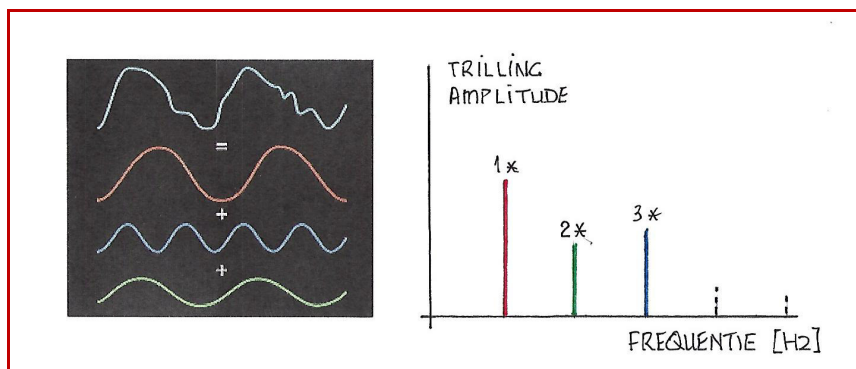


Fig. 2.3: Van trilling in het tijd domein (golfvorm) naar trilling in frequentie domein (frequentie spectrum).

De golfvorm bovenin links in fig. 2.3 kan worden beschouwd als samengesteld uit een grondgolf (rood) en de zgn. tweede (groen) en derde (blauw) harmonische van de grondgolf. De grondgolf wordt ook wel 1^e harmonische genoemd. De veelvouden van de grondgolf worden harmonischen genoemd, 2^e harmonische, 3^e harmonische, enz.

Doorgaans zijn er meerdere trillingsbronnen actief met ieder hun specifieke 1^e harmonische. Bijvoorbeeld in fig. 2.2 is te ontwaren een bron met frequentie 76.5 Hz (blauwe 'plus' markering) en harmonischen hiervan (rode pijlen). Opmerkelijk zijn ook zijband frequenties naast de harmonischen, zijband frequentie is 5.1 Hz.

Dominant is een tweede trillingsbron met een frequentie component van 5.1 Hz vergezeld van een tweede harmonische (10.2 Hz) en een vijfde harmonische (25.5 Hz). Het frequentie spectrum toont vele frequentie componenten maar deze zijn te reduceren tot twee 'families' 5.1 Hz en 76.5 Hz. De FFT analyse techniek blijkt dus gemakkelijk overweg te kunnen met het uit elkaar houden van meerdere trillingsbronnen.

Terzijde, een korte oefening in frequentie spectrum analyse:

Of is er toch sprake van één bron? Frequentie spectrum analyse is steeds weer puzzelen voor de trillingsanalist! De analist moet goed bekend zijn met de machine welke geanalyseerd wordt om te weten waar die 5.1 Hz en 76 Hz vandaan kunnen komen. De tand-ingrijping van een tandwiel met 15 tanden en toerental 765 rpm misschien? Tand-ingrijp frequentie is immers $15 \times 5.1 = 76.5$ Hz!

Verderop in dit boek wordt uitgebreid ingegaan op de kunst van het puzzelen met een frequentie spectra.

De eenvoudigste trillingsvorm is onbalans van bijvoorbeeld een ventilator. De TWF is mooi sinusvormig. Het FFT spectrum toont één frequentie component, de 1^e harmonische van de onbalans trilling, bijvoorbeeld 30 Hz omdat het ventilator toerental 1800 rpm is.

Het kan voorkomen dat het draaigedrag een hoorbaar rammelend karakter heeft, bijvoorbeeld door te veel speling in de lagering. De TWF is dan niet meer mooi sinusvormig. In het frequentie spectrum is de 1^e harmonische niet meer alleen maar wordt vergezeld door een hele serie zgn. bovenharmonischen, zowel even harmonischen (2^e, 4^e, 6^e, enz., resp 60 Hz, 120 Hz, 180 Hz) als oneven harmonischen (3^e, 5^e, 7^e, enz., resp. 90 Hz, 150 Hz, 210 Hz).

Doorgaans neemt de trillingsamplitude van een harmonische af bij toenemende frequentie. Het kan echter voorkomen dat harmonische n een grotere trillingsamplitude heeft dan harmonische n-1 en harmonische n+1. Bijvoorbeeld in fig. 2.3 kan de 3^e harmonische een veel hogere amplitude hebben dan de 2^e en de 4^e harmonische. Dat kan gerelateerd zijn aan een typische draaigedrag eigenschap van de machine. Maar meestal betekent dit dat harmonische n in de buurt ligt van een resonantie frequentie van de constructie en daarom wordt versterkt.

2.3) Massa, Elasticiteit en Damping.

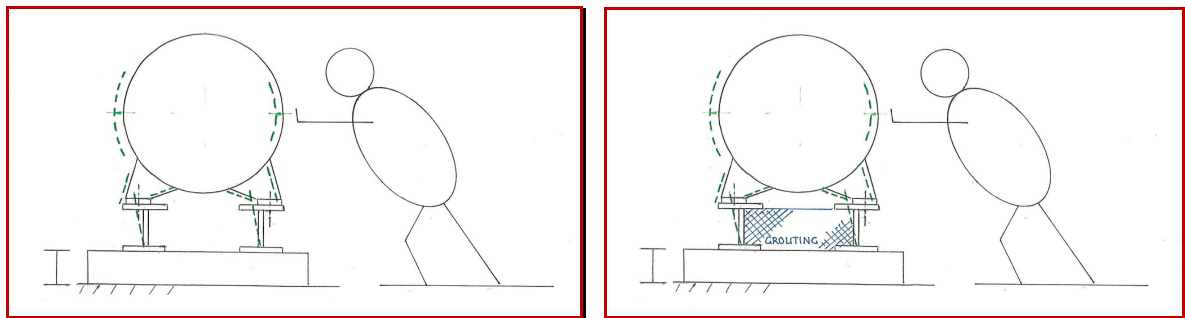


Fig. 2.4: 'Elastische' machine opstelling.

Fig. 2.4 toont een eenvoudige en veel voorkomende machine opstelling. Gekenmerkt door een als relatief oneindig stijf te beschouwen elektromotor frame, een als relatief oneindig stijf te beschouwen betonnen fundatie en daartussen een relatief flexibel stalen subframe bestaande uit stalen I-profiel balken. Het moge voor een ter plekke aanwezige waarnemer lijken alsof zo'n stalen subframe ook relatief oneindig stijf is, in de praktijk is dat niet zo. Staal is flexibel! Wanneer het sterke mannetje (fig. 2.4) een spierkracht F uitoefent op het motor frame in horizontale richting dan ondergaat motor frame een verplaatsing s [m], naar links in fig. 2.4 ('groen'), omdat het stalen subframe onder de motor een bepaalde elasticiteit heeft.

De relatie is:

$$F = k \cdot s$$

met

F : kracht [N]

k : veerconstante (van het stalen subframe) [N/m]

s : verplaatsing [m]

Stijfheid = 1 / Elasticiteit. Veerkracht = 1 / Elastische kracht.

Wanneer het stalen subframe wordt volgegooten met krimp vrij kunststof beton (het zgn. 'grouten', fig. 2.4 rechts) dan neemt de elasticiteit uiteraard af omdat het staal keihard tegen het beton aanligt. Het mannetje moet dan meer spierkracht aanwenden om dezelfde 'groene' verplaatsing te realiseren.

Wanneer het mannetje het motor frame plotseling loslaat dan gebeurt er iets elementairs: massa, elasticiteit en damping gaan beweging bepalen.

De elastische kracht of veerkracht probeert het motor frame naar de evenwicht positie terug te trekken. Het motor frame ondergaat volgens de bewegingswet van Newton een versnelling: (elastische) kracht = massa * versnelling. Het motor frame beweegt met steeds toenemende bewegingssnelheid richting evenwicht positie. Het motor frame zal de evenwicht positie meestal voorbij schieten, waarna door toenemende veerkracht de bewegingssnelheid weer afneemt tot nul en op dat moment een maximale verplaatsing in tegenovergestelde richting wordt bereikt. Vervolgens wordt motor frame weer teruggetrokken richting evenwicht positie. Uiteindelijk komt motor frame tot stilstand na een aantal uitslingeringen, zoals fig. 2.6 laat zien. Trek het rode blok in fig. 2.5 naar beneden (of duwt het omhoog) laat het los en er gebeurt hetzelfde. Zo'n uitslingering is een zgn. sinusvormige beweging. Waarom sinusvormig?

Wat het mannetje eigenlijk deed bij het uit positie brengen van het motor frame was potentiële energie inbrengen met zijn spierkracht. De beweging energie is op dat moment nul. Wanneer het motor frame (na wegvallen spierkracht) terugveert en de evenwicht positie passeert is de potentiële energie op dat moment weer nul maar de beweging energie juist maximaal. Tijdens het uitslingeren vindt er voortdurend uitwisseling plaats tussen potentiële energie en beweging energie. Wiskundig kan worden verklaard dat de bijbehorende beweging of trilling sinusvormig moet zijn. Door altijd aanwezige wrijving dempt de beweging uit (amplitude wordt steeds kleiner) en komt het motor frame na enige tijd tot stilstand.

Precies hetzelfde gebeurt bij de 'bump test' ('Anschlagversuch'): Het motor frame aanslaan met een stevige houten balk, zie fig 2.5.

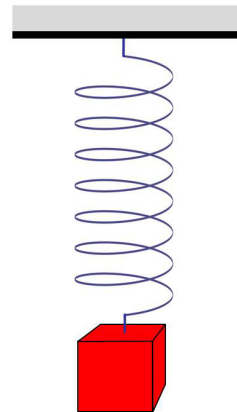


Fig. 2.5: Het motor frame in trilling brengen met een bump test.

Bij een bump test kan de golfvorm eruit zien zoals bijvoorbeeld in fig. 2.6 afgebeeld.

Het aangestoten object trilt uit met een sinusvormige golfvorm van een bepaalde frequentie. In dit geval is de periodetijd van de golfvorm ca. 65 msec, de uittril frequentie dus ca. 15 Hz. De amplitude van de trilling neemt in de tijd gestaag af, dit komt door de invloed van de derde factor (naast massa en elasticiteit) namelijk demping in de stalen constructie. (Zou er geen demping zijn dan bleef motor frame tot in het oneindige door trillen met een frequentie van 15 Hz en een constante trilling amplitude).

Het bijbehorende frequentie spectrum ziet eruit zoals in fig. 2.7 afgebeeld. De uittril frequentie wordt de resonantie frequentie of eigen frequentie van de opstelling genoemd.

Zo'n bump test met een blok hout lijkt wellicht een onprofessionele handeling. Maar de trillingsanalist weet beter: de bump test is een belangrijk gereedschap waarmee resonantie kan worden aangetoond als oorzaak van het trillingsprobleem of kan worden afgevinkt van de lijst met mogelijke oorzaken.

Overigens, net zo professioneel is de 'Sahoor' meting ('Schroevendraaier-aan-het-oor'): Geavanceerde meetapparatuur even opzij zetten en gewoon luisteren naar bijvoorbeeld het lagergeluid.

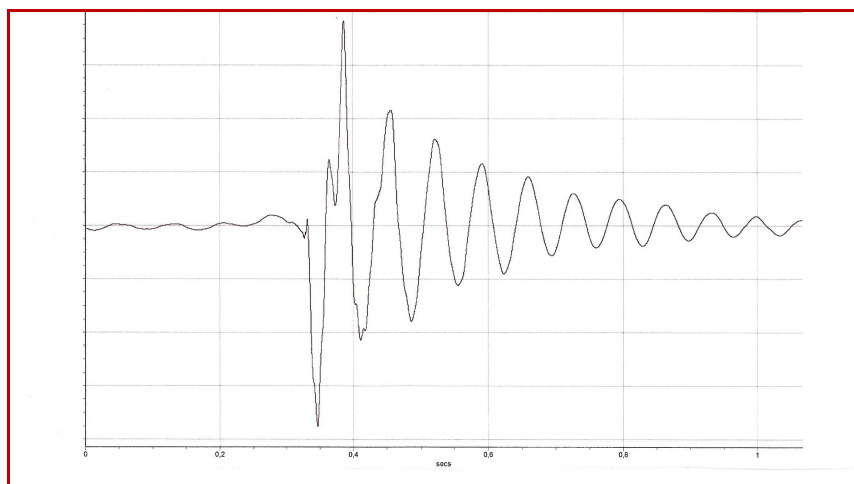


Fig. 2.6: Uittrillen motor frame na een bump test (tijdbasis 0 .. 1 sec).

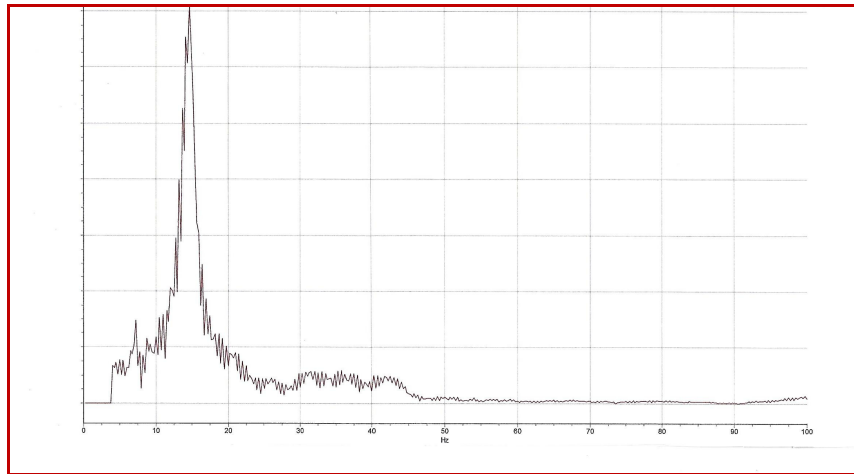


Fig. 2.7: Frequentie spectrum bumptest (frequentie bereik 0 .. 100 Hz).

2.4) Resonantie: Bedrijfszekerheid Ondernijner #1.

Onbalans, misuitlijning, instabiele stroming door ongunstig werkpunt van de pomp, zwakke fundatie, elektrische onvolkomenheden, lagering smering probleem, falende afdichting: het geijkte lijstje in publicaties over bedreiging langere termijn bedrijfszekerheid van roterende machines.

Verbazingwekkend hoe vaak de *reliability killer* #1 in zo'n lijstje ontbreekt: Resonantie!

Elke machine opstelling is samengesteld uit meerdere massa's welke onderling verbonden zijn door elastische materiaal zoals bijvoorbeeld stalen profiel H en I balken en heeft daarom meerdere resonantie frequenties. Op zich geen probleem.

Zo kent elke {motor + werktuig + fundatie + pijpleidingwerk} opstelling resonantiefrequenties, ook wel eigen frequenties genoemd. Elke opstelling bestaat nu eenmaal uit massa en elastisch staal. Resonantie betekent dat bij een bepaald actief aanstoot mechanisme of krachtwerking, bijvoorbeeld onbalans bij een bepaald toerental en trillingsfrequentie, noch de stijfheid noch de massa van een constructie in staat is de aanstoot energie in toom te houden. Integendeel, bij deze trillingsfrequentie heffen massa kracht en veerkracht elkaar juist op en alleen damping houdt de krachtwerking binnen de perken. Helaas heeft een gelast stalen constructie weinig damping. De krachtwerking – van mechanische, hydraulische of elektrische oorsprong – komt bijna ongehinderd tot uiting in een hoog trillingsniveau. Bij een iets hogere of iets lagere trillingsfrequentie, dus iets hoger of iets lager toerental, neemt trillingsniveau weer snel af.

Het is niet zo dat de trilling toeneemt omdat de kracht werking toeneemt. Het is de mechanische weerstand van de constructie welke afneemt waardoor de krachtwerking in een verhoogd trillingsniveau tot uiting komt, zie fig. 2.9.

2.5) Resonantie frequentie, eigen frequentie, *natural frequency*.

Teneinde de langere termijn bedrijfszekerheid voldoende te waarborgen dient men het dynamisch gedrag van een machine opstelling te beheersen – d.w.z. trillingsniveau binnen de perken houden. Het is hierbij van groot belang dat bij een bepaald toerental een aanstoot frequentie (excitatie frequentie) van een machine niet samenvalt met een resonantie frequentie van de machine opstelling, van bijbehorend leidingwerk, van fundatie of van belangrijke constructie delen. Een marge van minimaal 20 % wordt als veilig beschouwd. Indien aanstoot frequentie en resonantie frequentie wél samenvallen dan is bij dit toerental een hoog trillingsniveau het onvermijdelijke gevolg. Meestal in één bepaalde bewegingsrichting. Té lang bedrijf bij dit toerental is een hoofdoorzaak van veel bedrijfszekerheid problemen zoals vroegtijdige lagerschade, afdichting lekkage, vermoeiingsbreuk van bouten.

De aanstoot energie bron is doorgaans van mechanische, hydraulische of elektrische aard, bijvoorbeeld:

- Onbalans bij roterende machines, trilling met 1 * toerental frequentie.
- Drukpulsatie bij stromingsmachines, trilling met schoeppasseer frequentie (z * toerental frequentie).
- Magnetische krachtwerking in de luchtspleet van elektrische machines, trilling met o.a. dubbele netfrequentie.
- Impulsvormige trillingen bij zuigermachines, kortstondige hoogfrequent pieken.

Een resonantie probleem is een systeem probleem, vrijwel nooit een component probleem. Het is de interactie welke een bedrijfszekerheid probleem veroorzaakt. Een uitzondering is bijvoorbeeld een kritisch toerental probleem bij een hoog-toerental e-motor of meertraps-hogedruk ketelvoeding pomp. Vrijwel altijd zijn aangedreven werktuig, e-motor en fundatie op zich in orde. Deze drie componenten aan elkaar 'knopen' wil nog niet zeggen dat het aandrijf 'systeem' dan ook in orde is. De combinatie van die drie kan een hoog trillingsniveau opleveren bij een bepaald 'resonantie' toerental.

Meteen dient zich een commercieel probleem aan: geen van de component leveranciers acht zich – terecht – verantwoordelijk voor een falende component. De hoofdaannemer heeft een probleem. Doorgaans de partij met beperkte specifieke kennis van zaken, hetgeen geheid leidt tot een frustrerend zwarte pietten spel.

Kan een hoop ellende voorkomen worden door vooruitberekening in de ontwerpfase? Ja, mits het dynamisch gedrag – lees resonantie frequentie – ook systematisch gemeten wordt bij inbedrijfstellingen op locatie en de data wordt teruggekoppeld naar ontwerpafdeling ter validering van het rekenmodel. Die vooruitberekening is er zelden en die terugkoppeling al helemaal niet. Een resonantie frequentie specificatie schittert door afwezigheid in menig project dossier. Een gulden middenweg is wellicht een ontwerp met ontsnappingsroutes. Bijvoorbeeld inbouw voorbereiden van extra ondersteuning(en) voor een persleiding. Of een (deel van) de stalen subframe achteraf ingieten met krimpvrij kunststofbeton.

2.6) Handberekening resonantie frequentie.

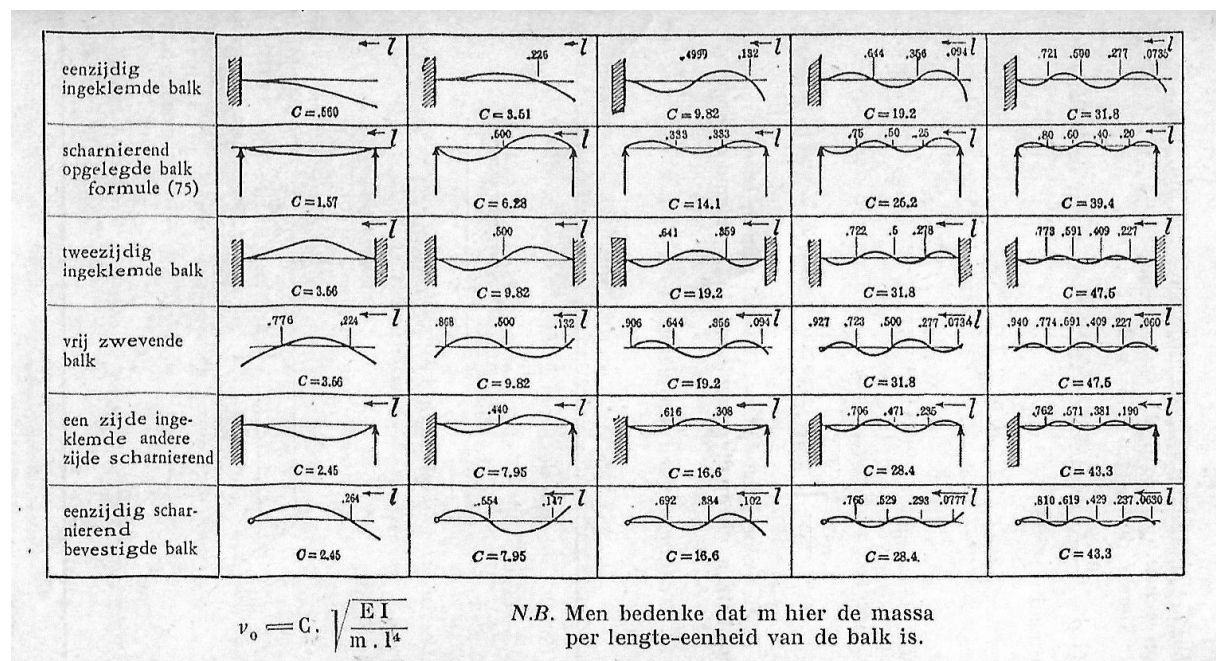


Fig. 2.8: Bewegingsvormen en resonantie frequenties.

Een ingeklemde, scharnierend opgelegde of vrij zwevende balk kent een aantal resonantie frequenties en bijbehorende bewegingsvormen. Met voor staal een elasticiteitsmodulus van $E = 210 \cdot 10^9 \text{ N/m}^2$ en soortelijke massa $\rho = 7800 \text{ kg/m}^3$ wordt de resonantie frequentie van een scharnierend opgelegde ronde as (geval $C = 1.57$, linksboven):

$$F = 2000 \cdot D / L^2 \quad [\text{Hz}]$$

Voor een holle as of zuig- of persleiding buis wordt dit

$$F = 2800 \cdot D / L^2 \quad [\text{Hz}]$$

Aluminium is drie maal elastischer maar ook drie maal lichter. Bij dezelfde geometrie zijn resonantie frequenties dezelfde! Ook voor polypropyleen geldt dat E/ρ verhouding ongeveer gelijk is aan die van staal en aluminium. Koper heeft 0.7 maal lagere resonantie frequentie bij dezelfde geometrie.

2.7) Hoe resonantie aantonen?

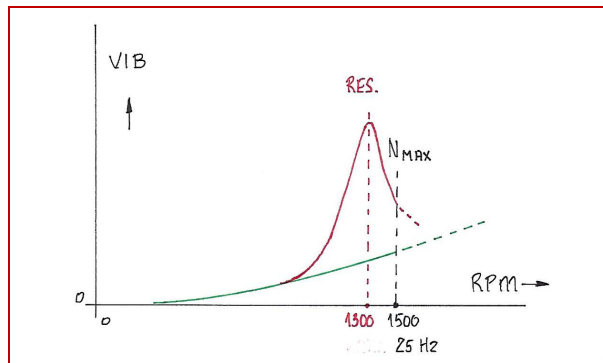


Fig. 2.9: Resonantie blijkt uit toerental variatie.

Niet zelden kan een trillingsanalist meteen tot de kern van het probleem doordringen door eerst de mogelijkheid van resonantie als primaire oorzaak af te vinken.

Er staan hiertoe een viertal test methoden ter beschikking:

- De bump test (zelfs kan dit eventueel uitgevoerd worden bij een in bedrijf zijnde machine).
- Toerental variatie 1. Veel aandrijvingen zijn toerental geregeld middels een frequentie omzetter (FO). Dan wordt het eenvoudig: wanneer vanaf een bepaald toerental trillingsniveau overproportioneel toeneemt bij verder toenemend toerental en bij een nog hoger toerental weer sterk afneemt dan is het bingo, zie fig 2.9!
- Toerental variatie 2, zonder FO. Een aanloop-/uitlooptest, mits niet te snel verlopend.
- Een 'haystack' of 'hooiberg' in het frequentiespectrum verradt de ligging van een resonantiefrequentie. Fig. 2.10 toont als voorbeeld een koeltoren ventilator ondersteuning. De turbulente stroming stoot voortdurend resonantie frequenties van de constructie aan. Door de grote afmetingen kunnen resonantie frequenties laag uitvallen. Het zal de lezer duidelijk zijn dat een bedrijfstoerental van 125 .. 145 rpm geheid problemen gaat opleveren omdat dan de hydraulische aanstoot energie van de drukpulsatie met schoeppasseer frequentie een veel te hoog trillingsniveau geeft.

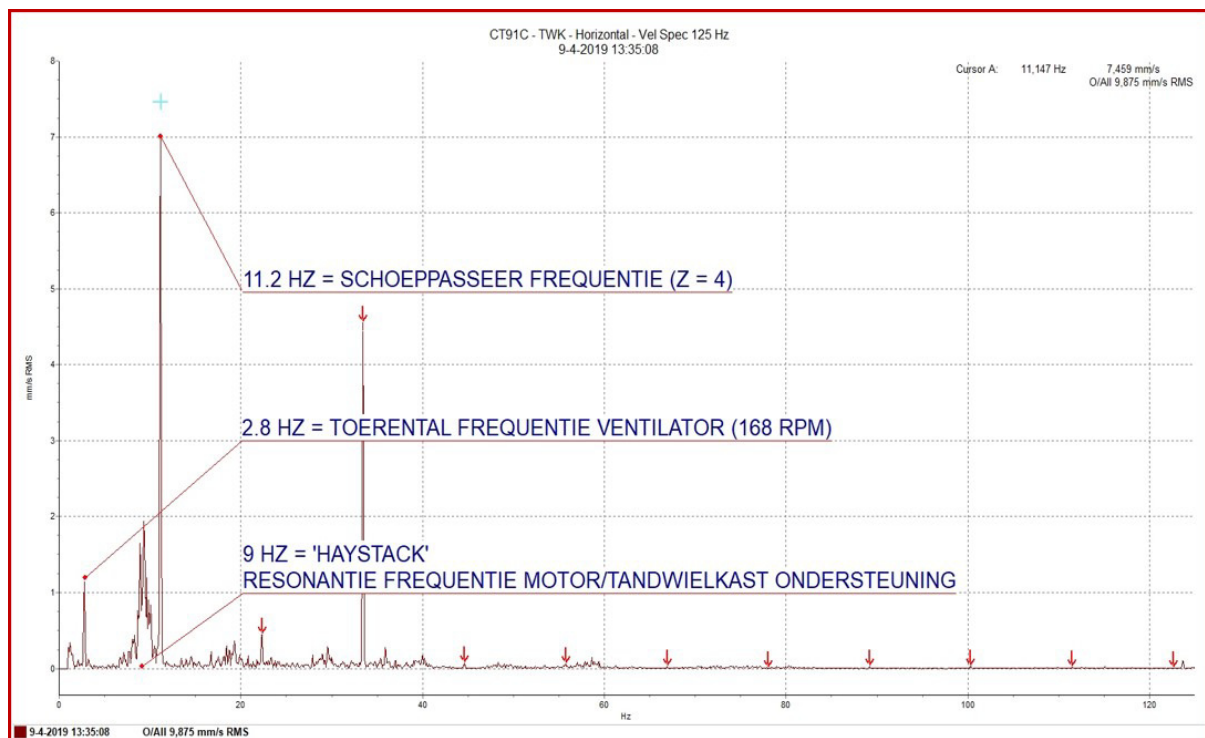


Fig. 2.10: Een 'haystack' verradt de ligging van een resonantie frequentie.

Wordt resonantie niet onderkend dan wordt vaak een heilloze weg bewandeld. Onbalans trilling wordt door resonantie versterkt maar er speelt géén balanceerprobleem, nabalanceren heeft geen zin. Opnieuw uitlijnen biedt vaak geen soelaas, een *soft foot* – wat dit ook moge betekenen - is niet de boosdoener. Een stroming-gerelateerde trilling zoals hydraulische drukpulsatie bij een pomp (aanstoot frequentie = aantal schoepen maal toerental frequentie) is op zich niet fataal tenzij drukpulsatie frequentie samenvalt met de resonantie frequentie van de overhangende waaier ('kritisch toerental', par. 7.4)), van de pomp-fundatie opstelling of van het leidingwerk dan is het wachten op vervroegde schade. Lager schade, een lekkende afdichting of afbrekende bouten. Lagering ontwerp herbezien heeft geen zin. Een andere mechanical seal fabrikant lost het probleem niet op. Resonantie trillingen overgedragen via vloer of persleiding beschadigen lagers van de naburige, stilstaande, redundante aandrijving.

Indien wordt vastgesteld dat een installatie last heeft van resonantie trillingen dan is vervolgens een bewegingsvorm analyse van belang. Ook wel modale analyse genoemd. Dat betekent vaststellen hoe het geheel beweegt bij de dominantie aanstoot frequentie. In par. 7.7) wordt hier dieper op ingegaan.

Indien een trillingsopnemer op een plek zit waar trillingen minimaal zijn maar machine frame vervorming juist maximaal is dan wordt een resonantie probleem niet gedetecteerd en 'faalt' een conditie bewaking programma.

2.8) Trilling grootheden: Verplaatsing, Snelheid, Versnelling.

Tot nu toe is de verticale schaal in voorgaande figuren onbesproken gebleven. Trilling kan in drie grootheden worden uitgedrukt: verplaatsing, snelheid en versnelling.

2.8.1) Trilling verplaatsing.

Ter toelichting als object de bekende elektromotor opstelling van fig. 2.4. De trillingsbron is een roterende kracht F , te beschouwen als een onbalans kracht. Onbalans van (de combinatie van) de rotor van de motor, van de koelventilator van de motor of van de koppelingshelft, waar de onbalans vandaan komt doet er even niet toe.

Op het motor frame bevindt zich een verplaatsingsopnemer, d.w.z. een opnemer welke een millivolt signaal afgeeft als functie van de verplaatsing van de opnemer dus ook van het motor frame ter plaatse van de sensor (fig. 2.11). Op het moment dat de onbalans kracht F is gericht zoals getekend zal de opnemer een maximale 'positieve' verplaatsing 'groen, naar rechts' meten. Is de rotor 90 graden verder gedraaid dan bevindt de sensor zich in de evenwicht positie, verplaatsing is nul. Na weer 90 graden draaien meet de opnemer een maximale 'negatieve' verplaatsing 'naar links'. Na één volledige rotatie blijkt de beweging van de opnemer een sinusvormige beweging te zijn, zoals uitwijking u in fig. 2.12.

De frequentie van de trilling is gelijk aan toerental frequentie, bijvoorbeeld bij 1500 rpm is dit $1500/60 = 25$ Hz. Op een andere meetpositie zal verplaatsing amplitude anders zijn omdat stijfheid motor opstelling in die meetrichting anders is, bij overigens gelijkblijvende aanstootkracht F . Doorgaans is in verticale bewegingsrichting de stijfheid groter en amplitude lager dan in horizontale bewegingsrichting. De sinusvorm blijft in alle gevallen gehandhaafd.

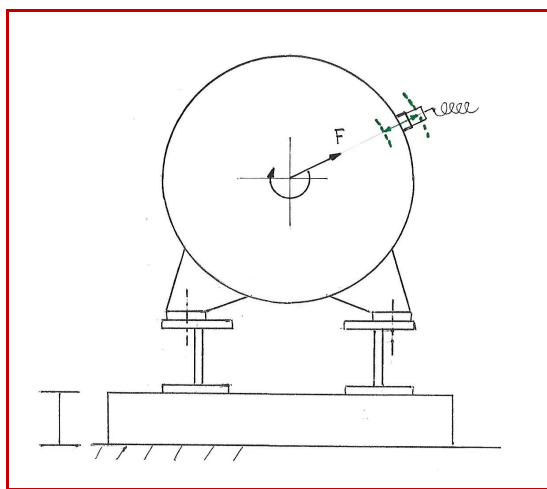


Fig. 2.11: Roterende onbalans kracht F .

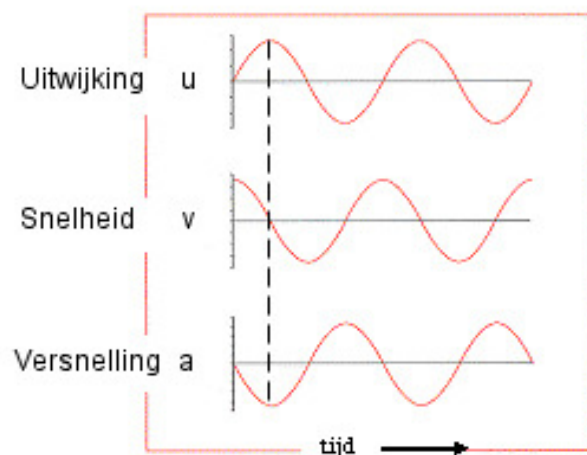


Fig. 2.12: De drie trilling grootheden.

2.8.2) Trillingssnelheid.

Op de momenten dat de verplaatsing maximaal positief en maximaal negatief is staat het object even stil, de snelheid van het object is dan nul. Beweegt het object zich door de evenwicht positie dan is verplaatsing nul maar dan is de snelheid juist maximaal, bij een 'heenweg' en een 'terugweg' maximaal positief resp. negatief. Ook de snelheid van het object en daarmee trillingssnelheid varieert sinusvormig.

2.8.3) Trilling versnelling.

Wanneer de snelheid varieert dan varieert ook de versnelling. De lezer kan met fig. 2.12 zelf afleiden dat trilling van het object ook kan worden uitgedrukt in versnelling. Ook de versnelling verloopt sinusvormig.

2.8.4) Trillingsopnemers.

Er zijn op de markt een drietal typen trillingsopnemers verkrijgbaar:

- Versnellingsopnemer met bijvoorbeeld 100 mV/g gevoeligheid
- Trillingssnelheid opnemer met bijvoorbeeld een gevoeligheid van 10 mV/mm/s
- Verplaatsingsopnemer met een gevoeligheid van bijvoorbeeld 10 mV/ μm .

Elk type opnemer met specifieke eigenschappen en toepassingsgebied. In hoofdstuk 4 worden de diverse typen trillingsopnemers besproken.

2.8.5) Opmerkingen.

Wanneer de versnelling varieert dan varieert ook ? Deze suggestie wordt niet ondersteund door de bewegingswet van Newton!

Wanneer het om één frequentie component gaat is de onderlinge samenhang tussen de drie grootheden eenvoudig te berekenen. In par. 3.4) worden enkele voorbeelden besproken. Bij meerdere frequenties kan dit niet meer maar gelukkig weet het meetinstrument daar wel raad mee.

2.9) Samenvatting.

In dit hoofdstuk 2 heeft de lezer kennis gemaakt met een aantal elementaire zaken welke in de komende hoofdstukken nader worden behandeld.

- Cruciaal: Veel trillingsproblemen zijn gerelateerd aan resonantie, vandaar in dit hoofdstuk in vogelvucht de extra aandacht hiervoor.
- Mechanische trillingen zijn een samenspel van massa, elasticiteit (of stijfheid), demping, kracht en snelheid van een object.
- Een trilling kan worden uitgedrukt in:
 - Verplaatsing [μm]
 - Trillingssnelheid [mm/s]
 - Versnelling [g]. (g is versnelling zwaartekracht, $g = 9.81 \text{ m/s}^2$)
- Frequentie spectrum analyse is een krachtig gereedschap bij trillingsanalyse.

HOOFDSTUK 3: TRILLINGSMETINGEN.

3.1) Wat is een trilling?

Een trilling is een heen en weer gaande beweging van een object t.o.v. een ruimtelijke evenwichtspositie. Het ritme waarin de heen en weer gaande beweging zich herhaalt is de frequentie van de trilling. Een trilling wordt gemeten door een trillingsopnemer te plaatsen op een object, de opnemer neemt dan de beweging van het object aan. Hoe ziet een trillingsmeting er in het algemeen uit?

3.2) Algemene opzet van een trillingsmeting.



Fig 3.1: Trillings meting aan gascompressor.



Fig. 3.2: Plaatsing trillingsopnemer op e-motor.

Een trillingsopnemer wordt middels een stevige magneet geplaatst op een machine onderdeel. Bij voorkeur een vlak oppervlak met geen of dunne coating. Op het scherm van het meetinstrument, de 'Vibration Analyser', kan zichtbaar worden gemaakt:

- Het frequentie spectrum van de trilling. Vertikaal de amplitude van de trilling en horizontaal het frequentie bereik.
- De golfvorm ('tijdbeeld', 'oscilloscoopbeeld'). Vertikaal de amplitude van de trilling en horizontaal de tijd.

Moderne Vibration Analysers worden gekenmerkt door een grote geheugen opslag capaciteit, diverse specifieke analyse functies, balanceer software aan boord, lichtgewicht en batterijgevoed.

Golfvorm analyse (TWF analyse, Time Wave Form) en frequentie spectrum analyse (FFT analyse, Fast Fourier Transform analyse) zijn de meest gebruikte analyse methoden. Golfvorm kenmerken en frequentie spectrum kenmerken vertellen de trillingsanalist waar gezocht moet worden naar de oorzaak van een trillingsprobleem. En waar niet.

3.3) Grootheden: verplaatsing, trillingssnelheid, versnelling.

Een trilling kan in drie grootheden worden uitgedrukt, in verplaatsing (displacement), in snelheid (velocity) en in versnelling (acceleration). De twee belangrijke meetwaarden zijn de amplitude van de trilling (de grootte van de verplaatsing, snelheid of versnelling) en de frequentie van de trilling. De frequentie van de trilling wordt uitgedrukt in [Hz].



Fig 3.3 Een Vibration Analyser.



Fig. 3.4 Opnemer vertikaal op lager.

Ter toelichting wordt als voorbeeld genomen een ventilator met veel onbalans. Het trillingsniveau wordt dan gedomineerd door één frequentie component, de zgn. onbalans frequentie. Het toerental is 1198 r/min. dit komt overeen met $1198 / 60 = 19.97$ r/sec. De onbalans trilling heeft een frequentie van 19.97 Hz. De periode tijd is 50.08 msec. De trillingsopnemer is middels een aangekoppelde magneet stevig op het ventilator lager aan waaierzijde geplaatst (fig. 3.4), gemeten wordt in verticale bewegingsrichting.

3.3.1) Een trilling kan worden uitgedrukt in een verplaatsing [m].

De amplitude van de trilling is dan de afgelegde weg of verplaatsing van een object tussen de positie met maximale positieve waarde (uitwijking) en de positie met maximale negatieve waarde. Een praktische meetwaarde is de micron (1 micron = 1/1000 millimeter).

Fig. 3.5 is een voorbeeld van een verplaatsing, een heen en weer gaande beweging rondom een evenwichtspositie.

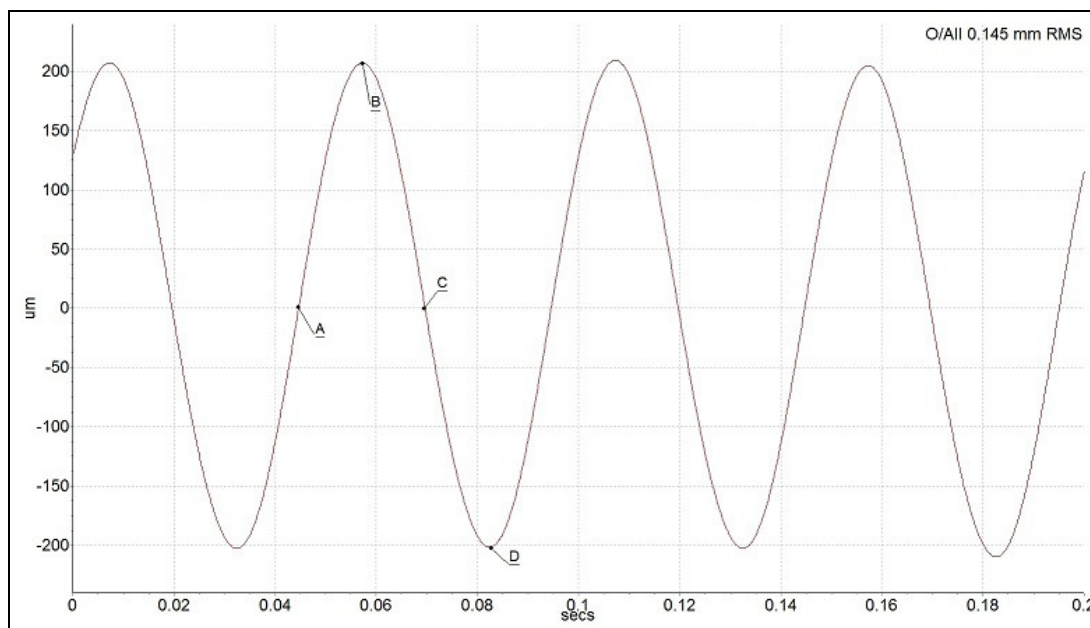


Fig 3.5: Verplaatsing [μm], tijdbasis 0 .. 0.2 sec.

In dit voorbeeld is er dus sprake van één frequentie. De bewegingsvorm is dan een zgn. sinusvormige beweging als functie van de tijd. In punt A bevindt het object zich momenteel in de evenwichtspositie, tussen A en B neemt verplaatsing in de ene (positieve) richting toe, bij B wordt de maximale (positieve) verplaatsing van + 206 μm bereikt. Even later bevindt het object zich weer even in de evenwichtspositie bij punt C, waarna bij D de maximale (negatieve) verplaatsing van - 206 μm wordt bereikt.

Men meet dan: de amplitude van de trillingsverplaatsing of het trillingsniveau van het lager is 412 μm pk-pk (piek-piek of peak-to-peak). De frequentie van de trilling is 20 hz. De periodetijd is dan 50 msec. Er passen dus vier sinussen in de tijdbasis van 200 msec van fig. 3.5.

In de punten B en D is de momentele waarde van de verplaatsing maximaal en is de momentele snelheid van het object op dat moment nul. Het object staat als het ware een ogenblik stil. Tussen B en C neemt de snelheid van het object toe en tussen de punten C en D weer af. In de punten A en C bevindt het object zich in de ruimtelijke evenwichtspositie en is de verplaatsing nul maar is de momentele snelheid van het object juist maximaal. Het object heeft een snelheid welke ook sinusvormig varieert. De trilling zou dus ook in een snelheid uitgedrukt kunnen worden!

Fig. 3.6 toont het frequentie spectrum van de trilling uitgedrukt in verplaatsing. Bij een sinusvormige golfvorm past één frequentie, en andersom.

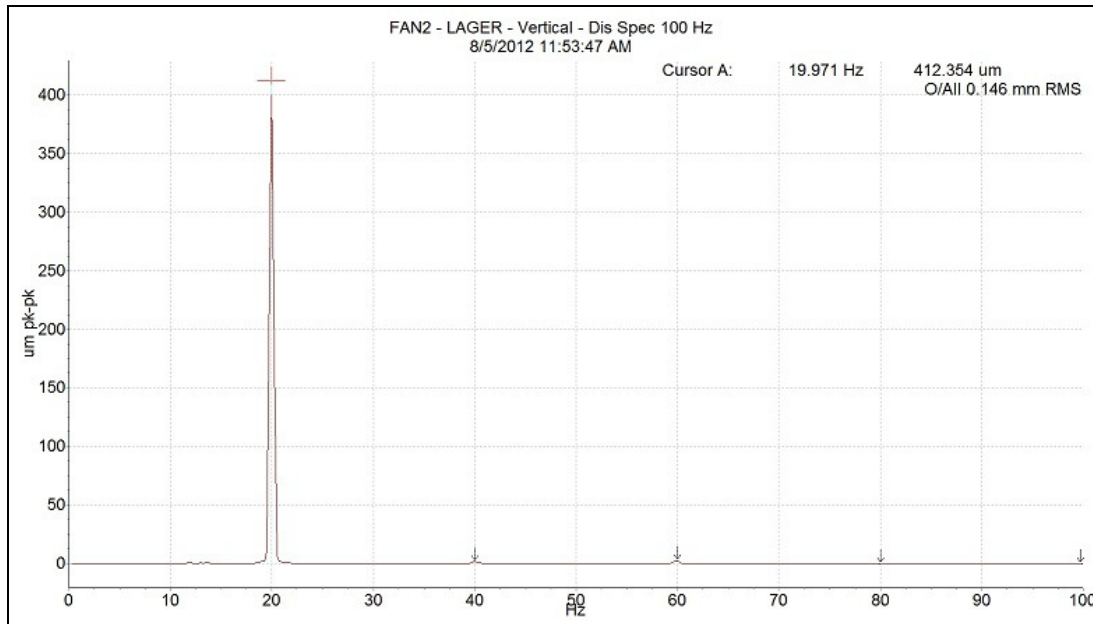


Fig. 3.6: Verplaatsing [μm], frequentie spectrum 0 .. 100 Hz.

3.3.2) Een trilling kan worden uitgedrukt in trillingssnelheid [m/s].

Dezelfde trilling kan ook worden uitgedrukt in trillingssnelheid [m/s]. Een verplaatsing tussen een maximale positieve en negatieve waarde zal in een bepaalde tijd plaats vinden. De verplaatsing per tijdseenheid is dan de trillingssnelheid. Een praktische meetwaarde is millimeter per seconde [mm/s].

Vindt een verplaatsing met eenzelfde amplitude twee keer zo snel plaats dan is de frequentie tweemaal hoger en ook de trillingssnelheid is dan tweemaal hoger.

Fig. 3.7 toont de golfvorm en fig. 3.8 het frequentie spectrum van zelfde onbalans trilling maar dan uitgedrukt in trillingssnelheid. Men kan dan bijvoorbeeld meten: de amplitude van de trillingssnelheid of het trillingsniveau van het lager is 18.2 mm/s.

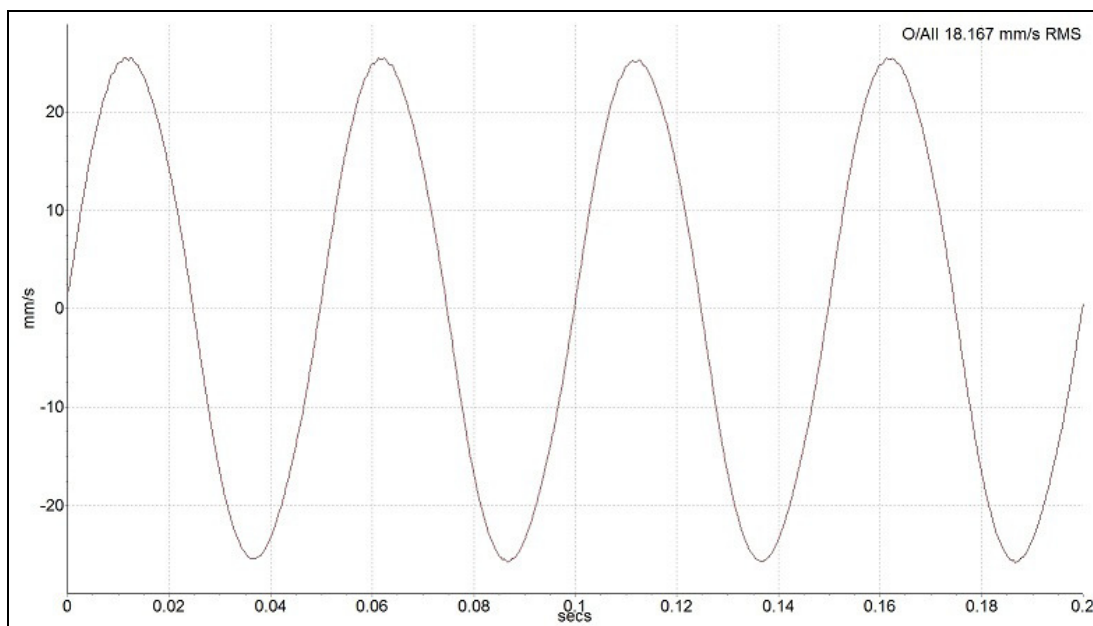


Fig 3.7: Trillingssnelheid [mm/s], tijdbasis 0 .. 0.2 sec.

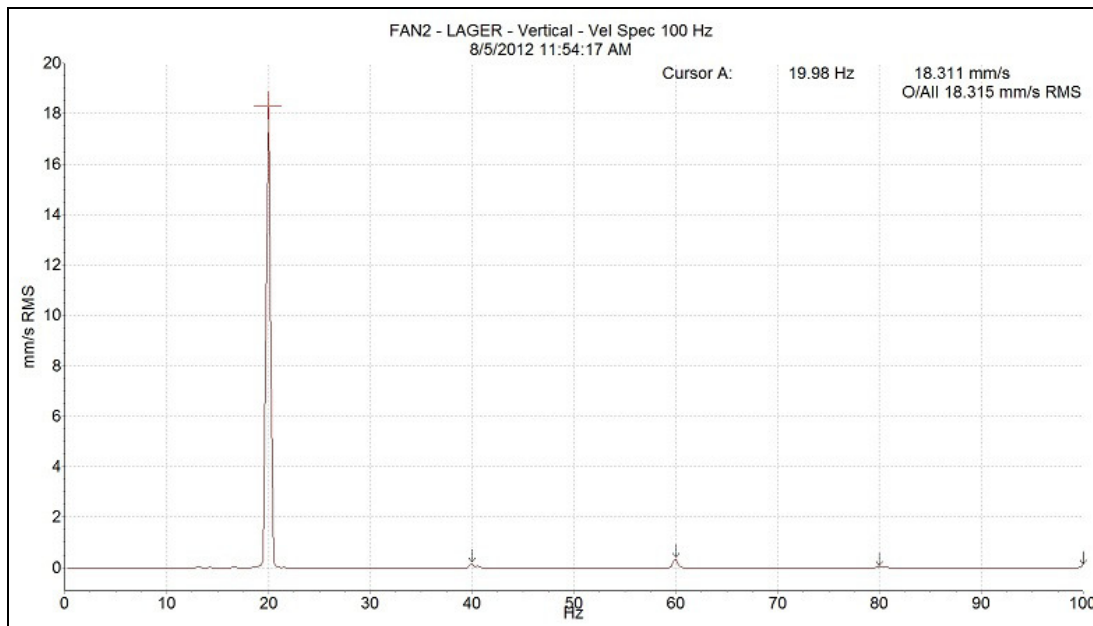


Fig. 3.8: Trillingssnelheid [mm/s], frequentie spectrum 0 .. 100 Hz.

3.3.3) Een trilling kan worden uitgedrukt in versnelling [m/s^2].

Dezelfde trilling kan ook worden uitgedrukt in versnelling [m/s^2] of meestal [g] waarbij $1 \text{ g} = 9.81 \text{ m/s}^2$.

Zoals de variatie van verplaatsing per tijdseenheid snelheid betekent, zo betekent de variatie van snelheid per tijdseenheid versnelling.

Fig. 3.9 toont de golfvorm en fig. 1.10 toont het frequentie spectrum van zelfde onbalans trilling maar dan uitgedrukt in versnelling. Men kan dan bijvoorbeeld meten: de amplitude van de versnelling of het trillingsniveau van het lager is 2.50 m/s^2 of 0.25 g (g is de versnelling van de zwaartekracht, $1 \text{ g} = 9.81 \text{ m/s}^2$).

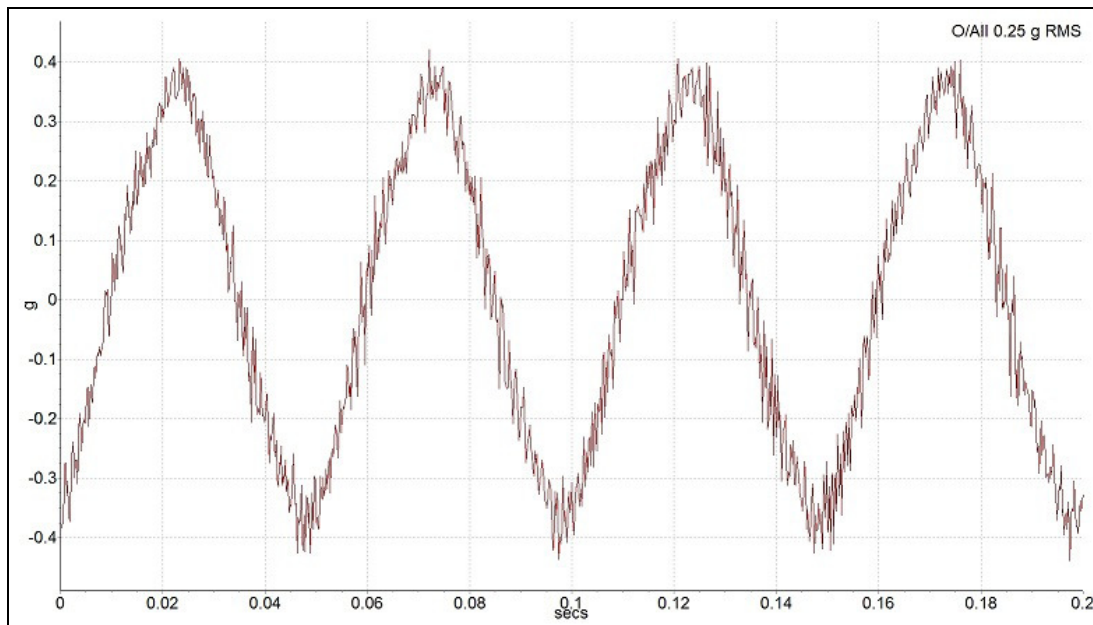


Fig. 3.9: Versnelling, tijdbasis 0 .. 0.2 sec.

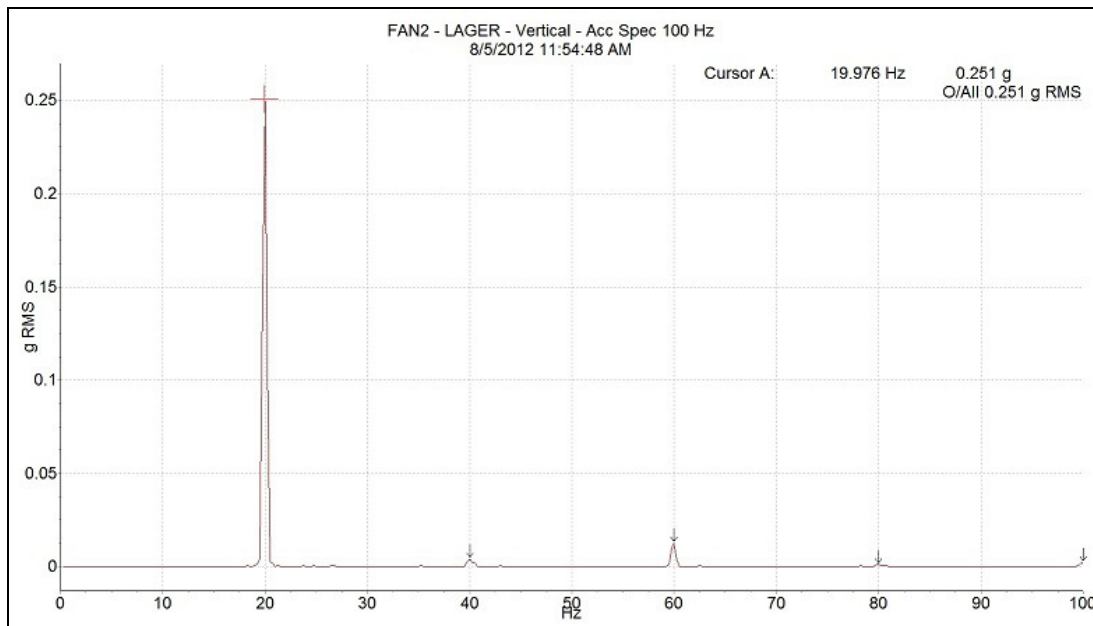


Fig. 3.10: Versnelling, frequentie spectrum 0 .. 100 Hz.

De golfvorm van fig. 3.9 laat niet alleen de 20 hz onbalans zien maar kennelijk zitten er ook hogere frequenties in het golfvorm signaal. Relatief lage frequentie componenten zijn goed zichtbaar in een verplaatsing signaal en niet in een versnelling signaal. Evenzo zijn relatief hoge frequentie componenten goed zichtbaar in een versnelling signaal en weer niet in een verplaatsing signaal. Een snelheid signaal is een aardig compromis. Een van de redenen waarom meting van trillingssnelheid populair is.

3.4) Onderlinge relatie verplaatsing, snelheid en versnelling.

Indien het om één frequentie component gaat dan is de onderlinge relatie eenvoudig, n.l. de hoeksnelheid ω [rad/sec]. Zonder op de wiskundige achtergrond in te gaan geldt het volgende:

$$A = \omega * V$$

$$V = \omega * S$$

en dus ook $A = \omega^2 * S$
waarin

A : versnelling [m/s²]

V : snelheid [m/s]

S : verplaatsing [m]

ω : hoeksnelheid [rad/sec], $\omega = 2 * \pi * F$, met F : frequentie [Hz]

De hoeksnelheid is de snelheid van de hoekverdraaiing van een aanstoot kracht. Van bijvoorbeeld onbalans kracht F in fig. 2.11. De hoekverdraaiing wordt niet uitgedrukt in graden maar in radialen. Één rotatie (360 graden) is $2 * \pi$ radialen ($2 * \pi = 6.28$).

Verder geldt:

$$\text{piekwaarde} = \sqrt{2} * \text{rms waarde} = 1.41 * \text{rms waarde}$$

$$\text{peak-to-peak} = 2\sqrt{2} * \text{rms waarde} = 2.82 * \text{rms waarde}$$

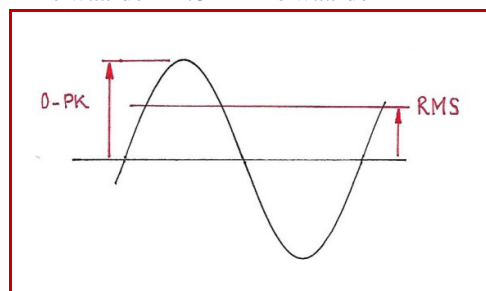


Fig. 3.11: Relatie piekwaarde en rms waarde.

3.5) Wat betekent rms waarde?

Trillingssnelheid en versnelling worden doorgaans uitgedrukt in rms waarde, resp. [mm/s_{rms}] en [g_{rms}]. Dit is een uitdrukking afkomstig uit de elektrotechniek. De rms waarde is de waarde van een spanning of stroom welke - ongeacht de golfvorm - in een weerstand evenveel warmte produceert als een gelijkstroom met dezelfde waarde. Het meetinstrument berekent de rms waarde middels een signaal bewerking bekend als root mean square (rms).

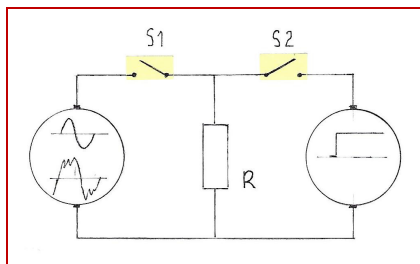


Fig. 3.12: RMS waarde signaal.



Fig. 3.13: Voltmeter.

Een trilling zoals geregistreerd door een trillingsopnemer is ook een elektrisch signaal, zie par. 2.8.4). Toegepast in de trillingsleer kan de rms waarde van een trilling opgevat worden als de 'energie' waarde van een trilling.

3.6) Enkele rekenvoorbeelden.

Enkele rekenvoorbeelden aan de hand van fig. 3.5 t/m fig. 3.10:

- Verplaatsing 412 μm pk-pk bij 20 hz komt overeen met $412 * 2 * \pi * 20 = 51.7 \text{ mm/s pk-pk} = 18.4 \text{ mm/s rms}$.
- Versnelling 0.25 g rms (fig. 3.9) komt overeen met $9.81 * 0.25 = 2.453 \text{ m/s}^2 \text{ rms}$. Omgerekend naar snelheid wordt dit $2453 / (2 * \pi * 20) = 19.5 \text{ mm/s rms}$. (Let op meters en millimeters)

In de VS en Engeland wordt traditioneel de inch en mil gebruikt. 1 inch = 25.4 mm en 1 mil = 25.4 μm. Dan wordt bijvoorbeeld 10 mm/s rms gelijk aan 0.39 inch/s rms, doorgaans wordt de piekwaarde 0.56 inch/sec pk gebezigd. Bij 3600 rpm., dus 60 hz, is 0.56 inch/sec pk gelijk aan 1.49 mil pk of meer gebruikelijk 2.97 mil pk-pk.

Indien er meerdere frequentie componenten tegelijk optreden is er geen eenvoudig rekenkundig verband meer tussen de overall piekwaarde en overall rms waarde. Het meetinstrument weet er wel gelukkig wel raad mee.

Fig. 3.14 toont als voorbeeld de golfvorm van het signaal van een snelheidsopnemer.

De meting geeft aan : Trillingsniveau 9.8 mm/s rms.

De golfvorm laat verder zien : Trillingsniveau 50 mm/s peak-to-peak

: Trillingsniveau 25 mm/s 0-peak

Dit zijn dus drie verschillende uitdrukkingen voor dezelfde trilling, alle drie even waar.

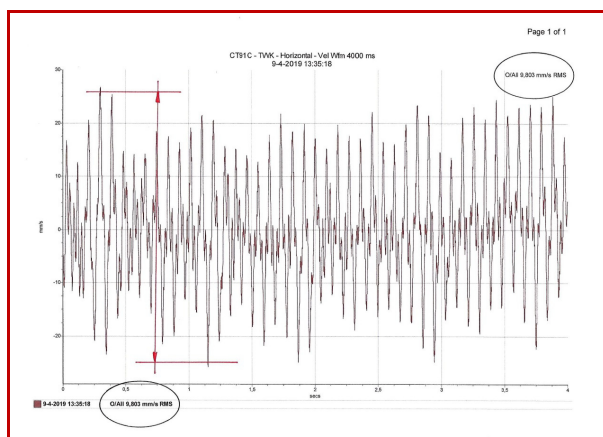


Fig. 3.14: Golfvorm van het signaal van een snelheidsopnemer.

3.7) Crest factor.

De crest factor komt ook uit de elektrotechniek en is de verhouding tussen 0-peak waarde / rms waarde. In voorgaande voorbeeld is dit: $0\text{-peak} / \text{rms} = 25 / 9.8 = 2.55$ (fig. 3.14).

De crest factor is dan 1.8 ($2.55 = 1.8 * \sqrt{2}$). Bij een sinusvormig signaal is de crest factor gelijk aan 1.

$$\text{piek waarde} = \text{crest factor} * \sqrt{2} * \text{rms waarde}$$

De crest waarde is van belang bij de analyse van machines welke impulsvormige trillingen produceren, zoals bijvoorbeeld zuiger compressoren (hoofdstuk 8).

3.8) Meetinstrumenten.

Vandaag is er prima apparatuur beschikbaar, lichtgewicht, batterijgevoed, grote opslag capaciteit.

In de jaren '70 was het allemaal wat volumineuzer. En er was nog geen software. De onvolprezen Nicolet Ubiquitous Frequency Spectrum Analyser (fig. 3.15) was een van de eerste meetinstrumenten waarmee een frequentie spectrum getoond kon worden. Met als accessoires een oscilloscoop, frequency spectrum averager, tape recorder, X-Y schrijver en de oranje Vibroport van Schenck.

Alsof men ineens het binnenste van een machine kon kijken! Het heeft destijds onderzoek en ontwikkeling van roterende machines een enorme stimulans gegeven!

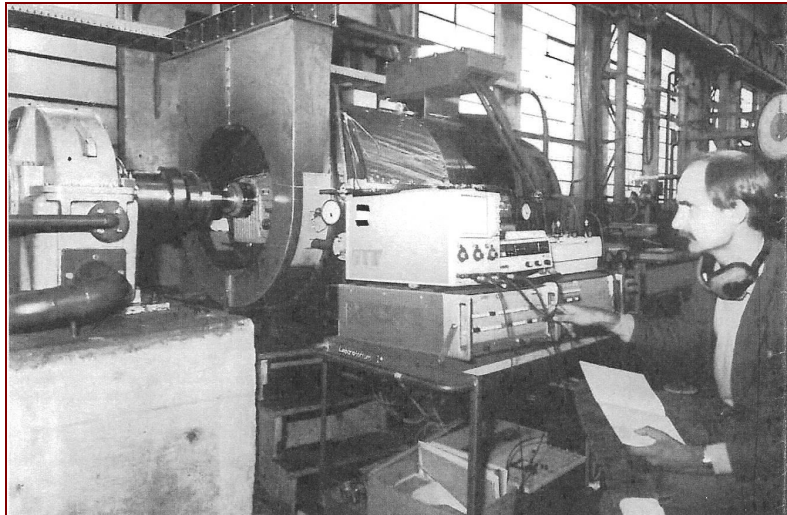


Fig. 3.15: Trillingen meten, 1 MW e-motor in de jaren '70 (Heemaf, Holec).



Fig. 3.16: Vibration meter.



Fig. 3.17: Vibration analyser, Commtest VB3000.

Een standaard *Vibration Meter* (fig. 3.16) is laagdrempelig met doorgaans de volgende mogelijkheden:

- Numerieke informatie, trillingsniveau in getallen.
- Meetgrootte selecteerbaar
 - Versnelling : tot 20 g (200 m/s²)
 - Trillingssnelheid : tot 200 mm/s
 - Verplaatsing : tot 2000 µm
- Meetwaarde: rms, 0-peak, peak-to-peak, crest factor
- Lagering conditie meting (envelop techniek, zie par. 6.7).
- AC output.
- Audio output met koptelefoon.
- Beperkte opslag capaciteit.

Meer geavanceerd is de *Vibration Analyser* (fig. 3.17). Frequentie spectrum analyse en golfvorm (oscilloscoop beeld) analyse zijn de belangrijkste meetmethoden voor de trillingsanalist.

Nederland is een klein land. Maar heeft een grote wereldmarkt. Nederlandse producten worden wereldwijd ge-exporteerd. Trillingsproblemen dus ook. Een trillingsanalist reist de hele wereld over.



Fig. 3.18: Een trillingsanalist is over de hele wereld actief.

HOOFDSTUK 4: TRILLINGSOPNEMERS.

In de afgelopen decennia zijn er diverse typen trillingsopnemers ontwikkeld en toegepast. Een trillingsopnemer zet de trilling om in een elektrische mV signaal. De trilling kan dan zichtbaar worden gemaakt als functie van de tijd, de zgn. golfvorm of oscilloscoop beeld. Ook kan het frequentie spectrum van zo'n mV signaal met een frequentie spectrum analyser zichtbaar worden gemaakt.

4.1) Verplaatsing opnemer (Displacement sensor).

Eerst was er in de jaren '60 de primitieve verplaatsing opnemer, bijvoorbeeld de 'Askania taster'. Dit type opnemer produceert een golfvorm afdruk op een afrollend velletje papier. Dit signaal is evenredig met de verplaatsing van het object. Alleen trilling van relatief lage frequentie, ca. 1 .. 50 Hz, kon zo gemeten worden.

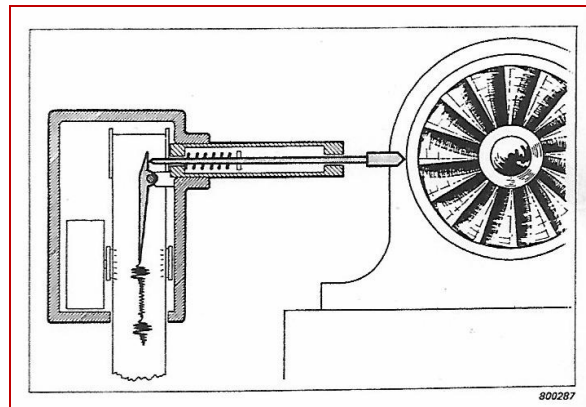


Fig. 4.1: Primitiefste trillingsopnemer.

Een bijzonder type verplaatsingsopnemer is in de jaren '70 ontwikkeld en wordt vandaag nog steeds succesvol toegepast: de contactloze opnemer of proximiter probe, destijds ontwikkeld door Bently Nevada. Deze opnemer werkt samen met een elektronische omvormer, de zgn. proximiter monitor. De proximiter probe meet de lengte van de luchtspleet tussen de probe tip en de roterende as (een gelijkspanning) en is daarom een verplaatsing meting.

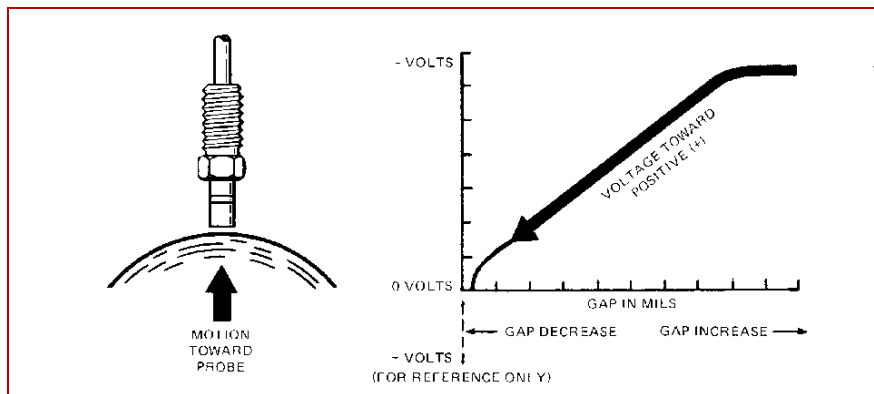


Fig. 4.2: Contactloze meting van trilling van as t.o.v. stationaire behuizing.

Een verandering van de positie van de as komt tot uiting in een verandering van het dc [V] gelijkspanning uitgangssignaal van de monitor. Een trilling van de as produceert een ac [mV] signaal dat evenredig is met de verplaatsing van de as. Een praktische waarde is een gevoeligheid van 200 mV per mil. Met 1 mil = 1/1000 inch = 25.4 μm wordt de gevoeligheid in Europese termen 8 mV per μm .

Een as trilling wordt doorgaans uitgedrukt in mils peak-to-peak waarde (Amerikaans) of μm 0-piek (microns piek) waarde (Europees).

Frequentie bereik is acceptabel van 0 Hz tot een paar honderd Hz.

Proximiter probes worden toegepast bij hoog-toerental machines (> 3000 rpm) met relatief lichtgewicht rotoren en glijlagers, zoals centrifugaal compressoren, ketelvoedingspompen, 2-polige e-motoren of stoomturbines. Bij zulke machines trilt de rotor vaak veel meer dan de zware stator en het stevige lagerhuis. Trillingsmeting m.b.v. een conventionele trillingsopnemer op stationaire delen (bijvoorbeeld op een lagerhuis) heeft dan niet veel zin.

4.2) Trillingssnelheid opnemer (Vibration velocity sensor).

In de jaren '70 nam trillingsanalyse een grote vlucht met de komst van de snelheidsopnemer. Ook kwam eind jaren '70 de eerste frequentie spectrum analyse apparatuur op de markt.

De snelheidsopnemer bestaat uit een spoel in een magneetveld. De beweging van de opnemer, geplaatst op een object, doet de spoel en magneet t.o.v. elkaar bewegen vanaf een minimum frequentie van ca. 5 Hz. In de spoel wordt dan een spanning geïnduceerd. De geïnduceerde spanning is evenredig met de bewegingssnelheid van spoel t.o.v. magneet. Zo is het mV uitgangssignaal evenredig met de trillingssnelheid. Een praktische waarde is een gevoeligheid van 10 of 100 mV per mm/s. Het frequentie bereik verbeterde aanzienlijk, ca. 5 Hz .. 5000 Hz. De werking is analoog aan die van de klassieke elektro-dynamische audio microfoon en de omgekeerde werking wordt teruggevonden bij een audio luidspreker. De opnemer is richting gevoelig.

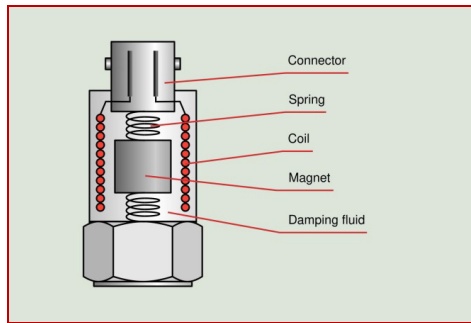


Fig. 4.3: Elektro-dynamisch principe.



Fig. 4.4: De populaire Schenck VS serie.

4.3) Versnellingsopnemer (Acceleration sensor, accel).

Eind jaren '80 kwam de versnellingsopnemer op de markt. Een grote vooruitgang, de versnellingsopnemer is kleiner en lichter, robuuster want geen bewegende delen, met groot temperatuurbereik en vooral het frequentie bereik verbeterde opnieuw aanzienlijk, ca. 0 .. 30 kHz. Zeer lage en zeer hoge frequenties zijn goed meetbaar. De hoog-frequent informatie ($>> 1$ kHz) van een versnellingsopnemer kan worden gebruikt voor vroegtijdige wentellager schade of tandwielkast schade detectie.

In een versnellingsopnemer wordt piezo-elektrisch materiaal gebruikt. De beweging van de opnemer veroorzaakt een elektrische ladingsverplaatsing in het piezo materiaal. Het mV uitgangssignaal is evenredig met de versnelling waaraan het piezo materiaal wordt onderworpen. Vandaar ook de naam. Een praktische waarde is een gevoeligheid van 100 mV/g. Ook de versnellingsopnemer is richting gevoelig.



Fig. 4.5: Robuuste versnellingsopnemer.

Een potentieel nadeel van de versnellingsopnemer is dat er wereldwijd nauwelijks een trillingsanalist te vinden is die een 'gevoel' heeft bij een trillingsniveau uitgedrukt in versnelling [m/s^2] of [g]. Ook de wereldwijd ingeburgerde normen zijn uitgedrukt in trillingssnelheid [mm/s]. Of [inch/sec] in Engels-georiënteerde landen.

De simpele oplossing is: elke Vibration Analyser welke de versnellingsopnemer gebruikt heeft aan de ingang een ingebouwde elektronische omzetter, een zgn. integrator, waarmee versnelling wordt omgezet in snelheid. Veel analysers zijn bovendien uitgerust met een tweede integrator waarmee snelheid wordt omgezet in verplaatsing.

Vandaag worden er uitsluitend versnellingsopnemers gebruikt en trillingsmeters met ingebouwde integrator waarmee versnelling kan worden omgezet in snelheid. Het vertrouwde begrip trillingssnelheid is zodoende behouden gebleven.

Decennia lang is de prijs met ca. US\$ 200 veel te hoog gebleven voor grootschalige toepassing bij continue online (draadloos) monitoring toepassingen.

4.4) Digitale versnellingsopnemer.

Sinds enkele jaren is er de digitaal programmeerbare versnellingsopnemer op de markt, op basis van *Micro Electrical Mechanical System* (MEMS) technologie.

Aanvankelijk beperkt in toepassing vanwege beperkte frequentie bereik. Dit is vandaag aanzienlijk verbeterd. Deze sensor wordt gebruikt voor grootschalige toepassing bij continue, online, draadloos conditie bewaking programma's.

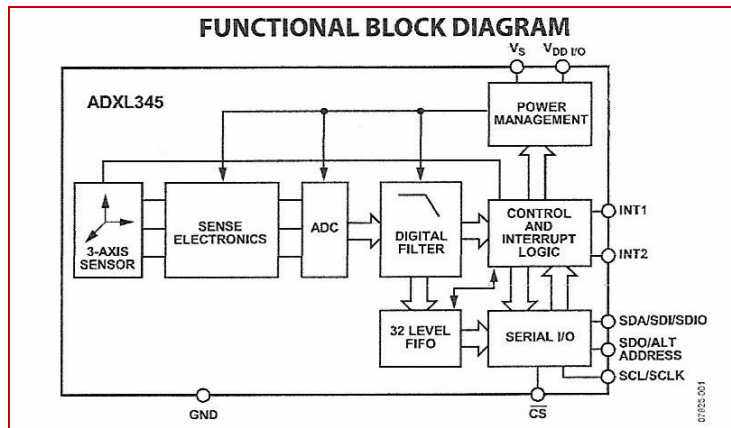


Fig. 4.6: Digitale versnellingsopnemer.

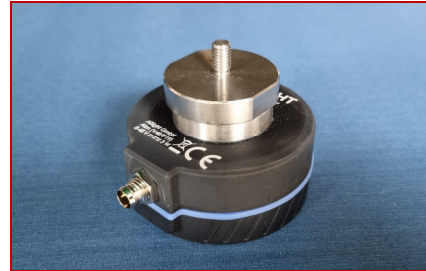


Fig. 4.7: Stud (+ magneet) + sensor.

Kenmerkende eigenschappen:

- Digitaal programmeerbaar: frequentie bereik, meetgrootheden, gevoeligheid.
- 3-axis versnelling meting, meting in drie assen, X, Y en Z as.
- Prijsgunstig.
- Laag stroomverbruik 300 μ A, langdurig autonoom bedrijf met batterij.
- Geïntegreerde temperatuur sensor.
- Toepassing: continue, online conditie bewaking, draadloze data overdracht naar bewaking centrum middels, WiFi, Lora, 5G.
- Frequentie bereik tot 5 kHz, voldoende voor conditie bewaking.

HOOFDSTUK 5: NORMEN.

In de jaren '70 zijn in diverse geïndustrialiseerde landen de normen voor (on-)toelaatbaar trillingsniveau ontwikkeld. Zo was er de Duitse VDI 2056 norm, de Engelse BS 4675 (British Standard) norm. De Amerikanen hadden weer hun eigen NEMA normen met inch en mil (1/1000 inch) grootheden. De petro-chemische industrie hanteert overeenkomstige, doorgaans stringentere, normen zoals API, Shell DEP, Aramco Spec., enz. Erg veel ontlepen die normen elkaar niet. Vandaag zijn de nationale normen samengekomen in de wereldwijd gehanteerde ISO 10816 norm 'Mechanical vibration – Evaluation of machine vibration by measurements on non-rotating parts'. Deel 1 behandelt algemene richtlijnen, 'general guidelines', deel 3 industriële machines, 'industrial machines', deel 6 zuigermachines, 'reciprocating machines'.

ISO 10816 is 'a guideline for assessment of severity', oftewel een richtlijn voor de inschatting van de ernst van trillingsniveau en in algemene zin van toepassing op de meeste roterende machines. Meer niet.

Een trillingsanalist zal deze norm niet als afkeur/goedkeur criterium gebruiken. Wel als handvat voor eventuele aanbevelingen om te komen tot reductie trillingsniveau.

Fabrikanten en eindgebruikers zijn uiteraard vrij om contractueel aangepaste toelaatbare waarden overeen te komen.

VIBRATION SEVERITY PER ISO 10816-1					
Machine		Class I	Class II	Class III	Class IV
in/s mm/s		Small Machines	Medium Machines	Large Rigid Foundation	Large Soft Foundation
Vibration Velocity Vrms	0.01	0.28			
	0.02	0.45			
	0.03	0.71	GOOD		
	0.04	1.12			
	0.07	1.80			
	0.11	2.80	SATISFACTORY		
	0.18	4.50			
	0.28	7.10	UNSATISFACTORY		
	0.44	11.20			
	0.70	18.00			
	1.10	28.00	UNACCEPTABLE		
	1.77	45.90			

Shaft Speed (RPM)					
Less than 2,000			Greater than 2,000		
Mounting	Drive	Category	Mounting	Drive	Category
Rigid Mounting	Rigid Drive	I	Rigid Mounting	Rigid Drive	II
	Flex Drive	II		Flex Drive	III
Flexible Mounting	Rigid Drive	II	Flexible Mounting	Rigid Drive	III
	Flex Drive	III		Flex Drive	IV

Fig. 5.1: Vibration Severity Chart 10816-1 Published by ISO by Machine Class.

Het is historisch zo gegroeid dat trillingssnelheid in [mm/s] de standaard is geworden omdat er in de jaren '70 nog geen versnellingsopnemers waren. Wereldwijd heeft iedere trillingsanalist een 'gevoel' bij een trillingsniveau uitgedrukt in velocity [mm/s]. Eenzelfde trilling uitgedrukt in versnelling of verplaatsing (behoudens proximiter probe toepassingen) zegt velen niet zoveel.

De meest voorkomende meetwaarde is dus trillingssnelheid. Het trillingsniveau is dan bijvoorbeeld 10 mm/s. Meer volledig: 10 mm/s r.m.s. De afkorting r.m.s. betekent root mean square. De rms waarde of ook wel de effectieve waarde genoemd is een aanduiding om de grootte van een periodiek signaaltijdsform uit te drukken ongeacht de golfvorm van het signaal en dus ook ongeacht frequentie inhoud. Populair gezegd de 'energie waarde' van de trilling. De rms waarde wordt doorgaans gebruikt bij snelheid en versnelling. Bij verplaatsing is rms waarde niet gebruikelijk, hier wordt meestal de pk-pk waarde van de golfvorm gebruikt. De betekenis van rms waarde wordt nader toegelicht in par. 3.5).

HOOFDSTUK 6: CONDITIE BEWAKING.

6.1) Toestand Afhankelijk Onderhoud (TAO) op basis van trillingsanalyse.

Industriële roterende machines zoals pompen, motoren, turbines, ventilatoren, enz. vormen een essentieel onderdeel van moderne productie processen. Gezonde, bedrijfszekere machines zijn de sleutel tot een rendabele bedrijfsvoering. Indien het mogelijk is de conditie van deze roterende machines te meten dan is Toestand Afhankelijk Onderhoud (TAO) of *Condition Based Maintenance* (CBM) als onderhoud strategie een serieuze optie. Dan wordt alleen onderhoud dat nodig is beheerst en gepland uitgevoerd. Voor wat niet nodig is geldt dan het credo 'never clean a running machine'. Door periodieke inspecties, op reproduceerbare wijze uitgevoerd, kan een beeld worden verkregen van de conditie van cruciale machine onderdelen. Ingeval van schade kan planmatig worden geanticipeerd tegen minimale kosten en tijdverlies.

Trillingsanalyse is een belangrijk middel om de conditie van industriële roterende machines te beoordelen. Het gaat dan met name om de conditie van vitale componenten zoals lageringen.

Reparatie kosten zullen blijven, maar kostbare gevolgschade zoals inkomsten derving of niet voldoen aan leveringsverplichtingen kan worden voorkomen.

De onderhoudsman van weleer deed al aan *condition monitoring*: hij luisterde, voelde, rook, keek en verstond de taal van de machine. Hij wist wanneer het fout dreigde te gaan, sloeg aan het *trouble-shooten* en de bedrijfszekerheid werd tijdig hersteld, zonder papierwinkel. Vandaag verdwijnen deze ervaren baby-boomers met hun onvolprezen 'schroevendraaier-aan-het-oor' benadering massaal achter de geraniums. Er is volwassen, gebruiksvriendelijke instrumentatie maar ook een papierwinkel voor in de plaats gekomen. En een nieuwe generatie technici die moet leren hiermee om te gaan.

Drie componenten vormen de basis voor een succesvol conditie bewaking programma:

- Instrumentatie
- Organisatie
- Machine kennis

Daarbij is ervaring het sleutelwoord en het creatief combinerende en analyserende brein van de mens onmisbaar.

6.2) Van off-line bewaking naar on-line bewaking.

De laatste jaren is een omslag waarneembaar van periodiek off-line bewaking naar periodiek on-line bewaking.

- Off-line betekent:

Het 'mannetje', de data collectant, doet periodiek een loopronde en verzamelt trilling gegevens met een data collector, een geavanceerde draagbare Vibration Analyse.

- On-line betekent:

Continue meten middels permanent gemonteerde trillingsopnemers, bedrade of draadloze data overdracht naar control room of draadloze data overdracht naar expertise centrum elders ter wereld. In de offshore olie en gas sector is telemetrie reeds jaren gemeengoed. Een brede toepassing van on-line bewaking is lange tijd economisch niet haalbaar geweest vanwege hoge prijs van de versnelling opnemer. Inmiddels is er de langverwachte prijs doorbraak gerealiseerd (par. 4.4).



Fig. 6.1: De data collectant.



Fig. 6.2: De data collector.

In de volgende hoofdstukken wordt off-line conditie bewaking besproken.

On-line conditie bewaking volgt vanaf par. 6.12). Veel van wat in de off-line hoofdstukken wordt besproken is uiteraard ook van toepassing op on-line bewaking programma's.

6.3) Off-line conditie bewaking.

Aandachtspunten bij een conditie bewaking programma op basis van trillingsmeting zijn:

a) Vitale machines.

Allereerst worden een aantal, voor een ononderbroken voortgang van de productie, vitaal geachte machines geselecteerd.

Machines kunnen ook redundant zijn, bijvoorbeeld drie pomp aandrijvingen waar er twee nodig zijn. Zo'n technisch systeem is dan minder kwetsbaar, immers de beschikbaarheid blijft op peil ingeval men onaangenaam wordt verrast door de uitval van één aandrijving.

Een moeilijk toegankelijke locatie of problematisch gedrag kan ook een selectie criterium zijn.

Sommige machines blijken vanaf inbedrijfstelling een potentieel zorgenkind en machine-gerichte monitoring is meteen een noodzaak. Een trillingsanalist dient dan ingeschakeld te worden om het probleem te doorzien en een voorstel te doen hoe de angel eruit te halen en zodoende de bedrijfszekerheid te herstellen. Waarna machine wellicht niet meer vitaal is...

b) Gegevens verzamelen.

De 'data collectant' maakt met zijn draagbare meetinstrument, de 'data collector', een loopronde langs de machines. Vier tot achtmaal per jaar is doorgaans een minimum. Hij plaatst een trillingsopnemer op een minimaal aantal, zorgvuldig geselecteerde posities op de machine (geen data overkill!), nabij vitale en veilig toegankelijke machine delen zoals lagers. De data collector registreert de trillingen op een vooraf gespecificeerde wijze en slaat deze op. Deze data collector kan een geavanceerd apparaat zijn maar er zijn ook laag-drempelige alternatieven. Data collecteren is 'meters maken'. Dit werk vereist een hoge graad van accuratesse, motivatie en 'poten in de modder' mentaliteit. Veel machines staan in een allesbehalve laboratorium omgeving: stof, lawaai, hitte, tocht, kou, regen en wind. Verder moet ook nog gelet worden op afwijkend gedrag: temperatuur, olielekage, ongewoon geluid, enz.

c) Instellingen meetapparatuur.

De instellingen van de data collector moeten zorgvuldig worden afgestemd op de te bewaken machine. Twee vragen moeten eerst beantwoord worden. Allereerst: Hoe kan de betreffende machine zich zoal gedragen en misdragen? En ten tweede: Wat zijn zoal kenmerkende eigenschappen van de machine? Het komt dus vooral aan op machinekennis. Roterende machines (dis-)functioneren volgens bepaalde wetmatigheden. Stromingsmachines zoals pompen en ventilatoren gedragen zich heel anders dan zuigercompressoren of verbrandingsmotoren. En elektrische machines, al dan niet met frequentie regeling, is weer een ander verhaal.

De vooraf gespecificeerde wijze van registratie omvat meestal drie meetmethoden:

- Het frequentie spectrum (FFT, Fast Fourier Transform). De trilling wordt weergegeven in de afzonderlijke frequentie componenten, het frequentie spectrum, met vertikaal de trilling in bijv. trillingssnelheid [mm/s] of versnelling [m/s²] of [g] en horizontaal de frequentie.
- Trilling weergegevens als functie van de tijd. De golfvorm van de trilling, oftewel het oscilloscoop beeld, ook wel 'Time Wave Form' (TWF) genoemd.
- Het zgn. 'envelop' frequentie spectrum, een speciale signaal verwerking waarmee conditie van lagers, tandwielkasten en elektromechanische conditie (van de rotor) van een elektrische machine kan worden bepaald.

De keuze van frequentie bereik(en) en filtering opties hangt sterk af van het type machine. Voor veel soorten machines kan worden volstaan met een set standaard voorkeur instrument instellingen, maar niet altijd (par. 6.10).

d) Verwerking meetgegevens.

Vervolgens komt de data analist in beeld. De opgeslagen gegevens worden van de data collector 'ge-upload' naar een database. Omdat steeds op dezelfde wijze wordt gemeten kan een recente meting worden vergeleken met vorige metingen. Zodoende is trend analyse mogelijk en kan men de voortgang van een eventuele schade ontwikkeling in beeld krijgen. Data analyseren is leuker dan data collecteren. Omdat beide functies een verschillend opleidingsniveau vereisen is het verleidelijk dit werk op te splitsen.

Beter is het beide functies in een persoon te verenigen, dit vermindert de kans op 'false alarms'. De bijdrage van het management bestaat uit een goed doordachte functiewaardering, beloning structuur en (vaak externe) opleiding en coaching. Dit werk er op vrijdagmiddag even bij doen is natuurlijk uit den boze.

e) Zelf doen of uitbesteden?

De grotere bedrijven kunnen een conditie bewaking programma zelf uitvoeren. Gezien het grote aantal machines is investeren in mankracht, opleiding en instrumentatie economisch verantwoord. De kennis blijft in eigen gelederen.

f) Extern inhuren.

Wanneer een conditie bewaking programma wordt uitbesteed dan mag van de dienstverlener het volgende worden verwacht: inzet van geavanceerde instrumentatie, waarborging van de continuïteit van de dienstverlening, rapportage van knelpunten op korte termijn en een bondige eindrapportage in een format zoals met opdrachtgever is overeengekomen, de inzet van specialistische machine kennis en een samenhangend verhaal over een gedetecteerd potentieel probleem en de mogelijke oorzaak.

Vaak is de externe machine specialist de enige met een initiatief om een structureel probleem middels een technische benadering aan te pakken. Dit is een belangrijke toegevoegde waarde: eigen mensen hebben vaak geen tijd of zij ontberen de kennis. Onderhoudsbedrijven houden graag werk aan de winkel. Verkopers van conditie bewaking apparatuur eveneens. Gaat een machine vaak op dezelfde manier de fout in dan gaat het niet meer om een incidenteel probleem (met dank aan het conditie bewaking programma voor de 'early warning') maar om een kennelijk structureel probleem. Trouble-shooting en de angel eruit halen is beter dan monitoren. Misschien is vervolgens de noodzaak van monitoren vervallen...

6.4) De beperkingen van conditie bewaking.

Conditie bewaking van roterende machines op basis van trillingsanalyse gaat principieel uit van zich trendmatig ontwikkelende faalmechanismen. Helaas zijn er ook faalmechanismen welke zich lawine-achtig kunnen ontwikkelen zoals verklemmingsverschijnselen bij kogellager toepassingen. Geen enkel monitoring systeem kan hierop anticiperen. Is de tijd tussen twee looprondes te lang dan kan een fatale schadeontwikkeling over het hoofd worden gezien. Goedkoop is dan duurkoop.

Hoge torsie trilling problemen manifesteren zich indien bijvoorbeeld koppelingen of schoepen van stromingsmachines falen. Detectie van dit soort faalmechanismen aan roterende delen vereist een geheel andere meettechniek dan die met conventionele trillingsopnemers. Meer over torsie trilling analyse in hoofdstuk 16.

Laag-toerental toepassingen (10 .. 100 r/min) zijn voor iedereen een principieel probleem vanwege de slechte signaal-ruis verhouding. Met zorgvuldig gekozen instellingen van een moderne data collector zijn niettemin goede resultaten te behalen, zie par. 6.11).

6.5) Kosten en baten analyse.

Wat levert conditie bewaking op en wat kost het? Elke onderhoud strategie gericht op een voldoende beschikbaarheid van roterende productie machines zou gebaseerd moeten zijn op een transparante afweging van kosten en baten. Dit blijkt in de praktijk een moeilijke afweging. Een bedrijf met de mazzel van een machinepark dat zich netjes gedraagt investeert niet snel in monitoring. Hoewel, mazzel ... misschien is het gewoon het resultaat van weloverwogen selectie van machines, optimale engineering, zinvolle specificaties en doelmatig onderhoud. Waar echter veiligheid, een ongestoorde productie, toegankelijkheid (offshore) of verzekering clausules zwaarwegend zijn wordt eerder (permanent) bewaken overwogen. Permanent bewaken kan tijdig een trip initiëren en catastrofale gevolgschade voorkomen.

Meestal zijn ervaringen uit het verleden variërend van 'we hebben nooit wat' tot '...zo'n crash, eens maar nooit weer..' doorslaggevend bij de beslissing wel of niet te gaan bewaken.

Sommige bedrijven kiezen voor een 'break-down' benadering: pas actie ondernemen als er wat fout gaat. Er is voldoende redundantie of er kan vertrouwd worden op snelle interventie van een externe onderhoud partner. Andere bedrijven kiezen voor 'kalender onderhoud': componenten worden uitgewisseld ongeacht de conditie. Het valt niet mee om kosten en baten af te wegen. Het zal voor elk bedrijf een unieke afweging zijn.

6.6) Off-line conditie bewaking, laag-drempelig of geavanceerd?

Er zijn diverse mogelijkheden voor conditie bewaking op basis van trillingsanalyse, variërend van een laag-drempelige tot geavanceerde benadering.

Laag-drempelig, d.w.z. eigen onderhoudstechnici kunnen conditie bewaking relatief gemakkelijk oppakken, is de 'luister-apparatuur'. De instrumentatie bestaat uit een stethoscoop en een stalen meetpen waarmee een operator of onderhoudstechnicus via een koptelefoon letterlijk het machine geluid kan horen, zonder storend omgevingslawaai. Nadeel is het subjectieve karakter, er is niet of moeilijk cijfermatig een trend vast te stellen waarop een beslissing voor ingrijpen kan worden gebaseerd.

Een volgende stap is het gebruik van een echte trillingsopnemer en instrumentatie welke werkt volgens de 'stoplicht methode' met een rood-geel-groen indicatie. Dit is een 'overall' meting met als nadeel dat de ontwikkeling van een echt lager defect lang gemaskeerd kan blijven door andere, onschuldige trillingen welke lijken op een defect maar het niet zijn. Bijvoorbeeld trillingen van elektrische origine zoals bij elektromotoren gevoed door een frequentie regelaar. Deze laag-drempelige apparatuur kan even goed succesvol zijn mits ook hier accuratesse en motivatie goed zijn geregeld.

Meer geavanceerd is schade detectie middels de zgn. envelopp techniek.

6.7) Schade detectie m.b.v. 'envelopp' techniek.

Indien het gewenst is om een specifiek schade mechanisme – bijvoorbeeld lagerschade - in een vroeg stadium te kunnen detecteren, te trenden én te kunnen onderscheiden van andere trillingen welk niet aan een potentieel fataal schademechanisme gerelateerd zijn, is meer geavanceerde instrumentatie nodig.

De techniek welke dan wordt gebruikt is de zgn. 'envelopp' techniek tesamen met frequentie spectrum analyse.

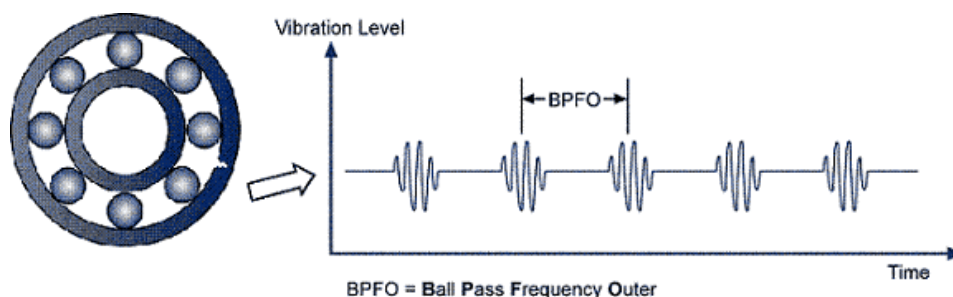
Eind jaren '80 geïntroduceerd door Palomar, USA. Dit bedrijf werd al snel overgenomen door SKF welke ook de benaming 'ENV' bleef gebruiken. CSI gebruikt de naam 'peak vue'. Commtest uit New Zealand (in 2012 overgenomen door Bently Nevada en heden beide onder General Electric Baker Hughes vlag) noemt de techniek 'demodulation'. Schenck hanteert de term BCU (Bearing Condition Unit). Om patent problemen te voorkomen heeft ieder een andere naam voor in wezen dezelfde techniek.

Trillingen t.g.v. lagerschade bij wentellagers (kogellager, rollager, enz.) hebben een impulsachtig karakter, een felle maar kortstondige trilling met een hoge frequentie. Dit specifieke trillingsgedrag kan lang onopgemerkt blijven in een normaal trillingsspectrum omdat allerlei ander trillingen dit maskeren. Een fatale schade ontwikkeling wordt dan te laat opgemerkt.

De envelopp meettechniek kan als volgt worden beschreven, tekst en afbeeldingen ontleend aan:

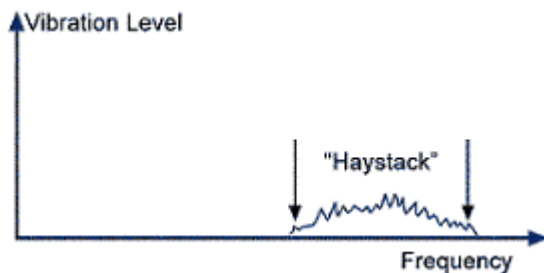
Commtest: *vbClassic Demodulation Analysis Explained*.

Als voorbeeld een wentellager met een beschadiging op de loopbaan van de buitenring (outer race defect). Elke keer wanneer er een rollichaam over de 'crack' rolt ontstaat er een kortstondige, impulsachtige trilling met hoge frequentie.

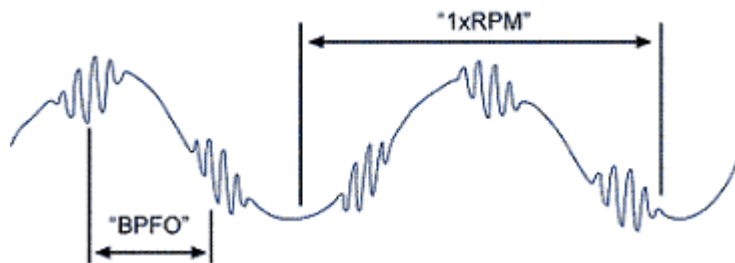


Kenmerkend is de hoge frequentie waarmee de impact uittrilt én het ritme waarin dit optreedt. De frequentie van de impact wordt bepaald door lokale resonantie frequenties van de constructie, meestal ergens in het gebied 1 .. 10 kHz. Het ritme waarin de impacts optreden wordt de 'buitenring defect frequentie' genoemd (BPFO, Ball Pass Frequency Outer). Als voorbeeld een SKF kogellager type 6317 met 8 kogels en de as (binnenring) roteert met 1500 r/min., dus 25 r/sec, 25 Hz. De geometrie bepaalt de rotatie frequentie van de kooi met kogels. De kooi roteert met een rotatie frequentie van $0.386 \times 25 \text{ Hz}$. Het ritme van de impacts wordt $8 \times 0.386 \times 25 = 3.09 \times 25 \text{ Hz} = 77.2 \text{ Hz}$.

In een normaal trillingsspectrum is de BPFO helaas niet zichtbaar, althans niet in een begin stadium van lagerschade. Wat vaak wel zichtbaar is, is een hooiberg (haystack, $\gg 2$ kHz) in het hoogfrequent bereik van de analyser. Maar dit signaal heeft geen specifieke lager defect informatie. Bovendien is de signaal-ruis verhouding – d.w.z. lager defect trilling informatie t.o.v. andere trillingen – onvoldoende.



Een sterk verbeterde signaal – ruis verhouding wordt verkregen door 'envelopping'. Waarmee de BPFO exclusief zichtbaar wordt in een 'envelop' frequentie spectrum. Hoe werkt dit?

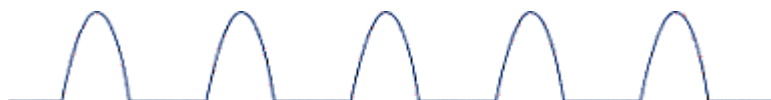


De eerste stap is het trillingssignaal door een hoog-doorlaat filter te leiden. De talrijke, en in de overall waarde overheersende, laagfrequent trillingen worden weggefilterd.

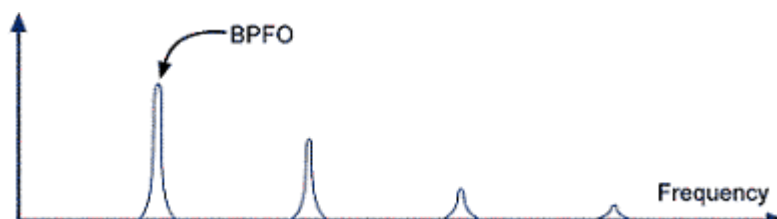
Het bewerkte trillingssignaal ziet er dan als volgt uit:



Vervolgens wordt dit signaal door een zgn. peak-hold gelijkrichter geleid. Het uitgangssignaal is nu de 'omhullende' ('envelop') van het ingangssignaal. Het aldus bewerkte trillingssignaal ziet er dan als volgt uit:



Dit signaal is nu een laagfrequent signaal geworden met een frequentie gelijk aan het ritme waarmee de roterende kogels over de beschadiging van de loopbaan van de buitenring rollen. Wordt dit signaal tenslotte aangeboden aan een frequentie spectrum analyser dan ziet het frequentie spectrum er als volgt uit:



De defect frequentie, alsmede een aantal even en oneven harmonischen hiervan, is nu exclusief zichtbaar gemaakt. Een lager defect kan in een vroeg stadium onderscheiden worden van andere trillingen. De ontwikkeling van zo'n buitenring lagerschade is te volgen – trends - door de toename van amplitude van BPFO te volgen middels periodieke trillingsmetingen. Zo kan een relatief laag-energie niveau schade gerelateerde trilling onderscheiden worden van dominerende niet-schade gerelateerde trillingen.

Figuren 6.3 en 6.4 geven een voorbeeld van een envelop frequentie spectrum.

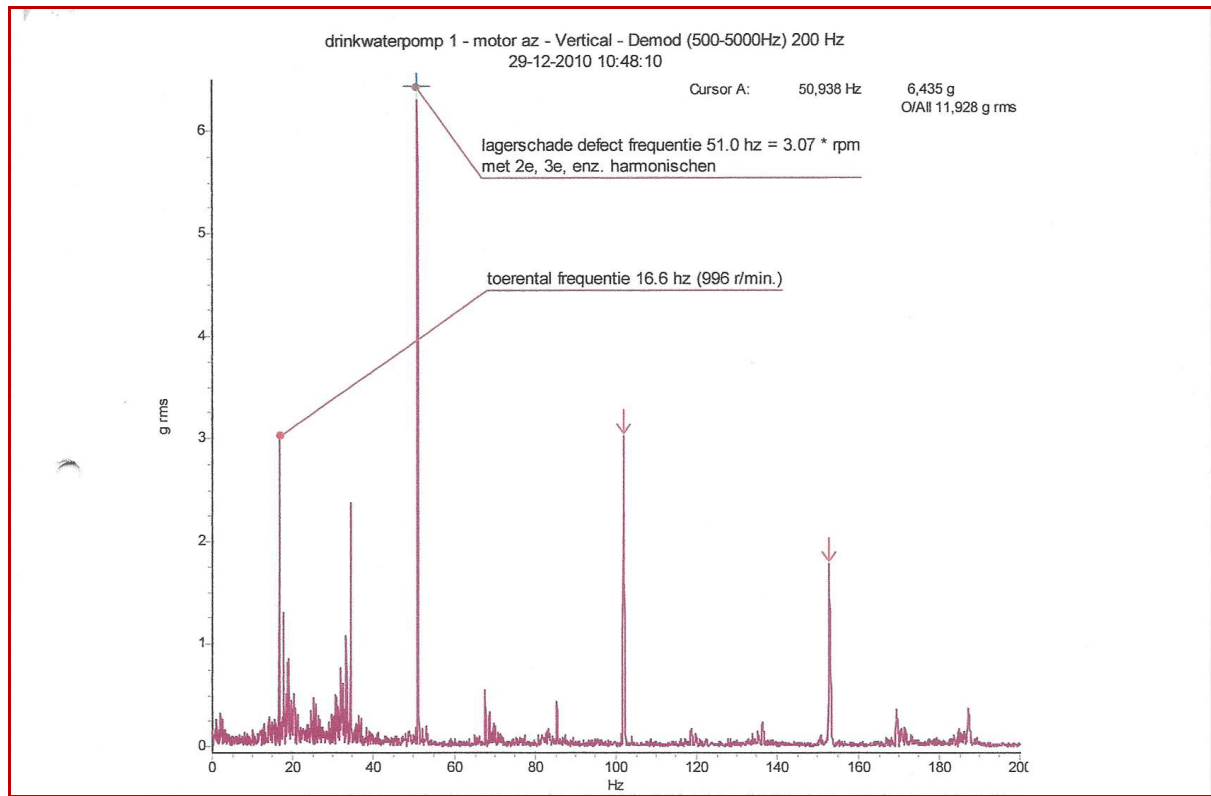


Fig. 6.3: Lagerschade lager elektromotor.

Bij fig 6.3 gaat het om een 100 kW elektromotor van een centrifugaal pomp. De lagerschade defect frequentie is 50.9 Hz, toerental frequentie is 16.6 Hz (996 r/min.). De defect frequentie is $3.07 \times$ toerental frequentie.

Het schade niveau is met een trillingsniveau van 6 g rms (versnelling) bij 50.9 Hz zeer hoog. In deze fase van schade ontwikkeling is het intussen al duidelijk hoorbaar dat er iets mis is met de lagering. Tevens is toerental frequentie met laagfrequent zijbanden rondom toerental frequentie zichtbaar hetgeen wijst op een onregelmatige loop van het lager.

Het toegepaste envelop filter is 500 .. 5000 Hz, alle trillingen beneden 500 Hz en boven 5000 Hz worden weggefilterd. Aantal lijnen is 800, d.w.z. resolutie is $200 \text{ Hz} / 800 = 0.25 \text{ Hz}$.

Na demontage en visuele inspectie bleek het motor lager aandrijfszijde beschadigd t.g.v. elektrische stroomdoorgang (motor gevoed door frequentie regelaar). Zie voor meer informatie par. 13.6).

Fig. 6.4 toont een trend ontwikkeling van een begin van lagerschade bij een elektromotor. Het schade niveau is nog niet hoog maar wel is er een toename meetbaar tussen december 2011 en februari 2012.

De defect frequentie is 81.1 Hz en gelijk aan $5.37 \times$ maal toerental frequentie. Toerental frequentie kan worden afgeleid van onbalans frequentie in het normale trillingspectrum, met een stroboscoop of frequentie omzetter display.

Over het gehele frequentie bereik tot 800 Hz is een ruis spectrum zichtbaar, ook wel 'tapijt' genoemd. Een slechte smering conditie geeft een hoge tapijtwaarde. In de situatie van figuren 6.3 en 6.4 is de tapijtwaarde met $< 0.01 \text{ g}$ laag en smering is in orde.

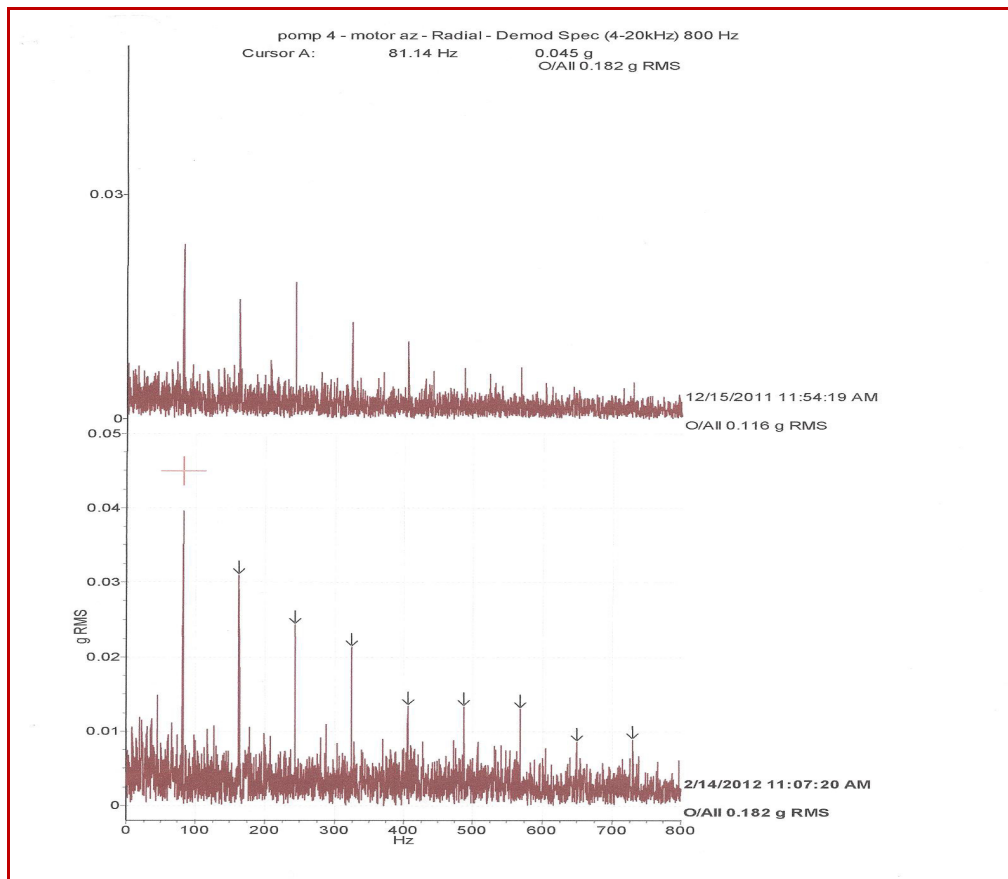


Fig. 6.4: Lagerschade in begin stadium.

Enkele vuistregels m.b.t. de interpretatie van meetresultaten:

- Indien geen lager defect frequentie pieken, zowel in laagfrequent envelopp spectrum (doorgaans tot 1 khz) als in hoogfrequent, normale trillingsspectrum (doorgaans versnelling [g] en 2 .. 20 khz) dan is de lagering conditie in orde. Het actuele frequentie spectrum kan dienen als 'baseline' referentie voor de toekomst.
- Indien pieken alleen in envelopp spectrum: Begin van lagerschade gedetecteerd.
- Indien pieken in zowel envelopp als in normale frequentie spectrum: Lagerschade in ver gevorderd stadium, lagering revisie plannen op korte termijn, tijdens een eerstvolgende stop mogelijkheid. Intussen is schade hoorbaar als een ongewoon snerpnd geluid. Het envelopp spectrum toont pieken van ca. 1 g of meer. Maar deze waarde kan per type of merk meetapparaat verschillen en ook de meetpositie speelt een rol.

Er zijn geen normen m.b.t. (on-)toelaatbare envelopp [g] waarden. Eigen ervaring, uitgaande van het gebruikte meetinstrument en instellingen, zijn bepalend. Een eindgebruiker is niet geïnteresseerd in 'plaatjes en praatjes'. Wat telt is de vraag: Wat is de restlevensduur van de betreffende machine? Wat is het advies om zo goed mogelijk te waarborgen dat de machine de volgende geplande stop haalt?

Envelopping is geen hogere vorm van detectie. De schade informatie zit immers al besloten in het hoogfrequent versnelling signaal. Het is een nuttige aanvulling omdat het informatie geeft over herhalingsfrequentie van impacts en daarmee de bron kan aanwijzen.

6.8) Berekening wentellager defect frequenties.

Bij een wentellager zijn er een viertal mogelijke lager defecten met elk een specifieke defect frequentie:

- Een buitenring defect frequentie, BPFO, Ball Pass Frequency Outer Race [Hz].
- Een binnenring defect frequentie, BPFI, Ball Pass Frequency Inner Race [Hz].
- Een kooi defect frequentie, FTF, Fundamental Train Frequency [Hz].
- Een defect op het wentellichaam zelf, BSF, Ball Spin Frequency [Hz].

De defect frequenties zijn afhankelijk van de lager geometrie, aantal wentellichamen en toerental.
De bereken formules zijn weergegeven in fig. 6.5.

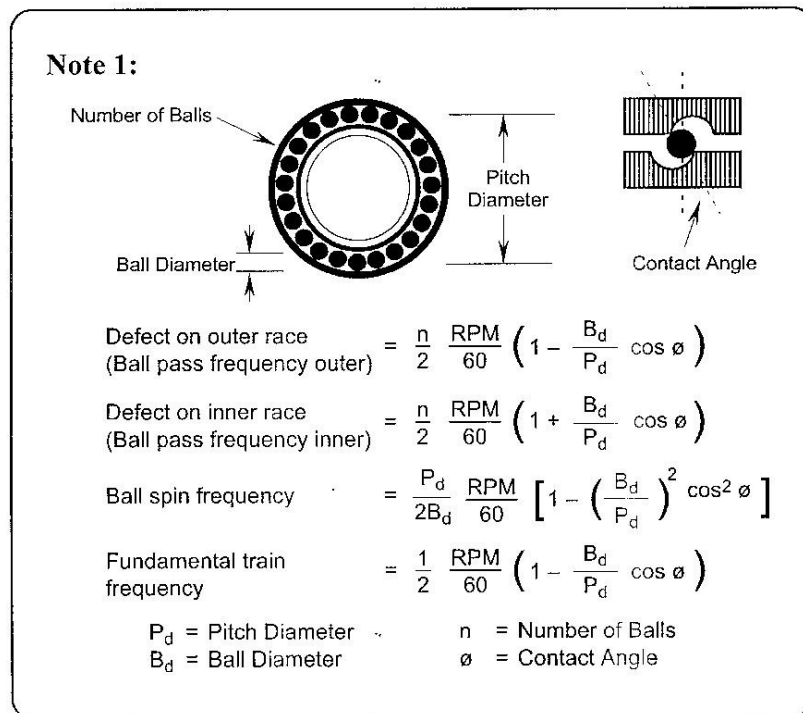


Fig. 6.5: Berekenformules.

SKF Print

Bearing frequencies

Every care has been taken to ensure the accuracy of this calculation but no liability can be accepted for any loss or damage whether direct, indirect or consequential arising out of the use of the calculation.

Bearing	6317	Bearing data of own choice	
d [mm]	85	P [mm]	
D [mm]	180	Dw [mm]	
		z	
n_i [r/min]	60	α [degrees]	
n_e [r/min]	0	n_i [r/min]	
		n_e [r/min]	
f_i [Hz]	1	f_i [Hz]	
f_e [Hz]	0	f_e [Hz]	
f_c [Hz]	0.386	f_c [Hz]	
f_r [Hz]	2.08	f_r [Hz]	
Frequencies from potential damages			
f_{ip} [Hz]	4.91	f_{ip} [Hz]	
f_{ep} [Hz]	3.09	f_{ep} [Hz]	
f_{rp} [Hz]	4.17	f_{rp} [Hz]	

Fig. 6.6: Output SKF bereken programma.

De diverse lager fabrikanten bieden op hun website een rekenprogramma aan waarmee de defect frequenties van een bepaald type lager - van deze fabrikant - berekend kunnen worden.

Bijvoorbeeld SKF berekening voor een 6317 kogellager, fig. 6.6.

Bij deze berekening wordt er van uitgegaan dat de binnenring roteert en de buitenring niet roteert, zoals bij veel roterende machines het geval is. Door een handigheidje, n.l. het invoeren van toerental = 60 r/min. (1 Hz), wordt niet de defect frequentie zelf maar vermenigvuldigingsfactor verkregen.

Kooi rotatie frequentie	: 0.386 * toerental frequentie (FTF)
Kogel rotatie frequentie	: 2.08 * toerental frequentie (BSF)
Binnenring defect frequentie	: 4.91 * toerental frequentie (BPFI)
Buitenring defect frequentie	: 3.09 * toerental frequentie (BPFO)
Tweemaal kogel rotatie frequentie	: 4.17 * toerental frequentie (2*BSF)

Voor veel kogellagers en rollagers geldt ongeveer, binnen ca. 10 .. 15 % nauwkeurigheid:

FTF	~ 0.43 * RPM
BPFI	~ 0.57 * n * RPM
BPFO	~ 0.43 * n * RPM
BSF	~ 2.1 * RPM

waarin n is aantal wentellichamen en RPM is toerental frequentie.

Wordt het werkelijke toerental ingevoerd, bijvoorbeeld 1500 r/min. (25 r/sec., Hz) dan worden de defect frequenties:

Kooi rotatie frequentie	: 9.65 Hz
Kogel rotatie frequentie	: 52.0 Hz
Binnenring defect frequentie	: 122.8 Hz
Buitenring defect frequentie	: 77.3 Hz
Tweemaal kogel rotatie frequentie	: 104.3 Hz

6.9) Aandachtspunten / valkuilen bij envelop detectie diagnose.

- Een defect op een roterende kogel kan een impact veroorzaken op zowel binnenring als op buitenring, vandaar dat wordt uitgegaan van de dubbele kogel rotatie frequentie (2* BSF).
- Het aantal kogels in het SKF 6317 lager wordt niet vermeld in de berekening afgebeeld in fig. 6.6. Echter, uit nadere bestudering van de bereken formules kan worden afgeleid dat aantal kogels $4.91 + 3.09 = 8$ moet zijn. $\{BPFO + BPFI\} / \{\text{toerental}\}$ is altijd een geheel getal en gelijk aan aantal wentellichamen!
Ook geldt : $BPFO = \text{aantal kogels} * FTF$.
- De vermenigvuldigingsfactoren zijn vrijwel altijd een gebroken getal. Bij een schade in gevorderd stadium is in het envelop spectrum meestal ook de toerental frequentie terug te vinden.
- Per fabrikant kan – bij overigens vrijwel gelijke belastbaarheid, levensduur, etc. – de geometrie van steekcirkel D (P_d) en wentellichaam diameter d (B_d) een beetje verschillen waardoor – bij gelijk aantal wentellichamen – de defect frequenties iets kunnen afwijken. Ook de contacthoek (axiale belasting) van een kogellager heeft enige invloed, zie fig. 6.5. Per fabrikant kan het aantal wentellichamen 1 meer of minder zijn. Zo heeft bijvoorbeeld FAG 7 kogels in een 6317 kogellager en SKF 8 kogels. De BPFO en BPFI zijn dan bij FAG ongeveer een factor 7/8 lager. Omdat volgens kenplaat informatie meestal wel zeker is welk type lager er in de machine zit maar niet wie de fabrikant is dient men voorzichtig te zijn met interpretatie van envelop spectra. Waar men ca. 67.5 Hz vindt gaat het wel degelijk om een BPFO alleen niet van een SKF 6317 met 8 kogels (BPFO is 77.3 Hz) maar een ander merk met 7 kogels. Omgekeerd kan een ervaren analist uit de defect frequentie afleiden wat het aantal wentellichamen moet zijn!
- TFT en BSF zijn onafhankelijk van aantal wentellichamen. BPFI en BPFO zijn evenredig met aantal wentellichamen.
- Kooi rotatie berekening is analoog aan de rotatie van een planetaire tandwielkast met de kooi als planeetwiel.
- In het algemeen kunnen buitenring en/of binnenring roteren. Bij sommige 4-lager machines zoals bijvoorbeeld een slibcentrifuge ('decanter') of een inductiekoppeling (www.hitecups.com) draait er een binnenrotor in een buitenrotor en roteert daarom ook de buitenring van de beide binnenrotor lagers. De bereken formules zijn dan wat uitgebreider.

- In het envelop spectrum zitten niet alleen lager defect frequenties. Bij elektromotoren wordt ook de dubbele net frequentie ($2 * F_{line}$) in een envelop spectrum teruggevonden. Of bij frequentie geregelde elektromotoren natuurlijk de dubbele uitgangsfrequentie. Dit is normaal en duidt niet op een elektrische onvolkomenheid. Bij de interpretatie van een envelop spectrum kan dit een valkuil zijn. Bijvoorbeeld een 6212 kogellager met 10 kogels heeft een BPFO van $4.08 * \text{toerental frequentie}$. In een 4-polige motor met toerental 1480 r/min. is de BPFO op een 50 hz net gelijk aan 100.6 Hz dus vrijwel gelijk aan $2 * F_{line}$ frequentie. Of een 6022 kogellager met 14 kogels heeft een BPFO van $6.09 * \text{toerental frequentie}$. In combinatie met een 6-polige motor met een toerental iets onder 1000 r/min. is dit weer vrijwel gelijk aan $2 * F_{line}$ frequentie. Zo kan gemakkelijk een onschuldige elektrische trilling onterecht worden aangezien als een buitenring schade! Of een mechanisch defect kan lang gemaskeerd blijven door een elektrische trilling. Tenzij met voldoende hoge resolutie wordt gemeten waarmee elektrische component en lager defect frequentie component onderscheiden kunnen worden in het frequentie spectrum. Maar dan wordt de meettijd weer langer en geheugen beslag van de datacollector groter hetgeen minder gewenst is bij lange looprondes.
- Een betere term is binnenring-gerelateerde of buitenring-gerelateerde defect frequentie. Het hoeft namelijk niet altijd een beschadiging van de loopbanen te zijn. Ook een te ruime passing van buitenring in lagerhuis boring of van binnenring op de as kan een BPFO, resp. BPFI frequentie opwekken bij een verder onbeschadigd lager. In dit laatste geval toont visuele inspectie van een gedemonteerd, geopend en schoongemaakt lager uiteraard geen schade. Alleen lager vervangen maar niet de passing corrigeren levert na opnieuw inbedrijfstelling meteen weer een BPFO of BPFI 'defect' op.
- Bij glijlagers is de envelop detectie methode niet bruikbaar. Bewaken van glijlagers geschiedt op basis van overall trillingsniveau [mm/s], de meting van astrilling in [μm] of [mils] m.b.v. contactloze opnemers (proximity probes) bij hoog-toerental machines ($>> 1500 \text{ rpm}$). Of op basis van lager schaal temperatuur meting.
- Bij een binnenring-gerelateerd defect wordt in het envelop spectrum de BPFI frequentie vergezeld door zijbanden van toerental frequentie. Dit wordt veroorzaakt doordat eenmaal per omwenteling de binnenring schade de belaste zone passeert. Bij horizontale as opstelling uiteraard. Dit geeft een amplitude modulatie in het tijddomein (golfvorm) en dat vertaalt zich altijd in zijbanden van de BPFI defect frequentie in een frequentie spectrum.
- Bij de analyse van een envelop spectrum is machinekennis van belang. Een voorbeeld, zie fig. 6.7:

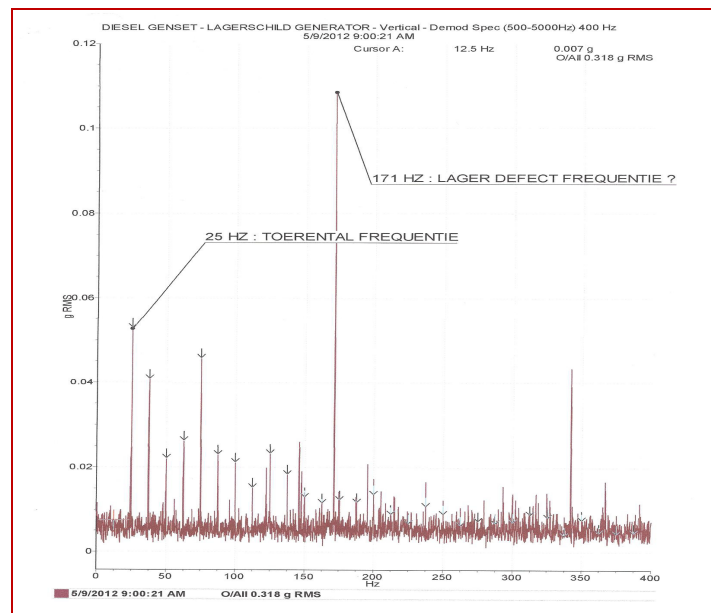


Fig. 6.7: Lagerschade?

Het betreft een meting op het lagerschild van een generator van een diesel genset. Toerental 1500 r/min. In het envelop spectrum is de familie van 12.5 Hz en vele harmonischen zichtbaar van de 4-takt dieselmotor. Dat is normaal voor een verbrandingsmotor. Een verbrandingsmotor toont zich in een envelop spectrum door het impulsachtige karakter van de trillingen als het ware als één groot defect lager (zie hoofdstuk 15).

Opmerkelijk is de dominante aanwezigheid van een frequentie component van 171 Hz en 2^e harmonische ervan. Is dit een generator lager defect frequentie? In eerste instantie lijkt het van wel. Echter $171 \text{ Hz} = 6.84 * \text{toerental frequentie}$ en deze factor 6.84 is niet te herleiden naar een lager defect frequentie van de generator kogellagers type 6314 of type 6220, ook niet na manipulatie met aantal kogels.

Wat blijkt? De dieselmotor heeft een hydraulische smeerolie pomp met 7 kleppen en wordt door de krukas aangedreven via een tandwieloverbrenging met 43/44 tand verhouding. Pomp toerental is dan 24.4 Hz en drukpulsatie is $7 * 24.4 = 171.0 \text{ Hz}$. Naast de 171 Hz component zijn ook 24.4 Hz zijbanden waarneembaar. Het lijkt een lager defect maar is het niet! Deze trilling wordt gemakkelijk door het hele aggregaat voortgepland en wordt dus ook op de generator gemeten.

Bij de analyse moet het te denken geven dat vanaf dag 1 die 'defect' frequentie van 171 Hz aanwezig is en verder in de tijd constant blijft.

Handigheid met instrumentatie software en hardware is van belang, maar meer nog is ervaring en machine kennis de sleutel tot correcte interpretatie van de data.

- Een rammelende riemoverbrenging is ook een impulsvormige trilling en komt tevoorschijn in het envelop spectrum. Als een 'spook' frequentie omdat herkomst niet meteen duidelijk is.

Als voorbeeld: Stel motor toerental is 2980 rpm, 49.7 Hz en poelie heeft diameter 150 mm. Dan is de omtreksnelheid van de poelie 23.4 m/s. Minus een beetje riemslip is de rotatie snelheid van de riem dan ca. 23.2 m/s. Bij een totale riemlengte van 2.0 meter is rotatie frequentie 11.7 Hz. In het envelop spectrum verschijnt 11.7 Hz met harmonischen ervan.

6.10) Praktische uitvoering conditie metingen.

Omdat envelop detectie methode wordt gebruikt voor het trenden van zich in de tijd ontwikkelende schades is de reproduceerbaarheid van de periodieke metingen van het grootste belang. Elke meting dient op dezelfde meetpositie uitgevoerd te worden, met de opnemer op dezelfde wijze geplaatst en bij gelijke bedrijfsomstandigheden, met name steeds hetzelfde toerental.

De meetpositie is bij voorkeur zo dicht mogelijk bij vitale onderdelen, bijvoorbeeld op een lagerschild. Dat is niet altijd mogelijk omdat bijvoorbeeld een koppeling afscherming in de weg zit. Indien er tijdens een loopronde meerdere – min of meer - identieke pompen of motoren worden bemeten verdient het aanbeveling ook steeds eenzelfde meetlocatie te kiezen. Desnoods wat verder bij een lager vandaan maar uniformiteit in meetpositie kan van pas komen bij onderling vergelijken van de meetresultaten en inschatten van de ernst van de situatie. Bijvoorbeeld, bij een elektromotor kan aan aandrijfszijde het meetpunt dicht bij het lager gekozen worden maar aan niet-aandrijfszijde alleen op het motor frame vanwege de ventilator beschermkap. Dan verdient het de voorkeur ook aan aandrijfszijde op het motor frame te meten.

Overigens is het niet strikt noodzakelijk dicht bij een lager te meten. Door het hoogfrequent impulsvormig karakter worden lager defect trillingen gemakkelijk voortgepland in een stalen constructie. Zo kan een lager defect bij een lager aandrijfszijde van een motor of pomp ook, en in mindere mate, aan niet-aandrijfszijde gedetecteerd worden. De locatie van meting is daarom niet altijd maatgevend voor de locatie van defect.

Bij voorkeur wordt gebruik gemaakt van op het frame gelijmd stalen plaatje ('stud') waarop de magneet van de opnemer kan worden geplaatst.

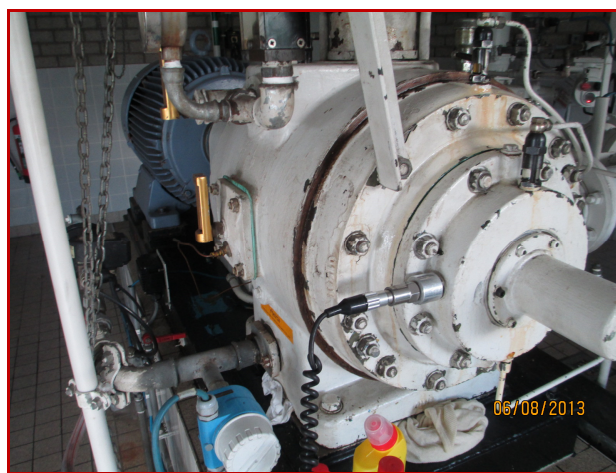


Fig. 6.8: Meetplaatje gelijmd op lagerschild niet-aandrijfszijde van een compressor.



Fig. 6.9:: Voor een magneet geschikt vlak meetoppervlak op schild motor.

Vrijwel elke machine of lagerhuis heeft wel ergens een mooi vlak oppervlak met dunne verf coating op het frame dat gebruikt kan worden door de magneet. In de praktijk is de meetrichting – horizontale, verticale, axiale, radiale bewegingsrichting of wel of niet nabij belaste zone – ondergeschikt aan reproduceerbaarheid. De voorkeur verdient een gemakkelijk en veilig bereikbare locatie en daar elke periodieke meting reproduceerbaar uitvoeren. De axiale bewegingsrichting verdient de voorkeur bij axiale lagering.

Locale resonantie frequenties spelen een rol omdat het impulsachtige karakter van lager defect trillingen nu eenmaal altijd resonantie frequenties aanstoot. Ook de trillingsopnemer met magneet kent een zekere resonantie frequentie. Deze ligt meestal in het gebied 1 .. 10 kHz. Hoe vlakker met meetoppervlak en hoe sterker de magneet aan dit oppervlak kleeft des te hoger de resonantie frequentie. Meestal is deze resonantie frequentie waarneembaar in het frequentie spectrum van de versnellingsopnemer (versnelling [g], 0 .. 10 kHz) door een brede 'haystack' rondom bijvoorbeeld 2.5 kHz. Uiteraard beïnvloedt resonantie de grootte van de amplitude van de defect frequentie. Echter bij conditie bewaking is niet zozeer de absolute waarde essentieel als wel de trend in de tijd. Essentieel is weer reproduceerbaarheid: steeds meten op dezelfde manier, dezelfde plaats en onder dezelfde omstandigheden.

De versnellingsopnemer zelf heeft ook een 'interne' resonantie frequentie. Deze wordt bepaald door de massa van de micro chip en de stijfheid waarmee deze is ingebed in de opnemer. Deze resonantie frequentie ligt meestal bij 10 .. 30 kHz.

Een magneet is niet altijd bruikbaar. Bij elektromotoren met een aluminium behuizing kan het beste een stalen rvs meetpen aan de opnemer gekoppeld worden.

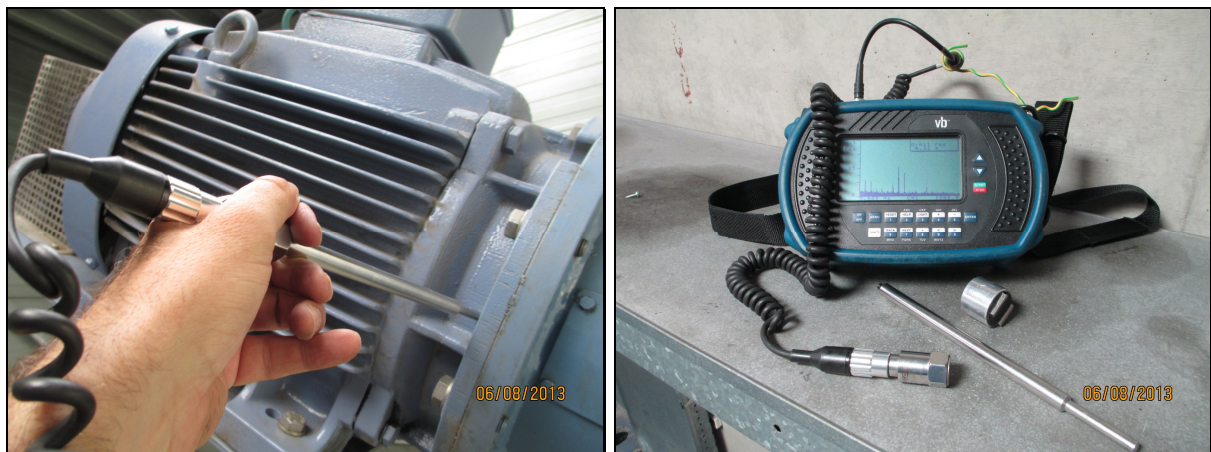


Fig. 6.10: Opnemer, sterke magneet, meetpen en draagbare batterijgevoede datacollector.

Ook al is de reproduceerbaarheid gewaarborgd dat zal een schade ontwikkeling zelden een mooie gestaag toenemende curve laten zien. Eerder een jo-jo achtig toenemende trend. Is er op enig moment sprake van een significante toename van defect frequentie amplitude dan is het raadzaam een volgende periodieke meting versneld uit te voeren om te zien of er werkelijk sprake is van een zich doorzettende trend.

Om een overkill aan data te voorkomen en om loopprondes niet onnodig tijdrovend te maken is het van belang om zorgvuldig een minimaal aantal meetpunten te selecteren. Doorgaans is twee per machine, één aan aandrijfzijde en één aan niet-aandrijfzijde, voldoende.

Een standaard meting, per meetpunt bestaat uit:

- Envelop detectie meting in [g], 0 .. 500 Hz, filter 500 .. 5000 Hz.
Aangevuld met:
- Trillingssnelheid meting in [mm/s], rms waarde, 0 .. 1000 Hz.
- Acceleratie meting in [g], 0 .. 10 kHz, rms waarde en peak-to-peak waarde.
- Golfvorm TWF (Time Wave Form) in [g], tijdbasis 1 seconde.

Dit is in het algemeen geschikt voor de meeste toepassingen met elektromotoren, pompen, ventilatoren, enz.

6.11) Laag-toerental toepassing.

Laag-toerental toepassingen (10 .. 100 r/min., rotatietijd 6 .. 0.6 sec) zijn voor iedereen een principieel probleem. De meettijd wordt lang en daardoor wordt onvermijdelijk het frequentie bereik beperkt.

Voor een meetinstrument geldt bijvoorbeeld:

meetijd	frequentie bereik
0.33 sec	10000 Hz
1 sec	3300 Hz
3.3 sec	1000 Hz
10 sec	330 Hz

Overrolt een wentellichaam een loopbaan schade dan ontstaat er een hoogfrequent impuls. Het beperkte frequentie bereik van het meetinstrument reduceert echter de amplitude zodat de gevoeligheid bij envelopping beperkt wordt. Voor een gegeven meetinstrument is het product {meetijd * frequentie bereik} principieel een constante. De signaal – ruis verhouding verslechtert. Een moderner model meetinstrument heeft een groter frequentie bereik bij gegeven meettijd. Daarin onderscheiden zich de nieuwere modellen. Sommige fabrikanten claimen vergrootte gevoeligheid door bepaalde trucs toe te passen. Omdat envelop techniek niet of nauwelijks toepasbaar is vindt lagerschade detectie doorgaans plaats in een laat stadium en in het normale trillingsspectrum. Fig. 6.11 toont een voorbeeld. Het gaat hier om een vijzel zoals gebruikt wordt in een rioolwater zuivering installatie.

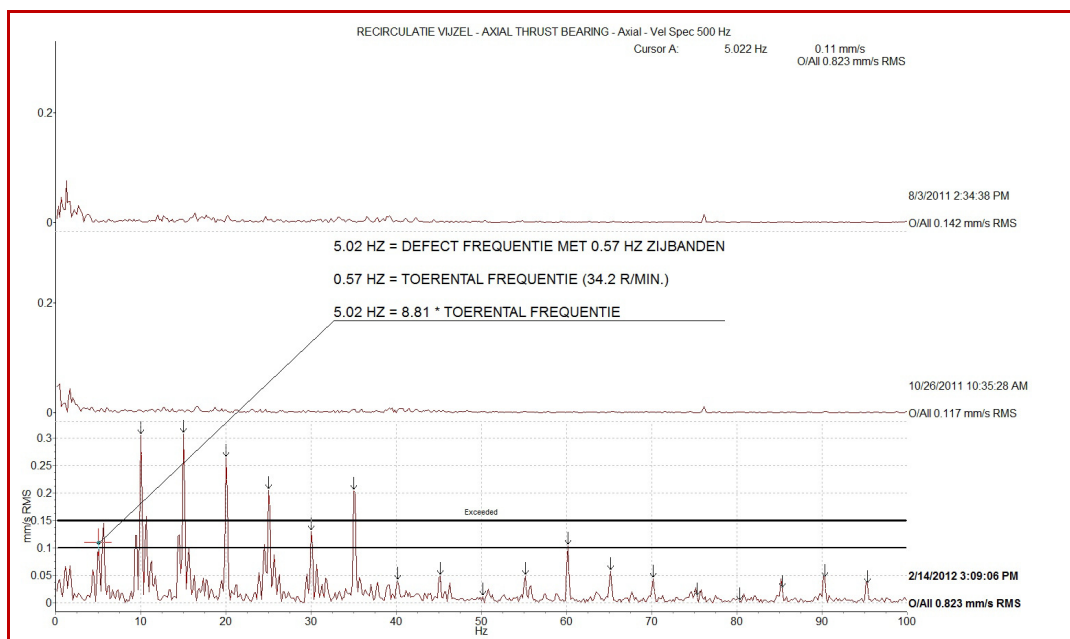


Fig. 6.11: Lagerschade detectie laag-toerental toepassing.

Het toerental van de vijzel is 34 r/min. In augustus 2011 en oktober 2011 is er nog niets aan de hand. In februari 2012 verschijnen er in het velocity trillingsspectrum [mm/s], 0 .. 100 Hz, een familie van frequentie componenten met als grond frequentie of 1^e harmonische 5.02 Hz en vele bovenharmonischen hiervan. Tevens gaan deze frequentie componenten vergezeld van zijbanden van 0.57 Hz. In het envelop spectrum is de toename veel minder uitgesproken. Hoewel absolute waarde van het trillingsniveau laag is, is hier sprake van een forse lagerschade zoals na demontage bleek.

6.12) On-line bewaking, een moderne ontzorgingsfilosofie.

Het is essentieel de technische conditie van machines betrouwbaar te monitoren. Geen enkel management kan het zich veroorloven niet te weten wat de actuele conditie van haar essentiële *moneymakers* is. Het falen van een belangrijke machine in het productie proces kan leiden tot reparatie kosten, derving van inkomsten en problemen met levering verplichtingen. Gelukkig spreken machines een taal en laten zij tijdig weten wanneer zij de fout in wensen te gaan. Bewaken is luisteren naar machine taal: ongewone wijzigingen in machine parameters opmerken zoals druk, debiet, temperatuur, (ultrasoon)geluid, trillingen, energieverbruik, enz. De onderhoudsman van weleer kende zijn pappenheimers, had snel in de gaten wanneer het mis dreigde te gaan en greep tijdig in. Een vergrijzend dus uitstervend ras. Mens-machine contact verdwijnt. Moderne sensortechnologie en computer rekenkracht maken het mogelijk conditie-gerelateerde gegevens te verzamelen. Dit maakt in potentie voorspellend onderhoud 'nieuwe stijl' mogelijk. Een nieuw ras verschijnt ten tonele: de data analist.

Het in Nederland en vooral België al veel toegepaste periodiek 'off-line' meten, het 'mannetje' doet looprondes, lijkt de langste tijd gehad te hebben. Moderne, volwassen en prijsgunstige sensortechnologie opent nieuwe mogelijkheden. De digitaal programmeerbare MEMS (Micro Electrical Mechanical System) versnellingsopnemer (par. 4.4) heeft aantrekkelijke specificaties:

- Tri-axis versnellingsopnemer, meetrichting X, Y, Z assen.
- Voldoende frequentie bereik 5 kHz.
- Outputs in versnelling [g peak-to-peak], [g rms] en trillingssnelheid [mm/s rms]
- 25 kHz sample frequentie.
- Zeer laag stroomverbruik, autonome energie voorziening met batterij.
- Wifi, G5, Lora connectiviteit.
- Buffered BNC outputs.
- Geïntegreerde temperatuur en magnetische flux meting (toerental detectie bij elektromotoren).

De gunstige prijs-prestatie verhouding heeft voor de noodzakelijke prijsdoorbraak gezorgd. Conventionele versnellingsopnemers waren jarenlang veel te duur.

Populair gezegd: Het mannetje gaat niet meer naar de berg, de berg komt naar het mannetje. En dat mannetje kan grotendeels overal ter wereld werken, hoeft zelfs geen Nederlands te spreken.

Wat zijn de essentiële stappen om on-line ontzorging als efficiënte onderhoudsstrategie naadloos te integreren in de bedrijfsvoering?

De eerste stap wordt gezet door rotating equipment professionals van zowel de dienstverlener als van de eindgebruiker. Essentieel is het functioneren van het te bewaken technische systeem goed te begrijpen zodat een eerste doel bereikt kan worden: minimale data verzamelen met maximale informatie. In deze eerste fase data analisten de ruimte geven leidt veelal tot een overmaat aan data verzamelen en daarna wel zien of er chocola van gemaakt kan worden.

Aan de basis van data analyse staat machine kennis. Weten hoe, wanneer, welke data verzameld moet worden en hoe deze te interpreteren. Hoe kan een bepaalde aandrijving zich zoal gedragen en misdragen? Wat zijn de mogelijke faalmechanismen en hoe zijn deze eventueel meetbaar? En ook meetbaar met voldoende signaal-ruis verhouding? Pas als deze puur technische zaken op orde zijn kan aan voorspellen worden gedacht. Is een aanbieder van voorspellend onderhoud met in het team een enkele rotating equipment engineer en vele data analisten voldoende toegerust? Heeft de data analist de installatie überhaupt gezien? De techniek ervan doorgesproken met werkvloer professionals? Heeft het zin om welke vorm dan ook van *smart maintenance* te introduceren wanneer niet wordt voortgebouwd op kennis opgedaan uit mens-machine contact en uit conventionele, off-line test, diagnose en monitoring technieken?

Een tweede belangrijke factor is vooraf zekerstellen dat het te bewaken technische systeem normaal functioneert. Abnormaal functioneren zoals resonantie verschijnselen in het bedrijfstoerental bereik dient niet gemonitord te worden maar ge-elimineerd te worden. Anders wordt dit disfunctioneren als ‘normaal’ gezien. Vanaf de start dient de techniek op orde te zijn. Bewaking mag niet onderliggende problemen maskeren. Goed is het dat een monitoring programma een tijdige waarschuwing geeft wanneer de situatie kritiek wordt. Beter is het de angel eruit te halen.

Een derde belangrijke factor is de contextuele benadering. Meet ook parameters welke van invloed kunnen zijn op de te bewaken parameter: trillingen. Contextuele parameters zijn bijvoorbeeld druk, flow, toerental, motorstroom, temperatuur, omgevingstemperatuur, enz. Een winstpunt van deze dynamische en holistische benadering kan zijn dat er eerder een alarm wordt geactiveerd dan bij een statische alarm waarde instelling. Bijvoorbeeld een verhoogd trillingsniveau bij relatief lage belasting geeft een alarm terwijl een hoger ingestelde statische alarm setting nog niet wordt geactiveerd.

Een contextuele benadering maakt eerste lijn analyse op afstand mogelijk. Bijvoorbeeld is bij een centrifugaal pomp de trilling te hoog en tegelijkertijd volume te laag en druk te laag dan caviteert de pomp waarschijnlijk. Geen trillingsprobleem maar een werkpunt, dus proces, probleem. Eerst maar even de klant bellen...

Een meer geavanceerde tweede lijn analyse, ook op afstand, wordt mogelijk door het van analoog naar digitaal gesampelde trillingssignaal naar een bewaking centrum te zenden en vervolgens na digitaal-naar-analoog conversie toe te voeren aan een frequentie spectrum analyser voor nadere analyse.

$$y = \sum_{i=1}^k \beta_i * x_i + \varepsilon \quad \text{Where} \quad E(\varepsilon) = 0$$

$$E(y) = E\left(\sum_{i=1}^k \beta_i * x_i + \varepsilon\right) = \sum_{i=1}^k \beta_i * x_i$$

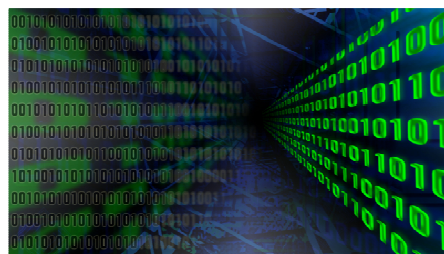


Fig. 6.12: De taal van de dat analyst.

Is data analyse de heilige graal? In veel boardrooms lijkt men vandaag zo te denken. Helaas zijn er steeds meer bedrijven met juristen en economen in het management met onvoldoende affiniteit met onderhoud en techniek. Boekhouders hebben een probleem met conditie monitoring programma's. Er is geen 'cash inflow'. Het voordeel van een tijdig voorkomen 'cash outflow' is onvoorspelbaar terwijl de kosten van een programma periodiek terugkomen. Het beleid is vaak reactief: een dure crash vormt de aanzet tot introductie van een conditie bewaking programma onder het motto: 'dit niet nog een keer'.

De pretenties van aanbieders van voorspellend onderhoud krijgen in de boardroom de voorkeur boven de visie van de werkvloer professionals. Deze tegenwoordig te veel ondergewaardeerde trotse beroepsgroep weet maar al te goed dat mensen naar machines moeten luisteren. Machines luisteren niet naar mensen. En al helemaal niet naar de 'best practice implementation' en 'corporate reliability procedure' goeroes of naar andere wollige drie-letter vergezichten en software modellen waar het *too many Chiefs no Indians* universum van *enterprise asset management* op vertrouwt. Bedrijven met op techniek georiënteerd management, niet zelden familie bedrijven en ook de maritieme sector, slagen er vaak beter in om optimale bedrijfszekerheid van de *moneymakers* te waarborgen dan beursgenoteerde ondernemingen met gefragmentariseerde verantwoordelijkheid structuren.

Voorspellen blijft voorlopig nog wel een tijdje mensenwerk met software als nuttige aanvulling. Niet andersom.

Bij complexe systemen zoals drinkwater of rioolwater netwerken wordt het lastig voor een operator om overzicht te behouden. Omdat stromingen voortdurend variëren. Een lek in een leiding wordt niet meteen opgemerkt. Door met kunstmatige intelligentie een rekenmodel te voeden met druk en flow gegevens op vele knooppunten in het netwerk kan een rekenmodel voor normaal gedrag worden opgebouwd. Een *virtual twin*. Het technische systeem bouwt een model van zichzelf. Een lek wordt door het model als een afwijkend-van-normaal situatie meteen opgemerkt. Een milieu probleem of een *sinkhole* in de Kerkstraat wordt voorkomen. Uiteraard dient zeker gesteld te worden dat gedurende de opbouwfase van het rekenmodel het netwerk zich normaal gedraagt. Anders wordt een lek als normaal gezien! De algoritmen van *artificial intelligence* zijn niet autonoom, de mens staat aan de basis van een betrouwbare werking ervan. Voor machine bewaking heeft kunstmatige intelligentie weinig toegevoegde waarde. Het komt erop aan met de juiste sensors op de juiste plaats de juiste parameters monitoren. Het genereren van maximale relevante informatie met minimale data!

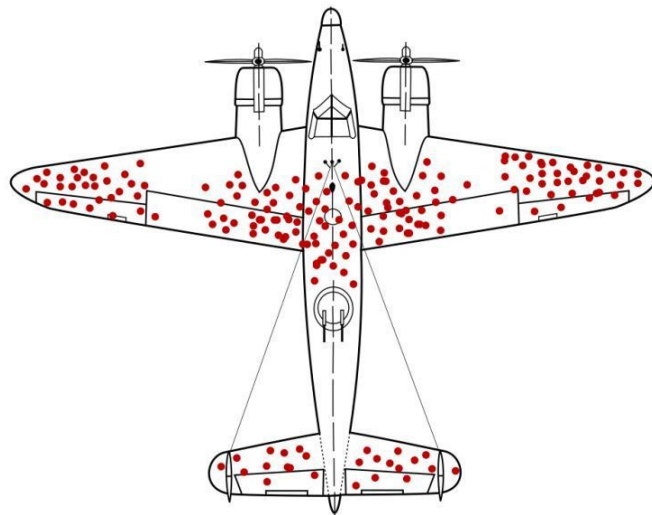
Een nauwe samenwerking tussen systeembeheerders, rotating equipment professionals, operators, software ontwikkelaars en ontwerp specialisten van het technische systeem is noodzakelijk. Data analyse, de context en techniek-deskundige interpretatie zijn onlosmakelijk verbonden.

Hier spelen mogelijk tegengestelde belangen. Wie beheert en controleert de data stroom? Voor wie is er een verdienmodel? Ontzorgen heeft voor de eindgebruiker ook nadelen. Data komt in andermans handen. Een informatie achterstand dreigt voor de eindgebruiker ingeval van calamiteiten.

During World War II, fighter planes would come back from battle with bullet holes. In order to reduce the number of planes shot down, the allies plotted out the most heavily hit areas of the plane and used that data to decide where to reinforce them.

A mathematician - Abraham Wald, pointed out that perhaps there was another way to look at the data. Maybe the reason why the other planes didn't return was that they'd been shot in the areas the returning planes did not. This insight led to the plane being reinforced in the areas that were not heavily hit by enemy fire - which resulted to more planes returning.

Moral of the story - data is only as good as the person analyzing it.



Artikelen over conditie bewaking:

<http://www.ariemol.nl/pagina9.html>

<http://www.ariemol.nl/pagina10.html>

Artikelen over geavanceerde conditie bewaking en kunstmatige intelligentie:

<http://www.ariemol.nl/pagina15.html>

6.13) Motorstroom analyse.

Voor roterende machines is en blijft discrete monitoring het meest realistisch. Bijvoorbeeld monitoren van trillingen en temperatuur van lagers en afdichtingen.

Door de sterke inductieve koppeling tussen stator en rotor in elke elektrische machine is het mogelijk om afwijkingen in de rotor te signaleren in de stator. Dit is de basis van motorstroom analyse. Zie ook par. 9.5.

Motorstroom analyse - *Motor Current Signature Analysis, MCSA* – is als monitoring methode aantrekkelijk vanwege het meetpunt in de besturingskast alwaar spanning en stroom wordt gemeten. Maar motorstroom analyse heeft beperkingen. Het is principieel een mechanische koppel meting. Geschikt voor energieverbruik monitoring maar conditie monitoring is toch iets anders. Motorstroom analyse kan elektrische onvolkomenheden met een relatief hoge energie inhoud bij een elektromotor detecteren en monitoren. Zoals laagfrequent koppelpulsaties door rotorstaafbreuk. Of onregelmatige stroming en hoge drukpulsatie bij een rioolwater pomp resulteert in motorstroom pulsatie met toerental frequentie. Of de koppel pulsaties van zuiger compressoren zijn zichtbaar in de statorstroom.

Mechanische onvolkomenheden zoals lager schade vaststellen wordt een stuk lastiger vanwege onvoldoende signaal-ruis verhouding. Wanneer een beschadigd lager zoveel wrijving veroorzaakt dat dit meetbaar is in de motorstroom dan is het lager bijna verbrand. De vibratie of temperatuur sensor heeft veel eerder een alarm gegeven.

Hoogfrequent common mode stroom meten (Rogowsky amperetang geclipt om de drie fase kabels) bij frequentie geregelde elektromotoren biedt de mogelijkheid de stator wikkeling isolatie kwaliteit te monitoren. Een frequentie omzetter is feitelijk een continue isolatie tester.

Generatorstroom en generator bekrachtigingsstroom analyse kan onregelmatigheden bij diesel-generator sets aan het licht brengen zoals instabiliteit in vermogens regeling, torsie trilling resonantie of defecte diodebrug in de rotor.

Bij gelijkstroom machines is er de relatie tussen ankerstroom amplitude modulatie en torsie trillingen.

6.14) Ultrasoon analyse.

Ultrasone meettechniek is toepasbaar voor wentellagerschade, smering conditie detectie en perslucht lekdetectie. Het gaat dan voor wat betreft bedieningsgemak om relatief laagdrempelige meetapparatuur.

HOOFDSTUK 7: TRILLINGSANALYSE CENTRIFUGAAL POMPEN.

7.1) Onbalans en drukpulsatie.

Kenmerkende trillingsbronnen bij de centrifugaal pomp zijn onbalans en drukpulsatie.

De frequentie van een onbalans trilling is gelijk aan 1* toerental frequentie. Is pomp toerental 1500 rpm dan is onbalans frequentie 25 Hz.

De frequentie van drukpulsatie is gelijk aan aantal schoepen maal toerental frequentie. Heeft een pomp 3 schoepen en is toerental 1500 rpm dan heeft drukpulsatie een frequentie van 75 Hz, de zgn. schoeppasser frequentie of drukpulsatie frequentie.

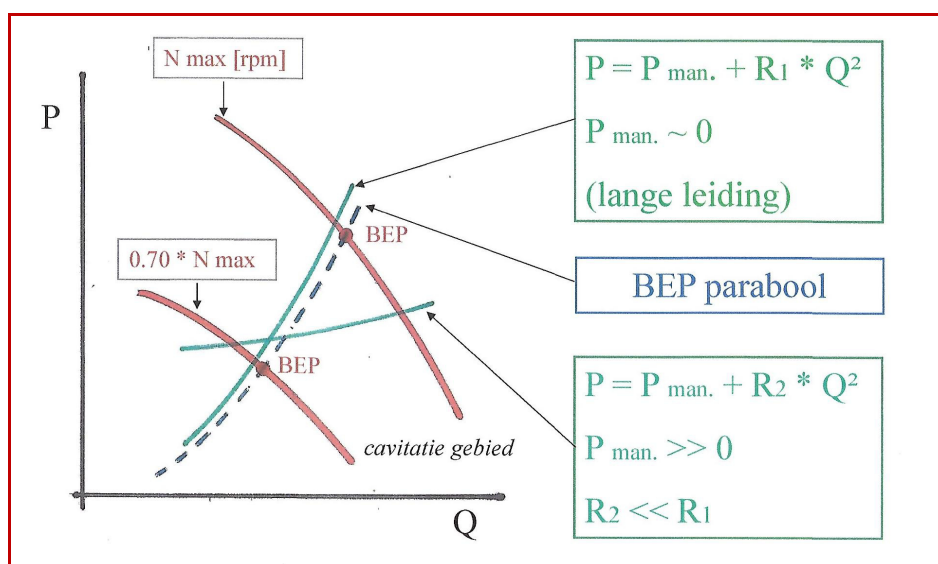


Fig. 7.1: Pomp karakteristieken.

Indien werkpunt van de pomp bij het optimale werkpunt ligt (Best Efficiency Point, BEP) op de druk P – volume Q karakteristiek dan is drukpulsatie gering. De vloeistof stroomt ongehinderd de zuigzijde in, de perszijde uit en het slakkenhuis in en uit. Over de gehele omtrek van de waaier is de statische druk gelijk. De waaier 'ziet' het slakkenhuis niet. Buiten BEP 'ziet' de waaier het slakkenhuis als obstructie en pulseert de druk in het ritme van de schoeppasseer frequentie. Er ontstaat ook een extra statische en dynamische hydraulische kracht op de waaier lagering. Het rendement neemt snel af.

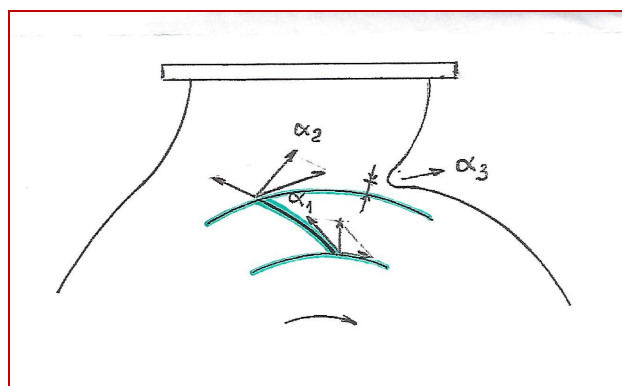


Fig. 7.2: Optimale in-/uitstroming.

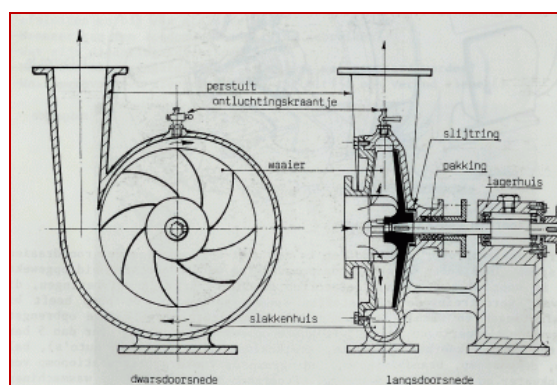


Fig. 7.3: Centrifugaal pomp.

Buiten BEP kan drukpulsatie energie groot zijn en dus ook de hydraulisch veroorzaakte trilling hoog. Met name bij éénkanaalswaaier zoals toegepast bij rioolwater pompen. De grote waaier doorlaat is gewenst want het reduceert de kans op verstopping in de waaier.

7.2) Impulsvormig trillingsgedrag.

Een centrifugaal pomp kan ook impulsvormige trillingen opwekken.

Bij een centrifugaal pomp wordt de beschikbare druk P [Pa] als functie van het volume Q [m³/s] verdeeld over de zuigzijde en de perszijde, afhankelijk van de hydraulische condities aan zuig- en perszijde.

Het drukverschil is $\Delta p = p_{\text{pers}} - p_{\text{zuig}}$.

Bij een werkpunt met relatief laag drukverschil en hoog volume (werkpunt 'rechts-onder' in druk-volume karakteristiek) en ook nog eens lage zuigdruk kan er een ongewenste situatie ontstaan: cavitatie.

De aan zuigzijde pompwaaier instromende vloeistof ondergaat bij intreden van de waaier een snelheidstoename en tegelijkertijd een druk verlaging. Lokaal kan de druk zo laag worden dat er dampbellen ontstaan. Net zoals bij kokend water het gas in water - lucht - in water samenklontert in dampbellen. Bij passage tussen de schoepen in de pompwaaier richting perszijde neemt de lokale druk snel toe. De dampbellen imploderen. Dit gaat met veel geweld gepaard en veroorzaakt schade aan de pompwaaier oppervlakken. Er kan een forse onbalans ontstaan. De implosies van de dampbellen veroorzaken onregelmatig optredende impulsachtige trillingen, duidelijk hoorbaar alsof er 'knikkers door de pompwaaier gaan'. Een werkpunt 'rechts-onder' dient te allen tijde vermeden te worden. Cavitatie wordt voorkomen door een voldoende hoge voordruk aan zuigzijde.

Fig. 7.4 toont het nut van golfvorm analyse ingeval van impulsachtige trillingen. Het trillingsgedrag wordt gekenmerkt door onregelmatig kortstondig hoog trillingsniveau elke keer wanneer er een implosie plaats vindt. Die implosies stoten resonantie frequenties aan van met name pomp waaier maar ook onderdelen stationaire behuizing: het 'knikkerachtige' geluid.

Fig. 7.5 toont het bijbehorende frequentie spectrum: In bereik 1 .. 7 kHz worden allerlei resonantie frequenties aangestoten. Een caverende pomp maakt gewoon veel herrie.

Trillingsniveau: ca. 0.2 g rms
ca. 1.2 g 0-piek
crest factor 4.2

Cavitatie is een voorbeeld van impulsachtige trillingen en van het nut van gebruik crest factor om cavitatie te detecteren.

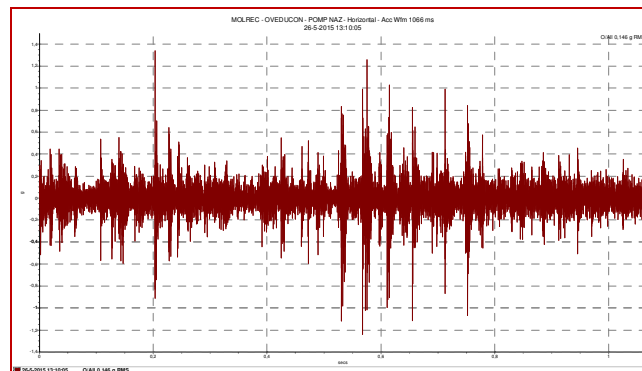


Fig. 7.4: Golfvorm bij caverende pomp.

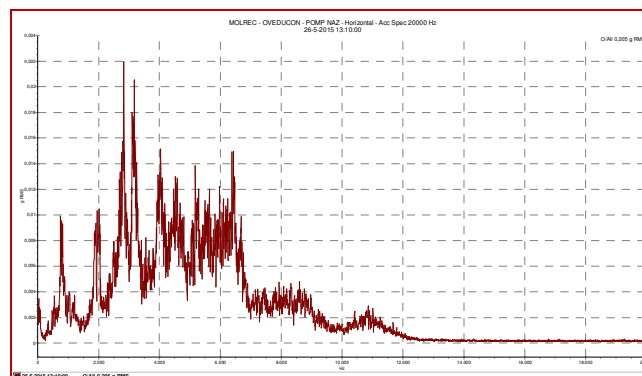


Fig. 7.5: Frequentie spectrum bij caverende centrifugaal pomp.

Een demonstratie opstelling met een transparante kunststof water pomp, een regelbare klep aan zuigzijde en een stroboscoop kan prachtig de implosies laten zien.

7.3) Druk pulsatie en resonantie in hydraulische netwerken.

Druk pulsaties kunnen gemeten worden met een elektronische druksensor. Een druksensor zonder laagdoorlaat filter. Normaal heeft een druksensor een ingebouwd laagdoorlaat filter teneinde een stabiele analoge (manometer) of digitale aflezing op een display te verkrijgen van de statische druk. Zonder een laagdoorlaat filter heeft een elektronische druksensor een frequentie bereik tot 500 Hz en kunnen ook snelle druk pulsaties worden geregistreerd.



Fig. 7.6: Manometer en elektronische druksensor.

Fig. 7.7 toont het frequentie spectrum van de druk pulsatie van een elektronische druksensor aan perszijde van een centrifugaal pomp met drie schoepen.

Bovenste plot : Pomp toerental 800 rpm, 13.3 Hz – druk pulsatie frequentie 40 Hz

Onderste plot : Pomp toerental 900 rpm, 15.0 Hz – druk pulsatie frequentie 45 Hz

Opmerkelijk is dat deze meting een hydraulische resonantie frequentie bij 70 Hz aan het licht brengt! De altijd wel in meer of mindere mate aanwezige turbulente stroming stoot voortdurend resonantie frequenties aan, een zgn. 'haystack' of 'hooiberg' is daar een sterke indicatie van. Hier is de resonantie frequentie blijkbaar 70 Hz. Ook vloeistoffen in leidingnetwerken hebben massa en elasticiteit!

Gelukkig is bedrijfstoerental van deze pomp niet 1400 .. 1500 rpm. In dat geval zal de druk pulsatie frequentie samenvallen met de resonantie frequentie. De installatie heeft dan onvermijdelijk een serieus bedrijfszekerheid probleem.

Onregelmatig optredende dynamische druk pulsaties kunnen waarden bereiken in de orde van grote van de statische druk zoals enkele opnames in fig. 7.8 laten zien.

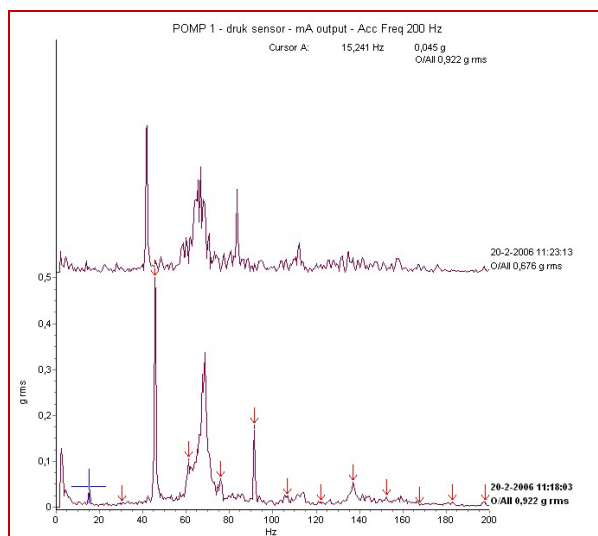


Fig. 7.7: Frequentie spectrum druk pulsatie, 0 .. 200 Hz.

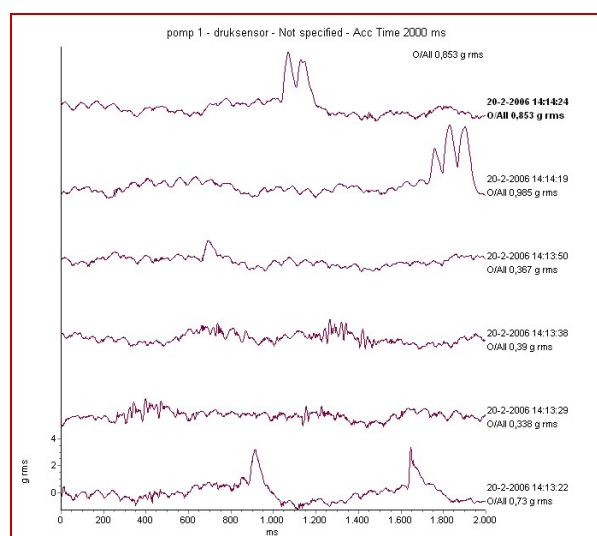


Fig. 7.8: Golfvorm druk pulsatie, 0 .. 2000 msec.

7.4) Kritisch toerental van overhangende pomp waaier.

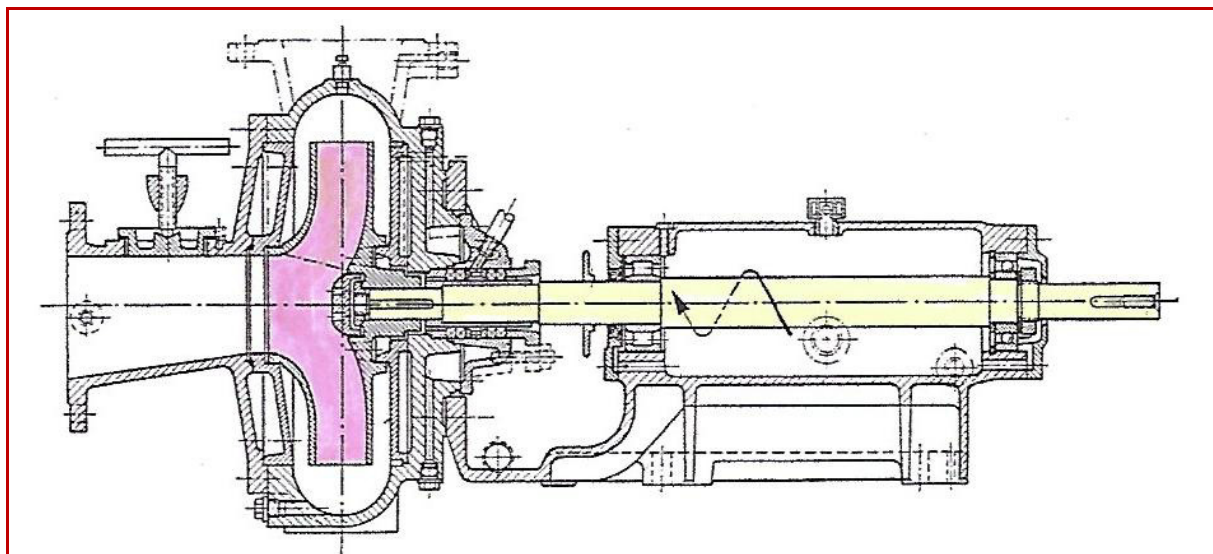


Fig. 7.9: Overhangende pomp waaier.

De noodzakelijke positie van de afdichting resulteert in een relatief grote afstand tussen de waaier massa en de relatief elastische lagering ondersteuning. Dit kan een relatief lage resonantie frequentie - ook wel kritisch toerental genoemd omdat het niet om stationaire delen maar om draaiende delen gaat - opleveren. Een stopbus pakking kan damping toevoegen, een mechanical seal niet.

Stel:

Bedrijfstoerental pomp	: 1000 rpm
Het aantal schoepen	: 3
Kritisch toerental	: 3900 rpm, 65 Hz.
Dan is:	
Onbalans toerental	: 16.7 Hz.
Druk pulsatie frequentie	: 50.0 Hz.

De belangrijkste aanstoot frequenties 16.7 Hz en 50 Hz liggen ver genoeg verwijderd van kritisch toerental 65 Hz. Een marge van 30 % kan als veilig worden beschouwd. Een in dynamisch opzicht bedrijfszeker ontwerp, in statisch opzicht (sterkte-technisch) waarschijnlijk ook. Maar wat indien bedrijfstoerental 1300 rpm wordt toegepast? Dan valt drukpulsatie frequentie samen met kritisch toerental!

In statisch opzicht is ontwerp nog steeds in orde, echter in dynamisch opzicht is het ontwerp onacceptabel geworden. Trillingsniveau kan nog binnen de perken blijven indien pomp in BEP wordt bedreven met laag drukpulsatie niveau en een stopbus pakking voor damping zorgt. Maar een bedrijf buiten BEP – en hoeveel pompen draaien er in de praktijk nabij BEP ? – in combinatie met een mechanical seal zal ongetwijfeld een serieus bedrijfszekerheid probleem opleveren. Lagering en afdichting gaan vroegtijdig falen. Een ander lager type of andere seal fabrikant kiezen lost niets op.

7.5) Resonantie bij persleidingen.

Een leiding ontwerp moet voldoen aan diverse ontwerp criteria. Persleidingen mogen robuust ogen en goed ondersteund zijn, de werkelijkheid is dat té lange, slanke leidingen een relatief lage resonantie frequentie kunnen hebben. Korte lengte / grote diameter leidingwerk is in dynamisch opzicht bedrijfszekerder. Vooral bij rioolgemalen met een combinatie van enerzijds een éénkanaalswaaier en relatief sterke drukpulsaties bij 1* toerental frequentie (hydraulische onbalans!) en anderszijds een slank leidingstelsel kunnen aanstoot frequentie resp. resonantie frequentie té dicht bij elkaar liggen. Afdichtingen lekken, bouten breken, lagers falen, burens klagen over geluid- en trillingoverlast.



Fig 7.10: Slank ontwerp persleiding stelsel.



Fig. 7.11: Robuust ontwerp persleiding stelsel.

7.6) Resonantie bij verticale pompopstellingen.

Topzware pompopstellingen met relatief elastisch middenstuk tussen e-motor en pomp / beton fundatie kunnen een relatief lager opstelling resonantie frequentie hebben welke kan samenvallen met toerental frequentie of drukpulsatie frequentie.

Meestal is de praktische remedie motor niet-aandrijfzijde afsteunen tegen de muur. Of bij frequentie geregelde aandrijvingen het gevoelige toerental gebied 'skippen'.

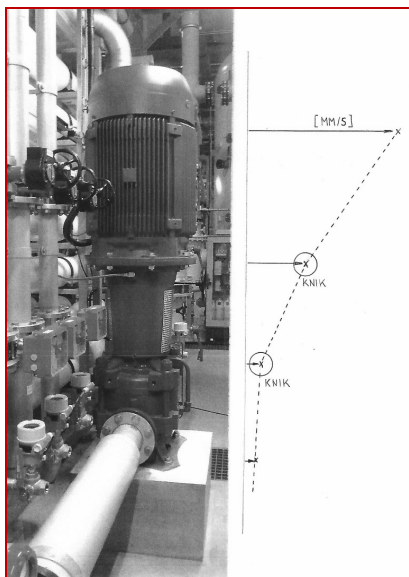


Fig. 7.12 Topzwaar ontwerp.



Fig 7.13: Robuust tussenstuk ontwerp.

7.7) Bewegingsvorm analyse.

In het algemeen gaat trillingsanalyse in de volgende stappen:

- Erkenning probleem: te hoog trillingsniveau.
- Wat is de frequentie van de trilling? Dit wijst naar de bron. Kan de bron aangepakt worden, bijvoorbeeld ventilator waaier nabalanceren?
- Zo nee, is er resonantie in het spel? Aangetoond door bumptest en toerental variatie?
- Zoja, dan is de volgende stap: bewegingsvorm analyse. Dit betekent vaststellen hoe het geheel van de opstelling beweegt. Dat kan geavanceerd met moderne Motion Amplification camera techniek. Maar meestal volstaat de handmatige methode, zoals in volgende voorbeelden toegelicht.

Drie voorbeelden van bewegingsvorm analyse.

7.8) Bewegingsvorm analyse, topzware verticale pomp opstelling.

Fig 7.12 geeft een voorbeeld van bewegingsvorm analyse. Hoogste trillingsniveau – bij gegeven dominante trillingsfrequentie - wordt gemeten bovenaan maar daar is de krachtwerking minimaal.

Naar beneden toe worden steeds lagere trillingsniveau's gemeten. Onderaan heerst minimaal trillingsniveau maar de krachtwerking is hier juist maximaal: de verticale bouten bij de kleine diameter worden maximaal op vermoeiing (over-?)belast.

Daar waar de afname van trillingsniveau een rechte lijn is, is constructie 'oneindig stijf', daar aanpassen heeft geen zin. Daar waar een 'knik' wordt waargenomen bevindt zich de bepalende elasticiteit en alleen daar heeft aanpassen zin.

7.9) Bewegingsvorm analyse, horizontale motor opstelling.

Fig 7.14 geeft een ander voorbeeld van bewegingsanalyse bij een instabiele elektromotor ondersteuning.

Bij bedrijfstoerental 1500 rpm, 25 Hz, is sprake van een hoog trillingsniveau. Is dit onbalans, immers trilling is hoog bij 1* toerental frequentie?

Uit bump-test en toerental variatie blijkt echter een resonantie frequentie van de opstelling van 23 Hz. Bij een motor toerental van 1500 rpm, 25 Hz, een onacceptabele dynamiek. De bewegingsvorm analyse laat vervolgens zien dat de bepalende elasticiteit - de 'knik' - ligt ter hoogte van het stalen subframe met ingegoten beton.

Een resonantie frequentie van 23 Hz is opvallend laag. Het vermoeden dat ingegoten beton niet overal voldoende aanligt werd bevestigd door een 'hamertje-tik-test' op het stalen subframe: op de ene plek 'ting-ting', op een andere plek 'tong-tong'!

Na injectie van krimp-vrij kunststof beton door een hierin gespecialiseerd bedrijf en na één nacht uitharden bleek bij de bump-test dat resonantie frequentie inmiddels was verschoven naar 33 Hz. Nog voor de motor werd gestart kon worden gesteld dat probleem was opgelost!

Eerdere, frustrerende uitlijn pogingen en opnieuw balanceren rotor van motor gaf geen soelaas. Een simpele bump-test toonde aan waarom.

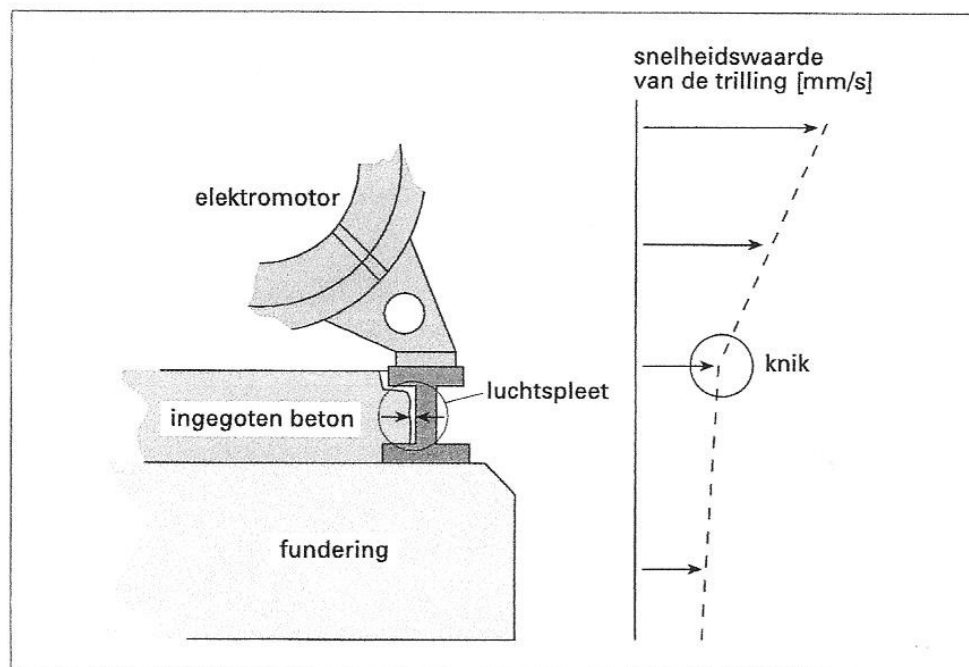


Fig 7.14: Bewegingsvorm analyse elektromotor opstelling.

7.10) Bewegingsvorm analyse, roerwerk aandrijving.

Het gaat om een verticale opstelling van een 1500 rpm motor, een tandwielkast welke een laagtoerental roerwerk aandrijft.

Trillingsniveau veel te hoog. Uit bump test blijkt een opstelling resonantie frequentie te dicht bij bedrijfstoerental frequentie.

Bewegingsvorm analyse laat zien dat combinatie {e-motor + flensverbinding + tandwielkast} 'oneindig stijf' is, immers trillingsamplitude verloop is een rechte lijn.

De 'knik' wijst naar de zwakke plek: niet alle ankerbouten onder tandwielkast zaten goed vast. (Eigenlijk vooraf al een beetje af te leiden uit gruisvorming op beton bij ankerbouten).

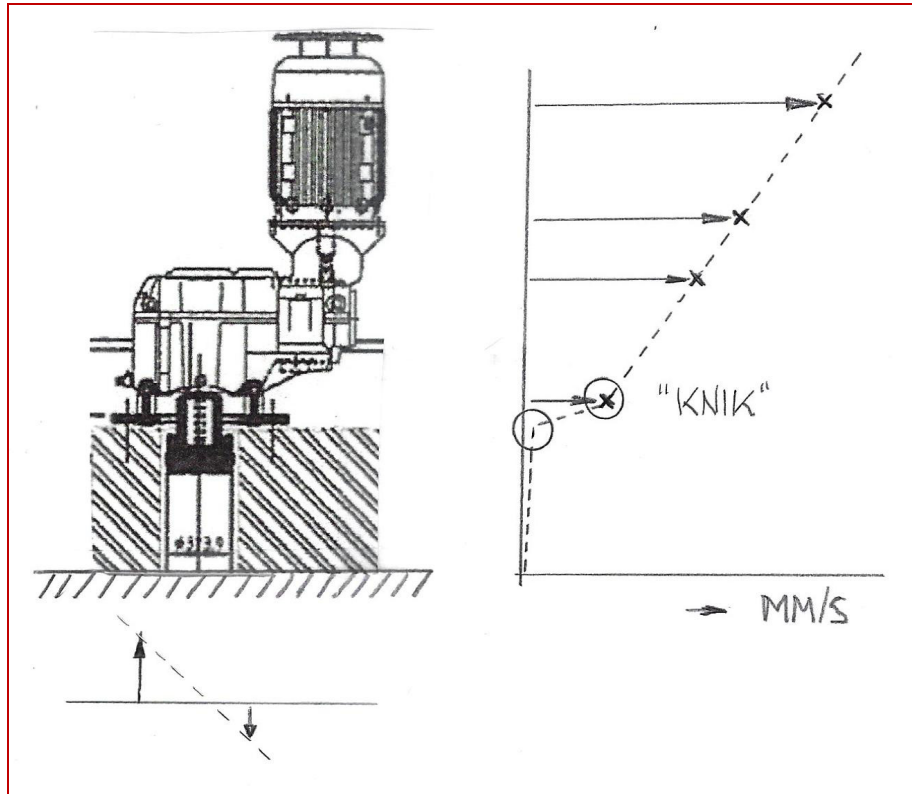


Fig 7.15: Bewegingsvorm analyse roerwerk.

HOOFDSTUK 8: TRILLINGSANALYSE COMPRESSOREN.

8.1) Golfvorm analyse of frequentie spectrum analyse?

Voor verreweg de meeste industriële machines zoals pompen, ventilatoren, e-motor, tandwielkasten, etc. is de analyse van de golfvorm, of trillingsvorm in de tijd, ook wel TWF 'Time Wave Form' of 'oscilloscoop beeld' genoemd, minder van belang.

Bij roterende machines met een impulsvormig trillingsgedrag, zoals bijvoorbeeld een schroefcompressor (*roots blower*) of zuigercompressor (*reciprocating machine*) is het nuttig om ook de golfvorm of tijdsignaal van de trilling te meten en te bestuderen. Er is met name bij zuigermachines vaak sprake van pieken in het tijdsignaal van de trilling welke kenmerkend zijn voor de gedrag en conditie van bijvoorbeeld zuigers en cilinder kleppen.

8.2) Kenmerkend trillingsgedrag roterende roots blower.

Het trillingsgedrag van een ventilator of centrifugaal pomp is meestal overzichtelijk. De 1^e toerental component, zijnde onbalans, is meestal dominant aanwezig en daarnaast nog in doorgaans mindere mate een stroming- of hydraulisch-gerelateerde trilling, de zgn. drukpulsatie component met schoeppasseer frequentie (aantal schoepen * rpm).

Bij machines met impulsvormig trillingsgedrag zijn er meerdere frequentie componenten in het trillingsspectrum aanwezig en lijkt het frequentie spectrum onoverzichtelijk. Bijvoorbeeld de in fig 3.1 getoonde gascompressor (roots blower) kent meerdere frequentie componenten.

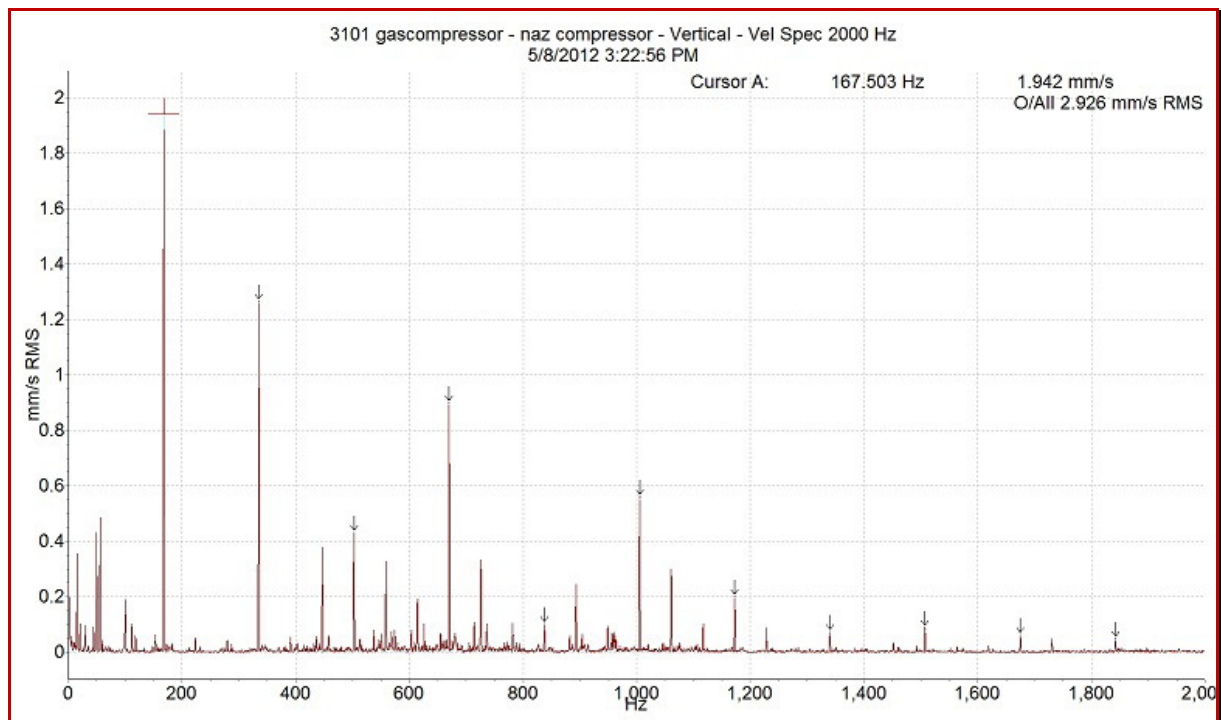


Fig. 8.1: Frequentie spectrum roots blower compressor.

Herkenbaar in het frequentie spectrum is 167.5 Hz met vele harmonischen (2×167.5 Hz, 3×167.5 Hz, 4×167.5 Hz, enz.) hiervan. Elk met een bepaalde amplitude, doorgaans een afnemende amplitude bij toenemende frequentie. Deze 167.5 Hz is de drukpulsatie frequentie welke voor dit type compressor met drie lobben gelijk is aan 3 maal toerental frequentie 55.8 Hz (toerental compressor is 3350 r/min.).

De frequentie spectrum analyser kan met een cursor functie (vertikale pijlen, fig. 8.1) laten zien welke frequentie componenten exact een veelvoud zijn van een te selecteren grondfrequentie of 1^e harmonische. Al die pieken in het frequentie spectrum - harmonischen van één grondharmonische genaamd - behoren tot één 'familie', behorend bij één bron, namelijk de voor dit type machine kenmerkende drukpulsatie frequentie 167.5 Hz. Een eerste vereenvoudiging bij frequentie spectrum analyse!

Naast een aantal harmonische frequentie componenten zijn kleinere pieken te zien op een vaste afstand links en rechts van deze componenten. Dit zijn zgn. zijbanden. De zijband afstand of zijband frequentie is 55.8 Hz, dus gelijk aan toerental frequentie van de compressor.

Er geldt:

zijbanden in frequentie spectrum = amplitude modulatie in tijd domein

Dus de drukpulsatie wordt ook beïnvloedt door toerental, een niet ongebruikelijk beeld bij dit type compressoren.

De compressor wordt via een riemoverbrenging aangedreven door een 2-polige elektromotor met een toerental van ca. 3000 rpm, 50 r/sec, 50 Hz. Helemaal links in het frequentie spectrum (fig. 8.1) zijn de beide toerental frequenties 50 Hz en 55.8 Hz vlak naast elkaar zichtbaar.

De elektromotor heeft een poelie van 200 mm. De omtreksnelheid van de poelie is dan 31.4 m/s. De omloopsnelheid van de riemen is ook 31.4 m/s. (Anderzijds, uitgaande van toerental compressor en bijbehorende poelie is de omloopsnelheid van de riemen natuurlijk ook 31.4 m/s). Met een totale lengte van 1.8 meter van de riemen is het toerental frequentie van de riemen $31.4/1.8 = 17.4$ Hz. Een punt op de riem maakt bijna 18 keer per seconde een ronde. Ook deze frequentie is als zijband frequentie waarneembaar in het frequentie spectrum. Tijd om de riemen opnieuw te spannen of te vervangen!

8.3) Kenmerkend trillingsgedrag zuiger compressor.

De zuiger beweging en het openen en sluiten van kleppen resulteert in een sterk impulsvormig trillingsgedrag zoals vooral meetbaar op de cilinder kop.

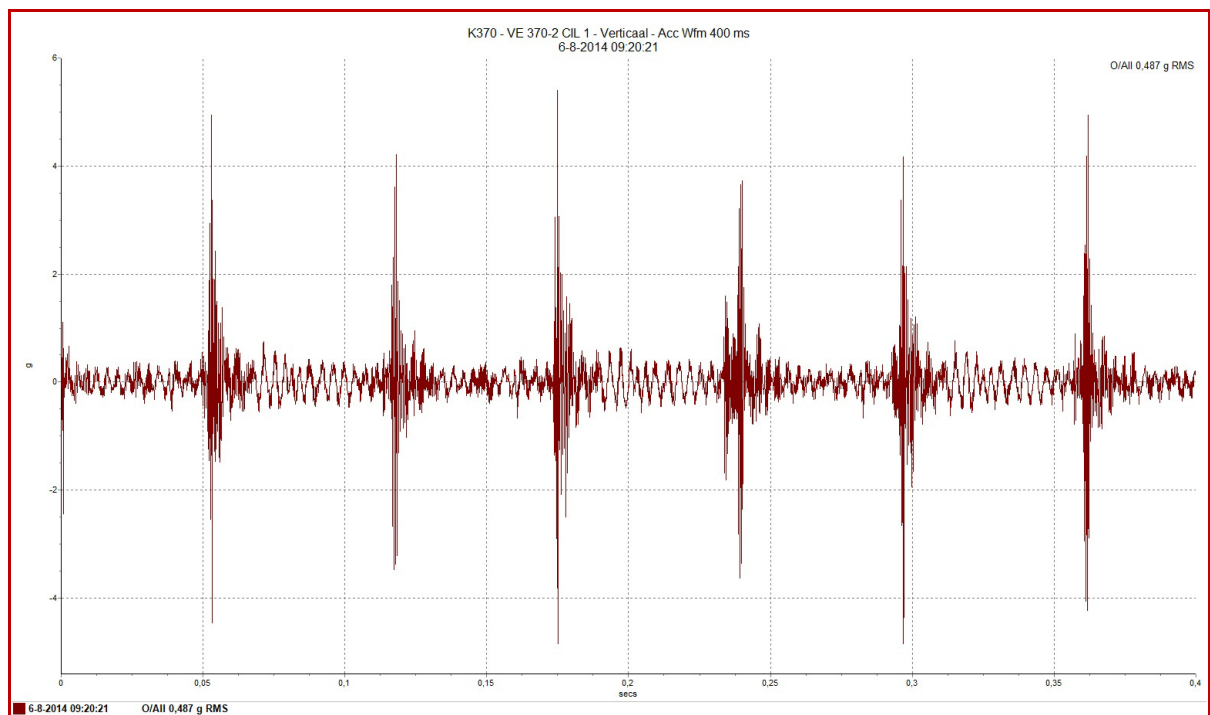


Fig. 8.2: Impulsvormig trillingsgedrag zuiger compressor (tijdbasis 0 .. 0.4 sec).

Is er bijvoorbeeld iets mis met het functioneren van de kleppen dan is dit eerder zichtbaar in de piekwaarde van de impulsen welke ontstaan bij klep openen/sluiten dan in de rms waarde van de trilling (versnelling wordt hier gemeten want het gaat om hoge frequenties). De crest factor is veel groter dan 1, waarden tot 10 zijn niet ongebruikelijk.

De crest factor is in absolute zin niet maatgevend voor de conditie van een machine. Wel in relatieve zin: wanneer er in de tijd een toenemende trend waarneembaar is dan gaat het waarschijnlijk om een zich ontwikkelend schade mechanisme. Van belang dus bij conditie bewaking zuiger machines!

Fig. 8.3 toont de golfvorm en het frequentie spectrum op een drietal meetpunten op een zuiger compressor. Van boven naar beneden resp. frame compressor, cilinder kop 1 en cilinder kop 2.

Het sterk impulsvormig trillingsgedrag betekent dat voortdurend resonantie frequenties worden aangestoten. Bij deze compressor bij ca. 230 Hz en bij 2 kHz, fig. 8.3.

Zuiger compressoren zijn doorgaans ook uitgerust met een 'rod drop' meting, d.w.z. de positie van de aandrijfstang wordt continue gemeten m.b.v. een contactloze verplaatsing opnemer (*proximity probe*), zie par. 4.1. Slijtage in de cilinder kop doet deze positie veranderen. Het ac signaal van deze opnemer geeft inzicht in trillingsgedrag van de aandrijfstang.

Wijzigingen in golfvorm en frequentie spectrum v.w.b. inhoud en amplitude zijn bruikbaar t.b.v. conditie bewaking. Bij conditie bewaking gaat het om trend analyse: *The trend is your friend!*

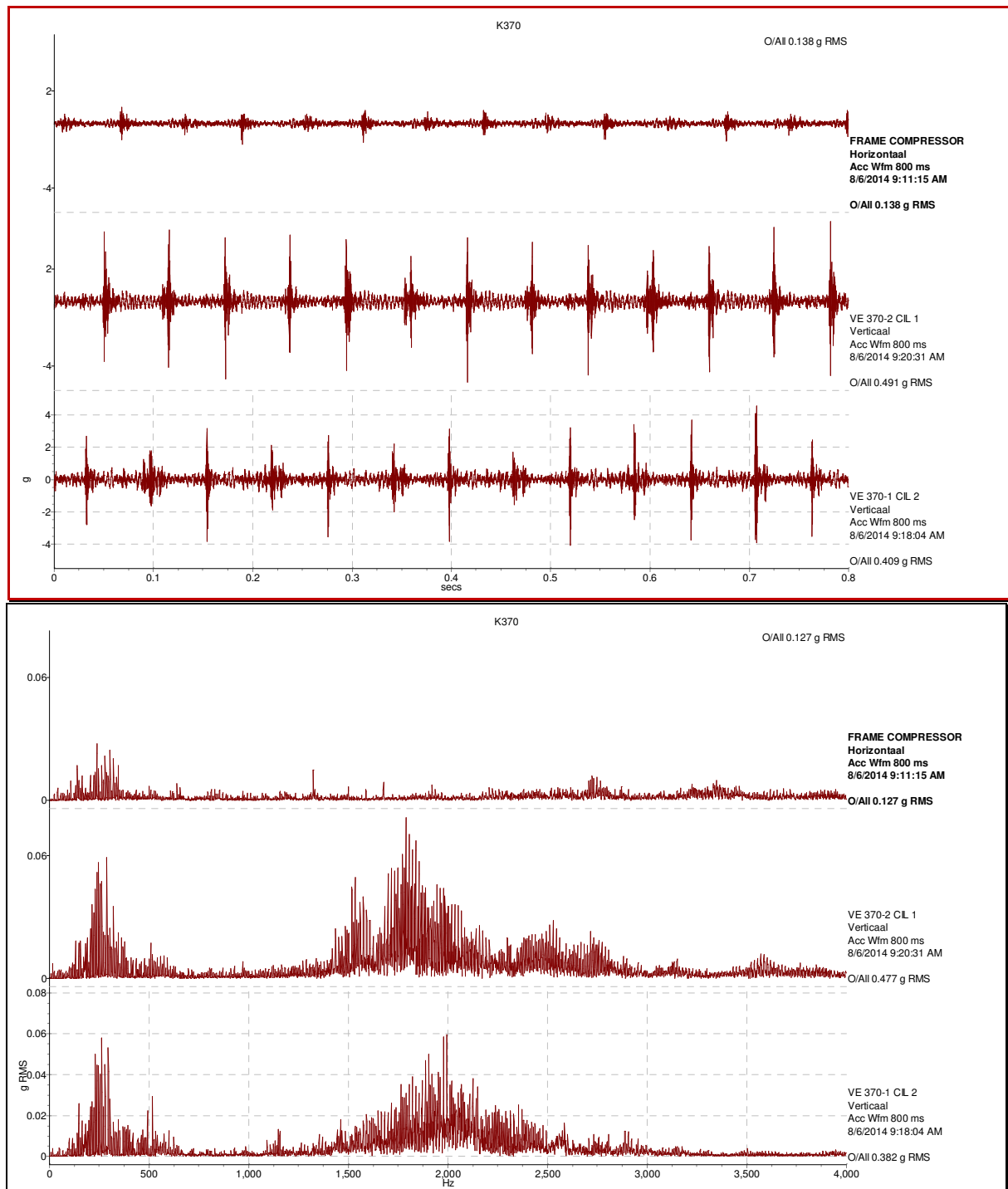


Fig. 8.3: Golfvorm en frequentie spectrum zuiger compressor.

HOOFDSTUK 9: TRILLINGSANALYSE ELEKTRISCHE MACHINES.

Magnetische krachtwerkingen in de luchtspleet bewerken elektrische trillingen bij elektromotor en generator.

Drie typen elektrische trillingen kunnen optreden bij een elektromotor:

- Vervorming van het statorblikpakket onder invloed van het magnetisch veld. Het gaat dan om een relatief lage frequentie van 100 Hz (bij 50 Hz net frequentie).
- Magnetisch geluid. Het eindige aantal statorgleuven en rotorstaven bewerkt een fluctuatie in de geleidbaarheid van het magnetisch veld in de luchtspleet en daarmee een fluctuatie in statorblikpakket vervorming, dus trilling. Het gaat dan om relatief hoge frequenties, ca. 500 Hz .. 2000 Hz.
- Verstoring magnetisch veld t.g.v. rotorstaafbreuk.

9.1) Vervorming statorblikpakket onder magnetische krachtwerking.

Fig. 9.1 toont de bewegingsvorm van het statorblikpakket van een 2-polige ('3000 rpm motor') en een 4-polige ('1500 rpm motor') elektromotor onder invloed van elektro-magnetische krachtwerking. De robuuste rotor (blauw) kan praktisch niet vervormen, de ringvormige stator (rood) wel.

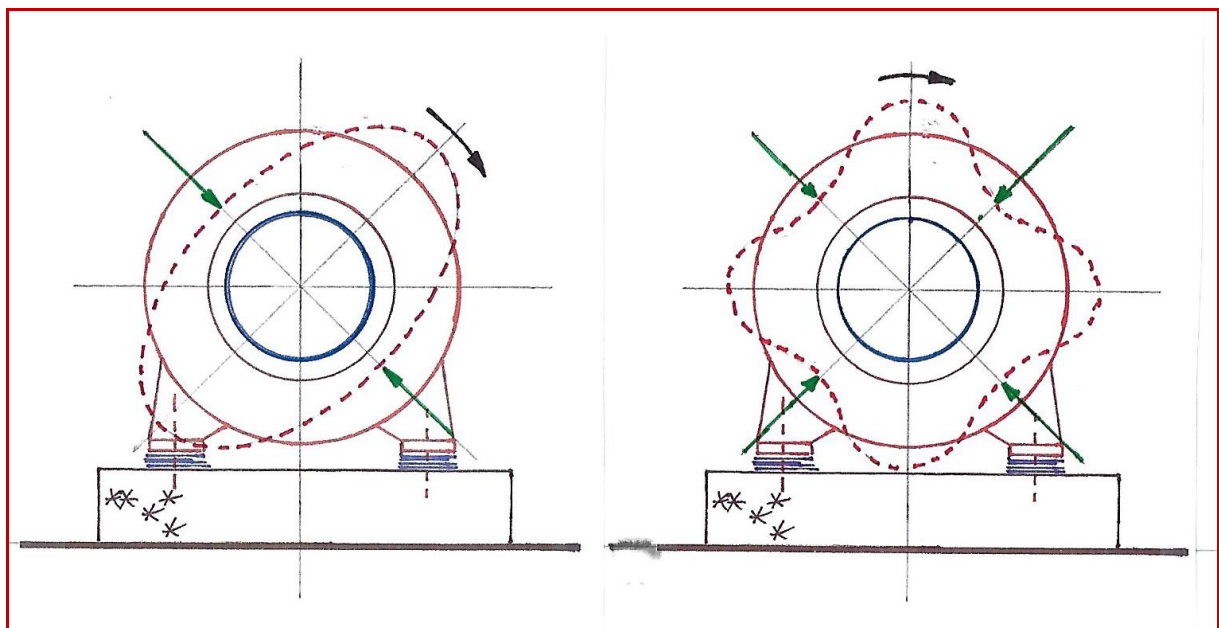


Fig. 9.1: Stator vervorming onder invloed van magnetisch veld, links 2-polige motor, rechts 4-polige motor.

Bij een 2-polige elektromotor vervormt de stator ellipsvormig. Waar op een bepaald moment radiale magnetische kracht tussen stator en rotor maximaal is (groene pijl, onder de noordpool en de zuidpool) wordt de stator naar binnen getrokken. Tegelijkertijd is 90 graden verderop de magnetische krachtwerking nul en komt de stator resulterend naar buiten. Bij een 50 Hz netvoeding roteert het magnetisch veld (zwart), dus ook die ellips, 50 maal per seconde (3000 rpm).

Een trillingsopnemer op de stator neemt per volledige 360 graden omwenteling van het magnetisch veld de passage van twee golven waar, dus een trillingsfrequentie van 100 Hz. Vervorming modus $m = 2$, twee golven.

Bij een 4-polige elektromotor wordt op enig moment op vier locaties de stator naar binnen getrokken (groen, onder de twee noordpolen en de twee zuidpolen).

Bij een 50 Hz netvoeding roteert het magnetisch veld (zwart) 25 maal per seconde.

Een trillingsopnemer op de stator neemt per volledige 360 graden omwenteling van het magnetisch veld de passage van vier golven waar, dus een trillingsfrequentie van (weer!) 100 Hz. Vervorming modus $m = 4$, vier golven.

Bij toenemend pooltal en evenredig afnemende rotatie frequentie van het magnetisch veld blijft de trillingsfrequentie 100 Hz.

Tabel 9.1: Verband aantal polen en toerental, bij netfrequentie 50 Hz.

aantal polen [2p]	rotatie magn. veld [Hz]	rpm]	elektrische trilling [Hz]
2	50.00	3000	100.0
4	25.00	1500	100.0
6	16.67	1000	100.0
8	12.50	750	100.0
enz			

Het mechanische toerental is bij nullast gelijk aan de rotatie frequentie van het magnetisch veld. Bijvoorbeeld bij de 4-polige motor is dit 1500 rpm. Bij belasten neemt het mechanische toerental af en wordt bijvoorbeeld 1480 rpm bij vollast. Dit geringe toerental verschil heet slip. Asvermogen is recht evenredig met slip.

9.2) Kenmerkend trillingsgedrag 2-polige elektromotor.

Onder de volgende, in de praktijk altijd aanwezige condities:

- Motor vast op fundatie.
- Motor voeten onder 90 graden
- Motor voeten dicht bij statorblikpakket

treedt er een bijzonder trillingsgedrag op: de krachtwerking van het roterend magnetisch veld wordt bij een 2-polige motor getransformeerd naar een horizontale beweging (fig. 9.2).

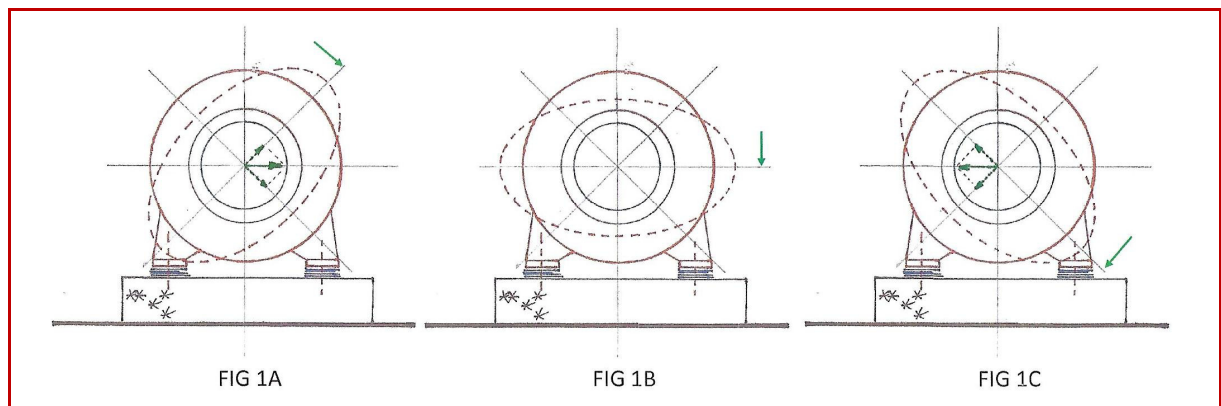


Fig. 9.2: Bij 2-polige motor veroorzaakt het roterend magnetisch veld een horizontale trilling.

Situatie 1A:

De ellipsvormige statorvervorming 'duwt' de hartlijn van de stator naar 'noord-oost' en tegelijkertijd 'valt' de hartlijn naar 'zuid-oost', de resultante is een horizontale beweging naar rechts.

Situatie 1B:

Magnetisch veld 1/8 omwenteling verder, met de klok mee, 2.5 msec later. De knooppunten van de ellipsvormige stator vervorming vallen praktisch samen met de positie van de motor voeten. De hartlijn van de stator is terug in de stationaire positie.

Situatie 1C:

Weer 1/8 omwenteling verder. Overeenkomstig 1A ontstaat er nu een resulterende horizontale beweging naar links.

Na één gehele omwenteling van het magnetisch veld is er tweemaal een wisselende horizontale trilling waarneembaar, m.a.w. de trillingsfrequentie is 2 maal de net frequentie dus 100 Hz ($2 * f_{line}$, twice line frequency).

Opmerkingen:

- Trilling is puur van elektrische origine. Meteen aanwezig bij inschakelen motor. Bij uitschakelen motor is 100 Hz trilling onmiddellijk weg.
- Bij frequentie omzetter bedrijf gaat het om de dubbele uitgangsfrequentie. Dus bij 80 % uitgangsfrequentie uitsturing en uitgangsfrequentie 40 Hz wordt de '100 Hz trilling' dus een 80 Hz trilling. Wanneer een opstelling een resonantie frequentie heeft bij 80 Hz dan is er bij 80 % uitsturing een probleem.
- In 60 Hz landen dus 120 Hz.
- In energiecentrales drijven stoomturbines de turbogenerator aan. Ook bij generatoren is er de transformatie naar horizontale 100 Hz trillingen.
- Het toerental van de motor ligt altijd iets onder 3000 r/min. bijvoorbeeld 2982 rpm (slip 18 rpm). Dit komt overeen met motor toerental 49.7 Hz. Wanneer er een elektrische 100 Hz én een mechanische 2 maal toerental frequentie samen aanwezig zijn dan is er vaak een zwevend geluidbeeld waarneembaar. De zwevingsfrequentie is dan $(2 * 50) - (2 * 49.7) = 0.6$ Hz of 36 zwevingen per minuut, de dubbele slip frequentie genaamd. Zo'n mechanische 2^e harmonische kan ontstaan wanneer te veel vulplaten met hun typische niet-lineaire elasticiteit zijn gebruikt.
- Bij een 4-polige stator vervorming vindt er geen transformatie plaats naar een horizontale beweging.
- Hoe verder de motorvoeten verwijderd zijn van het statorblikpakket hoe beter omdat lagerschilden moeilijker te vervormen zijn dan het statorblikpakket, maar ontwerp-technisch niet altijd haalbaar.
- Horizontale trillingen kunnen gemakkelijk via de vloer worden overgedragen naar een naburige aandrijving. Is deze aandrijving niet in bedrijf dan kunnen lagers beschadigd worden door stilstand trillingen (zgn. *false brinelling*).
- Een 100 Hz trilling is eigenlijk heel normaal bij elektrische machines en op zich niet een indicatie voor een loszittend blikpakket of wikkeling probleem.

9.3) Resonantie en 100 Hz trilling.

Op zich is bij 2-polige elektrische machines de typische transformatie naar een horizontale beweging geen probleem. Echter het komt nog wel eens voor dat een {motor + fundatie} opstelling een resonantie frequentie heeft in de horizontale bewegingsrichting nabij 100 Hz. Trillingsniveau kan hoog worden: het '100 Hz trillingsprobleem'. Een bump test kan resonantie gevoeligheid bij 100 Hz bevestigen.

Is het stalen subframe onder de motor volgestort met krimp vrij kunststof beton ('grouting') dan ware het achteraf beter dit niet te doen. Zonder deze grouting komt de resonantie frequentie ruim onder 100 Hz uit.

Soms is grouting de redding, soms juist niet. Het gaat om dynamica (voorkom het samenvallen aanstoot frequentie en resonantie frequentie), niet statica (het werktuigbouw credo 'steviger is altijd goed' is niet altijd juist)! Een relatief elastisch subframe i.p.v. zwaar betonnen fundament heeft bij 2-polige elektrische machines de voorkeur.

Staat de motor niet vast op fundatie opgesteld maar op rubber trillingsdempers dan treedt de transformatie naar een horizontale trilling niet op.

Bij de afname in de fabriek of bij revisiebedrijf en met de motor opgesteld op trillingsdempers treedt het resonantie verschijnsel natuurlijk niet op en wordt de motor in orde bevonden. Resonantie is vrijwel altijd een systeem probleem, het treedt pas op indien op zich goede componenten zoals component motor en component fundatie aan elkaar worden geknoopt.

Ingeval van hoog trillingsniveau t.g.v. resonantie nabij 100 Hz kan het lossen van één motorvoet het trillingsniveau significant beïnvloeden omdat resonantie frequentie iets verschuift. Ten goede of ten kwade (afhankelijk van ligging resonantie frequentie vlak onder resp. vlak boven 100 Hz). In de praktijk loopt menig 2-polige elektromotor rustiger op drie poten dan op vier poten. Beetje onorthodox, maar het werkt prima. Tot ná een volgende motor revisie beurt. Dan wordt uiteraard de motor weer met vier bouten vastgezet. Het revisiebedrijf mag dan uitleggen waarom de motor veel meer trilt dan vóór de revisie...

Onder deze resonantie-gevoelige omstandigheden kan het manipuleren met voetbout voorspanning en shims onder de motorvoeten het trillingsniveau dus beïnvloeden. Ten goede of ten kwade, omdat resonantie frequentie iets verschuift. Het gaat dan niet om een uitlijning probleem.

De bovenomschreven beweging van de hartlijn van de stator van de 2-polige motor brengt ook de rotor in trilling in de horizontale bewegingsrichting. Indien de rotor van de motor een kritisch toerental heeft bij 100 Hz dan wordt het lastig: in dat geval dient het rotor ontwerp aangepast te worden.

Mogelijke remedies om 100 Hz trillingen te reduceren:

- Beperk aantal vulplaten, manipuleren voetbouten.
- Grouting in ondersteunende stalen subframe aanbrengen of juist verwijderen of verbeteren door injectie krimp vrij beton in holle ruimtes.
- Verankering in beton herstellen.
- 'Skippen' van uitgangsfrequentie bij frequentie omzetter bedrijf.

9.4) Magnetisch geluid.

Bij sommige aandrijvingen kan de elektromotor – al dan niet gevoed met een frequentie omzetter (FO) - een irritant fluitend geluid produceren. Dit heet 'magnetische geluid'.

Magnetisch geluid ontstaat door magnetische krachtwerking in radiale richting in de luchtspleet tussen stator en rotor van een elektromotor. Bij draaiende rotor wisselen de magnetisch veld geleidende tanden van de rotor voortdurend van positie t.o.v. de stilstaande tanden van de stator, zie fig. 9.3. Daarom varieert de magnetische geleidbaarheid van de luchtspleet. En daarmee ook het radiale krachtspel tussen stator- en rotor.

Stel toerental van een 4-polige motor is 1480 r/min. en aantal rotorstaven is 40 dan 'ziet' een waarnemer op de stator het magnetisch veld variëren in het ritme van $40 * (1480 / 60) = 987$ Hz. Door de radiale magnetische krachtwerking trilt de stator bij deze frequentie en straalt geluid af naar omgeving: een fluittoon is hoorbaar. Deze 987 Hz wordt genoemd de 'rotor bar pass frequency (RBPF).

Omgekeerd, een waarnemer op de roterende rotor 'ziet' een variatie in het ritme van het aantal statorgleuven ('stator slot pass frequency, SSPF). Is het aantal statorgleuven bijvoorbeeld 48 dan is frequentie 1184 Hz. Alleen zal deze frequentie component niet zo makkelijk naar de buitenwereld afstralen. Meestal alleen via de beide schilden van de elektromotor.

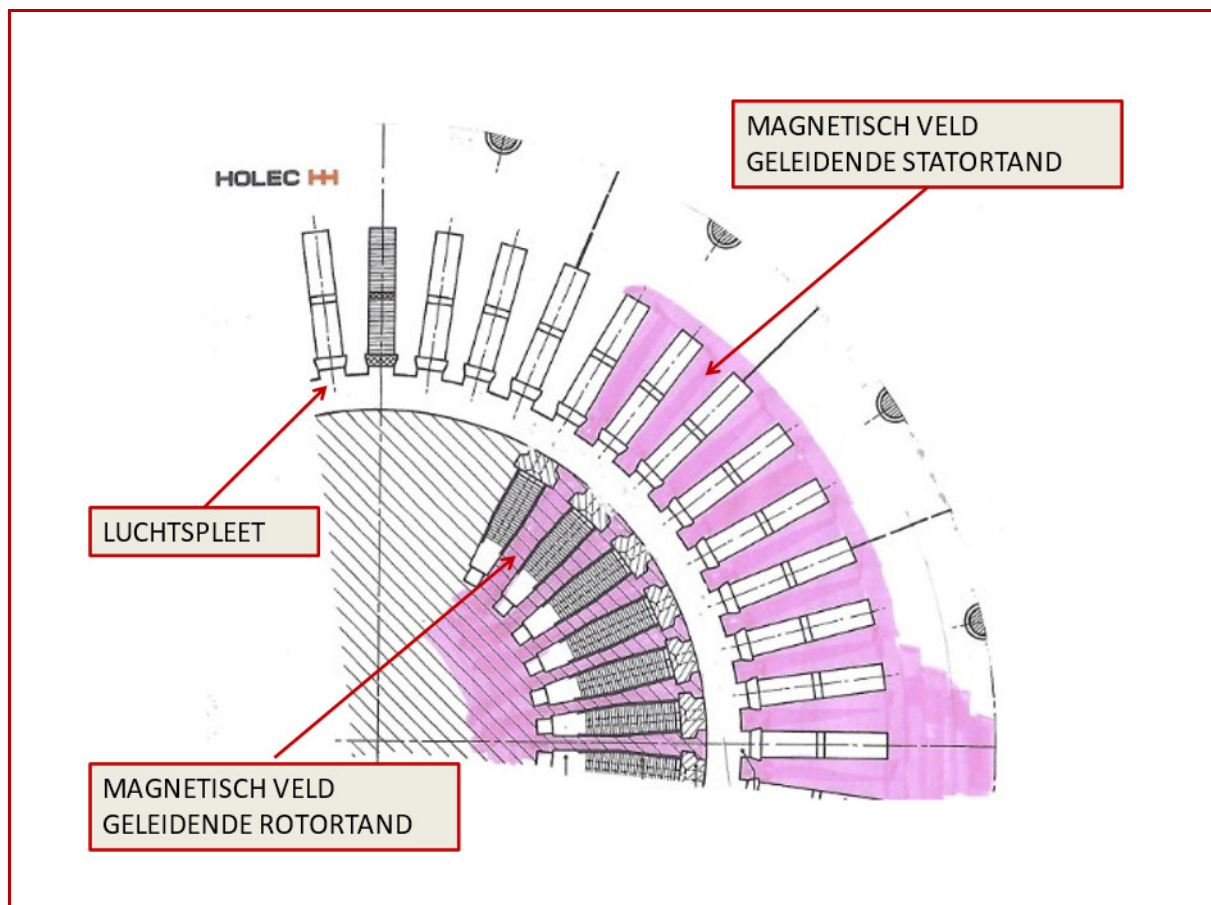


Fig. 9.3: Wederzijdse positie statortand en rotortand wijzigt voortdurend bij roteren.

De in par. 9.1) besproken 100 Hz stator vervorming resulteert in 100 Hz zijbanden naast RBPF en SSPF.

Een permanent magneet (PM) motor heeft geen rotorstaven en is in potentie stiller. De PM motor is een synchrone machine en kan daarom niet direct op het net aanlopen. Een frequentie omzetter is nodig om vanaf 0 Hz op te starten. De schakel frequentie van de frequentie omzetter produceert ook magnetisch geluid.

Magnetisch geluid als bron kan als zodanig gemakkelijk aangetoond worden: schakel de motor elektrisch uit en het geluid verdwijnt onmiddellijk.

Of deze magnetische krachtwerking uiteindelijk leidt tot een (te) hoog geluidsniveau hangt in belangrijke mate af van een tweede factor: de stijfheid van het statorblikpakket. Het statorblikpakket is te beschouwen als een ring. Ingeval een magnetische aanstootfrequentie en resonantiefrequentie samenvallen is het magnetische geluid maximaal irritant.

Bij aandrijvingen met een frequentie omzetter (FO) is het bijna niet te voorkomen dat magnetisch geluid hoorbaar optreedt bij een bepaalde uitgangsfrequentie. Door 'skippen' van een klein toerentalbereik kan geluidsnivo beperkt worden. Een FO heeft een bepaalde schakelfrequentie en kan daarmee ook een statorblikpakket resonantie frequentie aanstoten. In dat geval kan een kleine aanpassing van het schakel regiem het magnetisch geluid vaak aanzienlijk verminderen.

Fig. 9.4 toont een praktijkvoorbeeld. Bij een bepaalde uitgangsfrequentie van de FO, dus een bepaald toerental, valt de derde harmonische van de RBPF ($3 \cdot 347 \text{ Hz} = 1042 \text{ Hz}$) samen met een resonantiefrequentie in het statorblikpakket. Het geluidniveau bedraagt ca. 88 dB(A). Het statorblikpakket heeft hierbij een trillingsniveau van 1.2 g. Bij 1042 Hz komt dit overeen met een trillingssnelheid van 1.8 mm/s en een verplaatsing van 0.28 μm . De verplaatsing van < 1 μm betekent niet of nauwelijks een bedreiging voor de langere termijn bedrijfszekerheid van de kritische component: het statorwikkeling isolatie materiaal.

Kortom:

- Magnetisch geluid heeft hoge frequentie en is een mechanische trilling.
- Magnetisch geluid is irritant voor het gehoor, onschadelijk voor de motor.

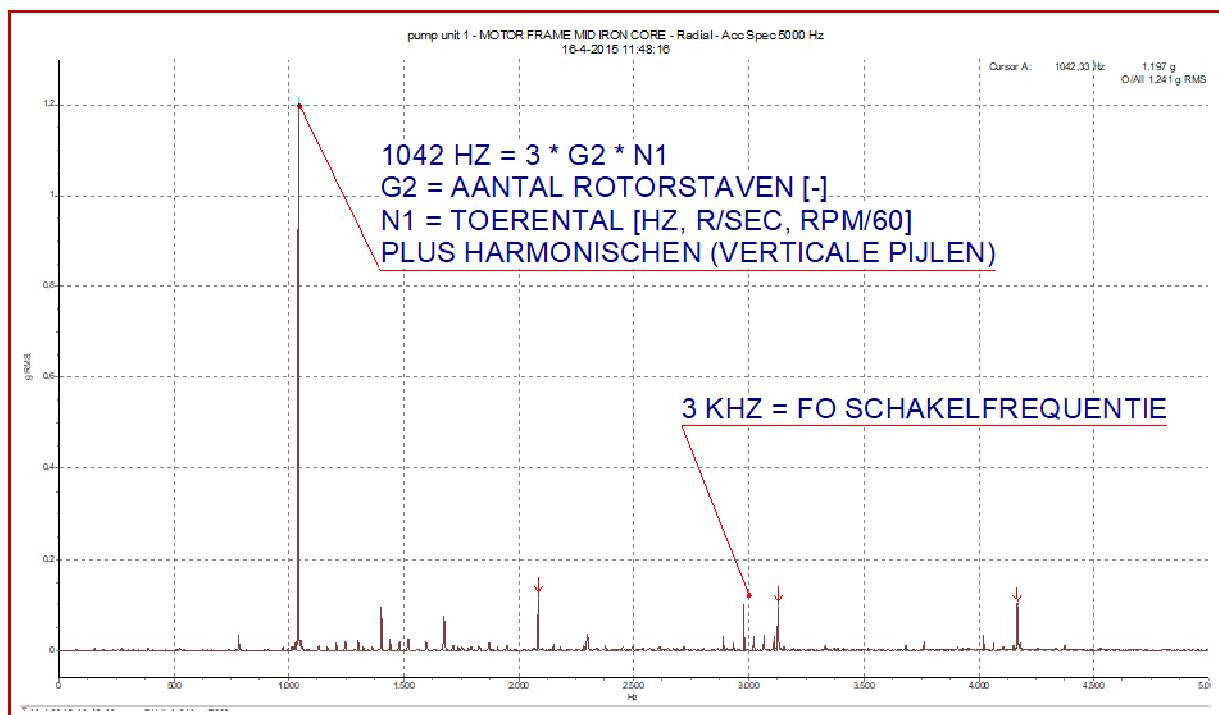


Fig. 9.4: Magnetisch geluid, gemeten als mechanische trilling op motor frame.

9.5) Rotorstaafbreek.

Een faalmechanisme bij kortsluitanker motoren is de zgn. 'rotorstaafbreek'. Dit betekent in de praktijk meestal dat de zilverversoldeer verbinding tussen een of meerdere rotorstaven en kortsluitring een slechte elektrische verbinding is geworden. Of een heuse breuk in een koperstaaf in het rotorblikpakket. Er ontstaat een thermische hotspot en vonkvorming. Daar kan doorgaans de robuuste rotor wel tegen maar niet de nabijgelegen statorwikkeling met het kwetsbare isolatie materiaal. Een verhoogde kans op degradatie van de zilverversoldeer verbinding is aannemelijk bij motoren welke veelvuldig en lang aanlopen omdat deze een groot massastraagheidsmoment moeten versnellen.



Fig. 9.5: Defect rotorstaaf-kortsluitring verbinding.

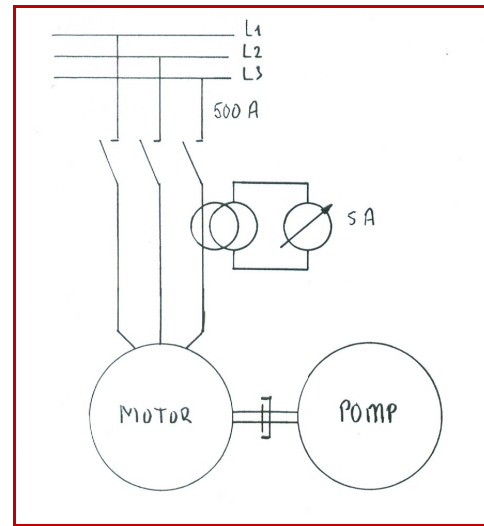


Fig. 9.6: Motorstroom pulsatie meting.

Veel motoren tot ca. 200 kW hebben geen massief koperen rotorstaven maar gegoten aluminium rotorstaven. Daarin kunnen af-fabriek reeds gietgallen zitten. Een plaatselijk verhoogde stroomdichtheid kan voor een forse thermische hotspot zorgen en het rotor- of statorblikpakket beschadigen.

In belaste situatie roteert de rotor iets langzamer dan het magnetisch veld, het verschil is sliptoerental. Wanneer een rotorstaaf onderbroken is en niet kan deelnemen aan koppelvorming dan ontstaat er een koppelpulsatie in het ritme van aantal magnetische polen maal sliptoerental. Men kan zich dit als volgt voorstellen: Stel het roterend magnetisch veld staat stil. Dan roteert de rotor langzaam (in tegengestelde draairichting) onder de magnetische polen door, de rotatie frequentie van de rotor is gelijk aan de slip frequentie. Elke rotorstaaf draait onder de polen door en genereert koppel, de onderbroken staaf niet en er ontstaat even een dip in koppelvorming. Wanneer een 6-polige motor volbelast wordt en 980 rpm draait dan is de slip 20 r/min. en met 6 polen wordt dan de zgn. pool passeer frequentie ('PPF') $20 * 6 = 120$ rpm, oftewel 2 Hz, waarneembaar als een hoorbaar 'hunen' in het ritme van 2 maal per seconde. Omdat het een koppelpulsatie betreft is dit hunten overal terug te vinden: in motorstroom pulsatie, in toerental variatie, in pomp druk variatie. En hoorbaar als laagfrequent 'beat' toon.

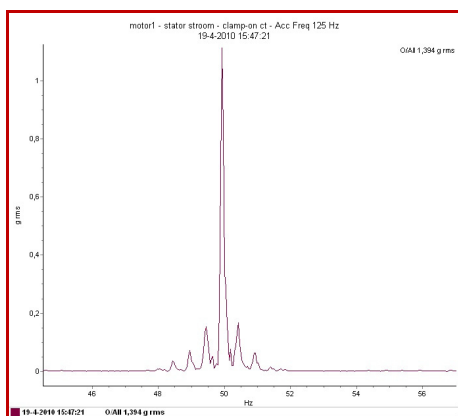


Fig. 9.7: PPF zijbanden naast 50 Hz stroom.

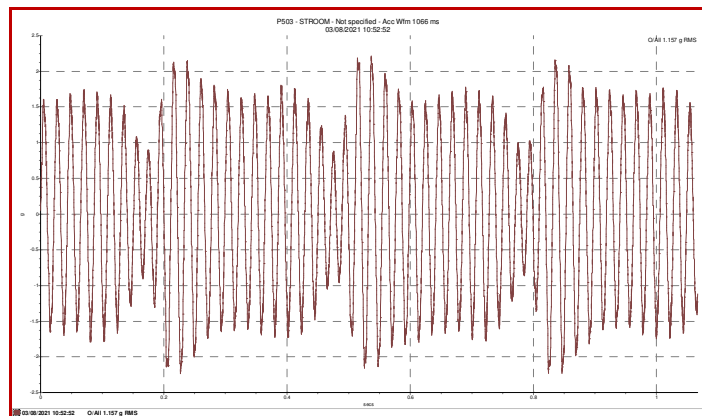


Fig. 9.8: Golfvorm fluctuerende motorstroom.

Hoe groter de motor belasting hoe gemakkelijker de PPF te detecteren is. Bij nullast is detectie rotorstaafbreek niet mogelijk. Een revisiebedrijf kan met een growler test een gedemonteerde rotor testen op (verborgen) rotorstaafbreek.

Een rotorstaafbreek kan gediagnostiseerd worden middels frequentie spectrum analyse van de motorstroom (MCSA, *motor current signature analysis*), fig. 9.6.

Een rotorstaafbreek kan ook middels trillingsanalyse gedetecteerd en trendmatig gevolgd worden middels hoge resolutie amplitude demodulatie analyse (envelop meting) van hogere harmonische luchtspleet frequentie componenten, de RBPF en SSPF, zie fig.9.9.

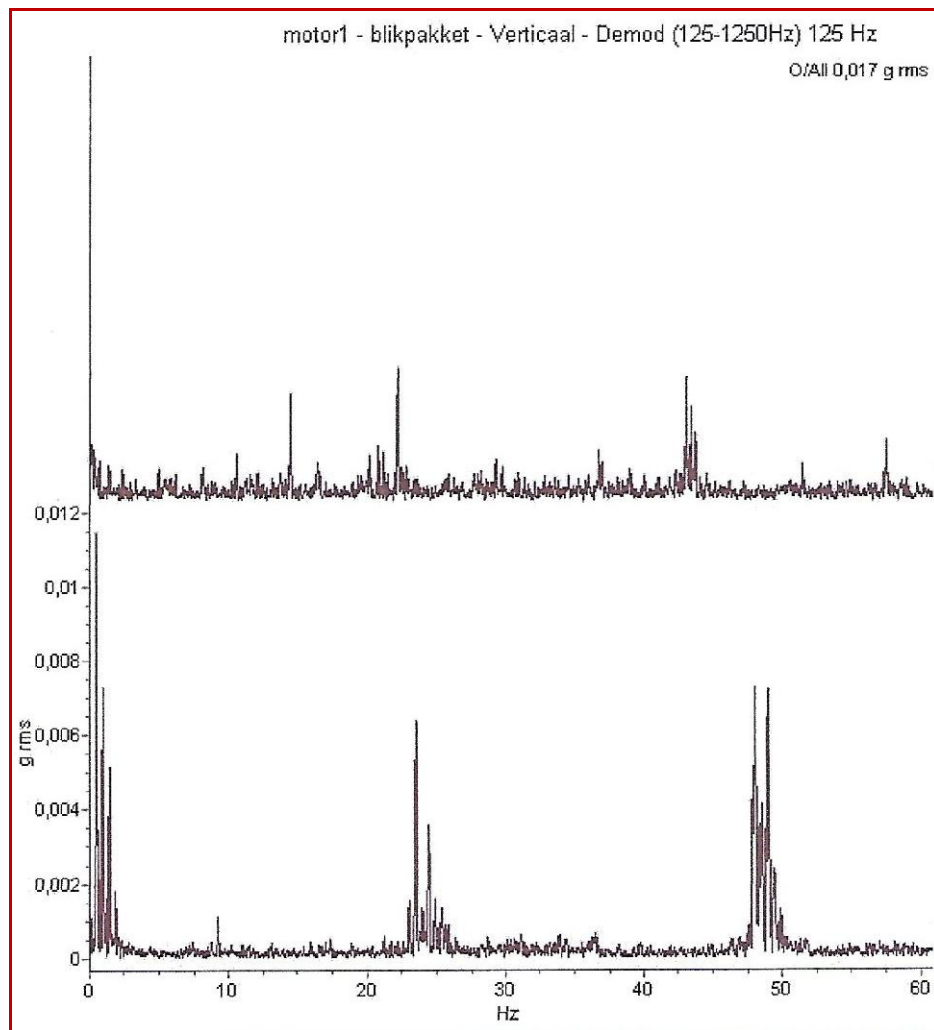


Fig. 9.9: Rotorstaafbreek detectie middels trillingsanalyse.

9.6) Zweving in trillingsniveau, 'hunten'.

Een hoorbaar laagfrequent hunten of zweving in geluidsbeeld kan ook optreden in geval twee frequentie componenten dicht bij elkaar liggen. Er treedt dan een zweving op in het ritme van de verschil frequentie.

Dit kan bijvoorbeeld waargenomen worden bij sommige 2-polige elektromotoren indien de elektrische dubbele netfrequentie trilling en de mechanische $2 \times$ toerental frequentie trilling allebei dominant aanwezig zijn. Bij toerental 2940 rpm gaat het dan om resp. 100 Hz en 98 Hz. Hebben beide componenten dezelfde amplitude dan fluctueert het trillingsniveau maximaal tussen 0 % en 200 %.

Een duidelijk hoorbare zweving in het ritme van $2 \times$ de slip frequentie. De motorstroom is constant in amplitude en fluctueert niet in dit ritme. Met hoge resolutie FFT van de trillingen op het motor frame is echter goed te zien dat het om twee frequentie componenten gaat.

HOOFDSTUK 10: TRILLINGSANALYSE VENTILATOREN.

Bij ventilator aandrijvingen wordt een hoog trillingsniveau doorgaans veroorzaakt worden door:

- Onbalans van de waaier.
- Resonantie in de opstelling.

Ventilator aandrijvingen bestaan vaak uit een ventilator, direct aangedreven, of via een riemoverbrenging aangedreven door een elektromotor. Aandrijfmotor is ook vaak in toerental geregeld middels een frequentie omzetter (FO). Motor en ventilator staan vast gemonteerd op een stevig stalen subframe. Het subframe is afgeveerd naar de vloer met rubber trillingsdempers of stalen veer trillingsdempers. Fig 10.1 toont zo'n standaard ventilator opstelling.

Trillingsdempers moeten ervoor zorgen dat onbalans trillingen niet via de vloer naar de omgeving kunnen worden voortgeplant teneinde elders trilling of geluid overlast te voorkomen. Zou het geheel vast op de vloer staan en er staan ook vast op de vloer geplaatste stilstaande aandrijvingen in de buurt dan bestaat de kans dat via de vloer overgedragen trillingen stilstaande lagers beschadigd worden. Een schade mechanisme bekend onder de naam *false brinelling*. De uit bedrijf zijnde ventilator een beetje laten 'windmolen' (langzaam roteren) door een lekkende pers- en zuigklep voorkomt lagerschade door stilstand trillingen.



Fig. 10.1: Dubbelaanzuigende centrifugaal ventilator.
(www.krugerfan.com)

10.1) Onbalans.

De meest toegepaste remedie tegen te hoge onbalans trillingen is de waaier te reinigen en/of ter plaatse na te balanceren bij bedrijfstoerental. Voor het monteren van onbalans correctie gewichten op de waaier is deze doorgaans goed toegankelijk via een luik in het slakkenhuis. Hoofdstuk 12 behandelt het balanceren.

10.2) Resonantie in de opstelling.

Bij een elastische ondersteuning met trillingsdempers kan in het algemeen de combinatie {motor + motorondersteuning + ventilator + stalen subframe} als één stijf geheel ('*rigid body*') worden beschouwd. Er zijn dan zes vrijheidsgraden van beweging mogelijk elk met een resonantie frequentie bepaald door de massa en massatraagheid van dit stijve geheel en de elasticiteit van de trillingsdempers.

Fig. 10.2 toont de zes mogelijke bewegingsvormen.

- Drie zgn. lineaire of laterale bewegingen, in de richting van X-as, van Y-as, van Z-as.
De drie bijbehorende resonantie frequenties worden bepaald door de massa van de opstelling en elasticiteit trillingsdempers.
- Drie zgn. kantel of torsie bewegingen, om de X-as, om de Y-as, om de Z-as.
De drie bijbehorende resonantie frequenties worden bepaald door het massatraagheidsmoment van de opstelling en de elasticiteit van de trillingsdempers.

De meest gevoelige bewegingsrichting is uiteraard de richting waarin de roterende onbalans werkzaam is.

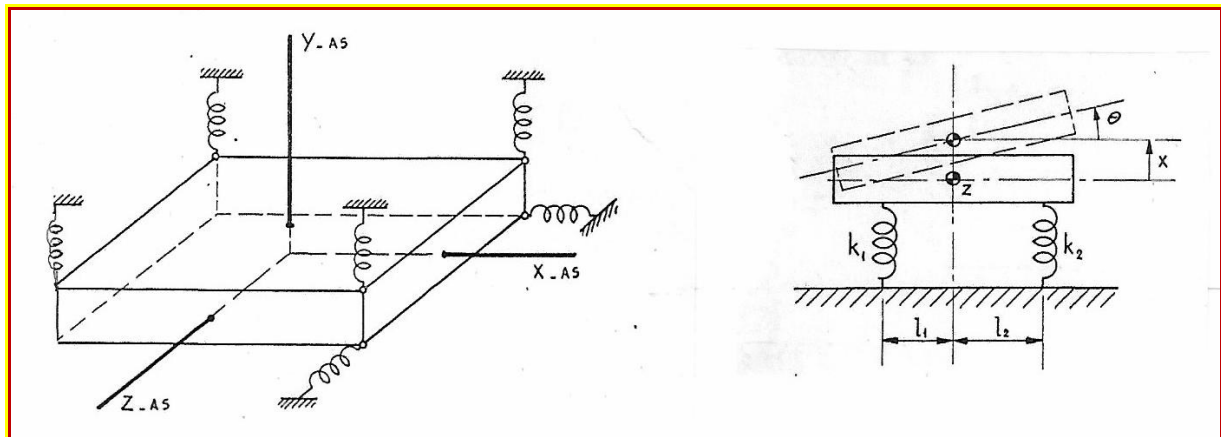


Fig. 10.2: De zes vrijheidsgraden van beweging.

De trillingsdempers worden zo geselecteerd dat resonantie frequenties ongeveer zijn:

Lateraal, met stalen veren	: 2 .. 4 Hz
Lateraal, met elastomere rubber	: 4 .. 8 Hz
Kantel beweging	: ca. 3 .. 4 maal hogere resonantie frequentie

De meeste aandrijfmotoren hebben een toerental van ca. 750 .. 1500 rpm (8-polige resp. 4-polige elektromotor), dus aanstoot frequentie 12.5 Hz .. 25 Hz. Omdat het ventilator toerental meestal ook in die orde van grootte is, is het duidelijk dat een van die kantel beweging resonantie frequenties gemakkelijk tot verhoogd trillingsniveau aanleiding kan geven. Die kans is des te groter bij frequentie omzetter bedrijf.

Een positief punt is evenwel dat een rubber demper veel damping heeft waardoor trillingsniveau binnen de perken kan blijven. Een laag onbalans trillingsniveau handhaven is uiteraard ook een positieve factor.

Een bewegingsvorm analyse kan uitsluitsel geven dat het inderdaad om een resonantie frequentie gaat gerelateerd aan de trillingsdempers. Het stalen subframe mag dan bij die betreffende trillingsfrequentie niet buigen maar trillingsniveau dient over de lengte van alle stalen H balken een recht verloop te tonen.

Is er wel sprake van buiging dan is stalen subframe te elastisch. Een goedkoop is duurkoop verhaal.

10.3) Instabiele stroming.

Een praktijkgeval: Trillingsniveau te hoog, voelbaar als 'onbalans', het verzoek om op locatie bij bedrijfstoerental te komen nabalanceren.

Motor toerental 1500 rpm : onbalans frequentie 25 Hz.

Ventilator toerental 1800 rpm : onbalans frequentie 30 Hz.

Wat blijkt op locatie dominante trillingsfrequentie is 27 Hz, dus helemaal geen onbalans probleem!

Een bumpstest openbaart een resonantie frequentie bij 27 Hz, een van de drie kantel vrijheidsgraden.

Maar wat is aanstoot mechanisme?

Na enig gezoek bleek aan zuigzijde een klep onbedoeld in bijna gesloten positie te staan. De daardoor sterk turbulente stroming stoot voortdurend de resonantie bij 27 Hz aan. Klep geopend, trilling weg.

Én motorstroom weer op het normale, hogere niveau. Uit logboek gegevens bleek dat motorstroom enkele maanden eerder ineens naar een veel lagere waarde was gezakt. Dat was het moment dat de klep aan zuigzijde onbedoeld en onopgemerkt bijna dicht ging.

Ventilatoren bieden het voordeel van ter plaatse kunnen balanceren. Geen in-/uitbouwen en transport naar balanceerbank. Voordeel van ter plaatse balanceren is dat kan worden vastgesteld dat het wel of niet om onbalans gaat.

10.4) Riemoverbrenging.

Stel poelie diameter is 200 mm en toerental is 990 rpm. De omtreksnelheid van de poelie is dan 10.36 m/s. De rotatie snelheid van de riem dus ook. Is de riemlengte 1.5 meter dan wordt de rotatie frequentie 6.9 Hz. In het frequentie spectrum verschijnt deze 6.9 Hz vergezeld van harmonischen wanneer de riemtrek niet goed is afgesteld.

HOOFDSTUK 11: TRILLINGSANALYSE TANDWIELKASTEN.



Fig. 11.1: De tandwielkast, hoogwaardige techniek.

Dit is een hoofdstuk voor de puzzel liefhebbers, de echte analisten.

In dit hoofdstuk worden een aantal praktijkvoorbeelden van frequentie spectrum analyse behandeld aan de hand van trillingsgedrag van tandwielkasten. De tandwielkast, omdat deze doorgaans een grote hoeveelheid frequentie componenten laat zien. Dit maakt deze component van een aandrijfsysteem geschikt voor nadere studie. De analyse is gelukkig minder gecompliceerd dan het op het eerste gezicht lijkt.

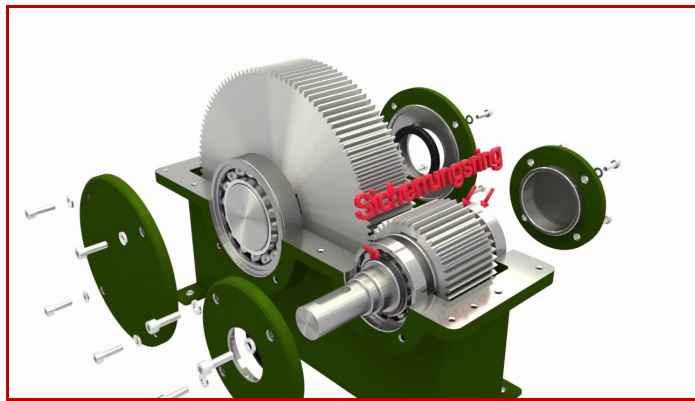


Fig. 11.2: Eén-traps tandwielkast.

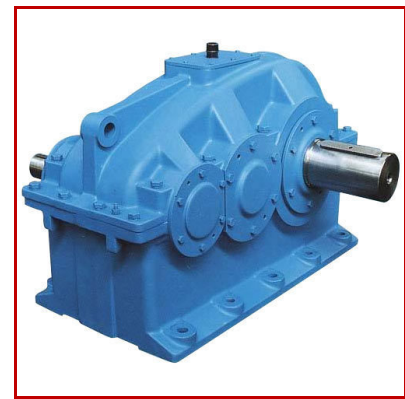


Fig. 11.3: Twee-traps tandwielkast.

De 'dunne' as heeft hoog toerental en laag koppel. De 'dikke' as heeft laag toerental en hoog koppel. Vermogen is koppel * toerental en is aan beide zijden gelijk minus een post wrijvingsverliezen van tandwielkast, ca. 2 .. 4 % van overgebrachte vermogen.

Bij de meeste toepassingen is het uitgaande toerental lager dan ingaande toerental en is de tandwielkast een reductor. Omgekeerd komt voor bij bijvoorbeeld een hoog-toeren turbo blower met een gewenst toerental van de blower ver boven toerental van de aandrijfmotor, meestal is dit een 2-polige motor met toerental 3000 rpm.

Fig. 11.2: Eén-traps tandwielkast, twee assen, één tand-ingrijp frequentie, draairichting keert om.

Fig. 11.3: Twee-traps tandwielkast, drie assen, twee tand-ingrijp frequenties, draairichting ongewijzigd.

11.1) Frequentie componenten in een tandwielkast.

Als voorbeeld een twee-traps tandwielkast (drie assen), ingaande hoog-toerental as is N_1 , fig. 11.4.

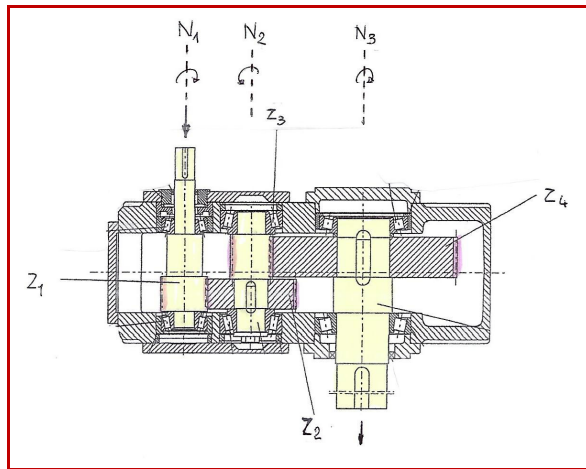


Fig. 11.4: Samenstellingstekening.

Ingaande as toerental frequentie	[Hz] : N_1	Aantal tanden Z_1	(Hz = r/sec = rpm/60)
Tussenas toerental frequentie	[Hz] : N_2	Aantal tanden Z_2 en Z_3	
Uitgaande as toerental frequentie	[Hz] : N_3	Aantal tanden Z_4	

Overzet verhouding : $i = (Z_4/Z_3) * (Z_2/Z_1) : 1$ (meestal vermeld op kenplaat).

Tussenas toerental	: $N_2 = Z_1/Z_2 * N_1$	$N_2 < N_1$
Uitgaande as toerental	: $N_3 = Z_3/Z_4 * N_2 = (Z_1/Z_2) * (Z_3/Z_4) * N_1$	$N_3 < N_2$ en $N_3 \ll N_1$

Tand-ingrijp frequentie 1 ^e trap	: $F_{12} = Z_1 * N_1 = Z_2 * N_2$	(gear mesh frequency, gmf)
Tand-ingrijp frequentie 2 ^e trap	: $F_{23} = Z_3 * N_2 = Z_4 * N_3$	$F_{23} < F_{12}$

Kenmerk van tand-ingrijp frequentie : altijd {een geheel getal * toerental as}. Verder kunnen er lagering defect frequenties in frequentie spectrum aanwezig zijn. Kenmerk hiervan : frequentie is altijd {een gebroken getal * toerental as van lager}.

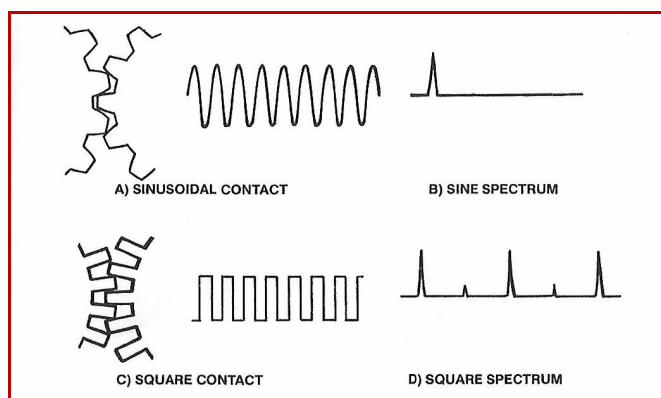


Fig. 11.5: Tand-ingrijping.

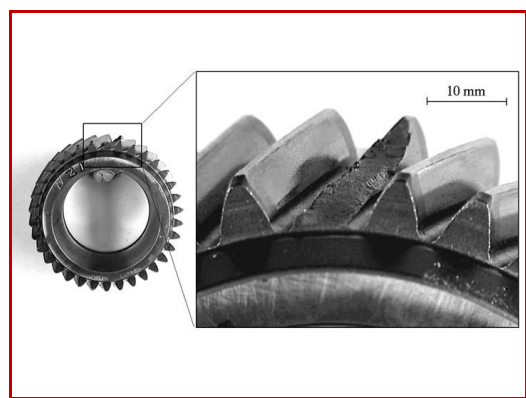


Fig. 11.6: Beschadigde tand.

Er zijn bij een twee-traps tandwielkast dus twee tand-ingrijp frequenties te verwachten. Bovendien meestal ook:

- Verloopt de tand-ingrijping soepel dan wordt de tand-ingrijping gerepresenteerd door één frequentie component - de tand-ingrijp frequentie F_{xx} - en is de trillingsamplitude doorgaans laag. Dit is echter zelden het geval en vaak wordt de tand-ingrijp frequentie vergezeld van vele zgn. harmonische frequentie componenten $2 * F_{xx}$, $3 * F_{xx}$, $4 * F_{xx}$, enz. elk met een zekere trillingsamplitude.

- Indien een tand is beschadigd of verzwakt dan treedt er één keer per omwenteling van betreffende tandwiel een fluctuatie op in trillingsniveau. Moeilijk op te merken in het tijdbeeld. In het frequentie spectrum komt dit duidelijker tot uiting als twee zgn. zijband frequenties aan beide zijden van de tand-ingrijp frequentie. De afstand tussen zijband frequentie en tand-ingrijp frequentie is altijd gelijk aan toerental frequentie van de betreffende as. Indien assen inwendig niet goed zijn uitgelijnd of lagering heeft te veel speling gekregen dan kunnen er ook zijband frequenties ontstaan.
- Wanneer de twee ingrijpende tandwielen allebei een beschadigde tand hebben dan ‘ontmoeten’ die twee elkaar in een zeker tijdsritme. Dit heet ‘tooth-hunting’ en is waarneembaar als een laagfrequent zweving in het geluid.
De tijdsinterval is : $\tau = \{Z_1 * Z_2\} / F_{12}$ [sec]. (met F_{12} = tand-ingrijp frequentie van 1^e trap).
Tijdsinterval is meestal > 1 sec.

Doorgaans is niet bekend wat het aantal tanden is in de tandwielkast. Het staat niet op de kenplaat en ook de stuklijst van de tandwielkast vermeldt dit niet altijd. Bij oudere tandwielkasten kan het voorkomen dat er ooit andere tandwielen zijn geplaatst om de overzet verhouding aan te passen. Originele stuklijst is dan een dood spoor.

Niettemin is er veel te achterhalen uit:

- Gelimiteerde tandwielkast gegevens.
- Frequentie spectrum analyse!

Is bijvoorbeeld van een één-traps tandwielkast de overzet verhouding bekend dan kan aantal tanden ingeschat worden. Is bijvoorbeeld overzet verhouding $i = 3.57 : 1$ dan levert rekenkundig proberen de volgende – gehele – getallen op:

$$\begin{aligned} 14 * 3.57 &= 49.98 (= 50) \\ 21 * 3.57 &= 74.97 (= 75) \\ 28 * 3.57 &= 99.96 (= 100) \end{aligned}$$

Meest waarschijnlijk is een 14 / 50 of een 21 / 75 tand-combinatie, waarmee de te verwachten tand-ingrijp frequentie berekend kan worden nadat toerental is vastgesteld.

Een twee-traps of drie-traps tandwielkast wordt lastiger. Soms biedt de bij de tandwielkast geleverde stuklijst soelaas omdat daarin is vermeld wat de overzet verhouding per trap is.

Middels frequentie spectrum analyse is ook te achterhalen hoe de tandwielkast er van binnen uit ziet. Maar dan moeten tenminste twee-uit-drie grootheden bekend zijn: ingaande toerental, uitgaande toerental en overzet verhouding. Toerental kan bepaald worden door stroboscoop waarneming of hoge resolutie trillingsmeting van de onbalans toerental frequentie in het frequentie spectrum. De overzet verhouding staat altijd vermeld op de kenplaat van de tandwielkast.

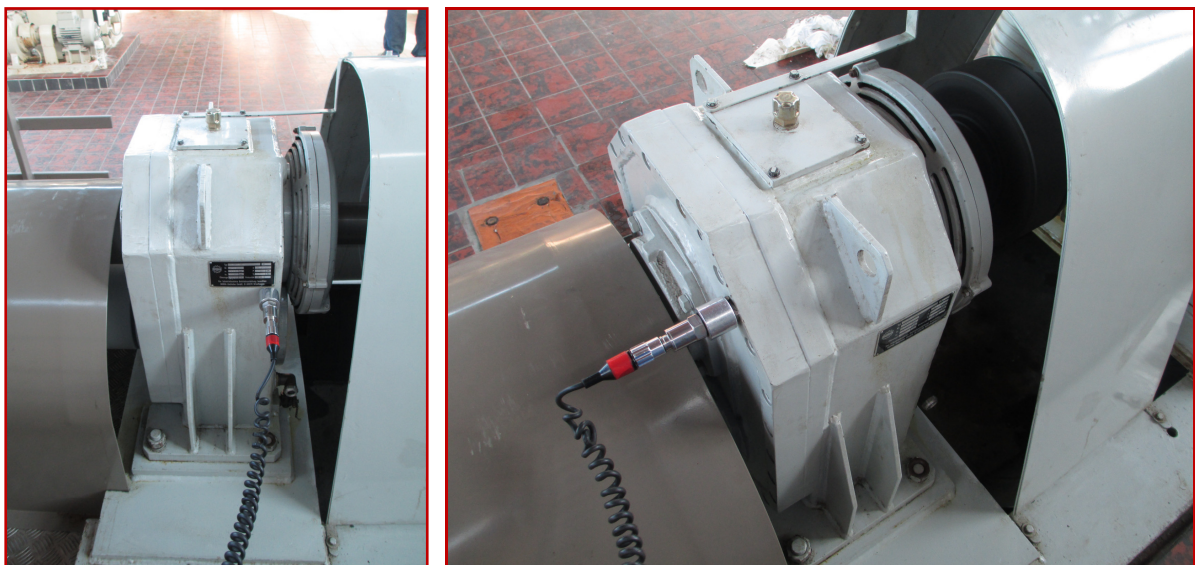


Fig. 11.7: Plaatsing trillingssensor op tandwielkast behuizing.

11.2) Praktijkvoorbeelden frequentie spectrum analyse van een tandwielkast.

Met bovenstaande basiskennis kan de puzzelaar aan het werk.

Overzicht van voorbeelden uit de praktijk:

- 11.3) Casus 1 : Trillingsanalyse tandwielkast van een onderwater motor/baggerpomp.
11.4) Casus 2 : Trillingsanalyse synchronisatie tandwielen van een schroefcompressor.
11.5) Casus 3 : Trillingsanalyse haakse tandwielkast aandrijving.
11.6) Casus 4 : Trillingsanalyse tandwielkast extruder aandrijving.

11.3) Casus 1 : Trillingsanalyse tandwielkast van een onderwater motor/baggerpomp.

Uitgangspunt: Onbekend is het aantal tanden in de tandwielkast (dit is meestal het geval).

Wel is bekend:

- | | |
|----------------------|----------------------|
| Overzet verhouding | : 4.373 : 1 |
| Type | : twee-traps |
| Ingaande toerental | : 1715 rpm – 28.6 Hz |
| Uitgaande toerental | : 392 rpm – 6.54 Hz |
| Aantal schoepen pomp | : 3 |

Fig. 11.8 toont de samenstellingstekening van de tandwielkast. Linksonder de hoog-toerental ingaande as met insteektandwiel voor motor aseinde, rechtsonder de uitgaande laag-toerental as naar de pomp.

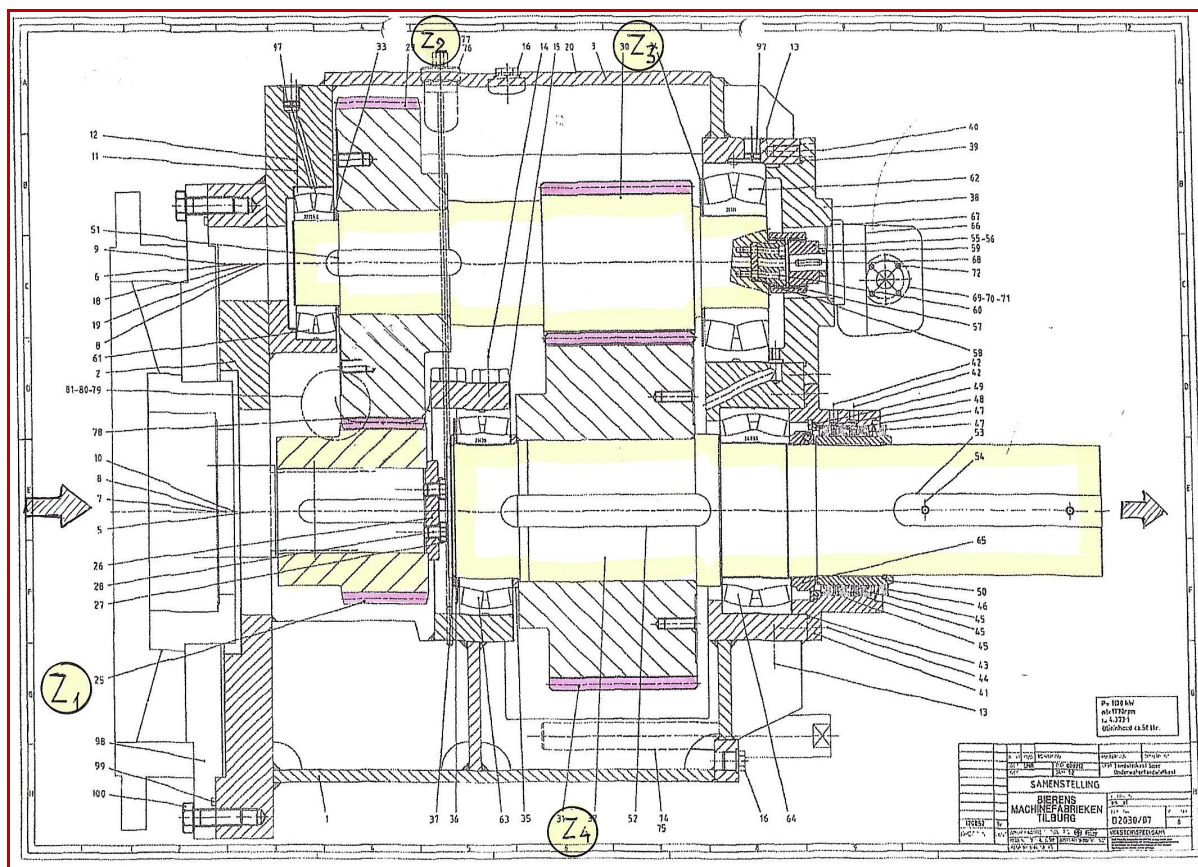


Fig. 11.8: Tandwielkast bagger pomp.

Het frequentie spectrum ziet er als volgt uit (versnelling [g] als functie van frequentie 0 .. 2000 Hz), fig. 11.9:

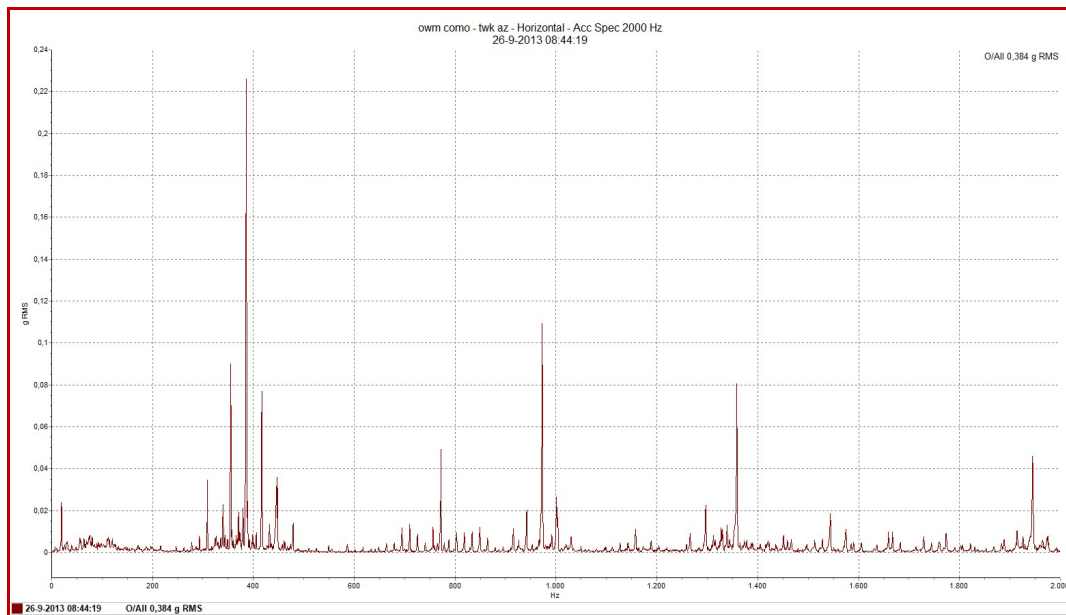


Fig. 11.9: Frequentie spectrum bagger pomp tandwielkast.

Zo op het eerste gezicht een onoverzichtelijke veelheid van frequentie componenten. Maar met enig puzzel werk is er orde te scheppen. De 'harmonic cursor' functie van de analyse software is behulpzaam, zie de rode pijlen (en paarse arcering) in fig. 11.10.

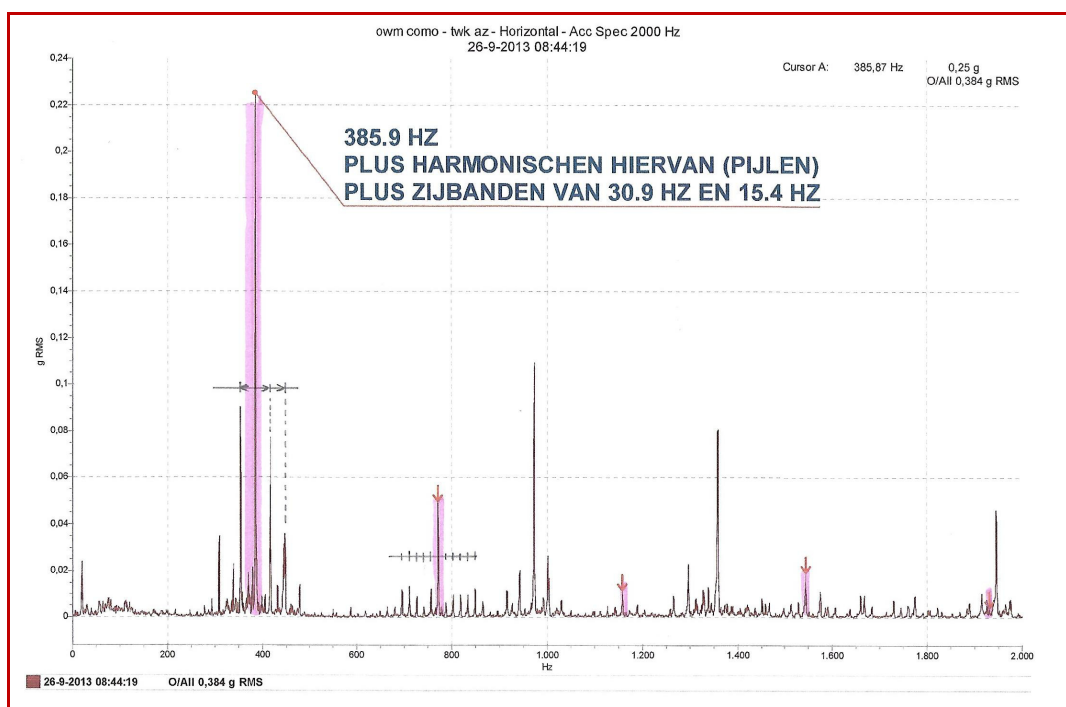


Fig. 11.10: Eerste analyse fase van spectrum van fig. 11.9.

Een eerste 'familie' pieken (afbeelding 11.10) hoort bij elkaar: 385.9 Hz met harmonischen (2×385.9 Hz, 3×385.9 Hz, 4×385.9 Hz, enz.). Deze frequentie component delen door uitgaande toerental 6.54 Hz levert een 'mooi' geheel getal op: $385.9 : 6.54 = 59.00$. (Aantal tanden moet uiteraard altijd een geheel getal zijn!). Dit maakt $Z_4 = 59$ waarschijnlijk en 385.9 Hz is dan de tand-ingrijp frequentie van de tweede trap. De zijband frequenties 15.4 Hz en 30.9 Hz zijn voornamelijk van onbekende oorsprong.

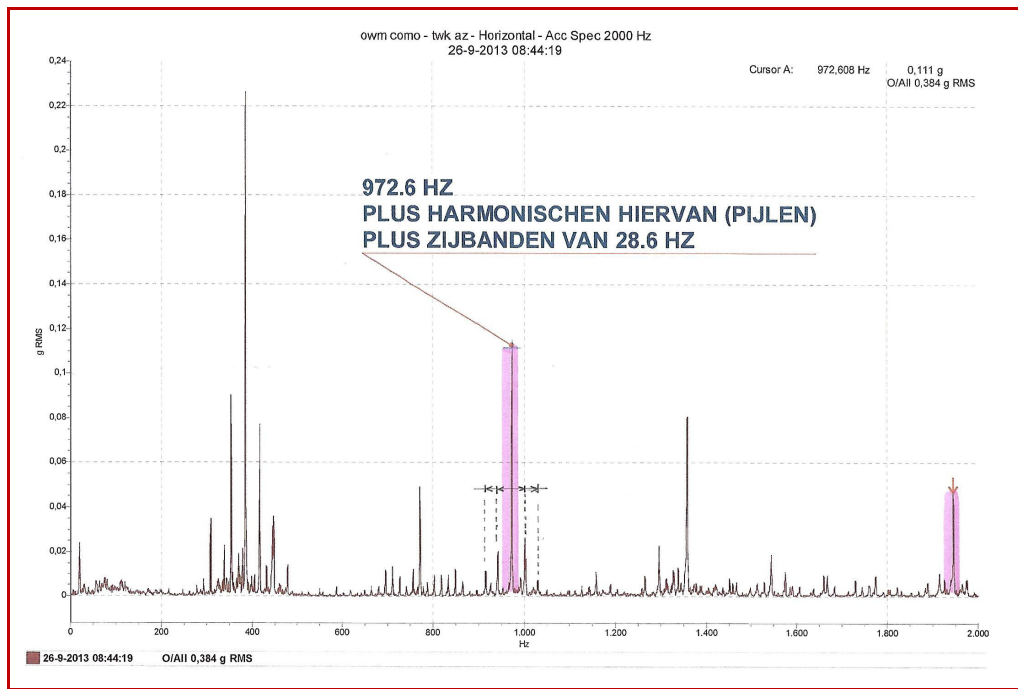


Fig. 11.11: Tweede analyse fase van spectrum van fig. 11.9.

Een tweede ‘familie’ pieken (afbeelding 11.11) hoort ook bij elkaar: 972.6 Hz met harmonischen. Deze frequentie component delen door ingaande toerental 28.6 Hz levert een ‘mooi’ geheel getal op: $972.6 : 28.6 = 34.00$

Dit maakt $Z_1 = 34$ waarschijnlijk en 972.6 Hz is dan de tand-ingrijp frequentie van de eerste trap.

Het ingaande toerental komt ook als zijband frequentie tevoorschijn. Dit wijst op een onregelmatige ingrijping van de eerste trap.

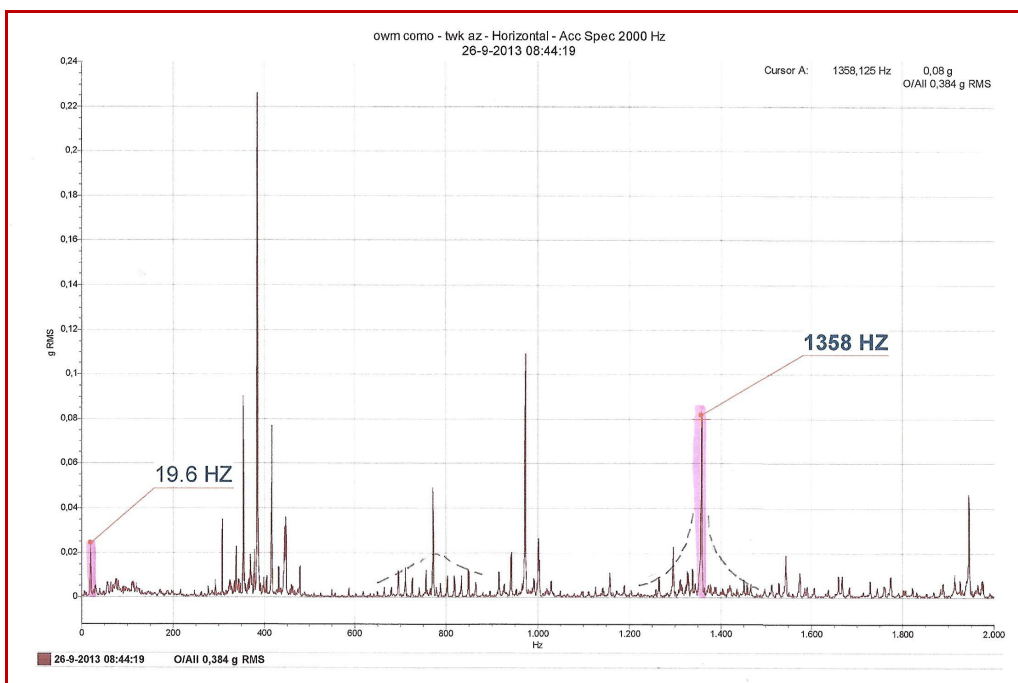


Fig. 11.12: Derde analyse fase van spectrum van afbeelding 9.11.

Dan resteren er nog twee ‘vreemde eenden in de bijt’, 19.6 Hz en 1358 Hz.

De 19.6 Hz component is gelijk aan $3 \times$ laag-toerental frequentie en daarmee te identificeren als schoeppasseer frequentie (druk pulsatie frequentie) van de pomp waaier met 3 schoepen.

De 1358 Hz component is vooralsnog van onbekende oorsprong.

Nu zijn Z_1 en Z_4 bekend en begint de zoektocht naar Z_2 en Z_3 . De verhouding Z_2/Z_3 is al wel bekend, namelijk:
 $(Z_2/Z_3) = (4.373) * (Z_1/Z_4) = 2.520$
 Er zijn twee wegen te bewandelen:

a) Met de rekenkundige methode zijn de kandidaten:

$$23 * 2.52 = 57.96$$

$$25 * 2.52 = 63.00$$

$$27 * 2.52 = 68.04$$

$$29 * 2.52 = 73.08$$

$$46 * 2.52 = 115.92$$

Meeste waarschijnlijkheid heeft de 25 / 63 combinatie.

b) Maar er is ook een ander pad mogelijk.

De beide zijband frequenties 15.4 Hz en 30.9 Hz zijn niet gerelateerd aan ingaande toerental N_1 en ook niet aan uitgaande toerental N_3 . Stel nu dat tussenas toerental N_2 gelijk is aan 15.4 Hz. (Deze veronderstelling is gerechtvaardigd omdat verwacht mag worden dat tussenas toerental ongeveer gelijk zal zijn aan een gemiddelde waarde $N_2 \approx \sqrt{(N_1 * N_3)} \approx 13.7$).

Dan wordt $Z_2 = 63.15$ en $Z_3 = 25.05$ en daarmee wordt $(Z_2/Z_3) = 2.52$.

Er kan nu worden aangenomen dat $Z_2 = 63$ en $Z_3 = 25$.

Tussenas toerental wordt dan:

$$\text{Vanuit ingaande as gerekend} : 34/63 * 28.6 \text{ Hz} = 15.43 \text{ Hz}$$

$$\text{Vanuit uitgaande as gerekend} : 59/25 * 6.54 \text{ Hz} = 15.43 \text{ Hz}$$

Beide uitkomsten zijn gelijk is de veronderstelling juist gebleken.

Blijft over de herkomst van 1358 Hz?

Gerelateerd aan N_1 is dit $47.48 * N_1$

Gerelateerd aan N_2 is dit $88.01 * N_2$

Gerelateerd aan N_3 is dit $207.64 * N_3$

Het gaat hier vermoedelijk om de 88^{ste} harmonische van N_2 . Op zich is getal 88 nietszeggend. Waarschijnlijk komt deze harmonische geprononceerd tot uiting vanwege versterking door een lokale resonantie bij ca. 1350 Hz. Bij een ander toerental komt een andere harmonische geprononceerd tot uiting.

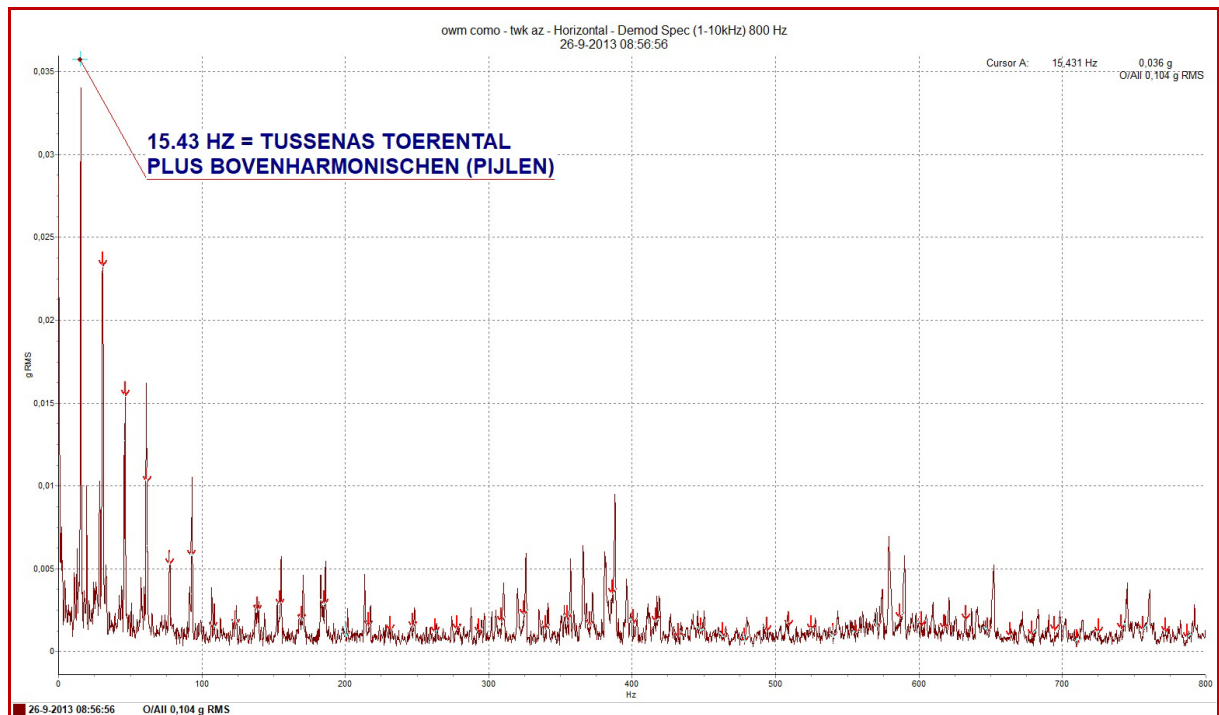


Fig. 11:13: Het envelop spectrum.

Het envelop spectrum (zie par. 6.7) wordt gedomineerd door een inmiddels bekende frequentie component: 15.43 Hz. Omdat envelop spectrum vooral impulsvormige trillingen detecteert kan worden afgeleid dat de tussenassen niet soepel roteert.

De tand-ingrijp frequenties zijn nauwelijks aanwezig, hetgeen wijst op een goede tand-ingrijping. Het overall trillingsnivo is met ca. 0.1 g niet verontrustend hoog.

Resumerend:

Een zo op het eerste gezicht onoverzichtelijke veelheid van frequentie componenten kan met enig puzzel werk, zelfs bij onbekendheid met specificaties van de tandwielkast, worden gereduceerd tot slechts drie 'families' van bij elkaar horende frequentie componenten:

- 972.6 Hz = Tand-ingrijping eerste trap.
- 385.9 Hz = Tand-ingrijping tweede trap.
- 19.6 Hz = Schoeppasseer frequentie (drukpulsatie frequentie) van de pomp waaier.

De kennis van het inwendige van een tandwielkast is niet alleen van academische interesse.

Stel er wordt in het frequentie spectrum ook een frequentie component gevonden (inclusief harmonischen) welke veroorzaakt wordt door een lagering-gerelateerd defect bij een tandwielkast lager. Zo'n frequentie component gedeeld door toerental frequentie is altijd een *gebroken* getal. Om onderscheid te kunnen maken tussen tand-ingrijping (frequentie gedeeld door toerental is een *geheel* getal) en lagering defect is het dus essentieel de toerentalen van de assen in de tandwielkast te kennen.

Een dood spoor kan bijvoorbeeld zijn: Frequentie 385.9 Hz gedeeld door toerental frequentie N_1 is 13.49. Een gebroken getal en dit zou vervolgens bijvoorbeeld kunnen worden gediagnosticeerd als een binnenring-gerelateerd lagering defect van een lager met 22 .. 24 wentellichamen, een weliswaar hoog maar niet ongewoon aantal wentellichamen voor een tonlager van een tandwielkast.

Uiteraard is nu ook van belang te weten welke lagers – en van welk merk, want aantal wentellichamen per merk kan verschillen voor zelfde type lager! – er in de tandwielkast zitten. Het type is altijd vermeld op de stuklijst bij de samenstellingstekening. Het merk is niet altijd zeker. Af-fabriek kan er merk A geplaatst zijn, na een revisie beurt merk B. Een valkuil dus, par.6.9!

In de stuklijst bij de samenstellingstekening van de tandwielkast is het aantal tanden van de tandwielen doorgaans niet vermeld. Navragen bij leverancier levert vaak een terughoudende reactie op. Men houdt kennelijk liever een informatie-voorsprong. Door ervaring wijs geworden. Omdat niet zelden de operationele bedrijfszekerheid van een tandwielkast onterecht ter discussie werd gesteld op basis van over-enthousiaste maar niet goed onderbouwde frequentie spectrum analyse.

De inschatting van de ernst van trillingsgedrag en bedrijfszekerheid van een tandwielkast op basis van (frequentie spectrum) trillingsanalyse wordt in par. 11.7 behandeld.

11.4) Casus 2 : Trillingsanalyse synchronisatie tandwielen van een schroefcompressor.

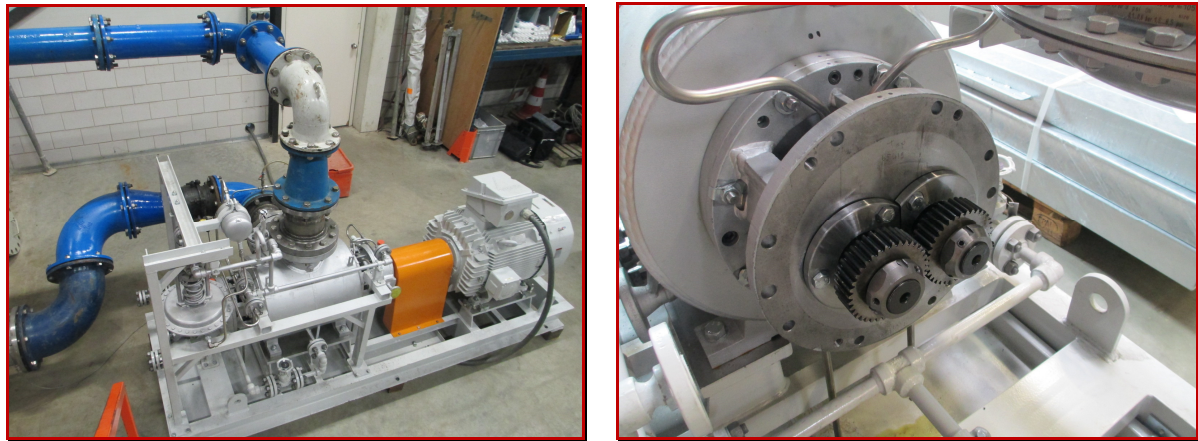


Fig. 11.14: Schroefcompressor in proefveld opstelling.

Tijdens de eindtest op het proefveld is nabij de compressor een verontrustend en ongewoon hoog en fluctuerend geluidbeeld waarneembaar.

Het motor / compressor toerental is 24.9 Hz (1495 rpm).

De synchronisatie tandwielen (fig. 11.14) hebben beide 37 tanden.

Het tijdbeeld (TWF [mm/s], tijdbasis 0.32 sec, fig. 11.15, zegt niet zo heel veel behalve dat een sterke fluctuatie of amplitude modulatie in het ritme van ca. 40 msec meetbaar is.

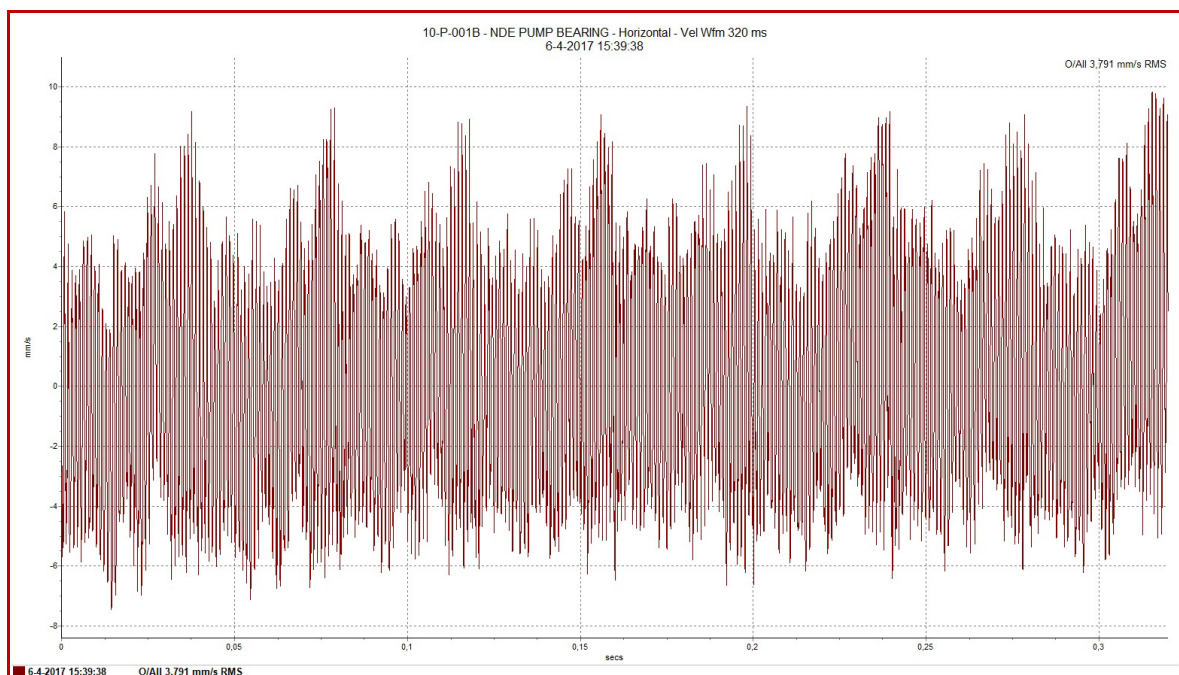


Fig. 11.15: Golfvorm van schroefcompressor trillingen (TWF, Time Wave Form).

Het frequentie spectrum (FFT [mm/s], 0 .. 3000 Hz, fig. 11.16) toont een dominante frequentie component van 922 Hz. Met harmonischen $2 \times 922 \text{ Hz} = 1844 \text{ Hz}$, $3 \times 922 \text{ Hz} = 2766 \text{ Hz}$ (zie de rode pijlen van de 'harmonic cursor') met daarnaast vele zijbanden van toerental frequentie.

Verder is 99.7 Hz aanwezig zijnde de drukpulsatie frequentie omdat aantal lobben op primaire en secundaire rotor van de compressor 4 bedraagt.

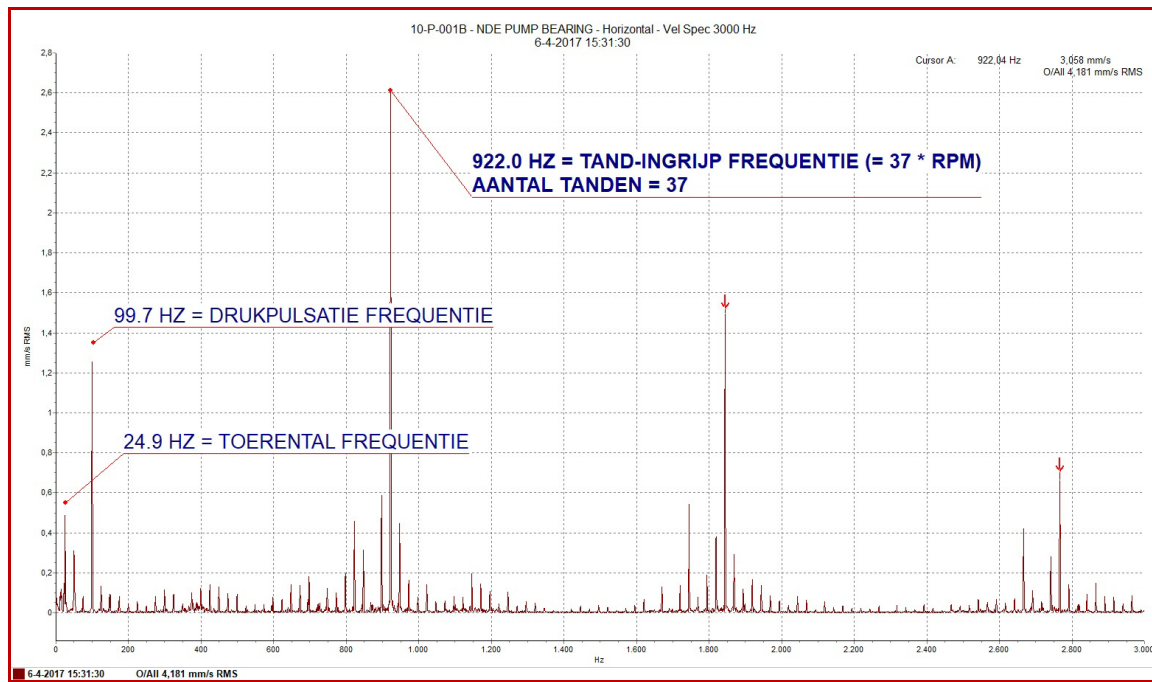


Fig. 11.16: Frequentie spectrum schroefcompressor trillingen.

Dit voorbeeld laat zien dat er een algemene regel is:

amplitude modulatie in het tijd domein = zijbanden in het frequentie spectrum

Het overall trillingsniveau is met ca. 4 mm/s zeker niet hoog en acceptabel binnen ISO 10816 normering. Verbeterde uitlijning van de synchronisatie tandwielen reduceerde het geluidniveau, de amplitude modulatie en de aanwezigheid van zijbanden aanzienlijk.

11.5) Casus 3 : Trillingsanalyse haakse tandwielkast aandrijving.

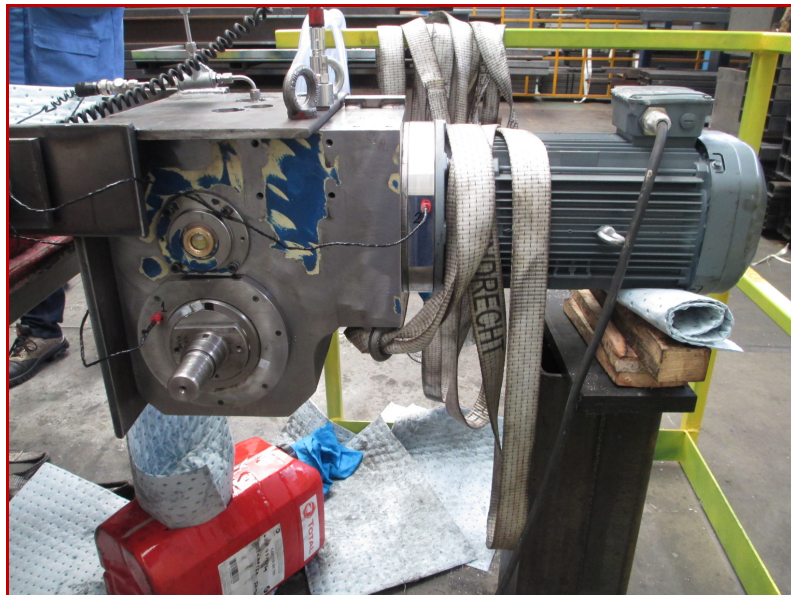


Fig. 11.17: Haakse tandwielkast aandrijving.

Na een revisie produceert de tandwielkast een ongewoon en verontrustend geluidbeeld hetgeen een mechanische onvolkomenheid doet vermoeden.

Aandrijfmotor wordt frequentie geregeld, uitgangsfrequentie 41 Hz.

Kenmerken tandwielkast en test condities:

Ingaande toerental hoog-toerental as	[Hz]	40.9		(2455 rpm)
Overzet verhouding 1 ^e trap (haaks)	[-]		15/50	
Tussenas toerental	[Hz]	12.3		
Tand-ingrijp frequentie 1 ^e trap	[Hz]		614	
Overzet verhouding 2 ^e trap	[-]		19/36	
Uitgaande toerental laag-toerental as	[Hz]	6.5		(390 rpm)
Tand-ingrijp frequentie 2 ^e trap	[Hz]		233	

Op de volgende bladzijden worden een vijftal relevante registraties getoond:

Fig. 11.18-a : Tijdbeeld trillingen (TWF, Time Wave Form, 'oscilloscoopbeeld'), [g] tijdbasis 1 sec.

Het tijdbeeld van de trillingsopnemer (versnelling [g], tijdbasis 1 sec) toont een sterk fluctuerend karakter met fluctuaties met een tijdsinterval van ca. 150 msec.

Fig. 11.18-b : Frequentie spectrum [g], 0 .. 5000 Hz.

Het frequentie spectrum met de twee hoogfrequent, brede haystacks in gebied 1500 .. 3000 Hz wijst er - samen met de bovengenoemde fluctuaties - op dat er inderdaad iets mis is met de tandwielkast.

Fig. 11.18-c : Frequentie spectrum [g], 0 .. 1000 Hz (als fig. 11.18-b).

Inzoomen toont kenmerkende frequentie componenten. Herkenbaar is de 233 Hz tand-ingrijp frequentie van de 2^e trap tesamen met zijbanden van laag-toerental as. Er is duidelijk iets mis met de tand-ingrijping van de 2^e trap. De tand-ingrijping van de 1^e trap (613 Hz) is in orde.

Opmerkelijk is dat de 2^e harmonische van de tand-ingrijp frequentie (466 Hz) veel grotere amplitude heeft dan de 'grond frequentie' of '1^e harmonische' van 233 Hz. Dat is niet ongevo. Dit is het gevolg van frequentieafhankelijke verschillen in het transmissie pad van bron naar vibratie sensor. Bijvoorbeeld een resonantie gevoeligheid in de tandwielkast constructie bij 450 Hz. Dit zegt niets dus over tand-ingrijping mechanisme als zodanig.

Fig. 11.18-d : Envelop frequentie spectrum [g], 0 .. 500 Hz.

Het envelop spectrum bevestigt bovenstaande diagnose.

Fig. 11.18-e : Frequentie spectrum [mm/s], 0 .. 100 Hz.

In het laagfrequent trillingsspectrum - [mm/s], 0 .. 100 Hz - zijn de toerental frequenties nauwkeurig te bepalen met hoge resolutie (veel lijnen) meting.

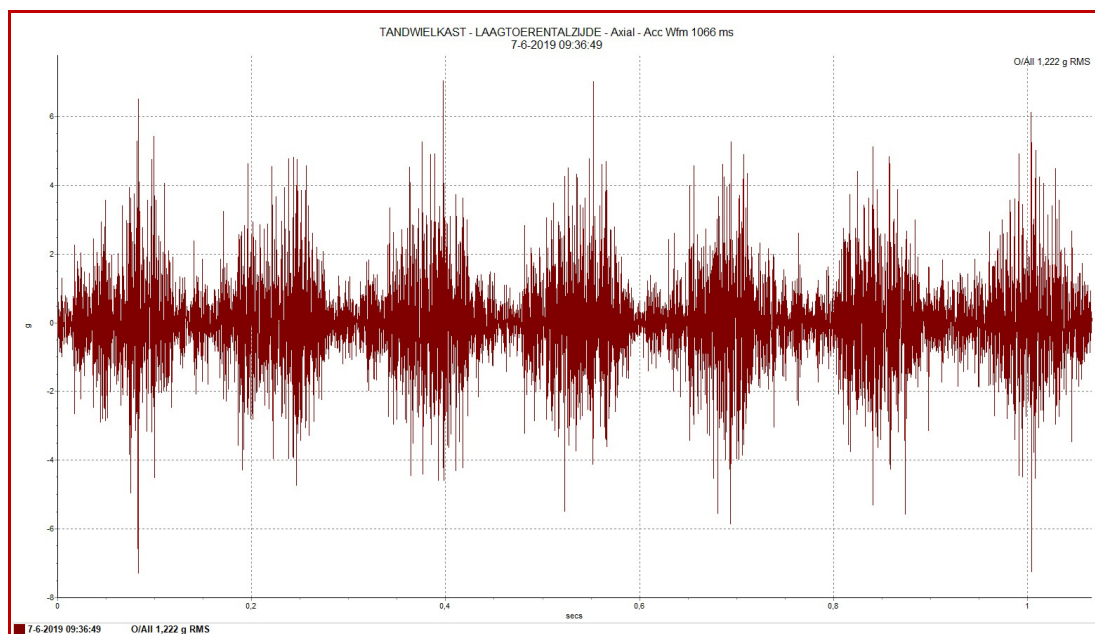


Fig. 11.18-a: Tijdbeeld trillingen (TWF, Time Wave Form, 'oscilloscoopbeeld'), [g] tijdbasis 1 sec.

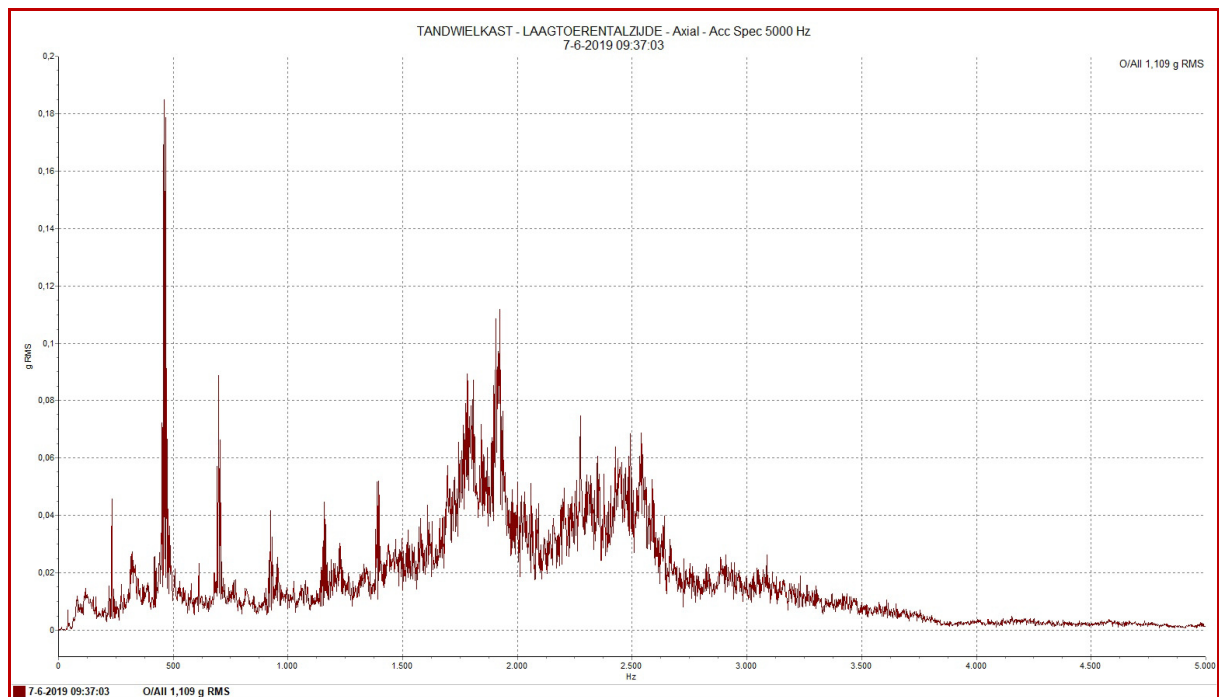


Fig. 11.18-b: Frequentie spectrum [g], 0 .. 5000 Hz.

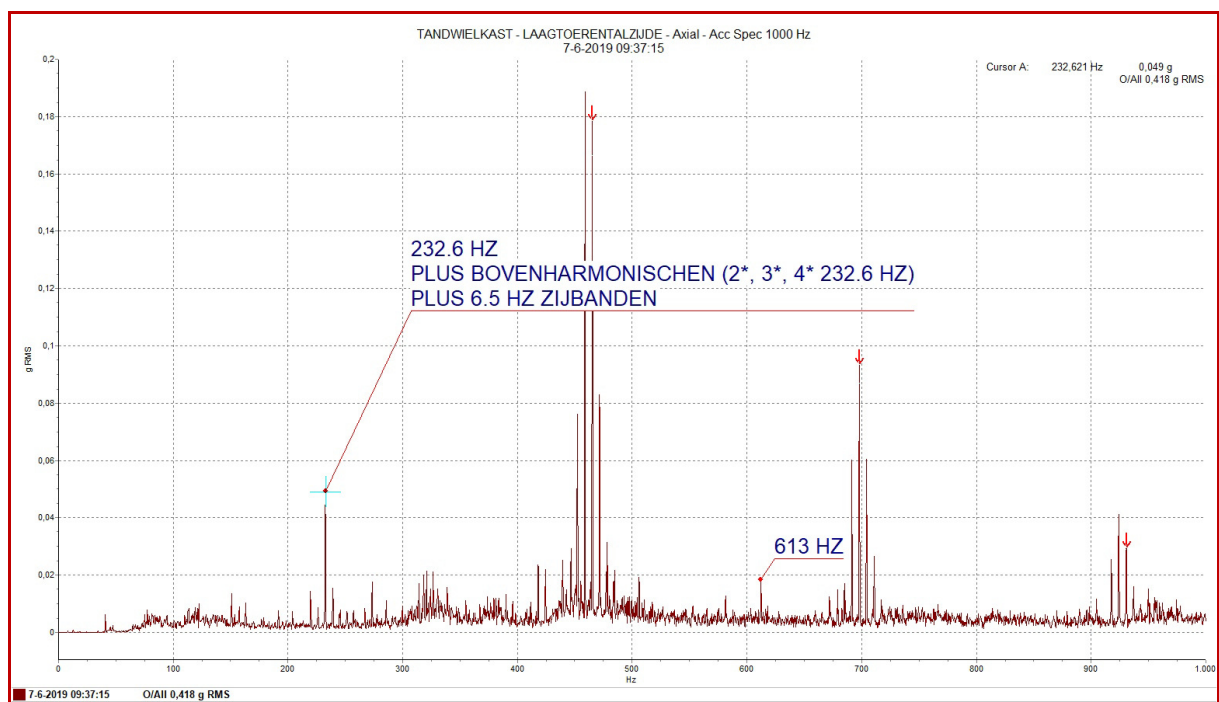


Fig. 11.18-c: Frequentie spectrum [g], 0 .. 1000 Hz (als afb. 9.20-b).

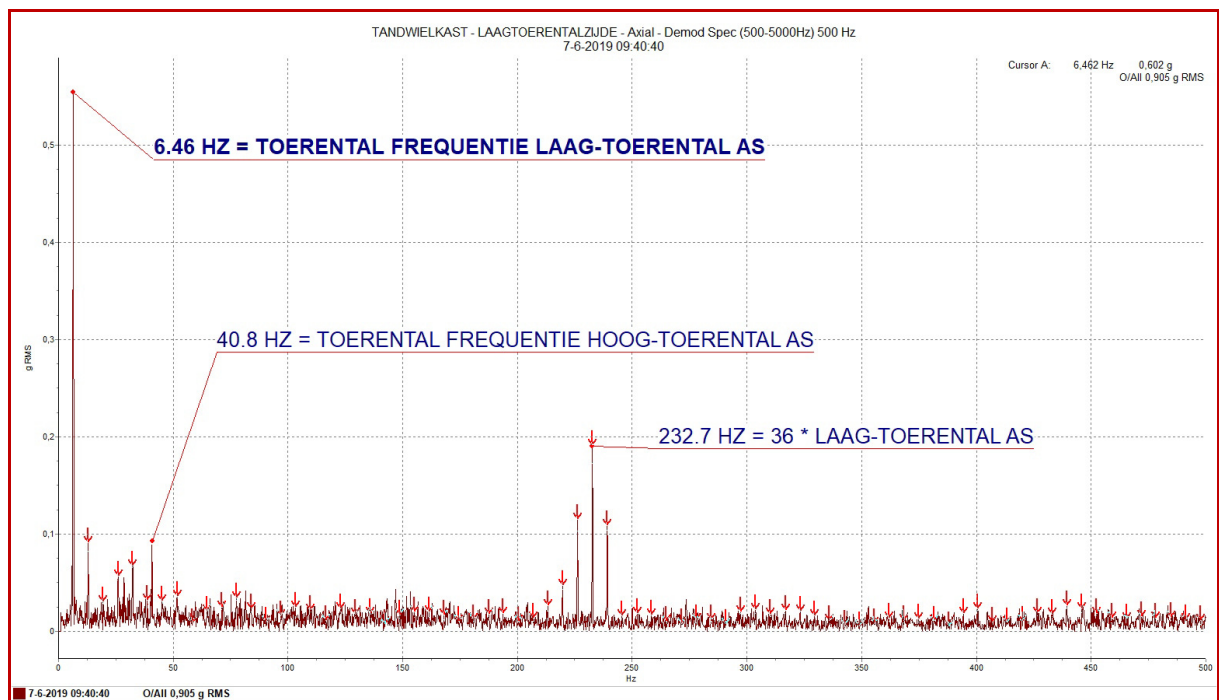


Fig. 11.18-d: Envelop frequentie spectrum [g], 0 .. 500 Hz.

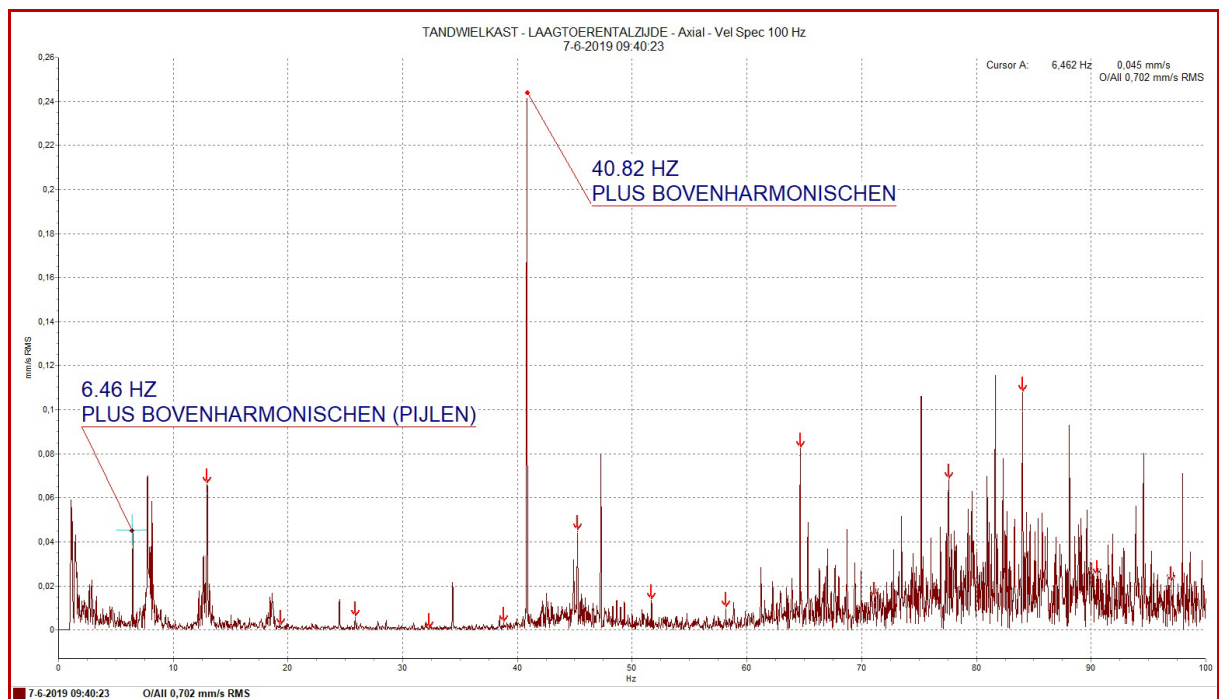


Fig. 11.18-e: Frequentie spectrum [mm/s], 0 .. 100 Hz.

11.6) Casus 4 : Trillingsanalyse tandwielkast extruder aandrijving.

De tandwielkast heeft één ingaande hoog-toerental as en twee mechanisch gesynchroniseerde uitgaande laag-toerental assen, fig. 11.19.

Overzet verhouding 1^e trap 91/34 tanden

Overzet verhouding 2^e trap 23/23 tanden

Ingaande toerental : 23.12 Hz (1387 rpm)

Uitgaande toerental (2) : 8.64 Hz (518 rpm)

Tand-ingrijp frequentie 1^e trap : 786.2 Hz

Tand-ingrijp frequentie synchronisatie : 198.8 Hz (uitgaande twee assen)

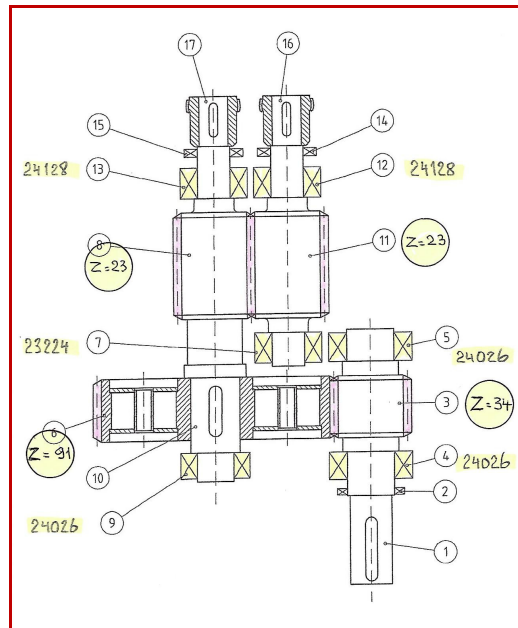


Fig. 11.19: Tandwielkast extruder aandrijving.

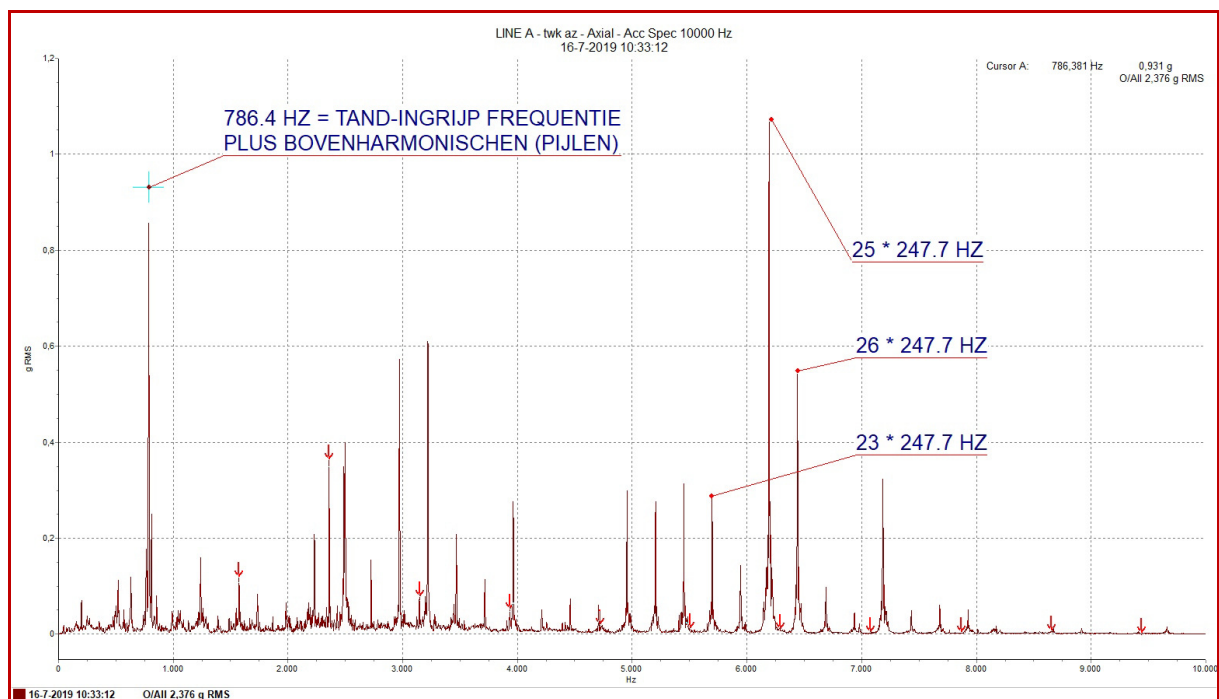


Fig. 11.20: Frequentie spectrum [g], 0 .. 10 kHz.

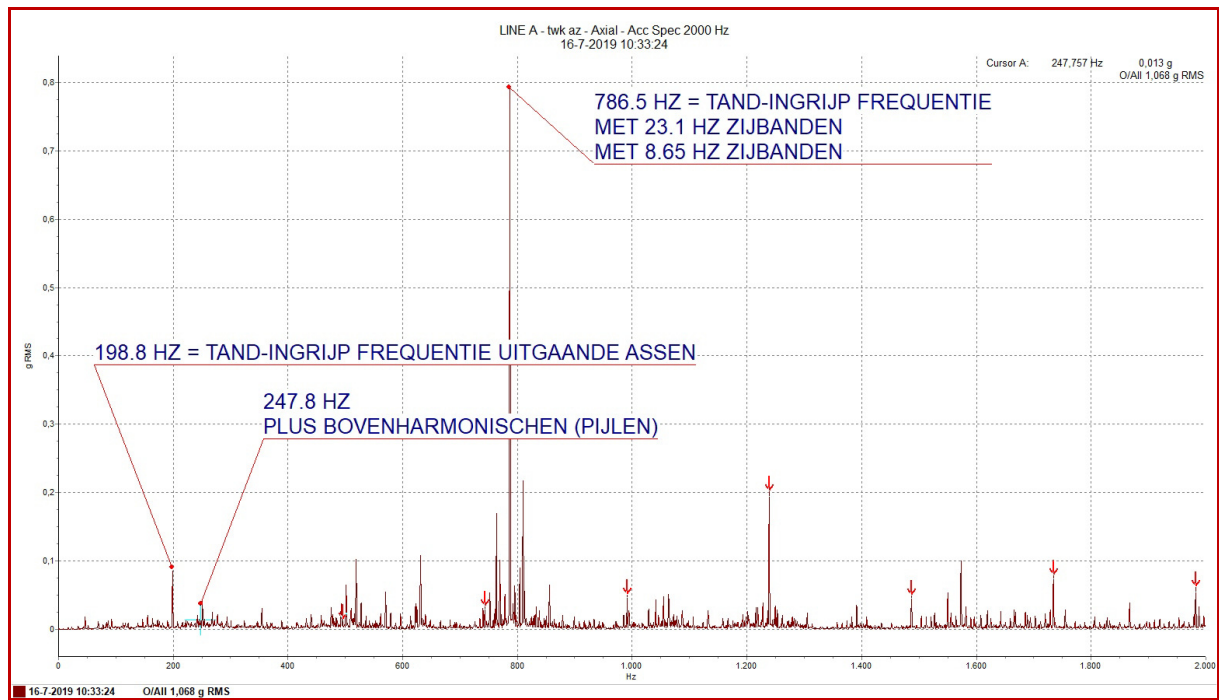


Fig. 11.21: Frequentie spectrum [g], 0 .. 2 kHz (als fig. 11.20).

Het frequentie spectrum van de trillingen wordt gedomineerd door een ‘familie’ frequentie componenten welke een veelvoud – oftewel harmonischen - zijn van 247.8 Hz. Deze ‘spook’ frequentie heeft geen relatie met tand-ingrijping.

Gerelateerd aan ingaande toerental 23.1 Hz is deze frequentie gelijk aan $10.73 \times$ toerental frequentie. Dit wijst op een buitenring-gerelateerd defect van dubbelrijig tonlager 24026 van de hoog-toerental as met 24 wentellichamen.

Het envelop spectrum (fig. 11.22) bevestigt dat het gaat om een buitenring-gerelateerd lagering defect. Omdat defect frequentie zijbanden heeft gelijk aan kooi rotatie frequentie 10.3 Hz.

(NB: $247.8 : 10.3 \approx 24$! deze rekentruc is nader toegelicht in par. 6.8): BPFO = aantal kogels * FTF).

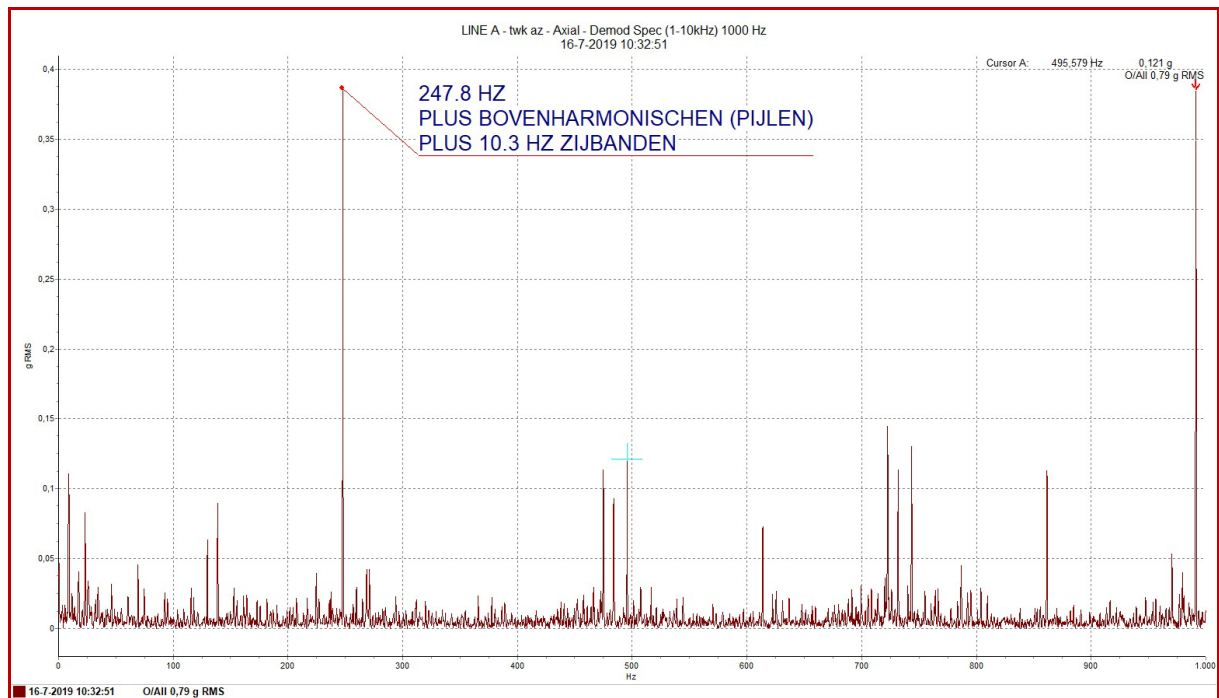


Fig. 11.22: Envelop spectrum, lagerschade detectie.

11.7) Beoordeling trillingsgedrag tandwielkast, praktische richtlijnen.

In eerste instantie kan de ISO 10816 richtlijn gehanteerd worden. De beperking is dat de richtlijn alleen trillingssnelheid [mm/s] hanteert en frequentie bereik tot 1000 Hz, niet versnelling [g]. Tandwielkast trillingskenmerken en defecten openbaren zich met name in bereik tot ca. 5 kHz en bij versnelling (acceleration, acc) meting.

Zie bijvoorbeeld fig. 11.23. Dit is dezelfde meting als fig. 11.20 echter nu niet versnelling [g] op de verticale as maar trillingssnelheid [mm/s].

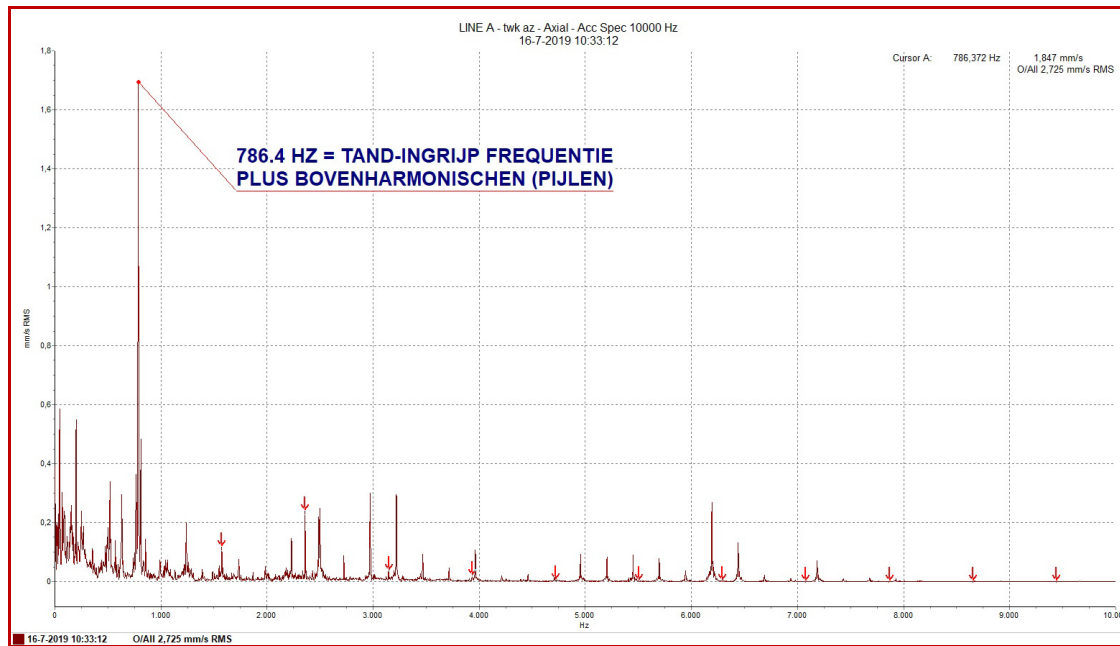


Fig. 11.23: Als spectrum van fig. 11.21 maar nu [mm/s] i.p.v. [g] als verticale schaal eenheid.

Praktijk ervaring levert wel een handvat op:

Overall trillingsnivo, versnelling < 1 g over frequentie bereik tot 0 .. 10 kHz : niet verontrustend.

Overall trillingsnivo, versnelling > 10 g over frequentie bereik 0 .. 10 kHz : wel verontrustend.

In het overgangsgebied bij overall trillingsnivo >> 1 g is trendanalyse, d.w.z. monitoring over tijd aan te bevelen. Een periodiek monitoring programma als onderhoud-sturing is dan van grote waarde. Zodoende kan de resterende standtijd ingeschat worden. Daarbij dient te worden aangetekend dat een trend zich een beetje als een jojo kan gedragen, zelfs indien steeds reproduceerbaar bij hetzelfde toerental wordt gemeten. Doorgaans zal er na meerdere periodieke metingen een toenemende trend kunnen worden waargenomen, per twee opeenvolgende metingen hoeft dat niet altijd het geval te zijn. Van groot belang is de meting reproduceerbaar uit te voeren d.w.z. bij hetzelfde toerental en op dezelfde meetpositie.

Weinig tandwielkasten draaien soepel:

- De aanwezigheid van zijbanden naast tand-ingrijp frequentie is op zich niet verontrustend. Wel indien amplitude van zijbanden t.o.v. tand-ingrijp frequentie groter dan ca. 50 % wordt. Dit wijst op een niet-soepele ingrijping, monitoring wordt aanbevolen.
- De aanwezigheid van harmonischen van tand-ingrijp frequentie is op zich niet verontrustend.

Analyser instelling richtlijnen bij diagnose:

- Versnelling spectrum: acc 10 kHz, acc 2 kHz, acc 500 Hz, hoge resolutie.
- TWF 1000 msec, tijdbasis keuze ook afhankelijk van periodiciteit eventuele fluctuatie in geluid-/trillingbeeld.
- Envelop spectrum 1 .. 10 kHz filtering, 1000 Hz frequentie bereik.
- Trillingssnelheid spectrum: vel 1000 Hz, vel 100 Hz, hoge resolutie.
- Constant toerental. Frequentie omzetter van druk of flow regeling afhalen en uitgangsfrequentie tijdelijk fixeren.

T.b.v. adequate diagnose is hoge resolutie vereist, d.w.z. minimaal 3200 lijnen. Dit betekent onvermijdelijk een langere meettijd voor lief nemen.

HOOFDSTUK 12: BALANCEREN.

12.1) (On-)balans.

Een waaier van een pomp of ventilator of de rotor van een elektromotor heeft altijd een zekere mate van onbalans. Bij roteren kan dit een grote dynamische (= wisselende) kracht uitoefenen op de ondersteunende constructie en een statische (= constante) kracht op het roterende lichaam zelf en de as. Teneinde de lange termijn bedrijfszekerheid veilig te stellen is het van belang de onbalans zo klein mogelijk te houden. Daartoe wordt een rotor van een roterende machine af-fabriek gebalanceerd in een balanceerbank. Indien nodig kan later ter plaatse worden nagebalanceerd bij compleet samengebouwde aandrijving en bij bedrijfstoerental, mits de rotor goed bereikbaar is om correctie gewichten te kunnen monteren. Bij een pomp is dit lastig omdat eerst de vloeistof eruit moet. Bij een elektrische machine is de rotor meestal niet bereikbaar. Bij een ventilator is 'in-situ', d.w.z. ter plaatse nabalanceren, bij bedrijfstoerental, echter gebruikelijk.

Na balanceren is het merkbare effect naar de buitenwereld een acceptabel trillingsniveau op de lagering en andere constructiedelen. Een onbalans trillingsmeting kan als volgt worden omschreven: 'het onbalans trillingsniveau van de ventilator is 3 mm/s, bij 1 * toerental frequentie, gemeten in verticale bewegingsrichting, op ventilator lager waaierzijde'.

In het algemeen geldt voor de meeste industriële roterende machines een trillingsnivo van < 3 mm/s als een acceptabel onbalans trillingsniveau. Bij > 10 mm/s wordt het tijd om nabalanceren in te plannen. Bij 30 mm/s kan de lange termijn bedrijfszekerheid door niemand worden gegarandeerd.

12.2) Wanneer is een rotor in balans?

Uitgangspunt, fig. 12.1:

- Een dunne, cirkelvormige schijf, homogene geometrie.
- met homogene massa verdeling
- gemonteerd op een (elastische) as, as heeft rotatie-symmetrische stijfheid
- en deze as ondersteund door spelingvrije lagering, met een zekere ondersteuningsstijfheid.

De massa van de schijf kan worden 'samengebald' in een puntmassa M . Stel dit zwaartepunt bevindt zich exact in het middelpunt van de schijf en valt samen met het rotatie midden A . Wanneer de schijf gaat roteren is er in dit geval geen onbalans, geen onbalans kracht, geen onbalans trilling, ongeacht het toerental van de schijf.

De as heeft een statische doorbuiging Y maar dit doet m.b.t. onbalans niet ter zake. Er zou ook een rechte lijn getekend kunnen worden. Maar elke rotor is elastisch en buigt enigszins door.

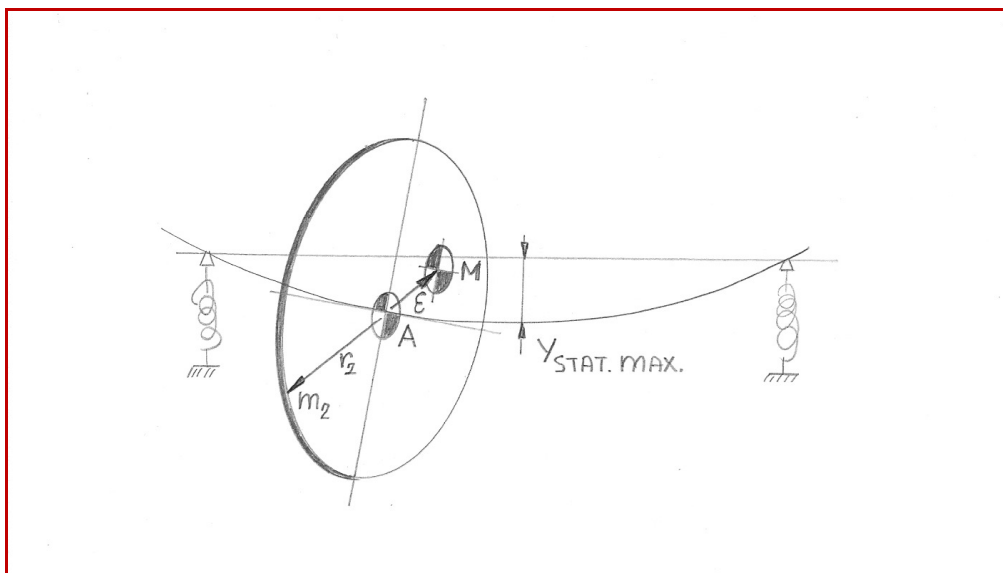


Fig. 12.1: Eenvoudige voorstelling van (on-)balans.

Voor een buiten de lagering overhangende schijf gelden dezelfde overwegingen. Voor een verticale as opstelling ook (afgezien van de statische doorbuiging).

In de technische praktijk komt een rotor in de vorm van een schijf nauwelijks voor.

Een rotor van een elektromotor kan worden opgevat als een groot aantal schijven tegen elkaar, als één cilinder van een bepaalde diameter en lengte. Elke schijf heeft ergens een eigen massa middelpunt M t.o.v. rotatie as A. De som van al die M posities – de zwaartelij – is de resulterende onbalans welke in beide lagers een reactiekracht oproept teneinde de rotor ruimtelijk op de plaats te houden. De zwaartelij kan elke denkbaar verloop aannemen. De reactiekracht geeft een trilling met bepaalde amplitude en fasehoek t.o.v. een referentie punt op de rotor.

Ook de waaier van een ventilator of een centrifugaal pomp kan worden opgevat als één schijf van bepaalde diameter en breedte. De breedte/diameter verhouding is relatief klein en er wordt zgn. éénvlaks gebalanceerd. Bij dubbelaanzuigende ventilator en elektromotor rotor is de breedte/diameter verhouding relatief groot en moet er zgn. twee-vlaks gebalanceerd worden.

12.3) Wanneer is een rotor in onbalans?

In de weerbarstige praktijk is de massa verdeling zelden homogeen. Bijvoorbeeld bij een waaier van een ventilator is dit alleen op de tolerante tekentafel.

Er is altijd een zekere afstand ε [m] tussen zwaartepunt M en rotatie midden A.

Wanneer de schijf gaat draaien dan roteert massa M ‘als aan een touwtje’ met lengte ε om rotatie midden A. Er wordt nu een centrifugaalkracht uitgeoefend op de as.

Deze roterende kracht kan eenvoudig worden berekend:

$$F_1 = \{M * \varepsilon\} * \omega^2 \text{ [N]} \quad \text{met} \quad \begin{array}{ll} : F_1 \text{ [N]} & \text{onbalanskracht, ongebalanceerde schijf} \\ : M \text{ [kg]} & \text{massa rotor} \\ : \varepsilon \text{ [m]} & \text{excentriciteit} \\ : \omega \text{ [rad/s]} & \text{hoeksnelheid} \end{array}$$

De grootte van onbalans kracht is evenredig met ω^2 en neemt dus kwadratisch toe met het toerental en zo ook het trillingsniveau.

De roterende onbalanskracht roept een wisselende reactiekracht op in de lagering. De niet-oneindig stijve lagering ondersteuning komt merkbaar in trilling. De trillingsvorm is sinusvormig en de frequentie van de trilling is gelijk aan de rotatie frequentie of toerental frequentie van de rotor.

12.4) Van onbalans naar balans.

Balanceren is het introduceren van nog een onbalans namelijk een even grote onbalans aanbrengen tegenover de eigen onbalans van de rotor. Balanceren is niet het compenseren van onbalans trilling maar van onbalans kracht. Na balanceren ervaart de buitenwereld minder onbalans trilling. Echter inwendig in de rotor kunnen grote buigkrachten ontstaan indien de locatie van de oorspronkelijke onbalans en de locatie van onbalans correctiegewicht relatief ver uit elkaar liggen.

In de praktijk gaat het dan om een correctie gewicht m_2 [kg, gram] aanbrengen op een zekere radius r [m, mm]. Bijvoorbeeld correctie gewicht m_2 op de buiten omtrek radius r_2 , zie figuur 12.1.

Het effect is dan een nieuwe roterende kracht:

$$F_2 = \{m_2 * r_2\} * \omega^2 \text{ [N]} \quad \text{met} \quad \begin{array}{ll} : F_2 \text{ [N]} & \text{onbalanskracht, correctiegewicht} \\ : m_2 \text{ [kg]} & \text{massa correctie gewicht} \\ : r_2 \text{ [m]} & \text{radius correctie gewicht} \\ : \omega \text{ [rad/s]} & \text{hoeksnelheid} \end{array}$$

De kunst is nu om met behulp van balanceer instrumentatie m_2 en de locatie zodanig te kiezen dat F_1 en F_2 tegenover elkaar liggen, m.a.w. onbalans $\{M * \varepsilon\} = \text{onbalans } \{m_2 * r_2\}$ en de resultante is (bijna) nul.



Fig. 12.2: Correctie gewichten op ventilator binnen- (links) en buitendiameter (rechts).

U-beugeltjes zijn tijdelijk handig maar soms een ongewenste permanente oplossing omdat deze zich ten dele in de lucht- of gasstroom bevinden en stof rommel zich kan ophopen. Of op den duur kunnen u-beugels wegcorrodereren door agressieve media. Mits stevig gemonteerd en niet al te zwaar zal een u-beugel niet gemakkelijk loskomen.

Een gaatje boren en een bout-moer-ring samenstelling monteren is ook een optie. Beter is het een correctie gewicht te lassen aan de buitenzijde van de voor- of achterplaat, buiten de luchtstroom. Mits de waaier goed bereikbaar is voor de boormachine of lasser. Dat is in de praktijk helaas niet altijd het geval.

Met een combinatie van twee of meerdere correctie gewichten, van verschillende grootte, onder een onderling hoekverschil (figuur 12.3) is fijn-balanceren mogelijk. Het gaat uiteindelijk om de ('vectoriële') resultante.



Fig. 12.3: Correctie gewichten op ventilator waaier van kunststof, gezien vanaf inlaatzijde.

Is een waaier van kunststof, bijvoorbeeld polypropyleen (PP), dan wordt gecorrigeerd middels het lassen van PP materiaal op de waaier. In eerste instantie kan met u-beugeltjes de correctie grootte en positie bepaald worden. Zie figuur 12.3.

Hoge druk ventilatoren kunnen werken bij zeer hoge omtreksnelheden tot 150 m/sec (540 km/u!!). Dan worden zeer speciale staalsoorten gebruikt zoals Nicrofer en ook het lassen van het correctie gewicht is specialistisch werk.

12.5) Balanceer kwaliteit.

De balanceer kwaliteit van een rotor wordt gedefinieerd als:

$Q = \varepsilon * \omega$ [mm/s] met	: Q [m/s]	balanceer kwaliteit
	: ε [m]	excentriciteit
	: ω [rad/s]	hoeksnelheid

met

$$\varepsilon = \frac{m_2 * r_2}{M}$$

waarmee kan worden bepaald tot hoever men moet balanceren in een balanceerbank totdat een acceptabele of gewenste restonbalans is bereikt.

Voor vele typen rotoren gelden richtlijnen voor onbalans kwaliteit.

Voor ventilatoren wordt meestal $Q = 6.3$ mm/s gehanteerd of $Q = 2.5$ mm/s voor hoog-toerige blowers. Voor rotoren van elektromotoren is $Q = 2.5$ mm/s of $Q = 1.8$ mm/s een normale waarde. Wordt binnen deze norm gebalanceerd dan is het uiteindelijke onbalans trillingsniveau van de samengebouwde machine doorgaans acceptabel.

Overigens, het zij vermeld dat de eenheid voor balanceer kwaliteit [m/s], of praktischer [mm/s], is maar dit is niet hetzelfde als trillingsniveau [mm/s] zoals gemeten met een trillingsopnemer.

Bereken voorbeeld:

De eindgebruiker heeft gespecificeerd dat een ventilator moet voldoen aan balanceer kwaliteit $Q = 6.3$ mm/s.

Hoe moet worden gebalanceerd in de balanceerbank van de fabrikant?

Allereerst worden de nodige balanceer protocol gegevens verzameld:

- Bedrijfstoerental is 1490 r/min. Dit komt overeen met $\omega = 2 * \pi * \{1490 / 60\} = 156$ rad/s.
- Ventilator diameter is 600 mm. Correctie gewicht wordt gelast op de buitenomtrek, radius $r_2 = 300$ mm.
- Massa waaier $M = 50$ kg.

Nu kan worden berekend:

De toelaatbare excentriciteit wordt : $\varepsilon = 4.04 \text{ e-}05 \text{ m} = 40.4 \text{ } \mu\text{m}$.

De toelaatbare rest onbalans : $m_2 * r_2 = 2.02 \text{ e-}03 \text{ kgm} = 2020 \text{ gram-millimeter}$

Er moet dus net zolang worden gebalanceerd met een correctie op radius $r_2 = 300$ mm totdat het nog benodigde correctie gewicht gelijk of kleiner wordt dan 6.7 gram. Men is dan voldoende dicht tot het nulpunt genaderd.

Het toerental waarbij gebalanceerd wordt in de balanceerbank doet er niet toe, zolang maar die 6.7 gram wordt bereikt. In de praktijk wordt doorgaans gebalanceerd bij een veel lager toerental dan bedrijfstoerental. De aandrijfmotor van de balanceerbank heeft immers een beperkt vermogen, meestal lang niet zo'n groot vermogen als de motor van de te balanceren ventilator. Bovendien blijft geluidsniveau in de werkplaats dan binnen de perken.

Balanceren bij (sterk) verlaagd toerental betekent wel onnauwkeuriger balanceren en heeft een nadeel. Wordt een 3000 r/min. ventilator gebalanceerd bij 750 r/min. (ca. 64 * minder vermogen nodig) dan komt in normale bedrijfssituatie bij 3000 r/min. de onnauwkeurigheid van de balanceerbank 16-voudig tot uiting. Is de onnauwkeurigheid van de balanceerbank bijvoorbeeld ± 0.5 gram dan kan de restonbalans niet de gewenste 6.7 gram zijn maar $6.7 \pm 8.0 = 1.3 \dots 14.7$ gram bedragen. Dit effect kan dus meevallen of tegenvallen maar zal in sommige gevallen betekenen dat ter plaatse ('in-situ') nagebalanceerd moet worden bij bedrijfstoerental.

De industrie-breed geldende norm voor balanceren is ISO 21940, voorheen ISO 1940. Daarin wordt niet meer *Qualitätsstufe* Q gehanteerd maar *Grade of quality* G, hetgeen hetzelfde betekent.

12.6) Statisch balanceren.

Soms is de onbalans zó groot dat rotor steeds in dezelfde positie terugkeert na vanuit stilstand draairichting-onafhankelijk uit evenwicht gebracht te zijn. Dit kan gemakkelijk worden geconstateerd in geval van een direct op de elektromotor as gemonteerde ventilator waaier en motor met geringe (wentel-) lager wrijving. De riemen moeten worden verwijderd bij een riemen overbrenging tussen motor en ventilator.

Het is dan aan te bevelen om op 'positie 12 uur' eerst een correctie gewicht aan te brengen van zodanige grootte dat rotor niet meer in diezelfde positie terugkeert.

Dit heet statisch balanceren, dus balanceren bij toerental gelijk nul.

Wordt de ventilator gestart dan is onbalans trillingsniveau meestal niet meer zo excessief hoog. Vervolgens wordt dynamisch gebalanceerd.

12.7) Dynamisch balanceren, 1-vlaks balanceren (met fasehoek meting).

Dynamisch balanceren vindt plaats bij toerental ongelijk nul, meestal bij bedrijfstoerental. Het balanceren ter plaatse, bij bedrijfstoerental, bijvoorbeeld van een ventilator gaat in het algemeen als volgt:

Het balanceer instrument heeft de volgende informatie nodig:

- Input 1: Het signaal van een trillingsopnemer.
- Input 2: Het signaal van een optische of magnetische sensor welke één keer per omwenteling een puls produceert (middels een reflecterend plakkerkje op de as, resp. een metalen discontinuïteit bijvoorbeeld een spiebaan). De optische sensor wordt het meest gebruikt.

Het 1* per omwenteling puls signaal heeft een drietal functies:

- Het stemt een bandfilter af op 1* toerental frequentie. Van het signaal van de trillingsopnemer wordt dan alleen de onbalans trilling doorgelaten, alle andere mogelijk aanwezige trillingsfrequenties daaronder en daarboven worden weggefilterd.
- Er wordt een fasehoek bepaald, bepaald door tijdstip puls signaal en tijdstip van de 'opgaande' of 'neergaande' nuldoorgang van de sinusvormige onbalans trilling. Het gaat hier om een relatieve fasehoek.
- Op de display van het meetinstrument wordt tevens het toerental weergegeven.

De positie van de trillingsopnemer is niet essentieel, bij voorkeur zo dicht mogelijk bij de bron, dus op een lager. Het balanceren verloopt nu als volgt:

Run 0:

Meting onbalans amplitude en fasehoek. Bijvoorbeeld 8 mm/s bij 230 graden, ingetekend als punt in fig. 12.4.

Run 1:

Aanbrengen proefgewicht. Een u-beugel op achterplaat of voorplaat of op schoep, bij binnendiameter of bij buitendiameter, dit afhankelijk van de praktische bereikbaarheid.

Grootte proefgewicht is een ervaring-inschatting, bepaald door waaier grootte en toerental. Positie proefgewicht is principieel een gok. Men kan overwegen de locatie te kiezen waar al correctie gewicht zit of juist diametraal er tegenover. Wanneer proefgewicht groot genoeg is dan geeft de nieuwe run 1 meting een significant andere amplitude (minimaal ca. 30 %) of een significant andere fasehoek (minimaal ca. 30 graden verschoven), of (meestal) allebei. Zoniet dan moet proefgewicht vergroot worden en/of verplaatst.

Bijvoorbeeld, de nieuwe run 1 meting levert op: 4 mm/s bij 90 graden. Ook weer als een punt ingetekend, fig. 12.4.

De onbalans trilling is al aardig afgenomen maar dat is toeval.

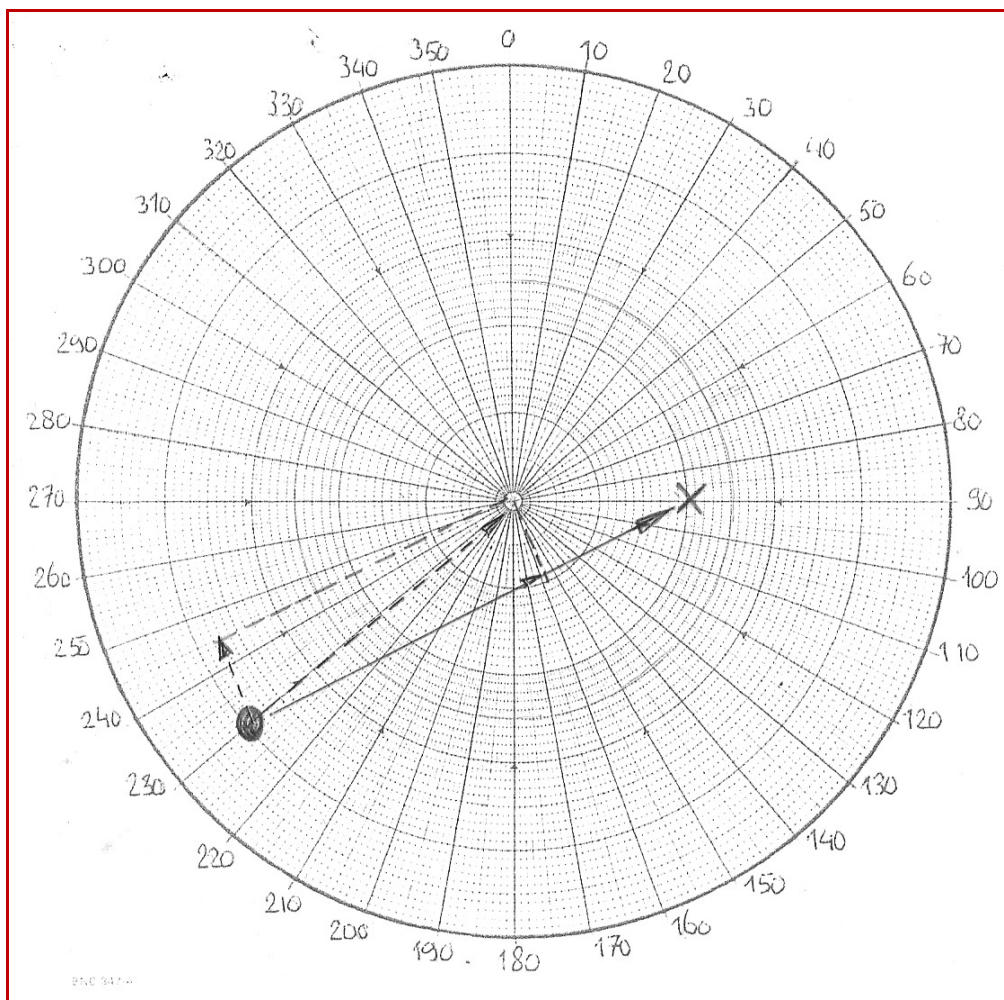


Fig. 12.4: Balanceren met polair diagram.

Met een polair diagram, figuur 12.4, kan nu eenvoudig worden bepaald wat de juiste correctie moet zijn.

Run 0 : zwarte stip

Run 1 : zwarte kruis

De vector van stip naar kruis vertegenwoordigt het effect van het proefgewicht. De bedoeling is natuurlijk om van de stip naar het middelpunt te gaan. Op dit te bereiken zijn er meerdere opties.

Optie 1:

Reduceer gewicht met ca. 1/3 en verplaats nieuwe gewicht ca. 15 graden. Volgens het polaire diagram moet de vector naar een kleinere hoek draaien. Afhankelijk van het merk meetinstrument betekent dit in de echte wereld 15 graden met de draairichting mee of juist tegen de draairichting in. Enkele voorbeelden:

SKF en Bently Nevada conventie : kleinere hoek = tegen draairichting in.

Schenck conventie : kleinere hoek = met draairichting mee.

Commtest conventie is : door gebruiker te kiezen.

Optie 2:

Reduceer gewicht met ca. 1/3 maar verplaats het niet. Voeg toe een gewicht van ca. 1/7 van proefgewicht en plaats dit naar een 90 graden kleinere hoek. Het vectoriële effect is hetzelfde, in beide gevallen belandt men nabij het nulpunt. Run 2 geeft vervolgens een trillingsniveau ruim onder 1 mm/s bij een fasehoek welke er niet meer toe doet waarmee het onbalansniveau ca. 10-voudig is gereduceerd.

Optie 3:

Meerdere combinaties van twee correctiegewichten zijn mogelijk om tot hetzelfde vectoriële eindresultaat te komen.

Het bekende balanceren van wielen van een auto in de garage gaat op dezelfde manier. Met een beetje handigheid worden 4 wielen in een kwartier gebalanceerd. In de industriële praktijk duurt het meestal wat langer. Daar heeft men te maken met soms lange uitlooptijd van een ventilator en veiligheidsprocedures zoals motor zekeringen trekken en gas detectie metingen.

Voor ter plaatse balanceren maakt het voor een balanceerder niet uit of het gaat om een kleine ventilator van 5 kW of om een grote rookgasventilator in een kolencentrale met een 5 MW motor ervoor.

Cruciaal is: is rotor bereikbaar om proefgewichten en correctiegewichten aan te brengen.

Handig is een voorraad grote en kleine proef gewichten en gereedschap (fig. 12.5).



Fig. 12.5: De gereedschapkist van de balanceerder.

12.8) Dynamisch balanceren, 1-vlaks balanceren, zonder fasehoek meting.

Indien er geen fase meting mogelijk is dan biedt de zgn. 'drie-punts meting' uitkomst. Dat kost wel minimaal twee runs meer.

Die Dreipunkt-Methode

Steht für das Auswuchten nur ein Meßgerät mit reiner Größenmessung, also ohne die Möglichkeit zur Winkellagemessung, zur Verfügung oder will man aus irgendeinem Grunde die Winkellagemessung nicht einsetzen, so empfiehlt sich die Anwendung der Dreipunkt-Methode. Von allen Auswuchtverfahren, die sich auf die reine Größenmessung beziehen, benötigt nämlich die Dreipunkt-Methode die wenigsten Meßläufe.

Als Vorbereitung sind an dem auszuwuchtenden Rotor drei um 120° versetzte Punkte zu markieren und links herum mit 1, 2 und 3 zu bezeichnen (Bild 1). An diesen Punkten wird dann nacheinander das Probegewicht angesetzt. Das Probegewicht E in g wird zweckmäßigerweise nach folgender Formel abgeschätzt:

$$E = \frac{G \cdot A_0}{r} ; \text{ gram} = \frac{\text{kg} \cdot \mu\text{m}}{\text{mm}}$$

darin ist

G das schwingende Gewicht in kg,

A_0 die ursprüngliche Wegamplitude der Unwuchtschwingung in μ und

r der Ausgleichsradius in mm.

Die Abschätzung des Probegewichts soll bezwecken, daß das Probegewicht etwa der Größenordnung der Unwucht entspricht. Es soll also vermieden werden, daß man ein Probegewicht von z. B. 5 kg oder 5 mg einsetzt, wenn die Unwucht 5 g beträgt. Da es sich somit nur um eine Abschätzung der Größenordnung handelt, ist auch eine Abschätzung des schwingenden Gewichts, d.h. des Gewichts der Teile der Maschine, die an der Unwuchtschwingung teilnehmen, ohne weiteres zulässig.

Wird das Probegewicht nacheinander an den Punkten 1, 2 und 3 eingesetzt, so ergeben sich die entsprechenden Wegamplituden A_1 , A_2 und A_3 . Wie das Beispiel in Bild 2 zeigt, wird für die Auswertung zuerst um den Nullpunkt ein Kreis mit dem Radius A_0 geschlagen, der auf den Strahlen S_1 , S_2 und S_3 die Punkte P_1 , P_2 und P_3 bestimmt. Nun wird um P_1 ein Kreis mit dem Radius A_1 , um P_2 ein Kreis mit dem Radius A_2 und um P_3 ein Kreis mit dem Radius A_3 geschlagen. Die drei Kreise sollen sich nun in einem Punkt schneiden. Dieser Schnittpunkt wird jedoch meist zu einem kleinen Dreieck ausarten. Die Verbindungslinie des Schnittpunktes bzw. des Mittelpunktes des Schnittdreiecks mit dem Nullpunkt wird mit a bezeichnet. Die Richtung von a ist direkt die Richtung, in der das Ausgleichsgewicht Z einzusetzen ist, während sich

die Größe aus folgender Formel ergibt:

$$Z = \frac{E \cdot A_0}{a}$$

Da sich nach dem Einsetzen des errechneten Ausgleichsgewichtes ein unvermeidlicher Kontrolllauf anschließt, benötigt man beim Dreipunktverfahren somit einen Ausgangs-Meßlauf, drei Meßläufe mit Probegewichten und einen Kontrolllauf, also insgesamt fünf Meßläufe.

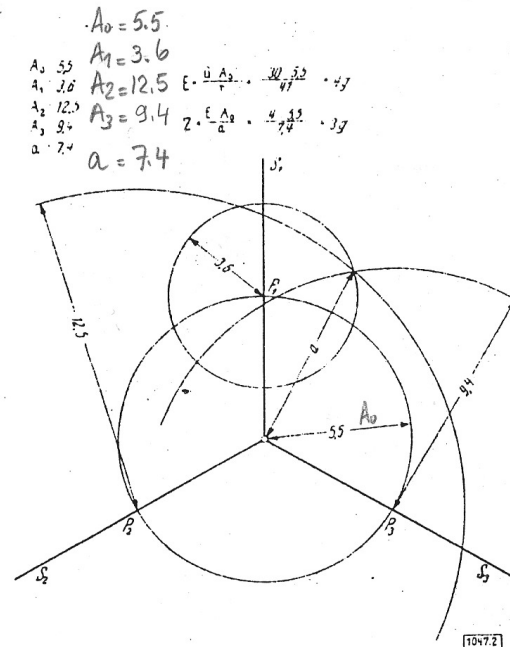


Bild 2. Auswertungsschema für die Dreipunkt-Methode

Fig. 12.6: Een passer berekent de correctie indien er geen fase meting voorhanden is.

a = positie correctie gewicht

E = proef gewicht

Z = correctie gewicht

(proef gewicht blijkt te groot)

12.9) Dynamisch balanceren, 2-vlaks balanceren.

Tot nu toe werden rotoren beschouwd met een relatief kleine breedte/diameter verhouding. De meeste ventilatoren behoren tot deze categorie en kunnen beschouwd worden als een 'dunne' schijf. Eénvlaks balanceren met correctie op voor- of achterplaat volstaat dan meestal.

Indien echter de breedte/diameter verhouding relatief groot is dan dient er twee-vlaks gebalanceerd te worden. In deze categorie vallen bijvoorbeeld ventilatoren met brede schoepen (grote flow / lage druk type), een dubbelaanzuigende ventilator (fig. 12.8), de rotor van een elektrische machine of de rotor van een meertraps centrifugaal pomp. Er is dan een tweede trillingsopnemer nodig, op beide lagers één. En een tweede vlak om correctie gewichten aan te brengen, beide correctie vlakken zo ver mogelijk van elkaar af.

De balanceer procedure verloopt nu als volgt:

- Trillingsopnemer 1 op lager 1 (voor het gemak bijvoorbeeld linkerzijde), horizontale of verticale bewegingsrichting.
- Trillingsopnemer 2 op lager 2 (voor het gemak bijvoorbeeld rechterzijde), horizontale of verticale bewegingsrichting.
- Run 0: meting amplitude en fasehoek zonder proefgewichten.
- Run 1: idem met proefgewicht op rotor aan linkerzijde, geen proefgewicht ter rechterzijde.
- Run 2: idem met proefgewicht op rotor aan rechterzijde, geen proefgewicht ter linkerzijde.
- Met polair diagram de correctie berekenen is zeer lastig. Balanceer instrumentatie heeft echter standaard 2-vlaks balanceer software aan boord en deze vertelt na invoeren van bovenstaande gegevens wat de correctie aan beide zijden moet worden.
- Run 3: onbalans niveau moet al aanzienlijk verbeterd zijn, de software vertelt hoe verder nog te fijn-balanceren.



Fig. 12.7: Twee-vlaks balanceren elektromotor rotor op de balanceerbank. Aan beide rotor zijden zijn balanceerschijven voorzien (nooit de kortsluitringen gebruiken!).

Ook ter plaatse, 'in-situ', kan 2-vlaks worden gebalanceerd. Bijvoorbeeld bij een dubbel-aanzuigende ventilator worden beide voorplaten als correctie vlakken gebruikt. Bij een elektrische machine in samengebouwde toestand zijn de balanceervlakken meestal niet bereikbaar. Nabalanceren op een koppelingshelft of koeling ventilator aan niet-aandrijfszijde is dan een optie maar meestal met teleurstellend resultaat wanneer wordt gecorrigeerd té ver van de locatie waar de onbalans zich bevindt.



Fig. 12.8 : Dubbel aanzuigende ventilator.



Fig. 12.9: Rotor van een synchrone generator in een balanceerbank van Carl Schenck, www.schenck-rotec.net

12.10) Balanceren ‘over-kritisch’ draaiende rotor.

Een bijzondere balancerings situatie ontstaat wanneer een ‘over-kritisch’ draaiende rotor gebalanceerd moet worden. Dit is een rotor waarvan het kritisch toerental lager is dan bedrijfstoerental. Bijvoorbeeld de rotor van een 2-polige elektromotor met bedrijfstoerental 3000 rpm en kritisch toerental 2300 rpm.

Opgelegd in een balanceerbank i.p.v. de originele lagering van de elektromotor komt het kritisch toerental natuurlijk weer tevoorschijn. In de balanceerbank opgelegd zal het kritisch toerental van de rotor zeker niet ruim boven 3000 rpm liggen, meestal ergens tussen 2000 en 3000 rpm. De ondersteuningsstijfheid van de balanceerbank kan namelijk in de orde van grootte liggen van de ondersteuningsstijfheid van de lagering van de elektromotor.

Eerst dient de restonbalans zo klein mogelijk te worden gemaakt middels 2-vlaks dynamisch gebalanceren bij een toerental ruim onder kritisch toerental. Daarna opnieuw balanceren bij bedrijfstoerental 3000 rpm. Boven het kritische toerental gaat de rotor niet meer om z’n rotatie as roteren maar om de zwaartelijns as. Er ontstaat een nieuwe onbalans situatie, de restonbalans keert van teken om. (Bij de zeer elastisch opgehangen rotor van een wasmachine gebeurt dit ook). De rotor wordt snel door het kritische gebied geleid bij op- en aftoeren.

Het kritisch toerental van de rotor is gewoon hetzelfde als de resonantie frequentie of eigen frequentie van de rotor. De resonantie frequentie wordt bepaald door de massa van de rotor en de elasticiteit van de as en de elasticiteit van de rotor ondersteuning zijnde de lagering van de balanceerbank.

Dit is goed voorstelbaar bij een blik op fig. 12.7 en 12.9. Met een eenvoudige bumptest kan vóór balanceren het kritisch toerental van de gehele opstelling vastgesteld worden.

Zou de balanceerbank een oneindig stijve lagering hebben – praktisch niet mogelijk – dan komt de lagering ondersteuning niet in trilling omdat het knooppunt van de beweging van de doorbuigende rotor dan precies in het lager ligt (fig. 12.1). De stationaire trillingsopnemer bij het lager zou dan niets meten. Een balanceerbank dient een zekere mate van elastische ondersteuning te hebben. Anders kan er niet worden gebalanceerd.

12.11) Balanceren rotor van elektrische machines.

HOLEC HH

5.2 BALANCEERVOORZIENINGEN

Vaak wordt het rotorblikpakket van snellopende machines tussen twee schotelvormige drukplaten gemonteerd. Met name bij 3000-toeren machines zijn, bij de grotere rotordiameters, deze schijven voorzien van speciale sleuven voor het aanbrengen van balanceergewichten. Ook worden wel speciale balanceerschijven aangebracht. Bij afwezigheid van balanceerschijven worden vaak de ventilatoren gebruikt voor het aanbrengen van balanceergewichten. Belangrijk is in deze gevallen dat de ventilator voor dat doel geschikt is, d.w.z. dat deze mechanisch stabiel en sterk genoeg is. Met name bij kunststof ventilatoren is dit (nog) niet het geval.

Rotoren van turbogeneratoren hebben balanceervoorzieningen zowel aan beide einden als over vrijwel het gehele buitenoppervlak van het rotorlichaam.

Elektrisch-actieve-delen, zoals b.v. kortsluitringen, mogen nooit worden gebruikt als "balanceerschijf"!

Balanceergewichten kunnen zijn:

- speciaal voor dat doel geconstrueerde gewichten;
- voor de gelegenheid op maat en gewicht gezaagde stukken staal;
- standaard bouten, moeren en borgringen.
- zonodig worden potgaten geboord, welke ter plaatse fungeren als "negatief balanceergewicht".

Het is een vereiste dat elk afzonderlijk balanceergewicht zodanig wordt bevestigd en geborgd, dat het gedurende de verdere levensduur van de machine onwrikbaar op zijn plaats blijft. Het zal duidelijk zijn dat:

- zodra het balanceergewicht gaat bewegen, de onbalans van de machine groter wordt;
- een balanceergewicht dat tijdens bedrijf loslaat, een ravage in de machine kan -en vaak ook zal- veroorzaken.

Met name bij het gebruik van bouten en moeren als balanceergewichten dient men zich dit laatste terdege te realiseren.

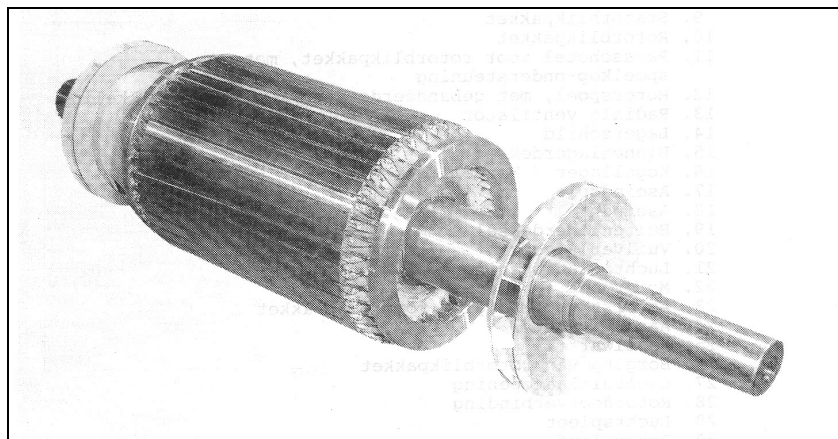


Fig. 12.10: De koelventilator aan beide zijden worden als balanceer schijf gebruikt.

12.12) Tips en tricks bij balanceren.

Veilig werken.

Werken in nabijheid van roterende delen en machines die op afstand in-/uitgeschakeld kunnen worden is werken met een verhoogd risico.

LMRA ('Last Minute Risk Analysis') overwegingen zijn:

- *Hoe wordt ingeval van calamiteit de machine uitgeschakeld, waar zit werkschakelaar, waar zit hoofdschakelaar, waar de noodstop?*
- *Is werkschakelaar vergrendeld tijdens werkzaamheden aan machine?*
- *Zijn er andere werkzaamheden gaande in de nabijheid?*
- *Waar is eerste en tweede vluchtweg?*
- *Meetapparatuur en kabels weghouden van roterende delen!*
- *Openingen zoals toegangsluiken weer sluiten na aanbrengen proef-/correctiegewichten. Pas openen wanneer machine stilstaat. Bij laag toerental kan omtreksnelheid hoog zijn.*
- *Wat gebeurt er wanneer onverhoopt een proefgewicht loskomt?*

Instabiele onbalans positie.

Bij rotoren met holle ruimten kan een vloeibare (smeer olie lekkage) onbalans of vaste stof onbalans (roest plakken) de onbalans doen verplaatsen na elke start-stop. Balanceren is dan niet mogelijk. Wanneer instabiele onbalans wordt vermoed is het raadzaam de nul-run te herhalen nadat de rotor na een eerste nul-run volledig tot stilstand is gekomen. Is de amplitude en fasehoek na de herstart gelijk dan kan balanceer procedure worden voortgezet.

Een ventilator waaier met holle vleugel profiel schoepen, zoals in koeltorens gebruikelijk, kunnen in onbalans geraken door vocht opname in de holle schoep. Een literkje water naar de buitenomtrek gecentrifugeerd kan voor een hoog onbalans trillingsniveau zorgen. Doorgaans zit er aan de schoeptip een ontwateringsgaatje. Vóór balanceren dient eerst te worden gecontroleerd of dit gaatje niet verstopt zit... Na ontstoppen en een herstart draait de koeltoren ventilator weer als een zonnetje...

Onbalans niet rotatie-symmetrisch (1).

Een voorwaarde voor succesvol balanceren is dat de onbalans kracht rotatie-symmetrisch is.

M.a.w. de excentriciteit ϵ [m] (het 'touwtje' in par. 12.3) moet even lang blijven ongeacht de hoekverdraaiing van de rotor. Wanneer er iets mis is met de lager speling dan kan er niet gebalanceerd worden. Dan is rotatie middelpunt A niet stabiel. Stel de lagering speling is ovaal, dan is bijvoorbeeld in horizontale bewegingsrichting de excentriciteit anders dan in vertikale bewegingsrichting. De onbalans is dan niet meer rotatie-symmetrisch. Men zal dan zó kunnen balanceren dat in horizontale bewegingsrichting de onbalans trilling weliswaar aanmerkelijk wordt gereduceerd maar dat in vertikale bewegingsrichting de onbalans juist toeneemt. Of andersom. Wanneer dit verschijnsel optreedt heeft balanceren geen zin, de lagering moet eerst op orde gebracht worden. Waarna balanceren wellicht niet meer nodig is.

Is de onbalans rotatie-symmetrisch dan kan succesvol gebalanceerd worden. De ondersteuning stijfheid van de lagering is doorgaans allesbehalve rotatie-symmetrisch. Dat is niet erg, het resulteert alleen in verschillen in trillingsniveau, afhankelijk van de plaatsing van de radiale bewegingsrichting van de trillingsopnemer.

Onbalans niet rotatie-symmetrisch (2).

Wanneer één van de twee lagers niet stabiel is dan kan het gebeuren dat bij balanceren op het ene lager de onbalans trilling afneemt maar dat op het andere lager de onbalans trilling juist toeneemt.

Is dit het geval dan dient eerst de lagering op orde te worden gebracht. In dit verband is het aan te bevelen om bij één-vlaks balanceren altijd twee trillingsopnemers te gebruiken, op elk lager één. Principieel is één opnemer voldoende. De tweede opnemer zal weliswaar andere amplitude en fasehoek meting geven en het polaire diagram ziet er anders uit doch het advies voor correctie vanuit het polaire diagram moet (ongeveer) hetzelfde zijn. Is dit niet het geval dan is dit een waarschuwing dat er waarschijnlijk iets anders aan de hand is dan mechanische onbalans, vermoedelijk een lagering instabiliteit.

Instabiele rotatie.

Dat een rotor alleen maar roteert is geen vanzelfsprekendheid. Een rotor kan ook ‘schommelen’ of ‘op en neer dansen’. Het gaat dan vaak om een calamiteit zoals speling in de lagering of een instabiele lagering conditie zoals als *oil whirl* in een glijlager, zie par. 13.7).

Resonantie.

Wanneer de opstelling een resonantie frequentie heeft nabij bedrijfstoerental dan betekent dit een verhoogde onbalansgevoeligheid. De onbalans trilling kan 2 .. 20 maal worden versterkt door resonantie. Er kan dus een hoog onbalans trillingsniveau ontstaan terwijl de onbalans relatief gering is. Een eerste remedie actie moet zijn de resonantie frequentie verschuiven. Of toerental aanpassen. Beide remedies zijn niet altijd gewenst of mogelijk. Wil men niettemin balanceren dan wordt dit lastig omdat nabij resonantie de onbalans amplitude en fasehoek meting verminderd stabiel wordt doordat resonantie curve enigszins kan verschuiven onder invloed van bijvoorbeeld temperatuur. Bij een herstart zonder iets aan de onbalans te doen kunnen onbalans amplitude en fasehoek zomaar een (iets) andere waarde aannemen.

Een indicatie voor resonantie is vaak een relatief groot verschil ($> 5\%$) tussen onbalans trillingsniveau in twee loodrecht op elkaar staande bewegingsrichtingen, zoals horizontale en verticale bewegingsrichting. Toerental variatie en bump-test kunnen resonantie in de opstelling aantonen.

Bij twee-toerental aandrijfmotoren is een groot verschil in onbalans trillingsniveau - groter dan toerental verhouding in het kwadraat rechtvaardigt - en tevens een forse fase zwaai ook een indicator voor resonantie als oorzaak van verhoogd trillingsniveau.

Achtergrond trillingen.

Wil men een machine ter plaatse balanceren terwijl er in de directe omgeving machines met vrijwel hetzelfde toerental draaien dan kan de amplitude en fasehoek meting instabiel worden. Beide fluctueren dan binnen bepaalde grenzen door trillingsoverdracht. Dit komt met name voor bij koeltorens met hun vaak flexibele ondersteuning. Balanceer instrumentatie biedt de mogelijkheid te ‘middelen’ (‘average’). De gemiddelde waarden over voldoende lange tijd genomen biedt dan uitkomst.

Perfect in balans is gevaarlijk!

Bij machines met wentellagers is het verstandig de verleiding te weerstaan om naar bijna-nul te balanceren. Zo’n eindresultaat lijkt mooi maar is gevaarlijk. Het correct functioneren van de schuifpassing om thermische expansie verschil tussen rotor en stationaire behuizing (stator) op te vangen is – volgens de lager handboeken – afhankelijk van de juiste schuifpassing keuze. Wat niet in de boeken staat, is dat een enigszins trillende machine een essentiële voorwaarde is om dit schuiven in axiale bewegingsrichting in de lagerhuis boring te vergemakkelijken.

Zonder trilling is de kans groot dat lager niet schuift en vervolgens verklemd, met plotselinge totale verwoesting als gevolg (zie ook par. 13.1).

Ter plaatse balanceren bij gereduceerd toerental.

Indien onbalans bij bedrijfstoerental zeer hoog is kan men eerst proberen te balanceren bij verlaagd toerental. Door tijdens of na voltooien van de aanloop de machine uit te schakelen. Bij rotoren met groot massa-tragheidsmoment, dus lange uitlooptijd, kan men dan proberen te balanceren op basis van de meetwaarden zoals geregistreerd bij 75 % of 50 % van bedrijfstoerental.

In-situ balanceren.

Ter plaatse balanceren bij bedrijfstoerental heeft enkele voordelen.

- Bij hoge omtreksnelheden kan een rotor vervormen. De balancering in de balancerbank wordt dan deels teniet gedaan. Er moet dan bij bedrijfstoerental (na-)gebalanceerd worden.
- Kostbaar en tijdrovend in-/uitbouwen rotor wordt voorkomen. Machine weer snel bedrijfsklaar.
- Men kan ontdekken dat onbalans niet de ‘root cause’ is van verhoogd trillingsniveau. Maar een lagering probleem. Of een resonantie frequentie in de rotor ondersteuning of een kritisch toerental van de rotor nabij bedrijfstoerental.

Vervuiling.

Vaak ontstaat onbalans door vervuiling van een ventilator waaier. Dan is ter plaatse reinigen de eerste remedie. Moeilijkheid kan zijn dat niet volledig al-zijdig gereinigd kan worden omdat niet alle oppervlakken goed bereikbaar zijn. De waaier demonteren is dan de volgende noodzakelijke stap. Een onvolledig gereinigde waaier nabalanceren resulteert meestal in inefficiënte regelmatig terugkerende nabalanceer sessies.

Thermisch instabiele onbalans.

Bij elektrische machines kan het voorkomen dat na start en tijdens opwarmen de onbalans amplitude en fasehoek zich wijzigen om uiteindelijk op een stabiele eindwaarde uit te komen. Dit kan bijvoorbeeld voorkomen bij een elektrische machine, motor of generator, met een rotor met spaken tussen rotor blikpakket en as. De spaken en de binnendiameter van het rotor blikpakket worden aan elkaar gelast. Dit laswerk moet over de volle lengte van het rotor blikpakket goed zijn uitgevoerd. Indien dit niet het geval is dan kan de onbalans zich wijzigen door thermische expansie. Na opnieuw starten kan onbalans situatie naar een andere waarde groeien en kan de mechanische integriteit van het laswerk verder verminderen.

Het gaat hier om een instabiele rotor onbalans situatie met een sterk thermische oorzaak.

Met een spaken constructie wordt voorzien in koelkanalen voor koeling van de rotor. De ruimte tussen as en rotorblikpakket is niet strikt nodig als actief magnetisch circuit.

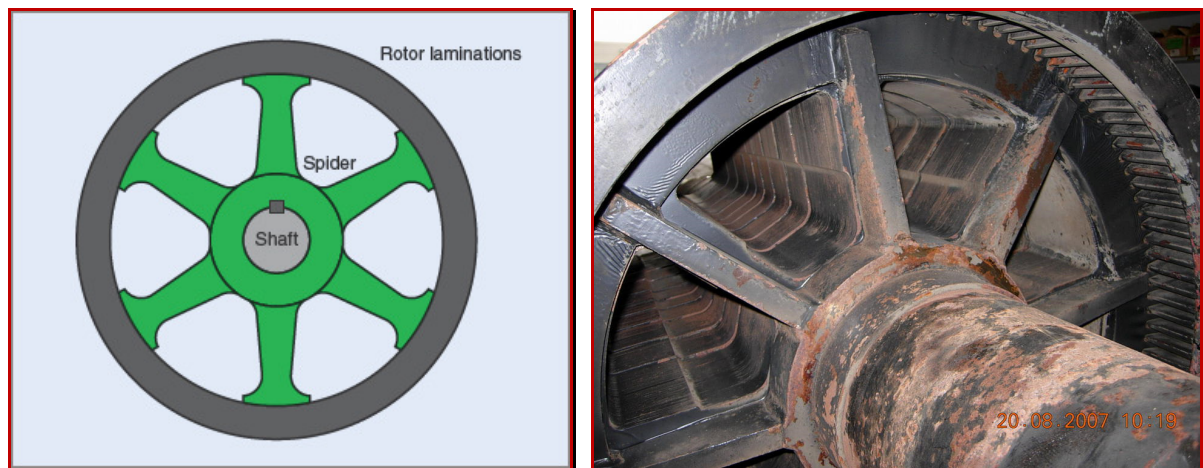


Fig. 12.11: Rotor met spaken tussen as en rotorblikpakket.

Voor de liefhebbers een toegift: De relatie tussen restonbalans en trillingsniveau op de stator van een elektrische machine.

HOLEC HH
machines&systemengroep blad 81
Hengelo, 19 april 1979.

Onbalans in roterende machines.

In de praktijk zal elk omwentelingslichaam als gevolg van fabricage-onnauwkeurigheden en inhomogeniteiten in het materiaal een zekere onbalans hebben, hetgeen betekent, dat het zwaartepunt er van niet precies in de draaiingsas is gelegen.

Indien de afstand tussen zwaartepunt en draaiingsas e mm wordt genoemd, wordt de balanceerkwaliteit Q uitgedrukt als product van deze e en de hoeksnelheid ω [rad/sec] van het omwentelingslichaam:

$$Q = e \omega \text{ [mm/sec]}$$

De hoeksnelheid $\omega = 2\pi n/60$, waarin n het toeren-tal per minuut is.

Indien de rotormassa = m [kg] wordt gesteld, is de onbalans-kracht:

$$P = m e \omega^2 10^{-3} = m Q \omega 10^{-3} \text{ [N]}$$

$$\text{of } P = 1.0472 m Q n 10^{-3} \text{ [N]}$$

Er zijn verschillende methodieken om met behulp van proefgewichten van bekende grootte, op een vaste afstand van de draaiingsas gelegen, de grootte van de z.g. restonbalans vast te stellen en daaruit de balanceerkwaliteit af te leiden. Deze methoden zijn echter in het algemeen nogal bewerkelijk in uitvoering en verwerking.

De contrôle op de balanceerkwaliteit Q kan in sommige gevallen, waar dat praktisch uitvoerbaar is echter ook langs een andere weg plaatsvinden, n.l. door de roterende machine - b.v. een electromotor - dusdanig elastisch op te stellen, dat de opstellings-eigenfrequentie ruimschoots onder de toeren-frequentie is gelegen. In deze situatie dient de bewegings-amplitude van de machine bij het nominale toerental te worden gemeten, waarna bij bekendheid van de totale massa en van de massa van het roterend gedeelte, althans de verhouding hiervan, hieruit de balanceerkwaliteit Q bij benadering kan worden afgeleid.

Dit zal op het volgende blad worden afgeleid.

Met de totale massa van de machine = M [kg] en een ondersteuningsstijfheid = c [N/m] is de cirkelfrequentie van dit trillings-systeem:

$$\omega_e = \sqrt{\frac{c}{M}} \quad [\text{rad/sek}]$$

(de eigenfrequentie in trillingen per minuut is dan $n_e = \frac{60}{2\pi} \omega_e$).

De hoeksnelheid, behorende bij het toerental n omw/min is

$$\omega = \frac{2\pi n}{60} \quad [\text{rad/sek}]$$

Indien de pulserende onbalanskracht een grootte P [N] heeft, de eigenfrequentie voldoende onder de toerenfrequentie is gelegen (b.v. op 1/3 ervan), is de bewegingsamplitude s bij het nominale toerental n onder de dan toelaatbare verwaarlozing van de demping af te leiden uit

$$s = \frac{P}{c \left(\frac{\omega^2}{\omega_e^2} - 1 \right)} \quad [\text{m}]$$

Met s in μm , zoals te doen gebruikelijk, is

$$s = \frac{P \cdot 10^6}{c \left(\frac{\omega^2}{\omega_e^2} - 1 \right)} \quad [\mu\text{m}]$$

$$\text{Uit } \omega_e = \sqrt{\frac{c}{M}} \quad \text{volgt } c = M \omega_e^2$$

Voorts is volgens bl. 1 (3): $P = m G \omega \cdot 10^{-3}$

Dit ingevoerd doet ontstaan:

$$s = \frac{m G \omega \cdot 10^3}{M \omega_e^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_e^2} - 1 \right)}$$

$$\text{ofwel } G = \frac{M}{m} \frac{\omega_e^2 \left(\frac{\omega^2}{\omega_e^2} - 1 \right)}{\omega \cdot 10^3} s$$

Indien $\omega \gg \omega_e$ (b.v. 5x of meer) kan bij voldoende benadering (fout 4% of minder) worden gesteld:

$$G = \frac{M}{m} \frac{\omega}{1000} s$$

Tenslotte met $\omega = \frac{2\pi n}{60}$

$$G = \frac{M}{m} \frac{n}{9550} s$$

M = massa complete machine

m = massa roterende gedeelte

n = toerental per minuut

s = bewegingsamplitude in μm bij toerental n omw/min.

Vorenstaande vereenvoudigde contrôle-mogelijkheid van de balanceerkwaliteit is slechts toelaatbaar, indien:

- a. de rotor-onbalans geen aanleiding geeft tot het optreden van pulserende koppels, welke slechts langs de eerder vermelde bewerkelijker weg kunnen worden vastgesteld en zonodig opgeheven.
In het algemeen is de eenvoudige methode slechts dan met betrouwbaarheid toe te passen, wanneer de lengte/diameter verhouding van de desbetreffende rotor niet al te groot is, b.v. ≤ 1 .
- b. de eigenfrequentie van de elastische proefopstelling veel lager is dan de toerenfrequentie, b.v. op ca. 1/5 ervan of lager.
- c. het (de) meetpunt(en) ter bepaling van de bewegingsamplitude(n) dusdanig wordt (worden) gekozen, dat het resultaat niet wordt beïnvloed door kantelfrequenties. Uit deze voorwaarde volgt, dat in het algemeen een opstelling met horizontale draaiingsas, in verticale zin elastisch ondersteund dient te worden gekozen en de meetrichting verticaal moet zijn gericht.

HOOFDSTUK 13: LAGERING PROBLEMEN.

Een elektromotor wordt opgestart en na enkele minuten vindt plotseling een totale verwoesting plaats van de beide kogellagers. Zonder enige waarschuwing vooraf. Wat is hier aan de hand?

Weliswaar had de motor al een tijdje een verhoogd onbalans trillingsniveau maar niet ontoelaatbaar hoog. En ook werd een begin van buitenring-gerelateerde lagerschade gedetecteerd echter geenszins een verontrustende trend in schade ontwikkeling.

Het gaat hier om een lager schade mechanisme dat zich lawine-achtig kan ontwikkelen. Geen enkel monitoring systeem geeft hiervoor een tijdige waarschuwing.

13.1) Verklemmingsverschijnselen.

De oorzaak van de plotselinge verwoesting van het lager: verklemming!

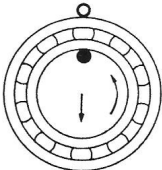
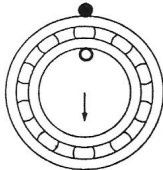
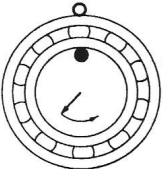
De passing tussen buitenring en lagerhuis boring is tijdens bedrijf langzaam maar zeker te ruim geworden. De buitenring krijgt de vrijheid om een enigszins scheve stand in te nemen. Door thermische expansie na het opstarten (en krimpen na uit bedrijf nemen) moet de buitenring in axiale richting een beetje kunnen schuiven. Essentieel voorwaarde: Een juiste schuifpassing, zoals in de handboeken staat. En vooral ook een niet té laag trillingsniveau. Dat staat niet in de handboeken. Met deze twee voorwaarden vervuld gaat dit schuiven probleemloos. Maar bij een té ruime passing en een gekantelde buitenring kan deze buitenring klem komen te zitten in de boring van het lagerhuis. Dit is een zeer kritieke situatie. Bij verdere thermische expansie kunnen enorme thermische krachten een kogellager binnen enkele seconden totaal verwoesten. Waarom is de passing te ruim geworden?

13.2) De noodzakelijke schuifpassing.

Een standaard elektromotor toepassing in horizontale as opstelling heeft doorgaans twee kogellagers. Eén kogellager heeft zowel op binnen- als op buitenring een vaste passing waarmee de rotor t.o.v. stationaire delen ruimtelijk wordt gefixeerd. Het andere lager moet een schuifpassing krijgen teneinde thermische expansie mogelijk te maken. De as kan immers warmer en langer worden dan de lager behuizing. Of andersom.

Die schuifpassing kan op de buitenring of op de binnenring gekozen worden. Dit is afhankelijk van de 'rotatie verhouding'. Bepalend hierbij is de verhouding tussen (roterende) rondlopende kracht en (stationaire, unilaterale) één-richting kracht. Een rondlopende kracht is bijvoorbeeld waaier onbalans of magnetische onbalans in de luchtspleet van een elektrische machine. Een één-richting kracht is bijvoorbeeld (de combinatie van) het rotorgewicht, radiale hydraulische kracht of riemtrek.

13.3) Rotatie verhoudingen.

○ Losse passing	Roterende binnenring Stilstaande buitenring	Stilstaande binnenring Roterende buitenring
Stilstaande belasting	1 	2 
Roterende belasting	3 	4 
● Vaste passing	Stilstaande buitenring Roterende binnenring	Roterende buitenring Stilstaande binnenring

SKF

33

Fig. 13.1: Rotatie verhoudingen.

De mogelijke rotatie verhoudingen zijn weergegeven in afbeelding 13.1. Bij een standaard toepassing met horizontale as opstelling en kogellagers is doorgaans de rondlopende onbalans kracht kleiner dan de één-richting kracht van het rotorgewicht. De schuifpassing moet dan tussen buitenring en lagerhuis boring gekozen worden. Zo niet, dan dient de schuifpassing tussen binnenring en as gekozen te worden.

Is evenwel bij een standaard toepassing met schuifpassing bij de buitenring de rondlopende onbalanskracht groter dan de één-richting gewicht kracht dan kan de buitenring gaan afrollen of rondwalsen in de boring. Is de boring diameter 200 mm en de passing speling 0.020 mm dan bedraagt de afrolling $\pi * 0.020 \text{ mm} = 63 \mu\text{m}$ per omwenteling. Dat lijkt niet veel. Maar bij 3000 r/min. is de buitenring na 1 minuut al 188 mm afgerold (afrolsnelheid is 3.1 mm/sec). Na 200 seconden is de buitenring een hele omwenteling afgerold over de lagerhuis boring. Dit afrollen vindt plaats met metaal-op-metaal contact zonder enige vorm van smering. Hierin schuilt een ernstige ondermijning van de bedrijfszekerheid van de lagering: de lagerhuis boring wordt langzaam maar zeker uitgehoond, d.w.z. de passing wordt steeds ruimer.

Waarom is de rondlopende kracht groter dan het rotor gewicht? Meestal door té lang bedrijf met té hoog onbalans niveau en hoog toerental, zoals bijvoorbeeld bij hoge druk ventilator of centrifugaal pomp.

Indien de onbalans té groot wordt t.g.v. slijtage van een ventilator of pomp waaier kan er uithonen van de lagerboring optreden. Zie een rekenvoorbeeld volgens gegevens in fig. 13.2. Pomp en ventilator waaiers worden doorgaans gebalanceerd volgens balanceer kwaliteit $Q = 2.5$ of $Q = 6.3$ [mm/s]. Bij toerental 3000 r/min. wordt de rotatie verhouding $R = 0.080$ resp. 0.202 . Dit is kleiner dan 1, er zal dus geen uithonen door rondwalsen plaatsvinden. Echter indien de onbalans té groot wordt en $R > 1$ dan kan wél rondwalsen optreden, vervolgens hoont de lager boring uit, buitenring krijgt ruimte voor scheefstelling en uiteindelijk kan het lager plotseling verklemmen.

Waaier is gebalanceerd volgens onbalans kwaliteit Q [mm/s]

Voor Q geldt : $Q = \varepsilon * \omega$ [m/s]

Verder geldt : $\varepsilon * M = m * r$ [kgm]

en

Onbalanskracht : $F = m * r * \omega^2$ [N]

en

Reactiekracht waaier massa : $F_w = M * g$ [N]

Met:

ω [rad/s] : hoeksnelheid ($\omega = 2 * \pi * N/60$)

N [rpm] : toerental

ε [μm] : excentriciteit

M [kg] : waaiergewicht

m [gram] : restonbalans

r [mm] : radius waaier

F [N] : rondlopende onbalanskracht

F_w [N] : reactie kracht waaier massa

g [m/s^2] : versnelling zwaartekracht ($g = 9.81 \text{ m/s}^2$)

$$\text{Hieruit volgt : } R = \frac{F}{F_w} = \frac{Q * \omega}{g} \quad [-]$$

Rotatie verhouding R is onafhankelijk van waaier massa!

Fig. 13.2: Rekenvoorbeeld rotatie verhouding.

Verhoogd risico.

Welke machines lopen verhoogd risico?

- Hoog-toerental toepassing, er mag niet bezuinigd worden op balanceer kwaliteit.
- Stevige fundatie waardoor trillingsniveau niet snel alarmerend is.
- Horizontale as opstelling met kogellagers.
- Veelvuldig start-stop bedrijf met temperatuur cycli.

Aandachtspunten.

- Visuele inspectie. Een gedemonteerd lager met een fraai glimmend buitenring oppervlak wijst op rondwalsen, de passing roest is weggepoetst!
- Vertikale pompen hebben uiteraard een zeer ongunstige R factor maar meestal een axiaal draaglager en rollager combinatie met vaste passingen.
- Een low-budget revisie. Een lager vervangen maar een uitgehoond lagerhuis niet verbussen of niet vervangen: hét recept voor herhaling!
- Het optreden van rondwalsen is niet vast te stellen middels trillingsanalyse.
- Een werkpunt ver verwijderd van Best Efficiency Point geeft waaier een sterke hydraulische radiale kracht hetgeen een gunstig effect heeft op factor R. Mits deze de zwaartekracht niet tegenwerkt. Het enige voordeel van werkpunt buiten BEP!
- Een te ruime passing van buitenring geeft ook geen goede warmteafvoer van lager wrijvingswarmte naar lagerhuis. De buitenring zal uitzetten totdat een thermisch evenwicht wordt bereikt met een bepaalde passing.

Bovenstaande geldt niet alleen voor pompen en ventilatoren. Dit schade mechanisme kan optreden bij elke soort rotor met schuifpassing lagering en waar onbalans niveau te hoog wordt. De lagers zelf zijn meestal wel bestand tegen hoge onbalans trillingen. Maar zodra uithonen gaat plaatsvinden dan wordt de bedrijfszekerheid meteen ernstig ondermijnd.

13.4) Bijzondere lagering.

Een rotor met wentellagers waarbij twee lagers de radiale belasting opnemen en één derde lager de axiale belasting opneemt heeft een bijzonder constructie kenmerk: de luchtspleet tussen buitenring axiaal kogellager en lager schild boring, zie fig. 13.3.

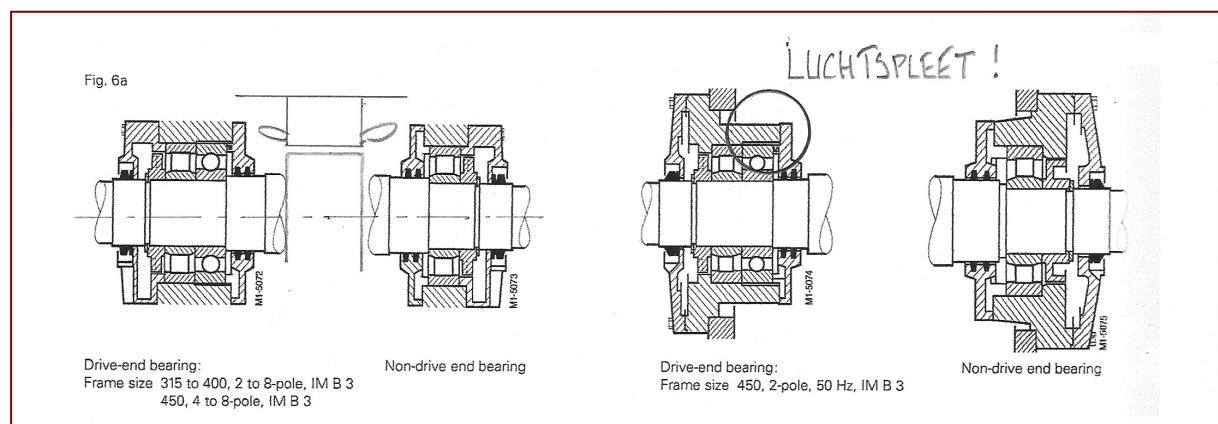


Fig. 13.3: Axial / radiaal lagering rotor.

Zou deze luchtspleet er niet zijn dan ontstaat een statisch onbepaalde situatie waarbij één van de twee naast elkaar gelegen lagers radiaal overbelast kan raken.

13.5) Lagering elektromotoren, voorspanning en axiale/radiale speling.

Wie wel eens een kogellager in de hand heeft gehad weet dat er enige interne speling voelbaar is. De binnenring kan t.o.v. de buitenring bewegen in zowel de radiale als de axiale bewegingsrichting. In samengebouwde situatie moet de speling echter altijd nul zijn onder alle bedrijfsomstandigheden. Hoe wordt dat gewaarborgd?

Veel fabrikanten van elektromotoren voorzien hun motoren standaard van een kogellager aan zowel aandrijfszijde (az) als aan niet-aandrijfszijde (naz). Fig. 13.4 toont een standaarduitvoering voor een horizontale motor. Het is essentieel dat beide kogellagers voldoende voorspanning krijgen. Als voorspaninrichting dient een golfkring of een set veren, vrijwel altijd aan naz, zie fig. 13.5.

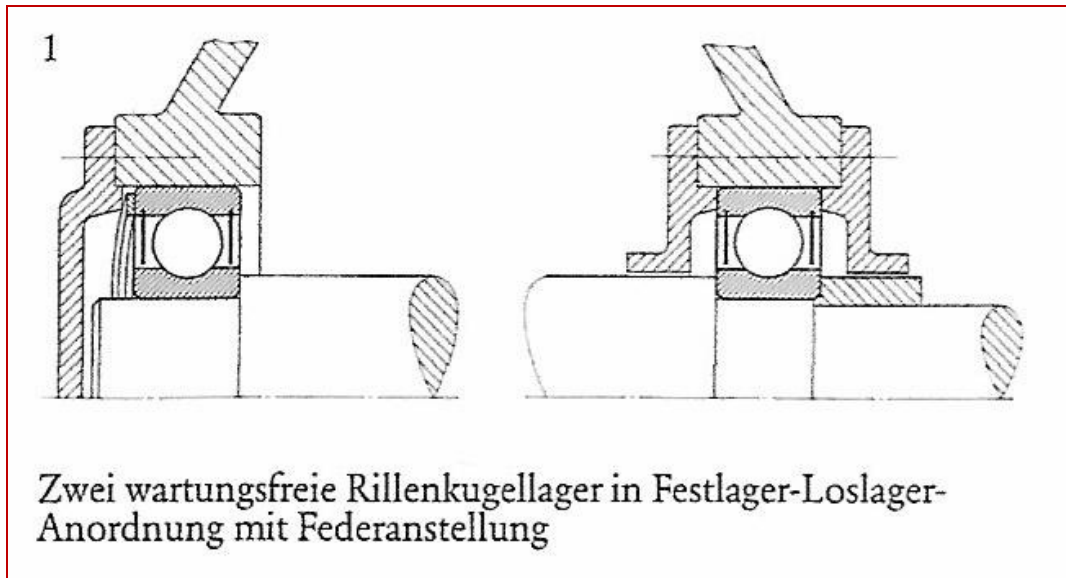


Fig. 13.4: Standaard kogellager toepassing bij elektromotor.

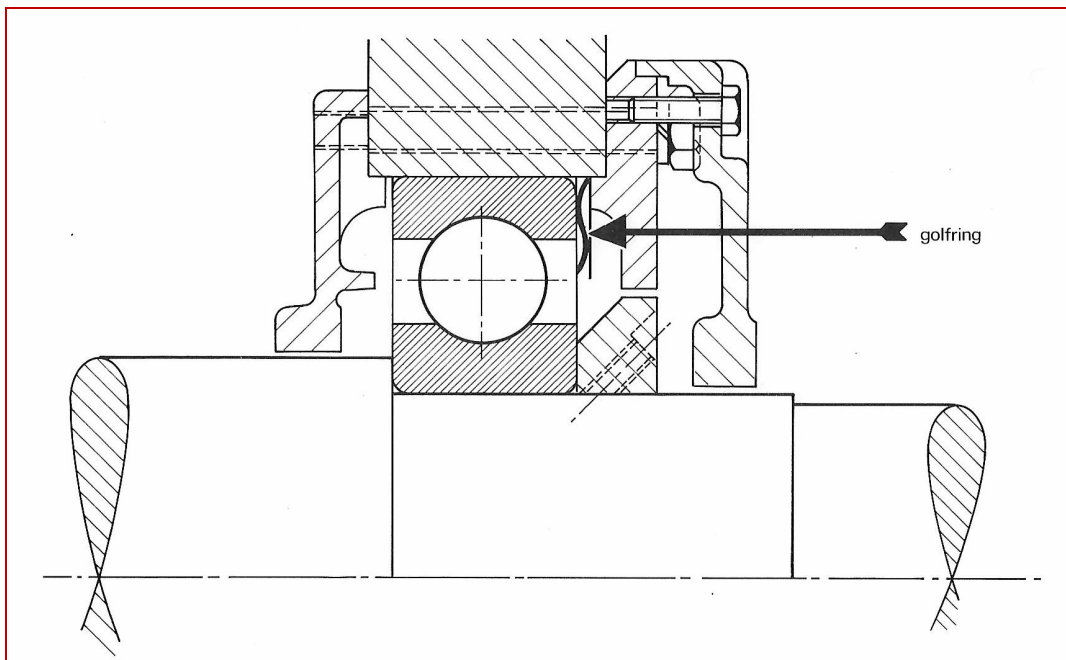


Fig. 13.5: Axiale voorspanning middels een golfring.

Hoe werkt de voorspanning?

Aan aandrijfszijde is de buitenring van het lager axiaal gefixeerd in het lager schild van de motor, het zgn. 'vaste' lager, fig. 13.6. Aan niet-aandrijfszijde heeft de buitenring van het lager een schuifpassing in de boring van het lager schild ('rood', fig. 13.6) en kan in axiale richting enigszins bewegen, het zgn. 'losse' lager.

De buitenring van het kogellager naar wordt door de axiale veerkracht net zo lang in axiale richting verplaatst totdat beide lagers een zekere contacthoek krijgen waarbij de interne radiale/axiale speling nul is geworden. De gewenste voorspanning is hiermee een feit. De voordelen zijn evident. Over de gehele rotatie van de motor as rollen alle kogels continue tussen de binnen- en buitenring met constante snelheden. De rollende kogel bouwt voortdurend oliefilm op en de radiale en axiale belasting wordt gelijkmatig verdeeld over alle kogels. Rolt een kogel de belaste zone in dan is er reeds een oliefilm.

Verder wordt de rotor keurig gecentreerd in de stator. De luchtspleet tussen stator en rotor blijft uniform over de gehele omtrek waarmee elektrische trillingen minimaal worden. De rotor schuift weliswaar iets op richting az maar verlaat nauwelijks het magnetische midden en axiale magnetische trek blijft gering. Interne speling gelijk nul zorgt voor minimaal geluidsniveau.

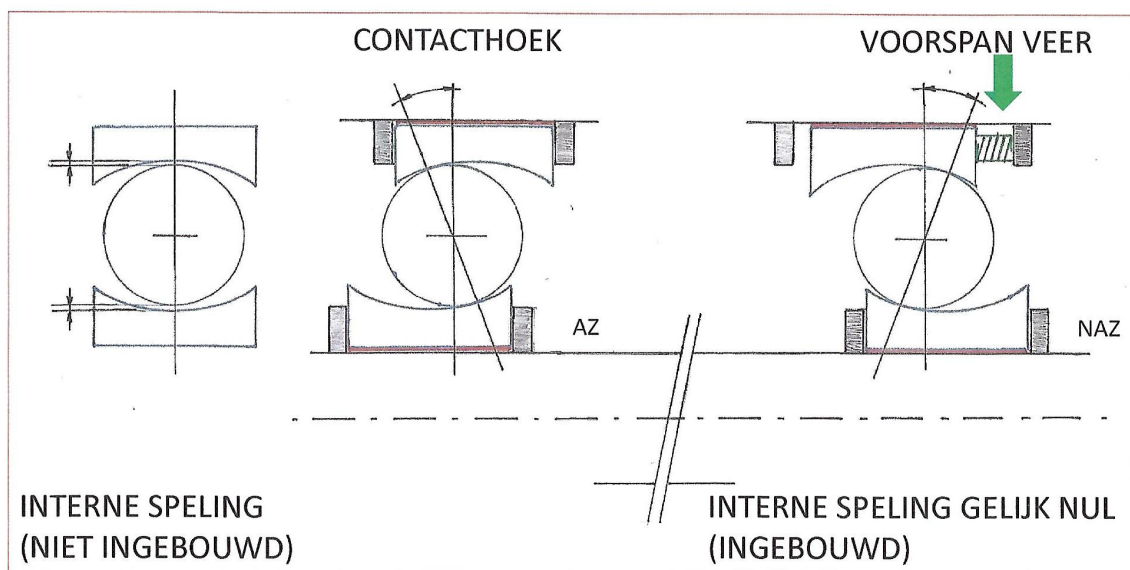


Fig. 13.6: Contacthoek kogellagers.

Die schuifpassing is ook van belang m.b.t. thermische expansie compensatie.

Wanneer de motor wordt belast kan de stator warmer worden dan de rotor of andersom. Er is dan verschil in thermische expansie in axiale richting, de stator wordt 'langer' dan de rotor, of andersom. De voorspaninrichting en schuifpassing zorgen voor een nieuwe veerdruk en de contacthoek blijft zo behouden onder alle denkbare bedrijfsomstandigheden.

Lager speling klasse C2, C3 en C4 gaat over bewerkingsnauwkeurigheid bij fabricage. Bij correct werkende voorspanning is radiale/axiale speling gewoon nul. Het praktische verschil is ... de contacthoek! C4 heeft de grotere contacthoek, kan meer axiale kracht opnemen maar heeft dan een kortere berekende levensduur.

Een juiste passing is een belangrijke voorwaarde voor het waarborgen van de bedrijfszekerheid van de lagering. Een tweede essentiële voorwaarde, welke in geen enkel handboek staat vermeld, is dat het lager een beetje moet trillen. Dit vergemakkelijkt het schuiven! Een perfecte balancerings en uitlijning maakt de trilling analist ongerust!

De schuifpassing bepaalt voor een groot deel de temperatuurstijging van het lager. Een te ruime passing heeft minder aanlegvlak tussen buitenring en lagerhuis boring en dus ook minder warmteoverdracht naar het lagerschild. De temperatuur stijgt, de buitenring zet uit, aanlegvlak wordt groter, de warmteoverdracht verbetert. Er ontstaat een thermisch evenwicht bij verhoogde lagering temperatuur.

Het is van groot belang om bij revisie de passing te controleren en lager schild boring indien nodig te verbussen. Een 'minimum-budget' revisie en alleen lager vervangen kan duurkoop blijken. Een goed functionerende voorspanning blijkt bij visuele inspectie van gedemonteerde lagers: het loopspoor moet uit het midden liggen!

Een passing kan te groot worden door uithoning. Bijvoorbeeld in geval van een 3000 rpm motor met een direct aan motor as gekoppelde ventilator kan bij bedrijf met té veel onbalans over een té lange tijd de buitenring gaan rondwalsen. De rondlopende kracht (onbalans) is groter dan éénrichting kracht (rotorgewicht). Rondwalsen poetst passingroest weg, de buitenring glimt mooi, lijkt als nieuw, maar het is een veeg teken! Indien de buitenring te veel ruimte krijgt kan deze kantelen en gaat klemzitten. Thermische expansie wordt dan belemmerd. Een verklemde lager wordt binnen enkele seconden volledig verwoest. Geen enkel monitoringsysteem waarschuwt tijdig.

Sommige fabrikanten kiezen standaard voor een rollager aan az. Het lager kan dan een netto verhoogde externe radiale kracht opnemen zoals bijvoorbeeld bij een riemaandrijving. Het naz lager wordt dan het vaste lager door voor een hoekcontact lagering te kiezen. Een voorspaninrichting is dan niet nodig. Storingvrije thermische expansie is te allen tijde gewaarborgd.

Bij verticale motoren wordt afgezien van een twee-kogellager configuratie vanwege te grote axiale belasting door het rotorgewicht. Er wordt dan gekozen voor hoekcontact lagering (grotere contacthoek). Een rollager als tweede lager is ongewenst omdat dit lager nauwelijks wordt belast. De rollen rollen dan niet meer maar glijden. Er wordt geen oliefilm opgebouwd bij glijden ('skidding'). Er is kans op metaal-metaal contact en vroegtijdige lager schade. Vaak lang van tevoren hoorbaar aangekondigd.

13.6) Lagerschade door elektrische stroomdoorgang.

Een tegenwoordig wereldwijd veelvuldig voorkomend en nog niet overal goed onderkend en begrepen type lagering probleem bij elektrische machines met frequentie regeling is vroegtijdige lagerschade door circulerende hoogfrequent asstromen door de lagers.

De tekst kan worden gedownload:

<http://www.ariemol.nl/PNL6%20p14-15%202008%20Thema%20Service&Maintenance%20Mol.pdf>

<http://www.ariemol.nl/PNL3-p63-65-MaintenanceArie.pdf> (deel 1)

http://www.ariemol.nl/PNL4-p52-53-MaintenanceArie_p052_p053.pdf (deel 2)

<http://www.ariemol.nl/Mol%20Maint't%20PompNL%201-2020.pdf>

13.7) Rotor dynamica.

Een bijzonder trillingsgedrag kan worden waargenomen bij een in glijlager oliefilm gelagerde, hoogtoerental, lichtgewicht flexibele rotor. Dit kan bijvoorbeeld worden waargenomen bij 2-polige ('3000 rpm') elektromotoren, centrifugaal compressoren en meertraps hoge druk pompen en toerental 3000 rpm of hoger. De rotor-lagering configuratie kan onder bepaalde omstandigheden instabiel worden. Kenmerkend is dat er een trilling opgewekt kan worden van $0.42 \dots 0.48 \cdot$ toerental frequentie, een zgn. 'sub-harmonische' trilling. Het kritisch toerental van een over-kritisch draaiende rotor mag daar uiteraard niet te dichtbij liggen.

Het gaat om een vloeistof instabiliteit van het oliegesmeerde glijlager t.g.v. te weinig dynamische demping: te lichte belasting, te grote lager speling, een olie viscositeit probleem of te kleine as eccentriciteit. Bij glijlagers is de drukopbouw $[N/m^2]$ van de oliefilm anders dan bij wentellagers.

Dit bijzondere trillingsgedrag staat bekend onder de naam *oil whip* of *oil whirl*. Dieper hier op ingaan valt buiten bestek van dit boek. Iets te veel wiskunde. De geïnteresseerde lezer wordt verwezen naar vele publicaties op internet te vinden onder zoekterm 'oil whip' en 'oil whirl'.

HOOFDSTUK 14: UITLIJNEN.

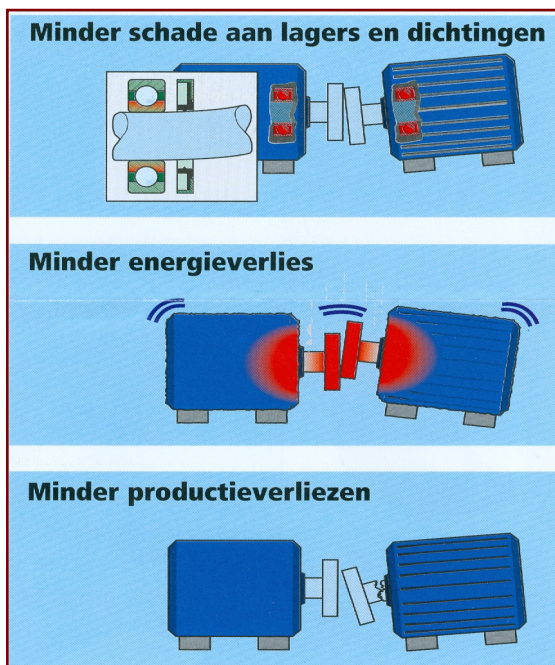
Twee of meer gekoppelde roterende machines moeten ten opzichte van elkaar goed worden uitgelijnd. Dit betekent dat de hartlijnen van de as van beide machines (bijvoorbeeld enerzijds een elektromotor of stoomturbine en anderzijds een pomp of compressor) – binnen acceptabele tolerantie – precies in elkaars verlengde moeten liggen. Daarna kan de koppeling worden gemonteerd. (Assen worden uitgelijnd, niet een koppeling!).

Moderne laser uitlijning apparatuur is beschikbaar en veel service engineers zijn bekend met uitlijning procedures. Uitlijning procedures worden in dit leerboek niet behandeld. Wel de valkuilen... Soms lijkt bij trillingsanalyse de diagnose misuitlijning correct maar is het niet!

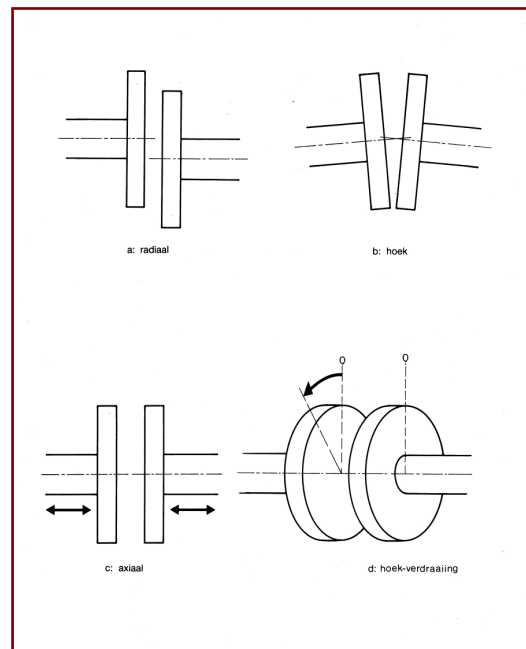
14.1) Waarom uitlijnen?

Figuur 14.2 toont de vier mogelijke vormen van misuitlijning:

- Radiale misuitlijning, in horizontale en/of verticale bewegingsrichting zijn de hartlijnen van beide assen niet in lijn (*radial misalignment*).
- Hoek fout (*angular misalignment*).
- Axiale misuitlijning (*axial misalignment*).
- Torsie (*torsional misalignment*).



Figuur 14.1: Goed uitlijnen = noodzaak.



Figuur 14.2: Vormen van misuitlijning.

Goed uitlijnen is nodig. Het doel van goed uitlijnen is het minimaliseren van uitwendige krachten op de assen van de gekoppelde machines. De assen en daarmee mogelijk de lageringen of afdichtingen mogen niet onnodig (over-)belast worden door uitwendige krachten.

Maar ook – en dat wordt wel eens onderschat - *onderbelaste* lagering kan een bedreiging vormen voor de bedrijfszekerheid van een lagering. Bijvoorbeeld ingeval van een radiale misuitlijning. Wanneer de ene machine in verticale bewegingsrichting ‘hoger’ staat dan de andere machine dan wordt na aanbrengen van de koppeling het lager aandrijfszijde van de ene ‘hoge’ machine meer belast terwijl de as van de andere ‘lager’ geplaatste machine wordt ‘opgetild’ waardoor de lager belasting van lager aandrijfszijde van deze machine wordt verminderd. Eerstgenoemde situatie is niet zo erg, de tweede kan een bedrijfszekerheid risico vormen, met name wanneer er te veel speling is lagering aanwezig is. Waarom? Bij zo’n te grote radiale misuitlijning kunnen de onderbelaste wentellichamen in een kogellager of rollager van de lager geplaatste machine gaan glijden i.p.v. rollen. Bij rollen wordt een oliefilm opgebouwd, bij glijden niet. Dit glijden zonder oliefilm is metaal-op-metaal contact en betekent versnelde lagering degradatie. In het Engels staat dit bekend als ‘skidding’.

Bijkomend mogelijk nadelig effect van onbelaste lagering kan zijn dat niet meer het lager functioneert als oplegpunt van de rotor maar de koppeling. Het kritisch toerental van de machine daalt omdat de as langer wordt.

Kortom, een (stevig) belast lager functioneert beter dan een onbelast lager!

Sommige machines kunnen tijdens normaal bedrijf behoorlijk warm worden. Bijvoorbeeld bij een roterende vries compressor kan het frame aan aandrijfzijde zeer heet worden terwijl op het frame aan niet-aandrijfzijde zich ijs afzet. Of andersom. De dynamische, warme 'hot alignment' uitlijning bij bedrijfstoerental kan dan heel anders uitpakken dan de statische, koude 'cold alignment' uitlijning bij stilstand. De statische uitlijning moet dan bewust een misuitlijning zijn opdat onder normale bedrijfsomstandigheden de misuitlijning minimaal wordt. De grootte van de statische misuitlijning hangt af van de verwachte temperatuur verschillen. Handzaam is hierbij de formule voor thermische uitzetting van staal: 1.2 mm per meter machine lengte per 100 graden temperatuur verschil. De as van een machine op bedrijfstemperatuur kan gemakkelijk enkele tienden millimeter omhoog komen. Worden aandrijf machine en aangedreven machine ongeveer even warm en zetten dus evenveel uit dan mag worden aangenomen dat 'hot alignment' niet anders zal zijn dan de 'cold alignment'.

14.2) De 100-regel.

Hoe goed moet worden uitgelijnd? Perfect uitlijnen is een mooi uitgangspunt maar kost doorgaans onnodig veel tijd. Een handzame formule is:

$$\text{Klokuitslag [mm]} * \text{toerental [r/min.]} = 100$$

- Bij 3000 r/min. uitlijnen binnen 0.03 mm
- Bij 1500 r/min. uitlijnen binnen 0.06 mm
- Bij 1000 r/min. uitlijnen binnen 0.10 mm
- Bij 500 r/min. uitlijnen binnen 0.20 mm

Uitlijnen is voor veel onderhoudstechnici een routine klus. Goed uitlijnen is vooral een thermische kwestie. Een goede uitlijning voorkomt thermische overbelasting van de (elastomeer, rubber) koppeling en van lagering en voorkomt bovendien een lekkende afdichting.

14.3) Relatie trillingsnivo en misuitlijning.

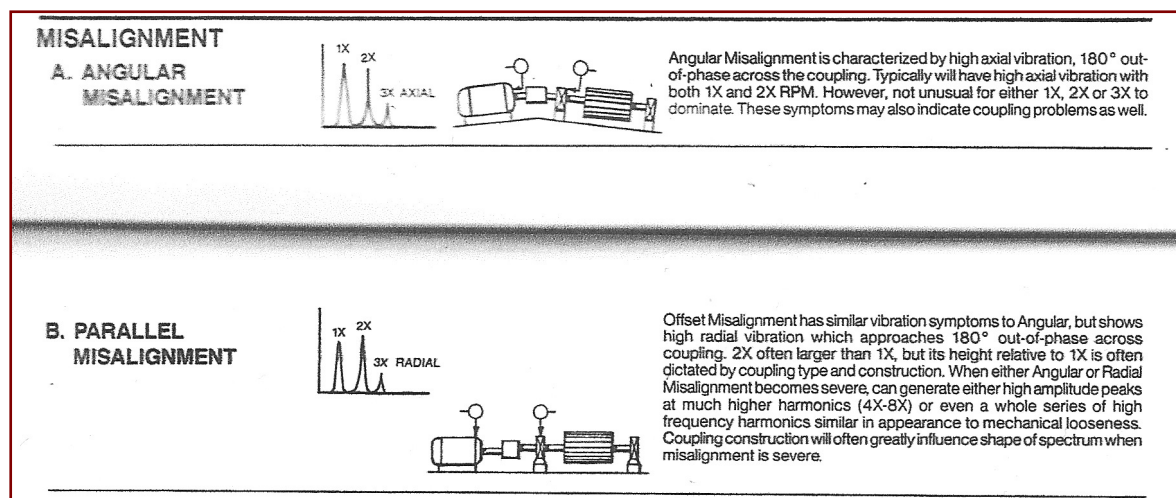


Fig. 14.3: Wat de 'Vibration Bibles' vertellen.

In de vakliteratuur wordt stevast gedoceerd:

'..misuitlijning resulteert in verhoogd trillingsniveau bij 2 toerental frequentie..'*

Onder trillingsdeskundigen wordt betwijfeld of deze stelling wel juist is.



Fig. 14.4: Een 'rubber prop' koppeling, 8 rubbers.

Wat is de relatie tussen misuitlijning op trillingen? Dat is afhankelijk van de positie van de waarnemer.

- a) Ga op één van de acht (fig. 14.4) koppeling elementen 'zitten' en roteer mee.
Er wordt één keer per omwenteling een indrukken/uitdrukken ervaren. Het koppelingselement ervaart een trilling met 1* toerental frequentie. En het wordt warm! Alle elementen ervaren dit in de tijd, de resultante van alle acht indrukkingen/uitdrukkingen naar de buitenwereld is nul, trilling is 0 Hz, oftewel geen trilling waarneembaar voor de buitenwereld..
- b) Ga op het stationaire lager zitten.
Ten eerste, er wordt een statische kracht ervaren (misuitgelijnde hartlijnen van de twee machine assen trekken naar elkaar toe), onafhankelijk van hoek positie. De misuitlijning is een statische kracht, tijdens stilstand en dit blijft zo tijdens roteren. Trilling is 0 Hz, dus geen trilling.
Ten tweede, er wordt een dynamische kracht ervaren in het ritme van 8 * toerental frequentie. De buitenwereld neemt een trilling waar met een frequentie van 8 * toerental frequentie, tenzij sterk gedempt door het rubber. Een defect koppeling element kan een 1 * toerental trilling geven.

14.4) 2* toerental trilling, misuitlijning?

Een dominante 2* toerental trilling in het frequentie spectrum kan gemakkelijk onterecht toegeschreven worden aan misuitlijning.

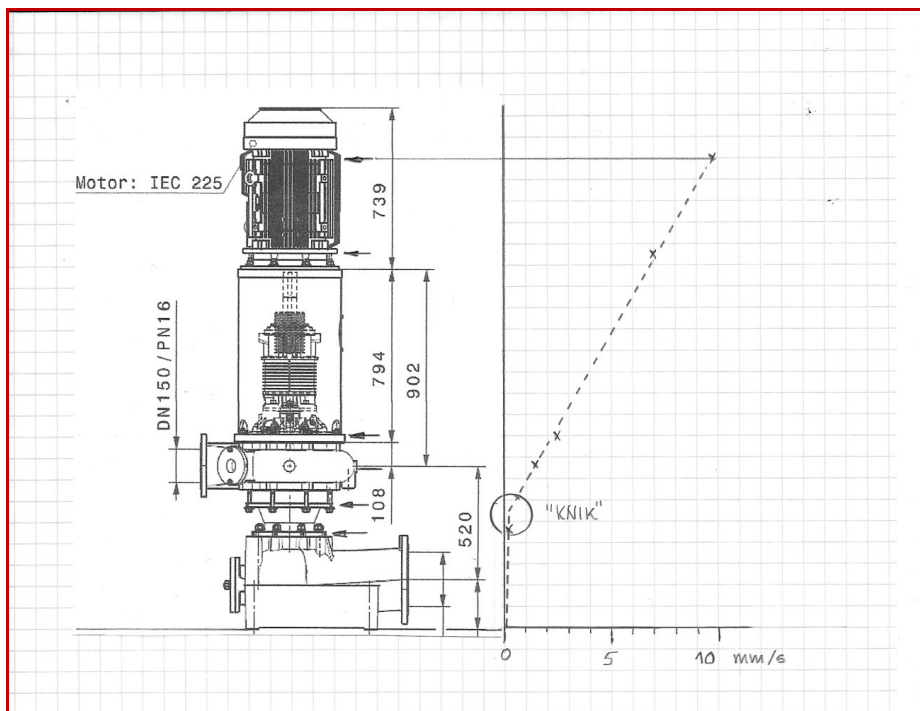


Fig. 14.5: Vertikale pomp opstelling, bewegingsvorm analyse

Veel verticale centrifugaal pomp opstellingen zijn rank en slank met een topzware motor bovenin, zie fig. 14.5. Kenmerkend is een relatief lage resonantie frequentie van zo'n opstelling.

Zo kan de resonantie frequentie bijvoorbeeld 22 Hz zijn en dit is op zich een goede waarde bij een pomp opstelling met een frequentie geregelde 8-polige elektromotor met maximaal toerental 750 r/min. = 12.5 Hz. Echter bij 88 % toerental uitsturing van de frequentie regelaar valt de (altijd wel in meer of mindere mate aanwezige) 2* toerental aanstoot frequentie samen met de resonantie frequentie van 22 Hz met als gevolg een verhoogd trillingsnivo bij 22 Hz, dus 2* toerental frequentie. Indachtig het discutabele credo '2* toerental trilling = misuitlijning' kan gemakkelijk worden geconcludeerd dat er misuitlijning in het spel is. Opnieuw uitlijnen heeft evenwel geen zin. Een hoofdpijn dossier voor de uitlijn technicus!

Een bump test, d.w.z. het aanslaan van de motor met houten balk o.i.d. en frequentie van de uitslingerende trilling meten, laat zien dat resonantie bij 22 Hz in het spel is. Dit wordt bovendien bevestigd door toerental variatie waaruit dan blijkt dat bij zowel lager als hoger toerental dan 1320 r/min. het trillingsniveau aanzienlijk reduceert. Dit terwijl uitlijning onaangeroerd blijft.

Een bewegingsvorm analyse - door het trillingsniveau bij 22 Hz te meten op meerdere posities - laat een 'knik' zien ter hoogte van flens waarmee pomp behuizing is gemonteerd op beton fundatie, zie fig. 14.5. Hier bevindt zich de resonantie frequentie bepalende elasticiteit tesamen met de motor massa van de opstelling. Het ware beter geweest een grotere, dus minder elastische, flens diameter te kiezen! Bij de knik worden verticale flensbouten op vermoeiing belast.

Een onorthodoxe remedie kan zijn het afsteunen van de motor tegen een stevige betonnen wand waarmee resonantie frequentie aanzienlijk kan stijgen. Of het 'skippen' van toerental gebied rond 88 % uitsturing.



Fig. 14.6: Robuuste pomp opstelling.

Figuur 14.6 toont een verticale pomp opstelling in een Hollands poldergemaal met een hoog-polige, laag-toerental motor welke direct – zonder tandwielkast overbrenging – een pomp waaier aandrijft via een verticale as. Een robuuste opstelling met relatief hoge opstelling resonantie frequentie. Een veel kleinere kans op trillingsproblemen t.g.v. resonantie.

14.5) Uitlijnen van een elektromotor of pomp met over-kritisch draaiende rotor.

Een zgn. over-kritisch draaiende rotor heeft een resonantie frequentie – in dit verband kritisch toerental genoemd – welke onder bedrijfstoerental ligt.

Dit komt voor bij 2-polige elektrische machines. Tot pakweg $P = 500$ kW heeft een 2-polige elektromotor doorgaans een onder-kritisch draaiende rotor, d.w.z. kritisch toerental ligt ruim boven bedrijfstoerental van 3000 r/min.

Echter bij toenemende bouwgroote neemt principieel de massa sneller toe dan de stijfheid waardoor afstand tussen bedrijfstoerental en kritisch toerental steeds kleiner wordt. De ontwerper van de elektrische machine kiest dan bij $P > 500$ kW voor een over-kritische ontwerp ('slappe as', 'elastische as') met kritisch toerental rond 70 .. 75 % van bedrijfstoerental. Dit is dan weer voldoende ver verwijderd van bedrijfstoerental. En ook nog ruim boven 45 % van bedrijfstoerental, bij dit toerental kan bij glijlager machines ongewenste oliefilm instabiliteit ('oil whirl') optreden, zie par. 13.7. Motoren > 500 kW zijn standaard uitgerust met glijlagers. Bij grote, sneldraaiende wentellagers wordt de nasmeer termijn veel te kort.

Voor lange meer-traps centrifugaal pompen en compressoren gelden dezelfde ontwerp afwegingen.

Een over-kritische rotor kent een bijzonder uitlijn kenmerk.

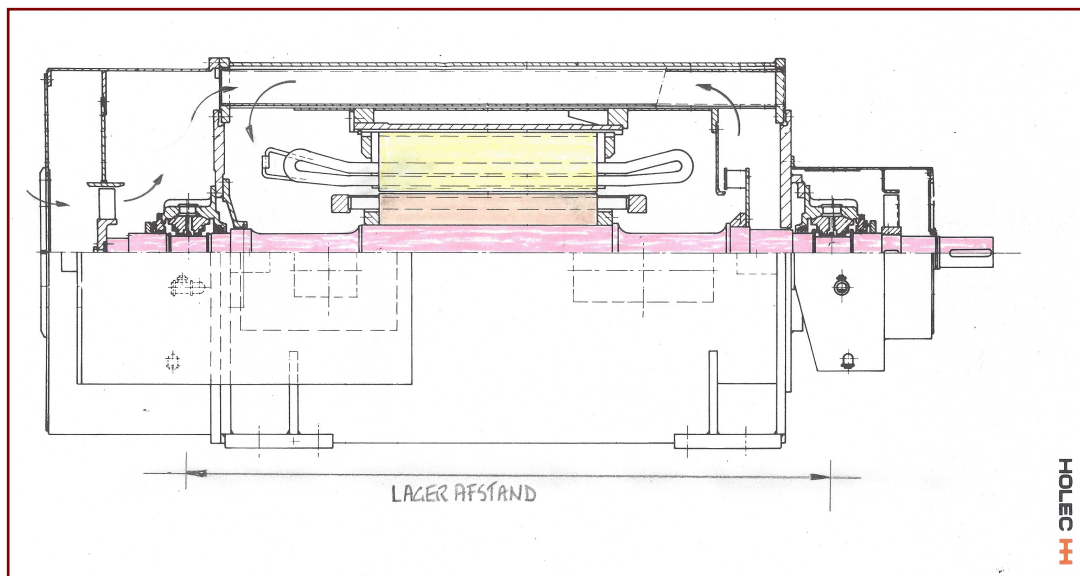


Fig. 14.7: 2-polige motor met 'elastische as', kritisch toerental ca. 70 % van bedrijfstoerental 3000 r/min.

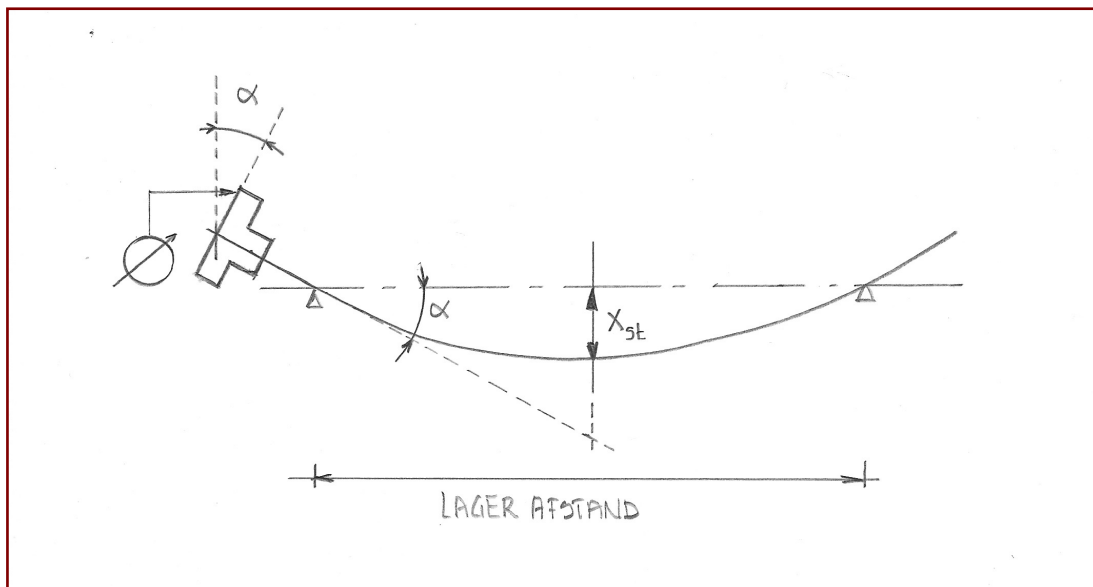


Fig. 14.8: Doorbuiging as.

Het kritisch toerental is 2100 r/min. (35 Hz) en daarmee uitgelegd op 70 % van bedrijfstoerental 3000 r/min. De maximale statische doorbuiging x_{st} [mm] van de rotor bedraagt dan 0.20 mm, zie figuur 14.8. Met een lager afstand van 3000 mm en een koppeling diameter van 300 mm is de axiale hoekfout circa 0.04 mm. De '100-regel' aanhouden kan helemaal niet! Toch proberen de hoekfout kleiner dan 0.04 mm maken resulteert in onnodige reactiekracht in de toch al relatief dunne as.

De remedie is een spacer koppeling toepassen. Deze koppeling kan gemakkelijk een radiale en hoek misuitlijning tussen twee assen opvangen. Ook een mogelijk 'hot/cold alignment' probleem wordt met een spacer koppeling (fig. 14.9) niet meer urgent.

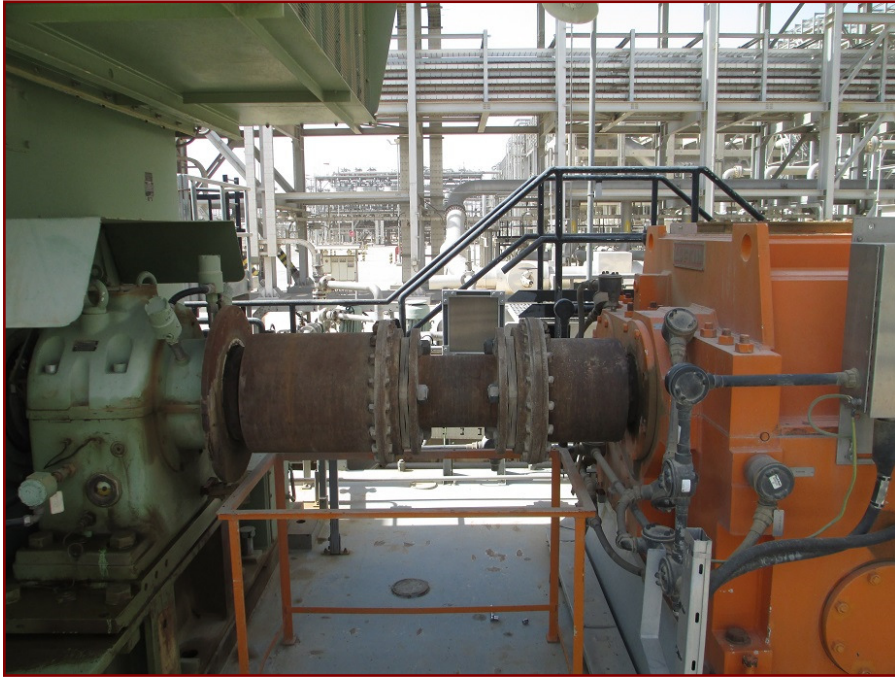


Fig. 14.9: Spacer (lamellen) koppeling tussen motor (groen) en tandwielkast (oranje).

14.6) Soft foot.

Elke werktuigbouwkundige weet: Een 'stijve' as mag niet op drie 'starre' punten ondersteund worden. Dit heet een statisch onbepaalde ondersteuning (statically indeterminate shaft). Twee punten zullen dragen, het derde punt kan een forse ongewenste radiale voorspanning krijgen. In het stationaire frame kan een ongewenste vervorming optreden welke de lagering of mechanical seal overbelast.

Toch komt een (bijna) drie-voudige ondersteuning vaak voor, zie figuur 14.10. Eén voet bout lossen of nauwkeurig shimmen kan het trillingsniveau significant beïnvloeden en soms verbeteren.



Fig. 14.10: Ondersteuning op 2 of 3 lijnen?

Evenzo, wanneer een plat vlak op vier punten wordt ondersteund kan er ook een statisch onbepaalde ondersteuning ontstaan.

Eigenlijk hebben alle elektromotoren met standaard vier voeten een ingebouwd soft foot probleem. De vierde voet zal los zitten en rammelen, vandaar de kreet *soft foot*. Of de vierde voet introduceert bij aanhalen van de voetbout een ongewenste voorspanning en vervorming van het stationaire motor frame en zelfs breken, allesbehalve soft. De rotor is dan mis-uitgelijnd in de eigen lagering.

Zijn er in het frequentie spectrum van de trillingen meerdere harmonischen van toerental frequentie ($2 \times \text{rpm}/60$, $3 \times \text{rpm}/60$, $4 \times \text{rpm}/60$, enz.) zichtbaar dan zit er iets niet goed vast. Een verschijnsel ook wel '*looseness*' genoemd.

Sommige dieselmotor fabrikanten passen in dit verband een drie-punt ondersteuning toe. Twee voeten vóór en één voet achter, in het midden. Het stationaire frame van de dieselmotor wordt dan niet vervormd bij het monteren op het ondersteunende subframe.

Eén voet lossen kan trillingsniveau significant beïnvloeden en meestal verbeteren. Menig elektromotor, met name 2-polige motoren, lopen rustiger op drie poten dan op vier poten, zie ook par. 9.3)!

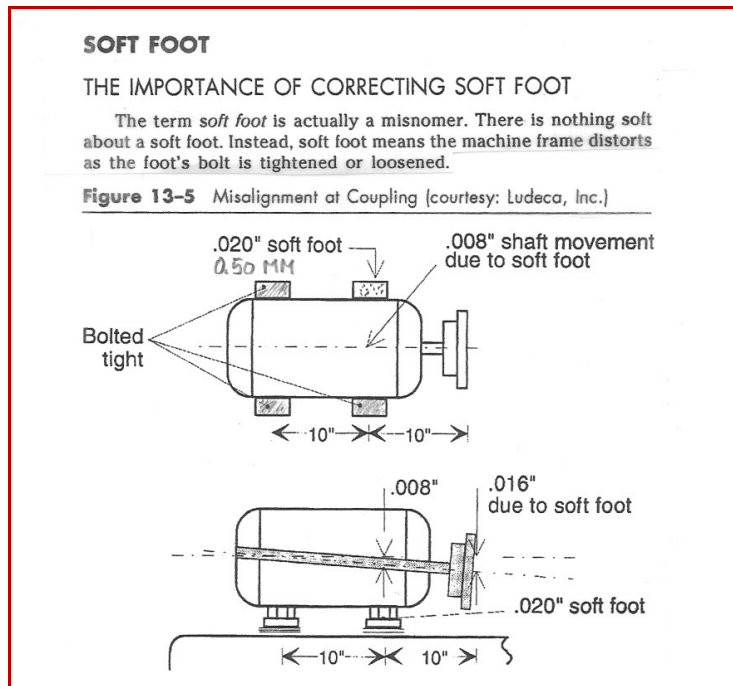


Fig. 14.11: Soft foot.

14.7) De elektro-magnetische slip koppeling.

Er is één type koppeling welke principieel zeer (mis-)uitlijning-tolerant is.

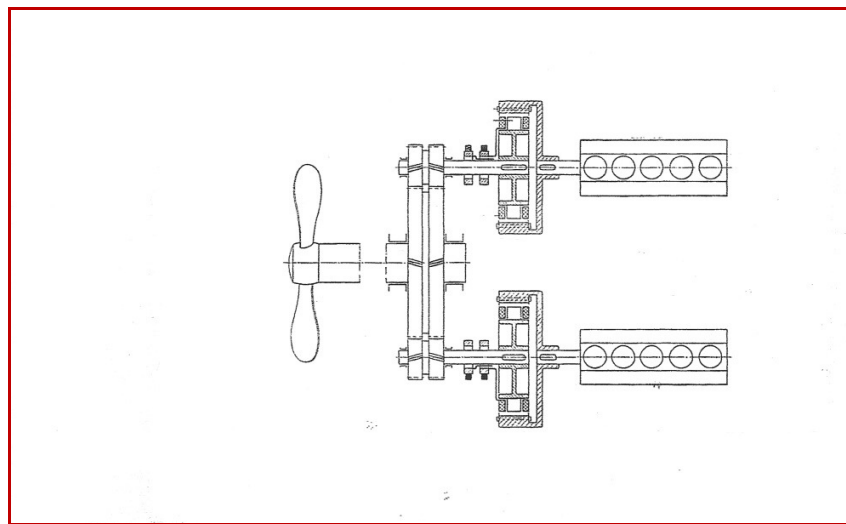
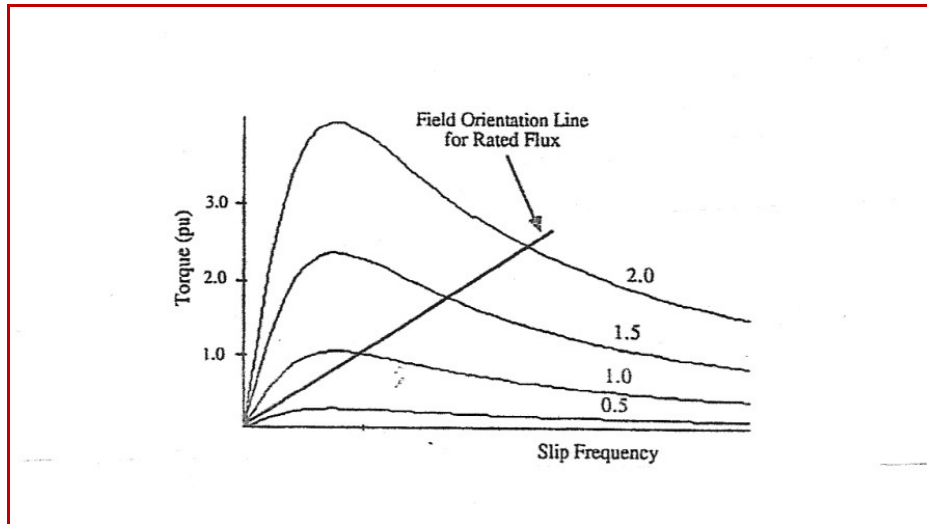


Fig. 14.12: Klassiek ontwerp, diesel aandrijving van een schepsschroef.

Figuur 14.12 toont een klassieke opzet van een schepsschroef met redundante dieselmotoren aandrijving. De koppeloverdracht vindt plaats zonder fysiek contact tussen koppelingshelften. Koppeloverdracht vindt plaats door magnetische krachtwerking en stoomtoevoer via slepringen en koolborstels. Deze koppeling wordt hiermee zeer uitlijning-tolerant.

De nadelen zijn echter evident: onderhoudsonvriendelijk door koolborstels en sleepringen, groot overhangend gewicht, forse bouwgrootte en grote koeling behoefte.



Figuur 14.13: Koppel-toeren karakteristiek van een slip koppeling.

De moderne versie met permanent magneet technologie neemt de nadelen weg. Geen borstels en sleepringen, uitlijning tolerant, geen trillingsoverdracht via koppeling, motor- en netvriendelijke aanloop, overbelastbaar, geringe warmtedissipatie en geen lagering, dus olievrij (fig. 14.14).



Figuur 14.14: Moderne slip koppeling met permanent magneet technologie.



hoera, voortaan snel klaar met uitlijnen!

HOOFDSTUK 15: TRILLINGSGEDRAG DIESELMOTOR - STATIONAIRE DELEN.

Bij aandrijvingen met verbrandingsmotoren zijn er twee typen trillingsgedrag te onderscheiden:

- a) trillingsgedrag van de stationaire delen
- b) trillingsgedrag van de roterende delen

Met stationaire delen worden de 'stilstaande' delen bedoeld zoals dieselmotor frame, generator frame, tandwielkast, fundatie, enz.

Roterende delen zijn krukas, vliegwiel, rotor generator, voortstuwingsschroef, enz. Hoofdstuk 16 behandelt het trillingsgedrag van de roterende delen.

15.1) Trillingsgedrag dieselmotor.

Het trillingsgedrag van roterende machines zoals centrifugaal pompen en ventilatoren is redelijk overzichtelijk omdat er doorgaans een beperkt aantal frequentie componenten in het trillingsspectrum voorkomen. Meestal één, de onbalans frequentie $F = 1 * \text{rpm}$ [Hz]. Bijvoorbeeld bij toerental 1500 r/min. (25 r/sec.) is de onbalans frequentie 25 Hz. Verder kan men in het frequentie spectrum de zgn. schoeppasseer frequentie $F = z * \text{rpm}$ [Hz] aantreffen, met z is aantal schoepen. Dit houdt verband met het ontstaan van drukpulsatie wanneer het werkpunt uit de buurt van het 'best efficiency point' ligt. Met 10 schoepen heeft de drukpulsatie dan een frequentie van 250 Hz, dus ook de schoeppasseer frequentie component in het trillingsspectrum is dan 250 Hz.

Het trillingsspectrum van een snelopende verbrandingsmotor (dieselmotor of gasmotor) of langzaamlopende zuiger compressor kent daarentegen veel meer frequentie componenten. Bij een vier-takt, 16 cilinder dieselmotor met een toerental van 1500 r/min. (25 r/sec.) zou men kunnen verwachten:

- a) Onbalans frequentie 25 Hz.
- b) Een tweede harmonische van 50 Hz t.g.v. oneenparige rotatie.
- c) Inspuit frequentie 200 Hz (16 explosies per twee omwentelingen).

Deze frequentie componenten zitten inderdaad in het frequentie spectrum van elke dieselmotor maar lang niet altijd zijn deze frequentie componenten als vanzelfsprekend dominant aanwezig. Door de compressie en explosies worden een groot aantal frequentie componenten opgewekt.

In het algemeen geldt:

Een twee-takt dieselmotor of gasmotor genereert een $1 * \text{rpm}$ frequentie component en vele harmonischen hiervan:

$$F = k * 1 * \text{rpm} \text{ [Hz]}, \text{ met } 1 * \text{rpm} \text{ is toerental frequentie [Hz] en } k = 1, 2, 3, \dots 10, 11, \dots \text{enz.}$$

Een twee-takt dieselmotor met toerental 1500 r/min. heeft dan in het frequentie spectrum 25 Hz, 50 Hz, 75 Hz, enz. tot ruim 200 Hz.

Een vier-takt dieselmotor of gasmotor genereert een $\frac{1}{2} * \text{rpm}$ frequentie component en vele harmonischen hiervan:

$$F = k * \frac{1}{2} * \text{rpm}, \text{ [Hz]}, \text{ met } 1 * \text{rpm} \text{ is toerental frequentie [Hz] en } k = 1, 2, 3, \dots 10, 11, \dots \text{enz.}$$

Een vier-takt dieselmotor met toerental 1500 r/min. heeft dan in het frequentie spectrum 12.5 Hz, 25 Hz, 37.5 Hz, 50 Hz, 62.5 Hz, enz. tot ruim 200 Hz.

De amplitudes van al deze frequentie componenten kunnen sterk variëren, vooral afhankelijk van de nabijheid van resonantie frequenties in de constructie en ook de locatie van het meetpunt. Verder ook afhankelijk van ontwerp kenmerken zoals V-blok of lijn-blok, inspuit volgorde, aantal cilinders, enz.

De krukas en het vliegwiel roteren niet eenparig, d.w.z. niet met constant toerental of constante hoeksnelheid. Door de explosies en de zuiger-krukas constructie is de rotatie niet-eenparig, d.w.z. het toerental is niet constant. Door het massastraagheidsmoment van het vliegwiel groot genoeg te kiezen is de rotatie weliswaar bijna constant maar niet helemaal. De verbrandingsmotor genereert daarom niet alleen een gemiddeld constant koppel maar ook een wisselend koppel. Zo'n koppelpulsatie wordt torsie trilling (van de roterende delen) genoemd. In het torsie trilling spectrum van de roterende delen zijn de bovengenoemde frequentie componenten aanwezig, zie hoofdstuk 16.

Op basis van het actie = reactie principe oefent het stationaire dieselmotor frame een constant koppel – even groot als het aandrijf koppel - uit op de fundatie, tegengesteld aan draairichting krukas. En ook een wisselend koppel, m.a.w. het dieselmotor frame tracht de fundatie en alles wat daar verder opstaat te torderen in het ritme van de koppelpulsaties. Ook dit wordt een torsie trilling genoemd maar nu van de stationaire delen. De bewegingsvorm is een torsie beweging. In het torsie trilling spectrum van de stationaire delen zijn de bovengenoemde frequentie componenten aanwezig.

Daarnaast zal de dieselmotor ook trachten de gemeenschappelijke fundatie en alles wat daar verder nog opstaat onderwerpen aan laterale of buigtrillingen.

15.2) Trillingsgedrag stationaire delen van een diesel aggregaat.

15.2.1) Frequentie spectrum kenmerken.

Bij een standaard trillingsmeting wordt de trillingsopnemer geplaatst op een geselecteerd aantal meetpunten en wordt het overall trillingsniveau in [mm/s] op een bijbehorend meetprotocol ingevuld. Fig. 15.1 toont een voorbeeld van een 'Measuring Record Genset Vibrations'.

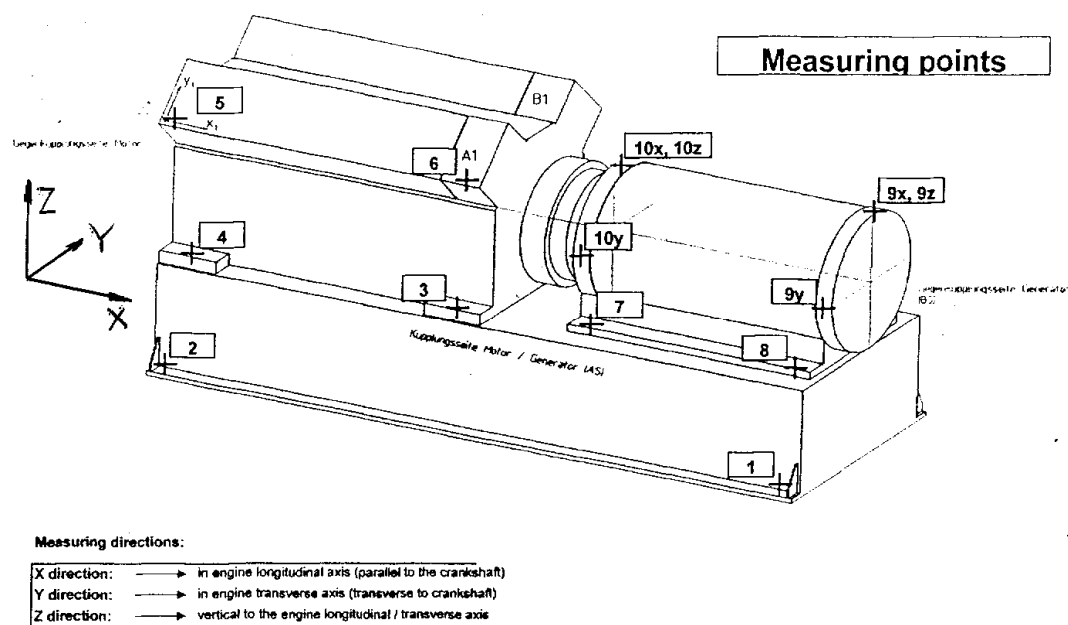


Fig. 15.1: Meetpunten protocol.

De 'overall' of som waarde van het trillingsniveau is een eerste indicatie van acceptabel / niet-acceptabel trillingsniveau op basis van ISO 10816 norm. Ingeval van trillingsproblemen is het frequentie spectrum de eerstvolgende informatie bron. Een frequentie spectrum bevat uiteraard veel meer informatie dan een overall meting.

Fig. 15.2 toont de frequentie spectra op een meetpunt (mp 6 = bovenzijde dieselmotor frame, A bank, koppeling zijde) van een vier-takt, 16 cilinder gasmotor van een warmtekracht eenheid. Toerental is 1500 r/min. = 25 Hz. De opnemer is geplaatst in de X, Y en Z bewegingsrichting (axiaal, horizontaal, verticaal).

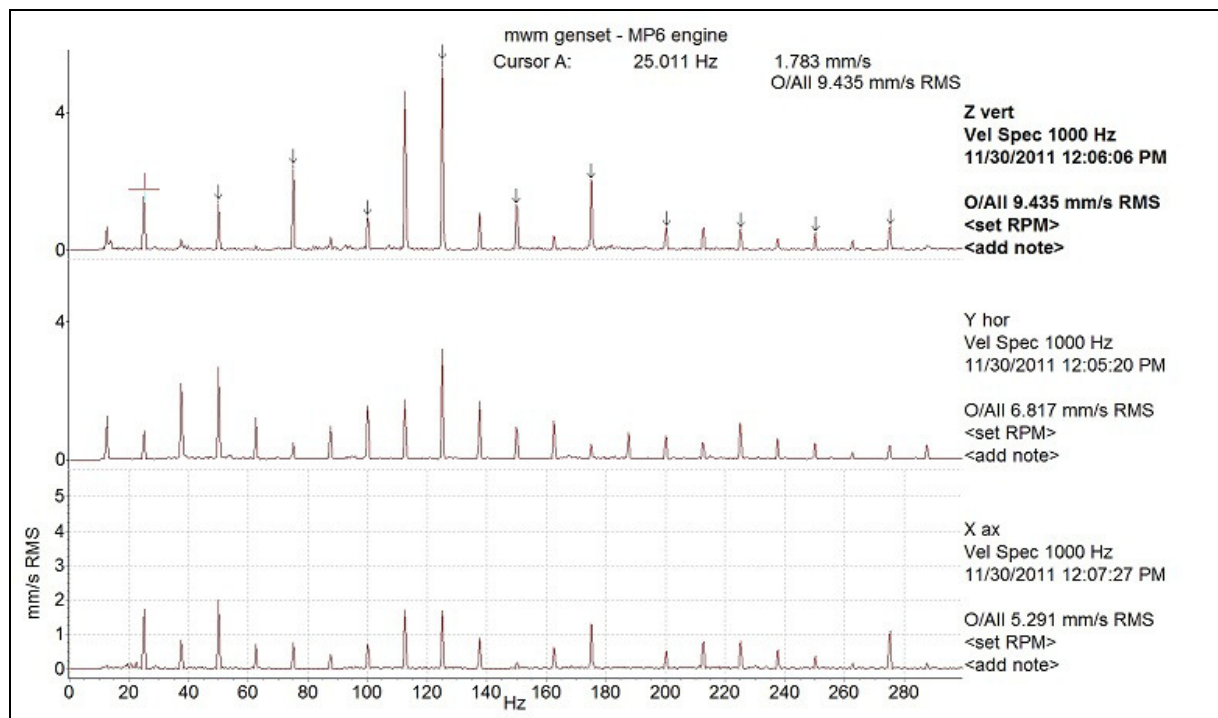


Fig. 15.2: Frequentie spectrum meetpunt 6.

Fig. 15.3 toont de frequentie spectra op een meetpunt (mp7 = generator voet, koppeling zijde) van de generator van dezelfde een warmtekracht eenheid. Toerental is 1500 r/min. = 25 Hz. De opnemer is geplaatst in de X, Y en Z bewegingsrichting (axiaal, horizontaal, verticaal).

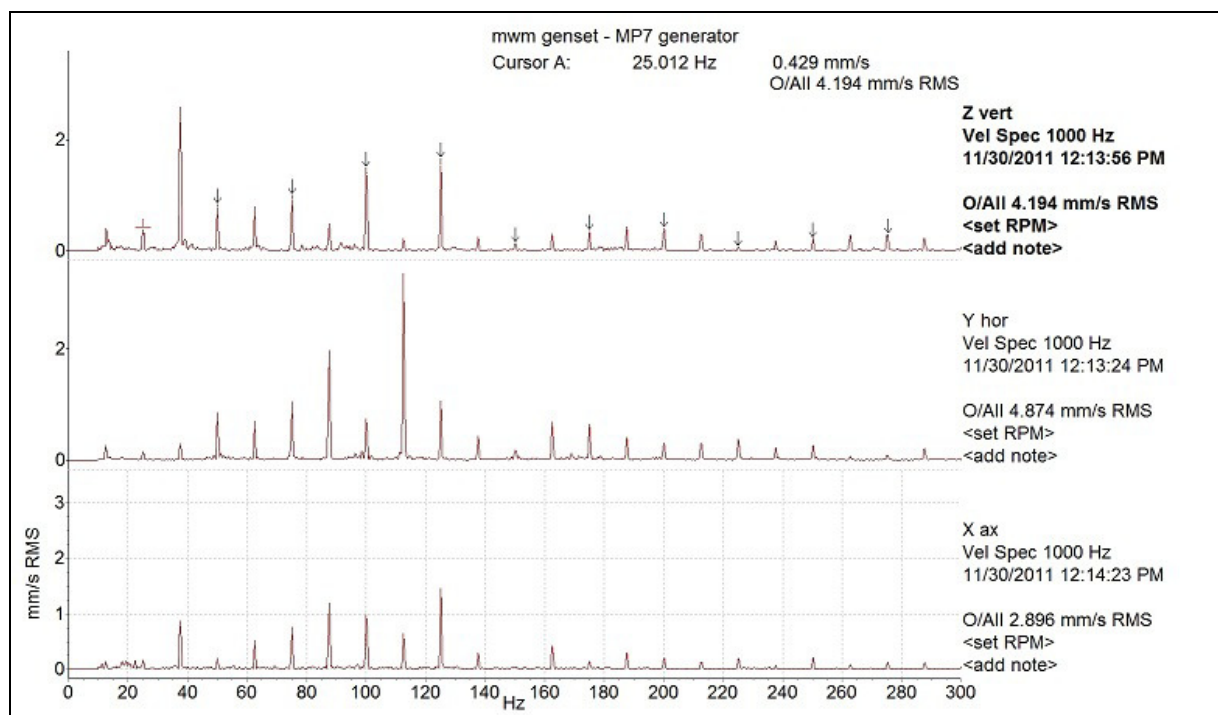


Fig. 15.3: Frequentie spectrum meetpunt 7.

De frequentie spectra tonen geenszins de eerder veronderstelde dominantie van de onbalans frequentie 25 Hz, 50 Hz of inspuut frequentie 200 Hz. Integendeel, bij het meetpunt mp6 op de dieselmotor zijn 112.5 Hz en 125 Hz dominant, resp. 9×12.5 Hz en 10×12.5 Hz. De factoren 9 en 10 hebben geen directe relatie met de 16-cilinder configuratie van de dieselmotor. Bij meetpunt mp7 op de generator is 37.5 Hz dominant tesamen met 112.5 Hz.

De getoonde frequentie spectra zijn representatief voor elke dieselmotor of gasmotor. De reden dat de ene harmonische er meer uitspringt dan de andere harmonische heeft minder te maken met cilinder configuratie en constructieve opbouw van de motor en meer met de nabijheid van resonantie frequenties in de constructie van het aggregaat.

15.2.2) Invloed belasting op trillingsgedrag.

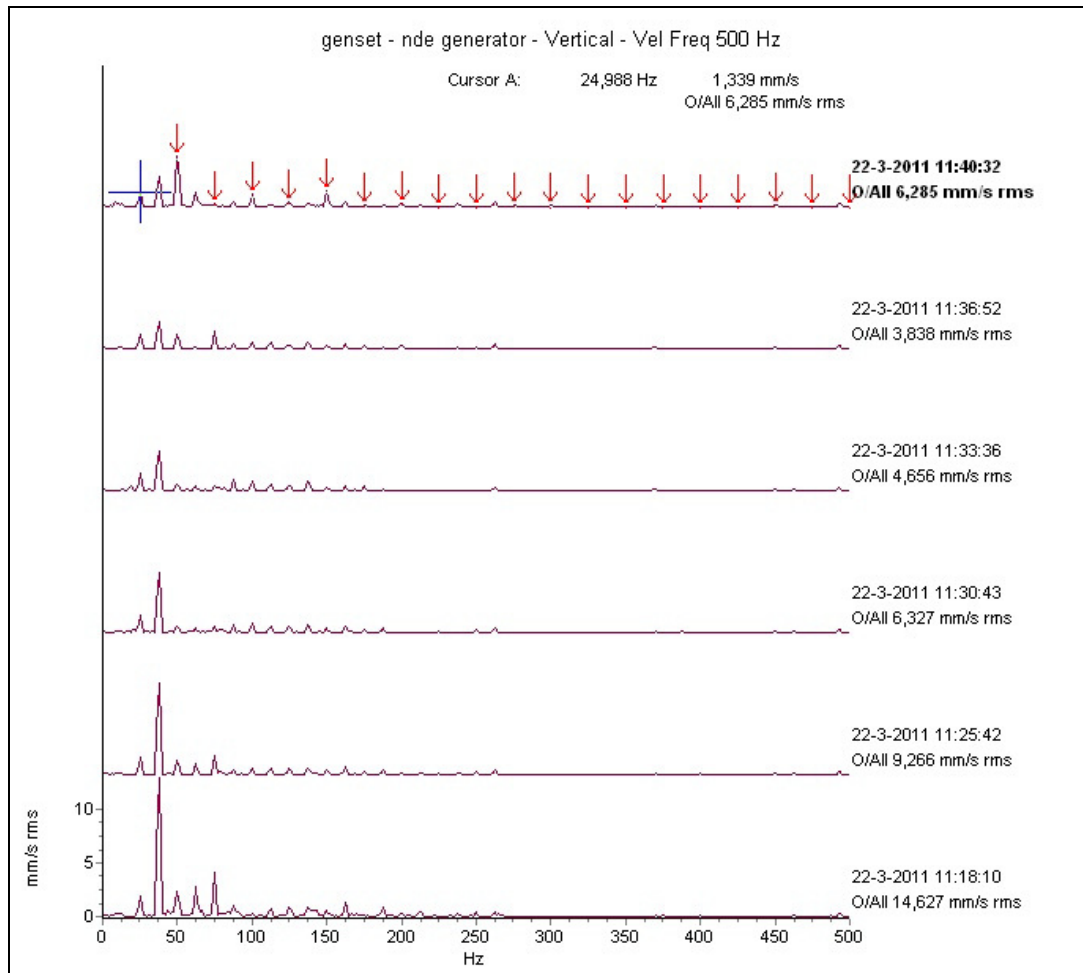


Fig. 15.4: Invloed kW belasting op trilling.

De invloed van de belasting is weergegeven in fig. 15.4. Het betreft een 1600 kVA / 50 Hz diesel generator set, een vier-takt dieselmotor en toerental 1500 r/min. Meetpunt is generator niet-aandrijfzijde (non driven end, nde), verticale bewegingsrichting.

Bovenste spectrum is generator vermogen 0 kW. Onderste spectrum is generator vermogen 1250 kW (vollast). Daartussen neemt generator vermogen toe in stappen van 250 kW.

Opmerkelijk in deze spectra:

- Overall trillingsniveau sterk afhankelijk van de belasting, nullast 6.3 mm/s, vollast 14.6 mm/s.
- De 1 * rpm component 25 Hz is vrijwel onafhankelijk van het vermogen. Dit is mechanische onbalans aandeel.
- Het is met name de 3 * 1/2 * rpm component 37.5 Hz welke sterk toeneemt met toenemend vermogen. Dit is een aanstoting vanuit de dieselmotor, niet onbalans of elektrische trilling vanuit generator.
- Electrisch 100 Hz van de generator vrijwel nihil.
- Boven 100 Hz zijn er vrijwel geen dieselmotor harmonischen meer aanwezig. De overdracht van trillingen van dieselmotor naar generator neemt sterk af bij toenemende frequentie.

Bij een andere dieselmotor aandrijving kan het plaatje er heel anders uitzien. Ander trillingsniveau, meer of minder belasting-afhankelijkheid, frequentie spectrum inhoud anders, enz.

15.3) Probleem analyse.

Over het algemeen kan worden gesteld dat een roterende machine zoals een generator, pomp, ventilator, enz. van zichzelf een aanvaardbaar en laag trillingsniveau heeft. Ook constructeurs van verbrandingsmotoren zijn erin geslaagd het trillingsgedrag van de motor zelf beheersbaar te houden.

De meeste trillingsproblemen bij diesel aandrijvingen zijn dan ook geen component probleem maar een systeem probleem: het kan pas fout gaan wanneer componenten aan elkaar worden gekoppeld tot een systeem. Bijvoorbeeld een genset: een systeem bestaande uit dieselmotor en generator op een gemeenschappelijke fundatie. Of een maritieme toepassing: een systeem bestaande uit een dieselmotor, as generator, tandwielkast / keerkoppeling, voortstuwingschroef aan boord van een schip.

Wanneer meerdere componenten met hun massa/massatraagheid aan elkaar worden gekoppeld via elastische/torsie-elastische componenten zoals stalen fundatie balken/koppelingen dan ontstaan er onvermijdelijk resonantie frequenties. Helaas maar al te vaak liggen deze resonantie frequenties in het gebied waar ook de dieselmotor de energierijkste harmonischen genereert, in het frequentie gebied van 10 .. 100 Hz. Zeer stijf construeren verkleint de kans op resonantie problemen maar dan is de prijs (gewicht) / prestatie verhouding als snel niet concurrerend meer. Licht construeren is verantwoord mits de dynamiek wordt beheerst, d.w.z. de constructeur moet ervoor zorgen dat energierijke aanstoot frequenties niet samenvallen met resonantie frequenties. Geen eenvoudige opgave met zoveel varianten in genset en aandrijving toepassingen.

Resonantie trillingen zullen snel zorgen voor ernstige schade zoals scheuren ('cracks') in constructie onderdelen (meestal naast lasnaden): in het rubber van torsie-elastische koppelingen, in de schoepen van de ventilator van de generator, in kabelschoenen in generator aansluitkast, in boutverbindingen, enz. Niet zelden kan het ontstaan van scheuren de pijn verzachten. Door de verandering in stijfheid verandert ook de resonantie frequentie en kan het trillingsniveau juist reduceren en stabiliseren. Maar evenzeer kan de situatie juist verergeren wanneer resonantie frequentie en aanstoot frequentie nog dichterbij elkaar komen te liggen waarna de schade zich ineens lawine-achtig kan ontwikkelen.

De ene component kan weliswaar veel meer trillen dan de andere component(en), niettemin is er toch vaak sprake van een systeem probleem. Er kan dan onterecht een claim bij een component leverancier worden gelegd. Deze wijst de claim dan af op basis van acceptabel trillingsmeting tijdens de fabriek afname. De hoofdaannemer is als systeem verantwoordelijke meestal ook de eigenaar van een trillingsprobleem.

De analyse van een trillingsprobleem bij een diesel aandrijving - en in het algemeen bij elk type aandrijving - focust al snel op de vraag : Is er resonantie in het spel? De basis vragen zijn dan:

- a) Wat is de dominante frequentie component op de meet locatie(s) waar het trillingsniveau hoog is?
- b) Wat is de bewegingsvorm van het geheel bij deze dominantie frequentie component? De bewegingsvorm vaststellen is van belang wanneer er een constructieve aanpassing moet worden bedacht: waar heeft het zin om massa en/of stijfheid aan te passen en – vooral ook – waar niet. De bewegingsvorm bepalen heet modale analyse. Ingeval van resonantie kan modale analyse beperkt blijven tot het vaststellen welke hoofdonderdelen met elkaar in mee-fase dan wel in tegen-fase bewegen en waar de knooppunten liggen, bij de dominante frequentie component. Visualisering software met tijdrovende registratie op vele meetpunten is dan niet nodig.

15.4) Resonantie bij dieselmotor aandrijvingen.

Met zoveel aanstoot frequenties op een rij is het bij verbrandingsmotor toepassingen lastig om resonanties te ontwijken. De amplitude van elke harmonische wordt enerzijds bepaald door de aanstoot energie welke in deze harmonische zit en anderzijds een versterkingsfactor of opslingering $Q > 1$ indien deze harmonische in de buurt van een resonantie frequentie ligt. Zo kan een genset op een 50 Hz net in Europa een trillingsprobleem geven terwijl dezelfde genset op een 60 Hz net in Noord Amerika probleemloos functioneert. Of andersom. Bij diesel aandrijvingen met een variabel toerental, bijvoorbeeld voortstuwing aan boord van schepen, kan het gebeuren dat bij een bepaald toerental het trillingsniveau veel hoger is dan bij lager en hoger toerental. Eén van de diesel harmonischen valt dan samen met een resonantie frequentie. Het is dan raadzaam dit toerental te mijden of constructieve maatregelen te treffen (meer of minder stijfheid inbrengen) waardoor resonantie frequentie naar een veilig gebied wordt verschoven.

Resonantie is een vaak voorkomend dynamisch probleem. In geval van resonantie is er sprake van een aanstoot frequentie uit een machine, bijvoorbeeld onbalans, welke bij een bepaald toerental samenvalt met een resonantie frequentie van de constructie. In dat geval is noch de buig stijfheid of torsie stijfheid noch de massa(-traagheid) van een constructie bij machte de krachtwerking in toom te houden. Er is dan alleen nog damping en damping is bij veel constructies onvoldoende aanwezig. Gietijzeren constructies hebben doorgaans wel interne damping door de poreuze structuur van het materiaal en daarmee een lage versterkingsfactor van ca. $Q = 2 \dots 4$. Dit geldt ook voor sandwich-achtige constructies waar microbeweging van over elkaar schuivende oppervlakken voor wrijving, dus damping, zorgt. Gelast stalen constructies hebben weinig interne damping en een grote versterkingsfactor bij resonantie frequentie van $Q > 10$. In tegenstelling tot gietijzeren constructies kan bij gelast stalen constructies een relatief geringe verschuiving van resonantie frequentie of toerental wijziging een aanmerkelijk verschil in trillingsniveau opleveren.

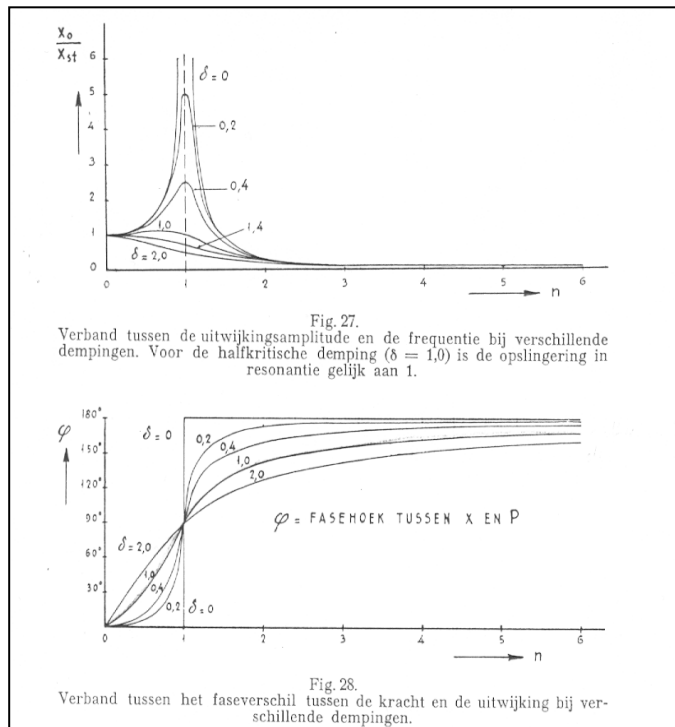


Fig. 15.5:

Illustratie uit het boek 'Inleiding tot het gebied der Mechanische Trillingen', van G.W. van Santen, een zeer goed theoretisch en praktisch boek, uit 1950!

Er zijn een aantal praktische methoden om resonantie aan te tonen:

- Toerental variatie.

Meest overtuigende methode is toerental wijziging. Bij toenemend toerental neemt trillingsamplitude van een bepaalde frequentie component vanaf een bepaald toerental plotseling aanzienlijk toe. Een maximum waarde wordt bereikt bij een toerental waarbij de aanstoot frequentie van een machine samenvalt met resonantie frequentie van de constructie. Bij verdere verhoging van het toerental neemt trillingsamplitude weer af. Deze methode kan natuurlijk niet worden toegepast bij een synchroon met het net draaiende genset. Maar weer wel wanneer de genset tijdelijk van het net wordt ontkoppeld en in nullast wordt bedreven. Doorgaans kan toerental dan worden gevarieerd tussen bijvoorbeeld 80 % en 120 % en kan vastgesteld worden of in dit toerental gebied een resonantie kromme wordt doorlopen. Het amplitude en fasehoek verloop als functie van toerental is aangegeven in fig. 15.5.

- Bump test.

In stilstand de constructie in trilling brengen door de forse stoot met een stevige houten balk o.i.d. De constructie gaat dan kortstondig in de resonantie frequentie(s) uittrillen. Met een spectrum analyser kan de resonantie frequentie gemeten worden. De uittrillende golfvorm (tijdbeeld, oscilloscoopbeeld) geeft informatie over mate van damping.

- Hooiberg.

In een frequentie spectrum kan vaak een 'hooiberg' - een 'haystack' - worden waargenomen. Allerlei achtergrondtrillingen stoten voortdurend en in geringe mate een resonantie frequentie aan. Bevindt zo'n hooiberg zich aan de voet van een dominante frequentie component in het trillingsspectrum dan wijst dit op resonantie.

- Frequentie spectrum inhoud.

Indien een diesel harmonische (h) een veel grotere amplitude heeft dan voorgaande (h-1) en volgende harmonische (h+1) dan kan dit wijzen op resonantie.

- Er worden knooppunten (trillingsniveau vrijwel nul voor betreffende frequentie component) gevonden in de bewegingsvorm.

15.5) Bewegingsvormen stationaire delen.

Elke constructie kent meerdere resonantie frequenties. Bij elke resonantie frequentie behoort een typische bewegingsvorm.

Als voorbeeld een genset bestaande uit een dieselmotor, koppeling, generator, beide machines stijf vastgebout op een gemeenschappelijk stalen frame bestaande uit twee lange draagbalken en dwarsverbindingen, het gemeenschappelijke stalen frame is met rubber trillingsdempers afgesteund op de vloer.

Er zijn drie bewegingsvormen mogelijk:

- a) Torsie
- b) Buiging
- c) Zijdelings (lateraal)

Hierna volgen enkele voorbeelden.

15.5.1) Torsie trillingen.

Fig. 15.6 toont de bewegingsvorm behorende bij de eerste torsie resonantie frequentie ('eerste torsie kritische').

Het geheel tordeert als een solide massa draagbaarheid ('rigid body') om de X as, de massa draagbaarheid van het geheel tordeert t.o.v. de vloer via de trillingsdempers.

Over de lange lengte verloopt het trillingsnivo als een vrijwel rechte lijn. Knooppunten 'K' bevinden zich bij de korte lengte.

Te verwachten typisch resonantie frequentie gebied is de afstem frequentie van de dempers, ca. 10 .. 20 hz, bepaald door de totale massa draagbaarheid van het geheel en de stijfheid van de trillingsdempers.

Er kan schade ontstaan aan onderdelen welke de opstelling als geheel met de (stilstaande) buitenwereld verbinden, zoals scheuren in compensatoren of kabelschoenen van de generator. De dieselmotor en generator zullen geen schade oplopen omdat deze onderdelen als één geheel bewegen dus geen beweging t.o.v. elkaar.

Een remedie is het aanpassen van de stijfheid van de trillingsdempers.

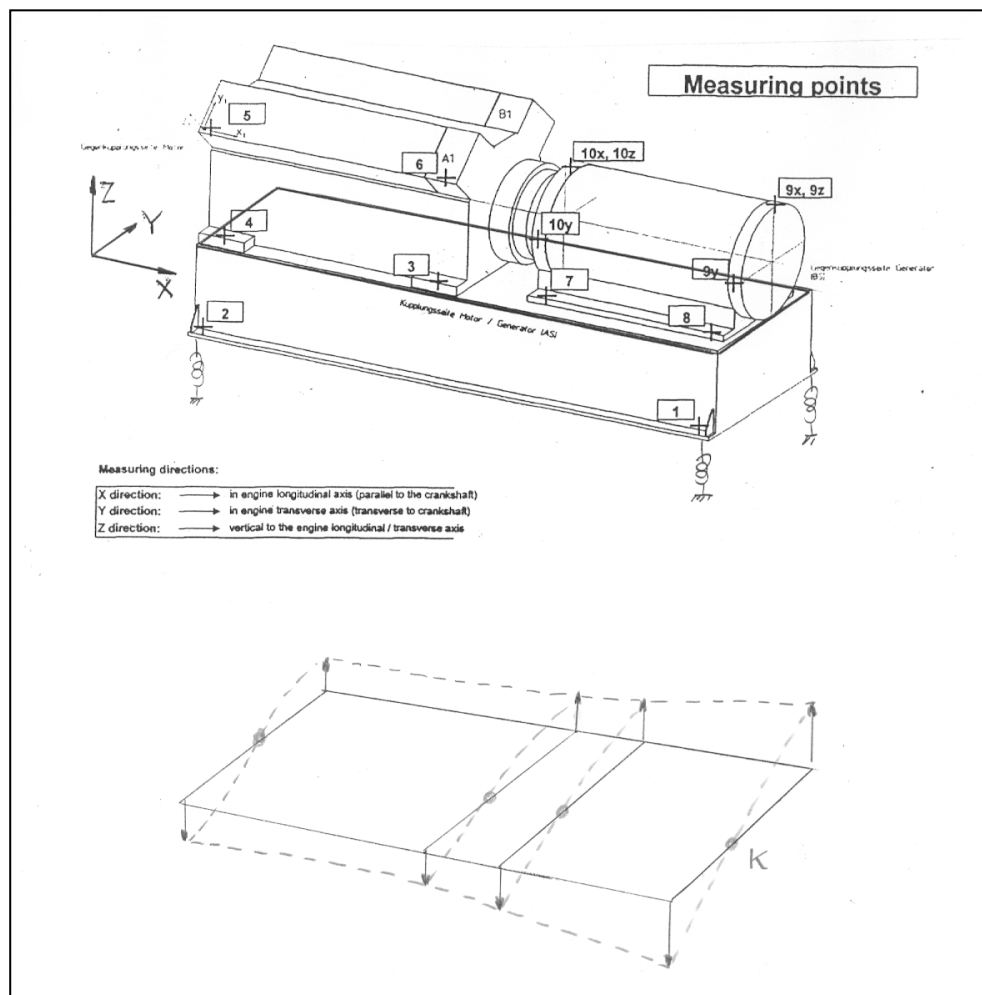


Fig.15.6: Resonantie frequentie bepaald door trillingsdempers.

Fig. 15.7 toont de bewegingsvorm behorende bij de tweede torsie resonantie frequentie ('tweede torsie kritische').

Dieselmotor frame tordeert als een solide massatraagheid t.o.v. de zich eveneens als solide massatraagheid gedragende generator frame. Daartussen zit de torsie elasticiteit van het gemeenschappelijke frame, met name die van de lange draagbalken. Dieselmotor en generator torderen in tegenfase. Onder dieselmotor en generator is het verloop van het trillingsnivo vrijwel een rechte lijn. Ook in horizontale bewegingsrichting bewegen dieselmotor frame en generator frame in tegenfase.

De knooppunten K bevinden zich meestal in de lange lengte ergens tussen dieselmotor en generator of onder aandrijfzijde voeten.

Het typisch resonantie frequentie gebied is 25 .. 100 hz, bepaald door massatraagheid dieselmotor en generator en torsie stijfheid van het gemeenschappelijke frame ertussen.

Er ontstaan grote spanningen in fundatie tussen dieselmotor en generator, kans op scheuren in lasnaden.

Een remedie kan zijn de 'truc' van het lossen van één van de voetbouten van dieselmotor of generator. De resonantie kan dan net voldoende verschuiven, ten goede, soms ten kwade.

Meettechnisch gezien is een fasehoek meting niet essentieel. 'Links' en 'rechts' van een knooppunt is faseverschil altijd 180 graden, d.w.z. een tegen-fasige beweging.

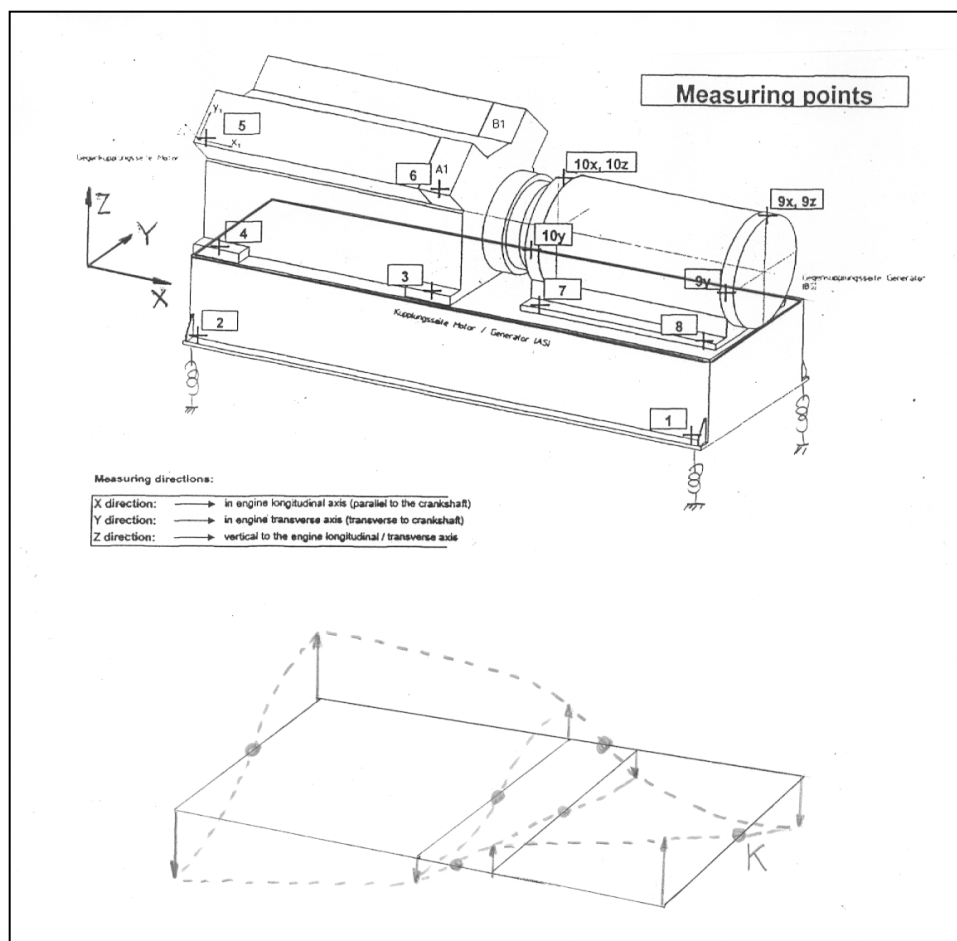


Fig. 15.7: Tweede torsie-kritische bewegingsvorm.

Fig. 15.8 toont de bewegingsvorm behorende bij de derde torsie resonantie frequentie ('derde torsie kritische').

Het meestal relatief lange dieselmotor frame gedraagt zich nu niet meer als één stijf geheel maar tordeert nu in zichzelf, d.w.z. voorzijde en achterzijde van dieselmotor torderen t.o.v. elkaar (tegenfasige beweging). De generator tordeert t.o.v. dieselmotor frame koppelingzijde. Daartussen weer de elasticiteit van het gemeenschappelijke frame.

De knooppunten K zijn weer als * aangegeven, hoe meer knooppunten, hoe hoger de resonantie frequentie.

Het typische resonantie frequentie gebied is 100 .. 200 hz, bepaald door torsie elasticiteit van het dieselmotor frame, massatraagheidsmoment dieselmotor en generator en torsie stijfheid van het gemeenschappelijke frame delen ertussen.

Er ontstaan grote spanningen in fundatie tussen dieselmotor en generator, kans op scheuren in lasnaden. Dieselmotor frame vervormt, kans op schade in dieselmotor.

Een remedie kan zijn de 'truc' van het lossen van één van de voetbouten van dieselmotor of generator. De resonantie kan dan net voldoende verschuiven, hopelijk in de goede richting, of helaas juist niet.

De bewegingsvormen van fig. 15.6 t/m 15.8 kenmerken zich door tordering om de X as. Evenzo zijn bewegingsvormen om de Z as mogelijk met weer bijbehorende resonantie frequenties. Beide kunnen een trillingsprobleem geven. Bewegingsvormen om de Y as kennen meestal dermate hoge resonantie frequenties dat deze geen negatieve invloed hebben op trillingsgedrag.

Nog hogere resonantie frequenties en bijbehorende bewegingsvormen zijn denkbaar wanneer ook het frame van de generator als torsie elastisch wordt beschouwd. Nog 'hogere' bewegingsvormen komen vrijwel niet voor en zijn niet van praktisch belang. Zo elastische zijn dieselmotor frame en generator frame nu ook weer niet.

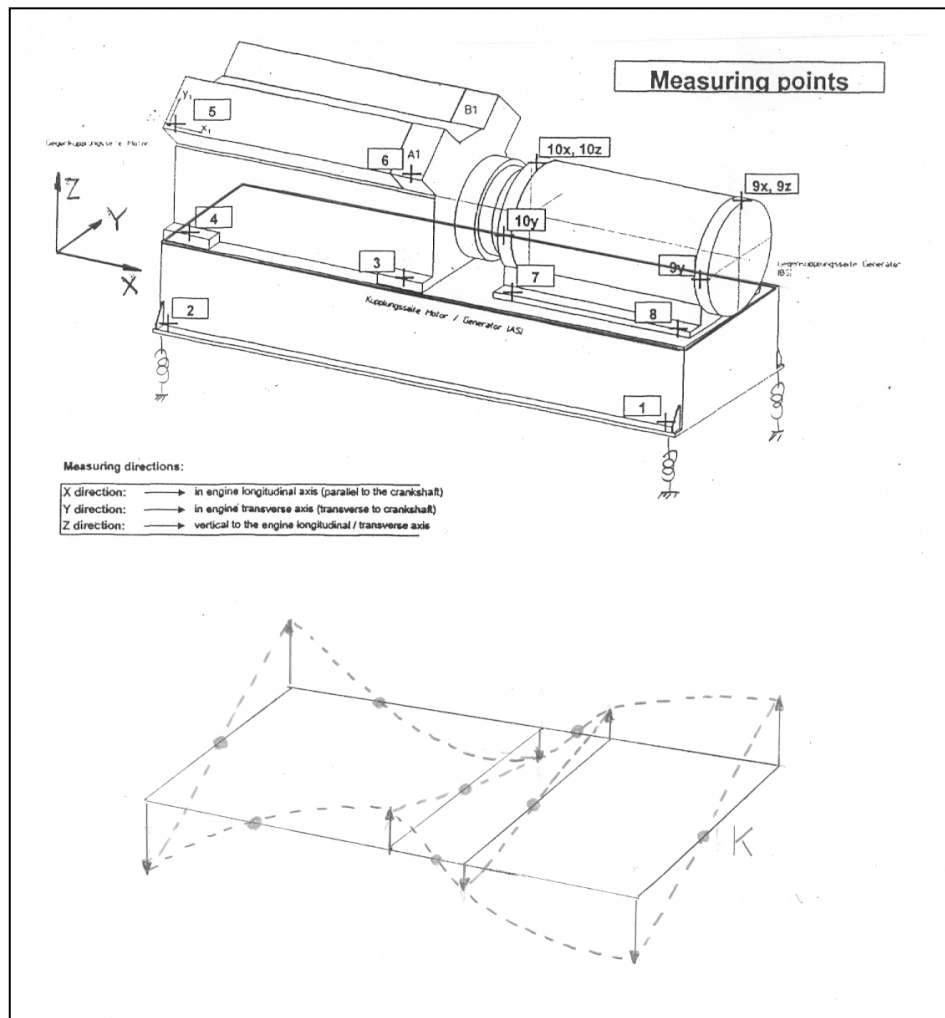


Fig. 15.8: Derde torsie-kritische bewegingsvorm, lange dieselmotor.

15.5.2) Buigtrillingen.

Fig. 15.9 toont de bewegingsvorm behorende bij de eerste buiging resonantie frequentie ('eerste buig-kritische').

De lange fundatie balken buigen in de verticale bewegingsrichting. Het meest tussen de dieselmotor en de generator. Het frame onder de generator buigt minder of is zelfs bijna een rechte lijn omdat het fundatie frame gebruik maakt van de stijfheid van het generator frame. Idem, frame onder dieselmotor. Beide lange fundatie balken bewegen in de verticale bewegingsrichting in fase (in tegenstelling tot torsie trilling, dan bewegen balken vertikaal in tegenfase). Zowel dieselmotor frame als generator frame gedragen zich als één stijve massa ('rigid body').

De knooppunten bevinden zich nu onder dieselmotor. In de korte lengte fundatie balken bevinden zich geen knooppunten.

In axiale bewegingsrichting kan bovenzijde generator frame tegenfasig bewegen t.o.v. onderzijde.

Het typische resonantie gebied is 25 .. 100 hz, bepaald door massa dieselmotor en generator en buigstijfheid van de frame balken ertussen.

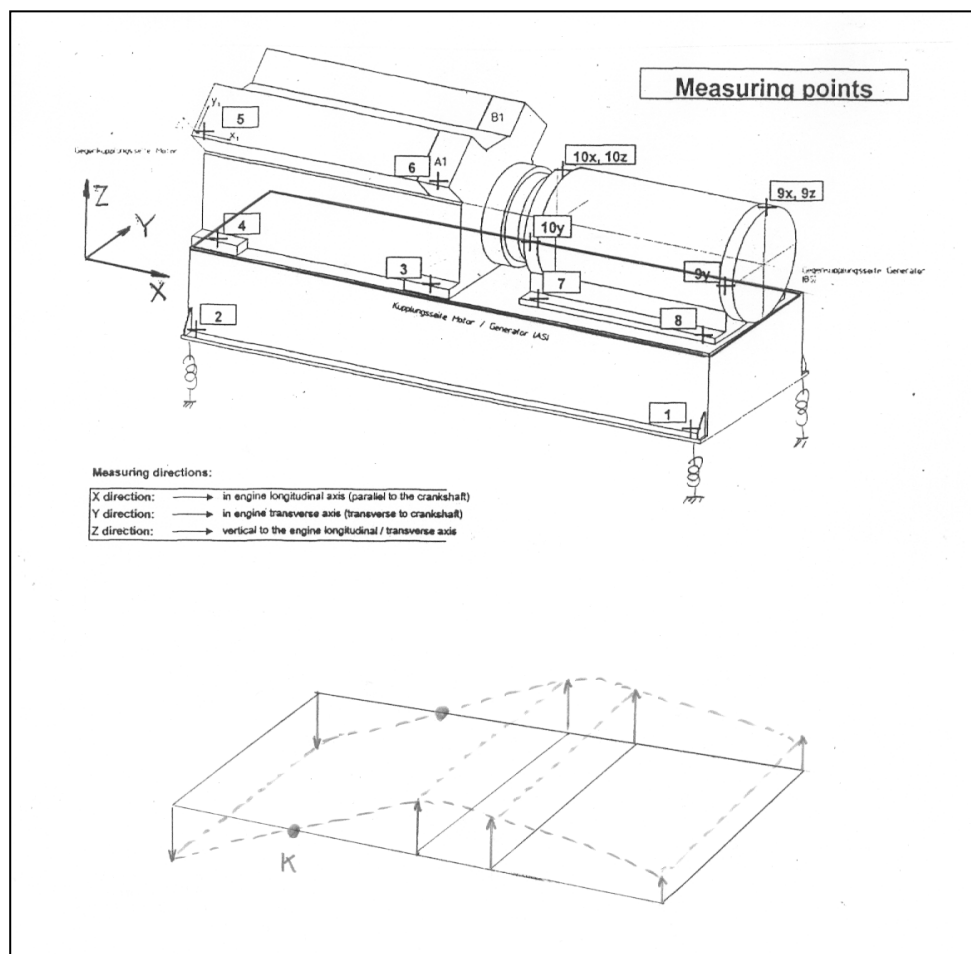


Fig. 15.9: Eerste buig-kritische resonantie frequentie.

Fig. 15.10 toont de bewegingsvorm behorende bij de tweede buig resonantie frequentie ('tweede buig kritische').

Het meestal relatief lange dieselmotor frame gedraagt zich nu niet meer als één stijf geheel maar buigt nu in verticale bewegingsrichting, d.w.z. voorzijde en achterzijde van dieselmotor bewegen t.o.v. elkaar in tegenfase. Er worden knooppunten 'K' gevonden onder dieselmotor en onder generator.

Het typische resonantie frequentie gebied is > 100 hz, bepaald door buig elasticiteit van het dieselmotor frame, massa dieselmotor en generator en buig stijfheid van het fundatie frame ertussen.

Nog hogere resonantie frequenties en bijbehorende bewegingsvormen zijn denkbaar wanneer ook het frame van de generator als buig-elastisch wordt beschouwd. Dit komt echter praktisch niet voor.

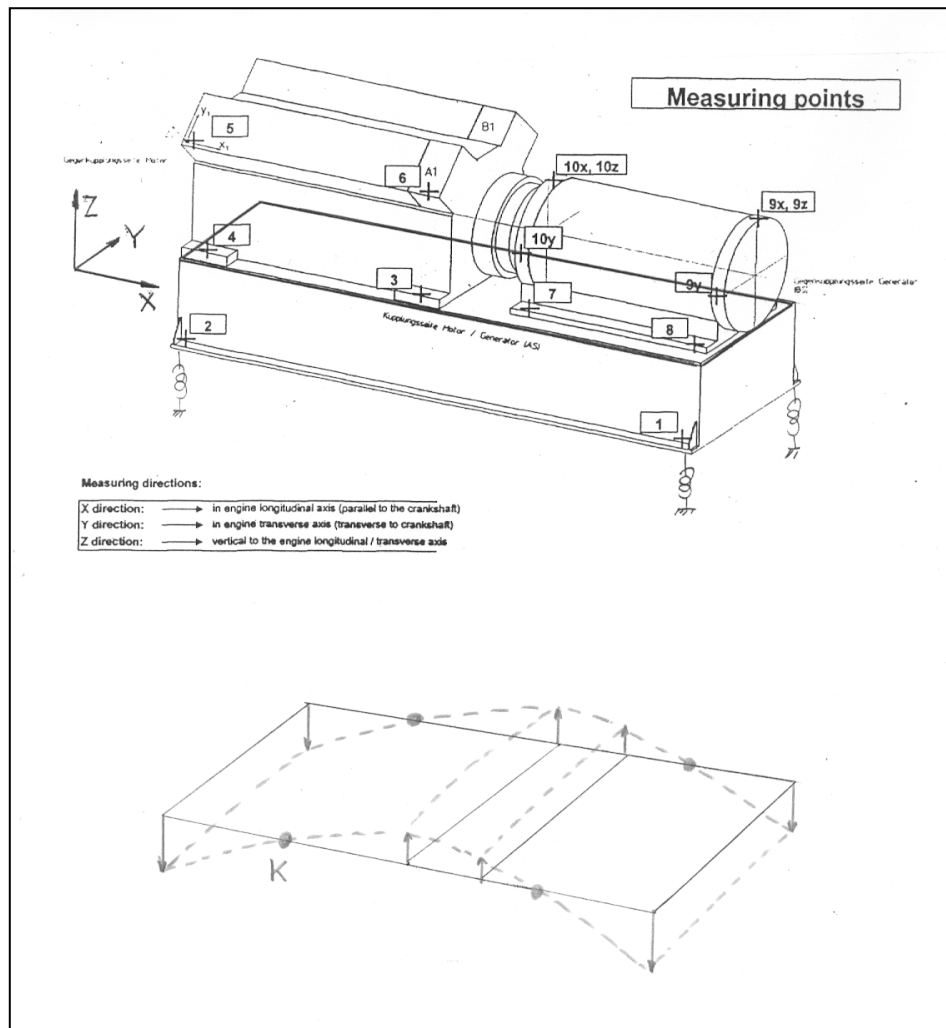


Fig 15.10: Tweede buig-kritische resonantie frequentie.

15.5.3) Zijdelings (lateraal) trillingen.

Bij de laterale bewegingsvorm gaat het om zijdelingse beweging van de als één stijf geheel beschouwde opstelling (dieselmotor, generator, fundatie frame) t.o.v. de trillingsdempers. Het gaat dan om:

- a) een verticale 'op-en-neer' beweging van het geheel, langs de Z as
- b) een horizontale 'heen-en-weer' beweging van het geheel, langs de Y as
- c) een axiale 'heen-en-weer' gaande beweging van het geheel, langs de X as

Het typische resonantie frequentie gebied is 5 .. 15 hz, bepaald door massa opstelling en elasticiteit trillingsdempers in de vertikale, horizontale en axiale bewegingsrichting. De resonantie frequentie kan hoger worden door veroudering (stijver worden) van de trillingsdempers. Te grote statische gewichtsbelasting kan leiden tot verhoogde stijfheid en verlies van damping waardoor resonantie frequenties hoger kunnen uitvallen dan berekend.

Bij laterale resonantie kan schade ontstaan aan onderdelen welke de opstelling als geheel met de (stilstaande) buitenwereld verbinden, zoals scheuren in compensatoren of kabelschoenen van de generator. De dieselmotor en generator zullen geen schade leiden omdat deze onderdelen als één geheel bewegen dus geen beweging t.o.v. elkaar.

Bij laterale resonantie worden meestal geen knooppunten gevonden.

15.5.4) Opmerkingen.

* Voor bovengenoemde bewegingsvormen is uitgegaan van gebruik van trillingsdempers onder de gemeenschappelijke fundatie. Zonder trillingsdempers maar vast op een betonvloer via een subframe of anderszins gelden dezelfde beschouwingen. Alleen zullen resonantie frequenties veel hoger liggen. Trillingsisolatie middels trillingsdempers wordt toegepast wanneer voorkomen moet worden dat machine trillingen worden overgebracht naar de omgeving waar de mens of andere machines er last van kunnen krijgen.

* Voor bovengenoemde bewegingsvormen is uitgegaan van een dieselmotor en een generator welke beide afzonderlijk zijn opgesteld op een gemeenschappelijke fundatie. Een andere veel voorkomende opstelling is een compacte opstelling waarbij generator en dieselmotor via een flenskoppeling direct met elkaar zijn verbonden, het geheel afgesteund via trillingsdempers op een star met de vloer verbonden fundatie. Ook hier zijn weer diverse bewegingsvormen denkbaar.

* Uiteraard is in het knooppunt het trillingsniveau alleen nul voor de beschouwde frequentie component welke samenvalt met de resonantie frequentie. Andere frequentie componenten zijn ongelijk nul en zorgen ervoor dat het overall trillingsniveau nooit nul wordt in een knooppunt K.

* Zowel torsie als buig bewegingsvormen kennen hun varianten in zowel X as, Y as als in Z as bewegingsrichting. Er zijn derhalve een groot aantal mogelijke verschijningsvormen van buig- en torsie-kritische resonantie.

* Resonantie trillingen zorgen onvermijdelijk voor vroegtijdige schade. Bijvoorbeeld scheurvorming naast een lasnaad. Meestal in de buurt van een knooppunt. In een knooppunt is weliswaar de uitwijking minimaal doch de materiaal spanning juist maximaal.

* In andere toepassingen dan een genset komen overeenkomstige bewegingsvormen voor. Dan torderen onderdelen als een tandwielkast of pomp t.o.v. de dieselmotor. Of buigt de fundatie tussen pomp en dieselmotor.

15.5.5) Voorbeeld modale analyse.

Het vaststellen van de bewegingsvorm heet modale analyse. Er wordt dan op een groot aantal punten de trillingsamplitude (en indien mogelijk de fasehoek) gemeten, bij één frequentie. Fig. 15.11 toont een voorbeeld van een 1500 r/min. / 50 Hz genset met een 12 cilinder vier-takt dieselmotor. Het geheel staat op rubber trillingsdempers.

Al snel kon worden vastgesteld dat de hoogste trillingen optreden op het generator frame bij frequentie 37.5 Hz. Vervolgens is op meerdere punten het verloop van de 37.5 Hz frequentie component gemeten. Hieruit bleek een 1^e buig-kritische bewegingsvorm in de verticale bewegingsrichting. Toerental variatie in nullast van 1300 .. 1600 r/min. bevestigde resonantie bij 1400 r/min. Ook een bump test onderschreef resonantie bij 35 Hz. De knooppunten liggen onder dieselmotor en onder generator. De beide lange fundatie balken bewegen in fase voor de verticale bewegingsrichting.

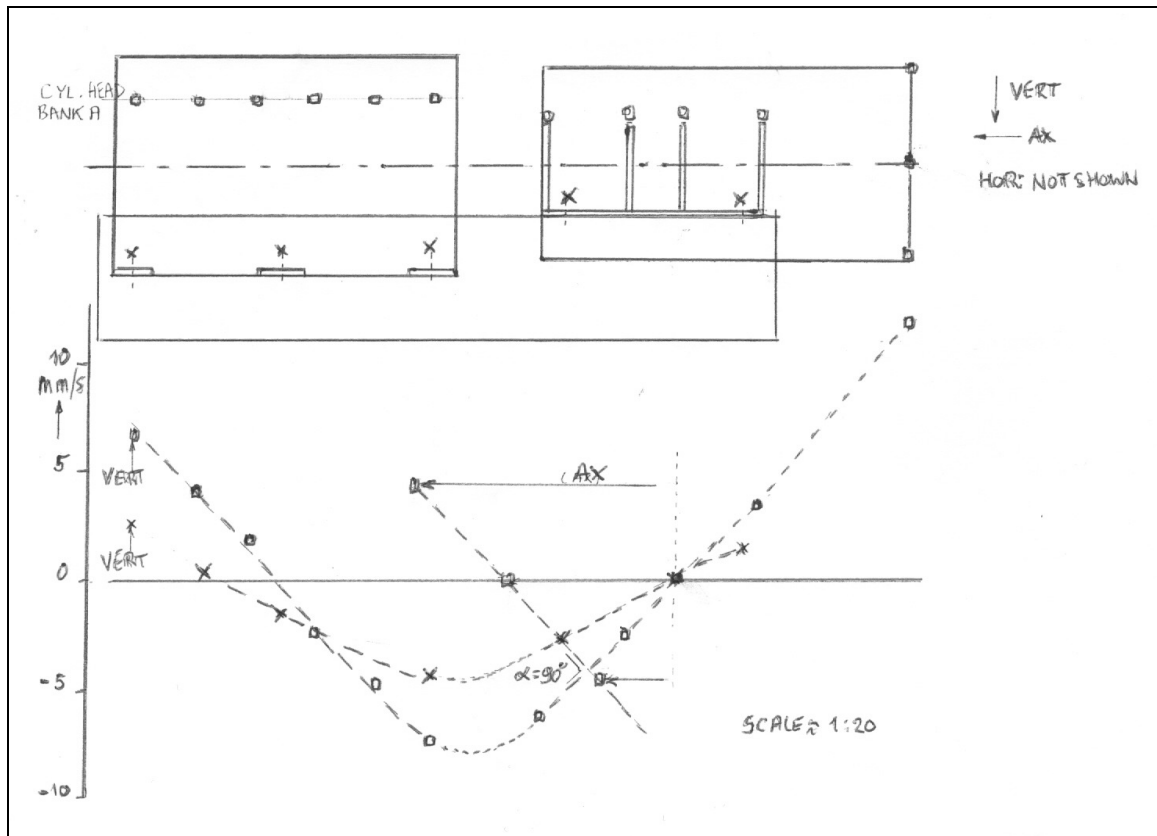


Fig. 15.11: Dieselmotor links, generator rechts

Een remedie is niet eenvoudig en vraagt om ingrijpende aanpassing van de fundatie. Een 'truc' welke nog wel eens soelaas kan bieden is het lossen van één van de voetbouten van generator of dieselmotor. De resonantie frequentie daalt dan enigszins, soms genoeg. Voet nr. 1 lossen heeft effect, het trillingsnivo bij 37.5 Hz halveert (fig. 15.12).

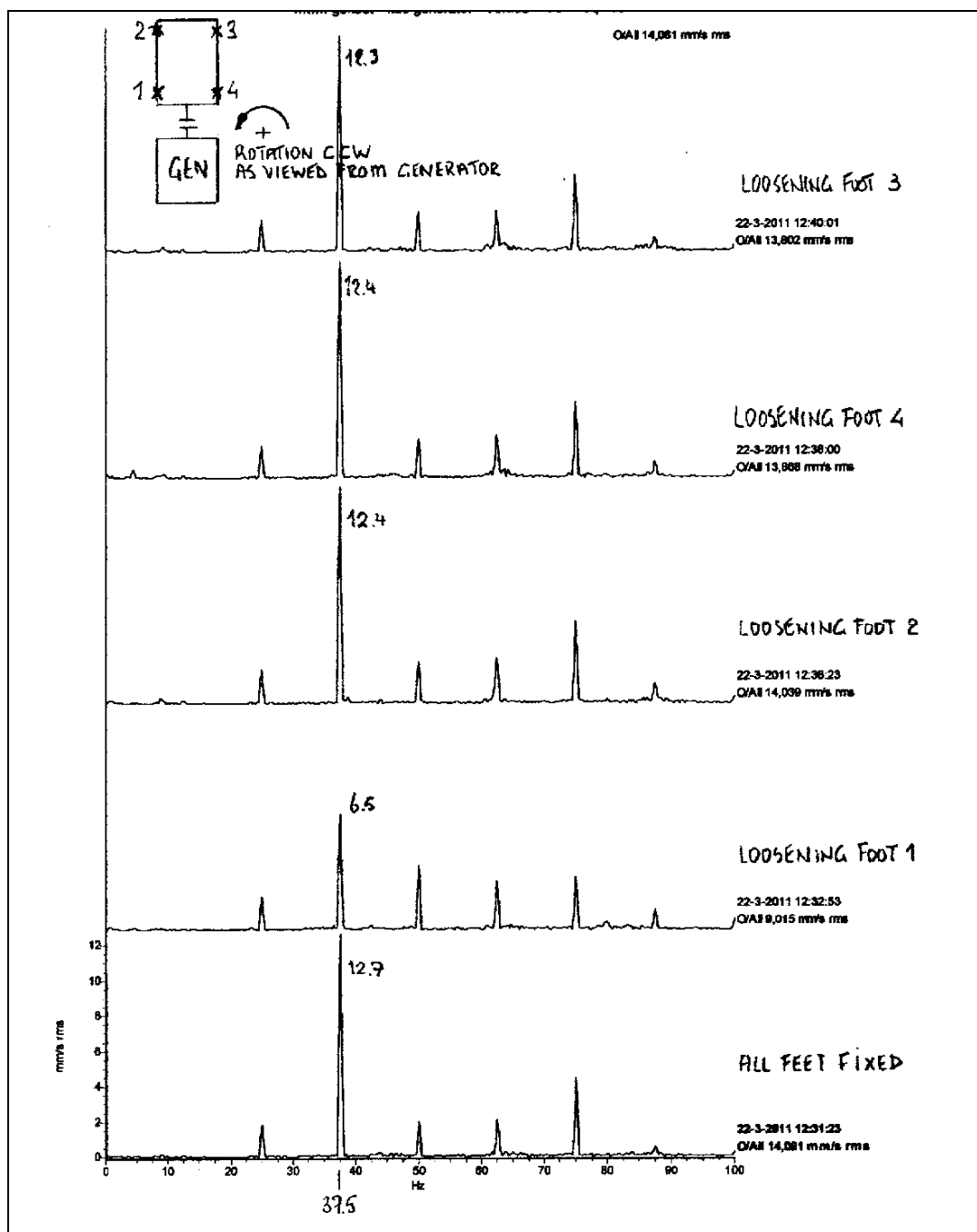


Fig. 15.12: Reactie koppel op fundatie = cw
Voeten 3 en 4 'drukken' op fundatie. Voeten 1 en 2 'trekken' aan fundatie

15.6) Kenmerken trillingsgedrag van aan verbrandingsmotor gekoppelde machines.

15.6.1) Elektrische machines.

Doorgaans vindt er overdracht plaats van diesel trillingen naar generator via de fundatie of diesel-generator flensverbinding. Op het generator frame worden daarom ook trillingen afkomstig van de dieselmotor gemeten. De generator zelf wekt ook trillingen op.

Het trillingsgedrag van elektrische machines kenmerkt zich door zowel mechanisch als elektrisch gegenereerde frequentie componenten. De radiale krachtwerking van het magnetisch veld in de luchtspleet tussen rotor en stator genereert een frequentie component met 'dubbele netfrequentie' 100 Hz (niet 50 Hz, zoals men wellicht als voor de hand liggend aanneemt). Omdat het magnetisch veld constant is en vrijwel onafhankelijk van de belasting is ook het 100 Hz trillingsgedrag onafhankelijk van de belasting. Bij sommige typen elektrische machines zoals 2-polige motoren en generatoren kan de 100 Hz component het trillingsgedrag domineren (zie hoofdstuk 9).

De statorgleuven veroorzaken bij een roterende rotor een fluctuatie in magnetische geleidbaarheid van de luchtspleet. Het rotor veld 'ziet' naar de stator kijkend een wisselend een magnetisch geleidende tand / niet geleidende gleuf. Dit resulteert in een hoogfrequent trilling, ook wel 'magnetisch geluid' genoemd, in een frequentie gebied ca. 500 .. 5000 Hz. Doorgaans geen oorzaak van een trillingsprobleem. Wel handig om torsie stabiliteit of toerental-/vermogensregeling van bijvoorbeeld een biogasmotor te verifiëren middels zijband analyse, een meer geavanceerde trillingsmeting.

15.6.2) Tandwielkast.

Een meer-traps tandwielkast genereert een groot aantal frequentie componenten, gerelateerd aan toerental van de assen (laagfrequent) en aantal tanden op de tandwielen, de zgn. tand-ingrijp frequentie (hoofdstuk 11). Voor deze machines welke hoogfrequent trillingen opwekken zijn versnellingsopnemers bij uitstek geschikt.

HOOFDSTUK 16: TRILLINGSGEDRAG DIESELMOTOR, ROTERENDE DELEN.

16.1) Meetmethoden.

Het trillingsgedrag van de roterende delen van een dieselmotor kan niet worden gemeten met conventionele trillingsopnemers (versnellingsopnemers of snelheidsopnemers). Het gaat hierbij om torsie trillingen van roterende delen als krukas en vliegwiel van de dieselmotor, de (torsie elastische) koppeling, tandwielen in tandwielkast, de rotor van het werktuig.

Een torsie trilling ontstaat wanneer de rotatie snelheid niet constant is. In tegenstelling tot bijvoorbeeld elektrische machines is bij verbrandingsmotoren en andere zuigermachines de rotatie snelheid van de roterende delen zoals vliegwiel en krukas en daarmee ook het motor koppel niet constant maar varieert om een gemiddelde waarde. De roterende delen worden dan onderworpen aan een voortdurende versnelling / vertraging in een bepaald ritme, d.w.z. met een bepaalde frequentie. Dit is een koppel pulsatie en hieruit volgt een toerental variatie (anders gezegd rotatie snelheid variatie, hoeksnelheid variatie), kortom torsie trillingen.

Indien torsie trillingen van de roterende delen te hoog zijn dan kan er schade ontstaan aan het rubber van de torsie elastische koppeling, lasnaden van de ventilator van de generator kunnen scheuren, tanden van tandwielen in een tandwielkast kunnen beschadigd raken, enz. Conventionele trillingsopnemers op het stationaire frame (op de 'stilstaande' delen) van de dieselmotor nemen dit niet waar. Zo'n schade kan dan onverwacht optreden terwijl het stationaire trillingsgedrag 'normaal' is en er geen enkele waarschuwing uitgaat van een monitoring systeem middels trillingsmeting.

Een bekende torsie trilling meetmethode is meting middels rekstrookjes. Deze worden op een roterende as geplakt. Een rekstrookje geeft een mV signaal af als functie van de vervorming van het rekstrookje t.g.v. torsie. Het gelijkspanning mV signaal is een maat voor de schuifspanning (torsie kracht). Het wisselspanning mV signaal is een maat voor de torsie trillingen. Nadeel van deze methode is de omslachtigheid: er moet een batterij voeding mee roteren, er moet een zendertje mee roteren om het mV signaal naar een ontvanger in de buitenwereld te sturen, er dient nauwkeurig gecalibreerd te worden vóór aanvang van de metingen en er is vaak ruimtegebrek voor plaatsing rekstrookjes op de gewenste plaatsen.

Een alternatieve methode is de analyse van de hoogfrequent pulstrein van de magnetische pick-up gericht op de tandkrans van het vliegwiel. Er zijn twee eenvoudige meetmethoden:

- Frequentie demodulatie van het signaal van de magnetische pick-up middels phase locked loop (PLL) techniek. Dit is een eenvoudige elektronische schakeling welke in elke FM radio zit. Zo'n PLL schakeling kan bijvoorbeeld worden opgebouwd rondom een geïntegreerd circuit (IC) CMOS 4046.
- Een elektronische 'frequency-to-voltage converter' (F-V converter), een frequentie - spanning omzetter. Deze elektronische schakeling zet de frequentie en de variaties van deze frequentie (torsie trillingen) van de pulstrein om in een gelijkspanning, resp. wisselspanning. Zo'n F-V converter kan worden opgebouwd rondom een LM2907 of VFC32 geïntegreerd circuit.

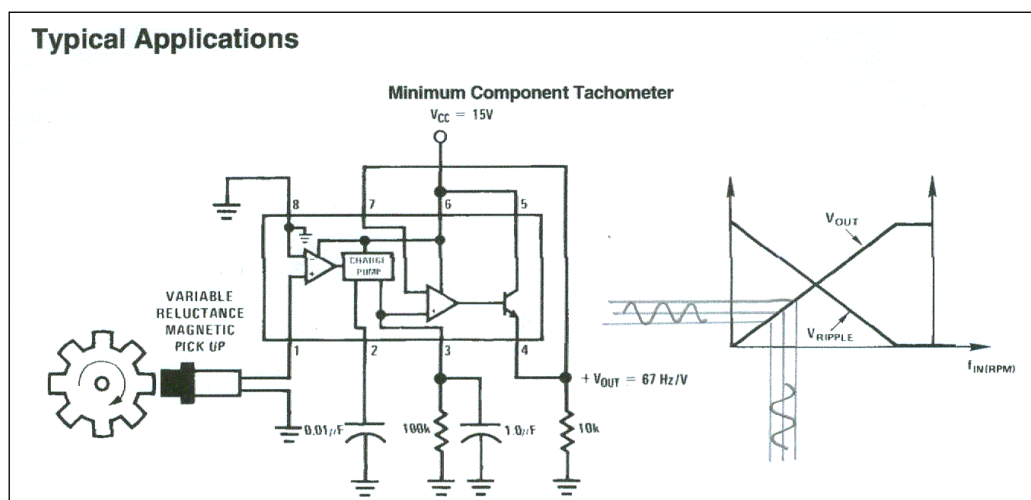


Fig.16.1: Magnetische pick-up en LM2907 frequency-to-voltage converter.

M.b.v. torsie trilling analyse kan worden nagegaan of er sprake is van onregelmatigheden zoals toerental regeling instabiliteit, torsie resonantie van de roterende delen, misfiring, etc.

16.2) Trillingsgedrag roterende delen van een diesel aggregaat.

Torsie trillingen van de roterende delen kunnen worden gemeten middels de analyse van het hoogfrequent pulstrein signaal van een magnetische pick-up. De magnetische pick-up, welke dikwijls permanent gemonteerd is t.b.v. toerental meting of tijdelijk wordt gemonteerd in een daarvoor bestemd draadgat, bevindt zich ter hoogte van de tandkrans van het vliegwiel.

De magnetische pick-up produceert een wisselspanning signaal waarvan de frequentie F gelijk is aan $F = \text{aantal tanden op tandkrans van vliegwiel} * \text{toerental}$. Bij toerental 1800 r/min., dus 30 r/sec. en aantal tanden 142 heeft de wisselspanning een frequentie van 4260 Hz, de zgn. draaggolf frequentie is 4260 Hz. In een analoge of digitale toerental regelaar wordt dit signaal bewerkt en 'geïnterpreteerd' als de actuele waarde van het toerental van 1800 r/min.

Maar er zit meer informatie in dit signaal dan alleen toerental informatie: torsie trilling informatie!

Indien er geen torsie trillingen zijn dan is deze frequentie exact constant. M.a.w. de oneenparigheidsgraad (cyclic irregularity) is nul, oftewel toerental, hoeksnelheid en rotatie snelheid zijn constant. Maar dit is nooit het geval bij een verbrandingsmotor. De roterende delen worden onderworpen aan een voortdurende versnelling / vertraging in een bepaald ritme. Dit heet torsie trilling. De rotatie snelheid van het vliegwiel is niet meer constant. De frequentie van de pulstrein varieert. Dit betekent een frequentie modulatie (grootte van de torsie trilling) in een bepaald ritme (frequentie van de torsie trilling).

Een rekenvoorbeeld, wanneer een frequentie - spanning omzetter wordt gebruikt:

De grootte van de torsie trilling wordt bepaald door de frequentie afwijking. De frequentie van de torsie trilling wordt bepaald door het ritme van de frequentie afwijking.

Fluctueert de draaggolf frequentie tussen 4230 Hz en 4290 Hz (4260 ± 30 Hz) dan is (onafhankelijk van het ritme waarin deze fluctuatie plaatsvindt) de grootte van de torsie trilling, de zgn. frequentie modulatie index, gelijk aan 1.41 %. (modulatie index = $MI = (60 / 4260) * 100$). Op deze wijze uitgedrukt is torsie trilling een dimensieloze grootheid. Gekoppeld aan het massa draagheidsmoment van het vliegwiel kan het wisselkoppel (grootte koppelpulsatie) afgeleid worden.

Fluctueert de draaggolf frequentie tussen 4230 Hz en 4290 Hz in een ritme van 12.5 Hz dan is de frequentie van de torsie trilling 12.5 Hz.

Indien de lineaire overzet verhouding van de frequentie – spanning omzetter 1.50 V / kHz is dan is de gemiddelde uitgangsspanning bij 1800 r/min. gelijk aan 6.39 V dc. Dit is een maat voor het toerental.

De grootte van de torsie trilling is dan 90.0 mV pk-pk (= 1.41 % van 6.39 V dc).

Op het scherm van de frequentie spectrum analyser verschijnt nu een frequentie component van 12.5 Hz met een amplitude van 31.9 mV ac rms (90 mV pk-pk).

In een elektronische frequentie naar spanning omzetter (frequency-to-voltage converter) wordt de frequentie van het magnetisch pick-up signaal in een spanning omgezet. Bij lineaire overzetting geldt dan (zie fig. 16.1):

$$\frac{\Delta U}{U} = \frac{\Delta F}{F} \quad (= \frac{\Delta N}{N} = \frac{\Delta \omega}{\omega})$$

met

F : frequentie [Hz] aan ingang F-V converter
 U : spanning [V dc] aan uitgang F-V converter
 N : toerental [r/min.]
 ω : hoeksnelheid [rad/sec]

Op deze wijze wordt dus het torsie trilling spectrum ter plaatse van het vliegwiel gemeten. Dit is een nuttige locatie, gelegen tussen krukas en elastische koppeling.

Rekstrookjes en telemetrie is niet nodig. Het signaal van de magnetische pick-up 'aftappen' en naar het meetinstrument voeren is voldoende. Dit kan op elk gewenst moment tijdens in bedrijf zijnde installatie. Het meetinstrument heeft een galvanisch gescheiden, hoogohmige ingang. Indien een magnetische pick-up niet aanwezig is kan tijdelijk een pick-up gemonteerd worden. Vrijwel elke dieselmotor heeft daartoe standaard een draadgat met metrische draad of inch maat beschikbaar.

Toelaatbaar trillingsniveau voor torsie trilling van een verbrandingsmotor wordt doorgaans uitgedrukt in oneenparigheidsgraad (cyclic irregularity) van het vliegwiel. Een van de ontwerp criteria van een vliegwiel is het massa traagheidsmoment zodanig groot te kiezen dat een oneenparigheidsgraad van minder dan 1 % wordt gerealiseerd, dit betekent dus:

$$\frac{\Delta U}{U} = \frac{\Delta F}{F} < 0.01 (< 1 \%)$$

In de Amerikaanse literatuur heet het:

$$\delta = \frac{\omega_{\max} - \omega_{\min}}{\omega_{\text{mean}}} * 100 \%$$

waarin

δ [-] : cyclic irregularity, oneenparigheidsgraad
 ω [rad/s] : angular velocity, hoeksnelheid

Cyclic irregularity of oneenparigheidsgraad is dus gewoon een ander woord voor torsie trilling van, in dit geval, het vliegwiel.

Artikelen over torsie trilling analyse:

<http://www.ariemol.nl/pagina13.html>

<http://www.ariemol.nl/torsietrillinganalyse.pdf>

16.3) Praktijk voorbeelden.

16.3.1) Praktijk voorbeeld 1.

Het gaat in dit voorbeeld om een viertakt dieselmotor met een torsie-elastische koppeling welke via een tandwielkast een centrifugaal pomp aandrijft. Het toerental is variabel.

Fig. 16.2 toont de torsie trilling frequentie spectra van de roterende delen zoals gemeten op het vliegwiel m.b.v. een frequentie – spanning omzetter. Van boven naar beneden: dieselmotor toerental 1856 r/min., 1615 r/min. en 1463 r/min.

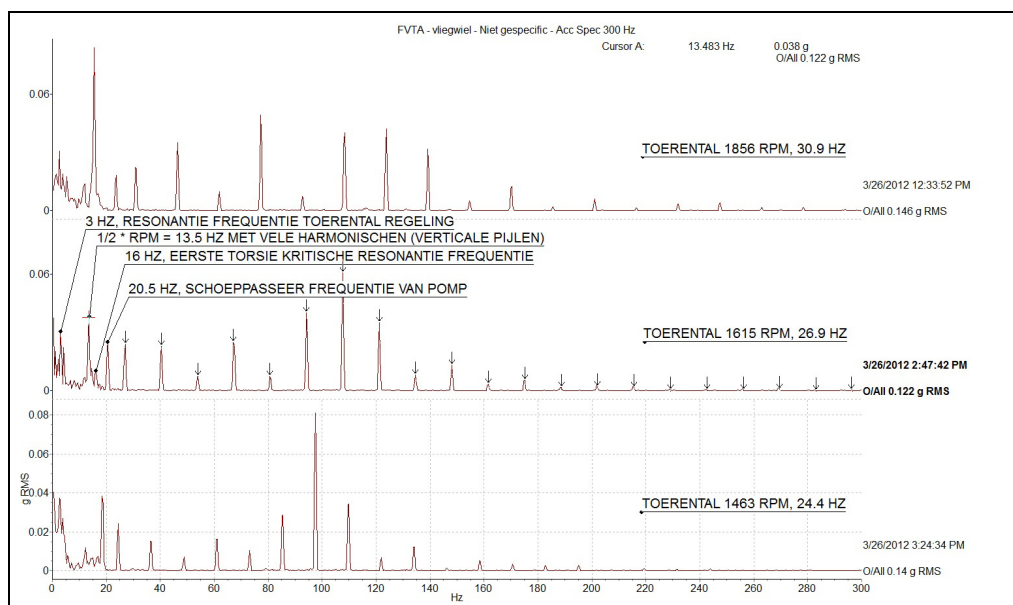


Fig. 16.2: Torsie trilling van vliegwiel dieselmotor als functie van toerental.

De kenmerken van het frequentie spectrum zijn, refererend aan middelste spectrum, 1615 r/min.:

- De voor een vier-takt dieselmotor kenmerkende frequentie componenten $k * \frac{1}{2} * \text{rpm}$, met $k = 1, 2, 3$, enz. zijn aanwezig in het spectrum, tot ca. 200 Hz. Met $1 * \text{rpm} = 1615 \text{ r/min.} = 26.9 \text{ Hz}$ gaat het dus om 13.5 Hz, 26.9 Hz, 40.4 Hz, 53.8 Hz, enz. (zie de verticale pijlen).
- Verder is herkenbaar enige onrust bij 3 Hz, onafhankelijk van toerental. Dit is afkomstig van de toerental regeling. Bij instabiele toerental regeling (of vermogensregeling in geval van een genset parallel aan het net) neemt deze amplitude sterk toe en loopt de motor hoorbaar onrustig.
- Door het impuls-achtige karakter van een trillingsbron als een verbrandingsmotor wordt de eerste torsie kritische gemakkelijk aangestoten. De eerste torsie kritische ligt bij 16 Hz. Een torsie elastische koppeling dient ervoor de diesel trillingen te isoleren t.o.v. het werktuig opdat het werktuig geen schade ondervindt van de torsie trillingen van de dieselmotor. Teneinde voldoende te isoleren is een lage afstem frequentie nodig. De afstem frequentie, een andere uitdrukking voor de eerste torsie kritische resonantie frequentie, ligt meestal in de orde van grootte van 10 .. 20 Hz. Een juiste selectie van rubber shore stijfheid en demping is dan ook van groot belang.
- Bij 20.5 Hz is een 'vreemde eend in de diesel bijt' waarneembaar. Dit is de schoeppasseer frequentie van de pomp. De tandwielkast heeft een overzet verhouding $i = 1 : 3.94$, waarmee het pomp toerental uitkomt op 410 r/min. oftewel 6.83 r/sec, 6.83 Hz. Met aantal schoepen $z = 3$ wordt dan de drukpulsatie frequentie $3 * 6.83 \text{ Hz} = 20.5 \text{ Hz}$. Drukpulsaties met schoeppasseer frequentie $z * \text{rpm}$ kunnen bij een centrifugaalpomp aanzienlijk zijn vooral wanneer werkpunt ver verwijderd ligt van optimale werkpunt, het 'best efficiency point'.

De kenmerken van het draaigedrag zijn:

- Bij toenemend toerental neemt de $\{1 * \frac{1}{2} * \text{rpm}\}$ frequentie component sterk toe. Dit wordt veroorzaakt doordat deze aanstoot frequentie steeds dichterbij de eerste torsie kritische komt. Bij ruim 1900 r/min. vallen beide samen. Dit is m.b.t. de bedrijfszekerheid een ongewenste situatie, door resonantie trillingen kan op den duur het rubber van de torsie elastische koppeling scheuren. Een begin van zo'n degradatie proces is waarneembaar met een stroboscoop. De 'cracks' in het rubber zijn onder belasting goed zichtbaar. Bij nullast en stilstand sluiten de scheuren zich en zijn nauwelijks zichtbaar. De eerste torsie kritische wordt voornamelijk bepaald door het massastraagheidsmoment van vliegwiel en de torsie elasticiteit van de torsie elastische koppeling. Dan tordeert het vliegwiel t.o.v. het massastraagheidsmoment van pomp waaier met daartussen de torsie elastische koppeling. Het knooppunt ligt dan ergens in het midden van het rubber van de koppeling.
- Een torsie-elastische koppeling heeft niet altijd een lineaire veer karakteristiek. Vaak is de elasticiteit versus koppel niet-lineair. Bij toenemend motor vermogen neemt elasticiteit af, dus neemt stijfheid toe en stijgt de eerste torsie kritische een paar Hz tussen nullast en vollast.
- Uit het verloop van amplitude van de diverse harmonischen als functie van het toerental valt op het eerste gezicht al af te leiden dat er rond 100 Hz een resonantie aanwezig is. Wanneer de amplitude van de $7*$, $8*$ en $9 * \frac{1}{2} * \text{rpm}$ componenten wordt uitgezet als functie van het toerental dan kan een resonantie kromme gereconstrueerd worden met een resonantie frequentie bij ca. 105 Hz. Dit kan ook al worden ingezien wanneer de spectra op elkaar worden gelegd, fig. 16.3. Dit is de tweede torsie kritische resonantie frequentie. Bij een dieselmotor met elastische koppeling is de bewegingsvorm: vliegwiel aan aandrijfszijde tordeert t.o.v. trillingsdemper aan niet-aandrijfszijde met daartussen de torsie elasticiteit van de krukas. Het knooppunt ligt dan ergens nabij het midden van de krukas.
- Bij dit type dieselmotor zijn dan toerentallen van 1800, 1575, resp. 1400 r/min. ongewenst. Men zou hieruit kunnen afleiden dat de dieselmotor voor deze toepassing ongeschikt is. Echter doorgaans is er voldoende interne demping zodat de torsie trilling amplitude binnen aanvaardbare waarden blijft en er treedt geen interne schade - bijvoorbeeld krukas breuk - op in de dieselmotor. Bij de meeste dieselmotoren ligt de tweede torsie kritische in het gebied 50 .. 150 Hz.

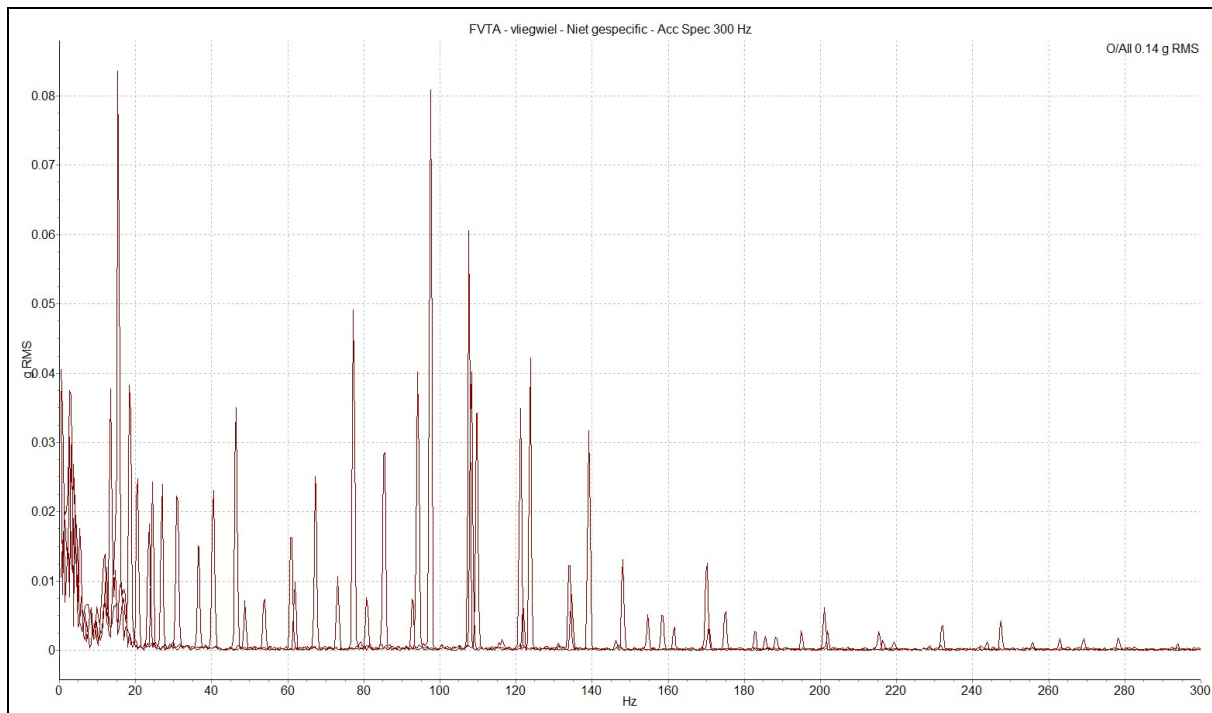


Fig. 16.3: Frequentie spectra van verschillende toerentallen op elkaar leggen.

De grootte van het torsie trilling niveau, op locatie vliegwiel, kan als volgt worden bepaald. De tandkrans op het vliegwiel telt 142 tanden. Bij toerental 1615 r/min., 26.9 Hz is dan de draaggolf frequentie van het uitgangssignaal van de magnetische pick-up 3822 Hz. Indien de lineaire overzet verhouding van de frequentie – spanning omzetter 1.50 V / kHz is dan is de gemiddelde uitgangsspanning bij 1615 r/min. gelijk aan 5.73 V dc. Dit is een maat voor het toerental, de toerental regeling interpreteert een digitaal signaal van 3822 Hz of een analoog signaal van 5.73 V dc als een toerental van 1615 r/min.

Het wisselspanning aandeel in het uitgangssignaal van de F-V omzetter bedraagt 12.2 mV ac rms = 34.4 mV pk-pk (ingangsgoedigheid frequentie spectrum analyser 1 g rms = 100 mV rms, 0.122 g = 12.2 mV, figuur 16.2 middelste spectrum). Het overall torsie trillingsniveau op het vliegwiel bedraagt dan $34.4 / 57.3 = 0.60 \%$. Bij 1856 r/min. wordt het overall torsie trilling niveau 0.72 %. Dit is ruim onder de door de meeste dieselmotor fabrikanten als toelaatbaar geachte 1 %.

De bedrijfszekerheid van de dieselmotor – tandwielkast – pomp aandrijving mag dus v.w.b. torsie trilling gedrag in het beoogde werkgebied 1400 .. 1800 r/min. als voldoende gewaarborgd worden geacht.

Het is evenwel raadzaam niet hoger dan 1800 r/min. te gaan teneinde torsie resonantie trillingen te voorkomen. De $\frac{1}{2} \times \text{rpm}$ component komt dan te dicht bij de eerste torsie kritische van 16 Hz waardoor het rubber van de torsie elastische koppeling thermisch overbelast kan raken en kan scheuren.

Met deze relatief simpele meetmethode kan worden teruggekoppeld of de berekende waarden voor de resonantie frequenties uit de ‘Torsional Vibration Calculation’ overeenstemmen met de werkelijkheid. Bij torsie trilling analyse n.a.v. torsie trilling problemen blijkt vaak dat het rekenmodel niet klopt met de werkelijke situatie. De ontwerper dácht goede keuzes te hebben gemaakt en de bedrijfszekerheid gewaarborgd te hebben. Alleen wanneer een rekenmodel wordt gevalideerd en geoptimaliseerd middels terugkoppeling door metingen in de actuele situatie kan zo’n rekenmodel betrouwbaarheid verwerven. Maar van terugkoppeling komt het zelden, meestal pas bij problemen. En dan valt het rekenmodel door de mand...

16.3.2) Praktijk voorbeeld 2.

Het gaat in dit voorbeeld om een warmte-kracht installatie bestaande uit een vier-takt 12 cilinder dieselmotor en een 4-polige synchrone generator. De dieselmotor is omgebouwd voor voeding met aardgas of biogas. De gasmotor en generator zijn torsie stijf gekoppeld middels een torsie stijve membraan koppeling. Ook beider stationaire frames zijn aangeflensd, het geheel staat op rubber dempers. De synchrone generator draait parallel met het openbare 50 Hz net en voedt kW vermogen en reactieve kVAr vermogen in het net. Toerental 1500 r/min., 25 r/sec, 25 Hz.

Vooraf bij voeding met biogas is het aanbod van biogas hoeveelheid niet altijd constant en de calorische waarde evenmin. Bovendien moet de uitstoot van stikstofoxides minimaal te zijn. De toerental regelaar van de gasmotor, welke nu als vermogensregelaar fungeert, zal daarom voortdurend het motor koppel bijregelen. Dit kan soms té heftig gaan indien de demping van de regelaar ontoereikend is en is er kans op schade aan roterende delen.

Fig. 16.4 laat zien hoe het torsie trilling spectrum zich wijzigt bij rustige en onrustige vermogensregeling. Bovenste spectrum een rustige vermogensregeling, onderste spectrum een onrustige vermogensregeling. Het generator vermogen is vrijwel vollast.

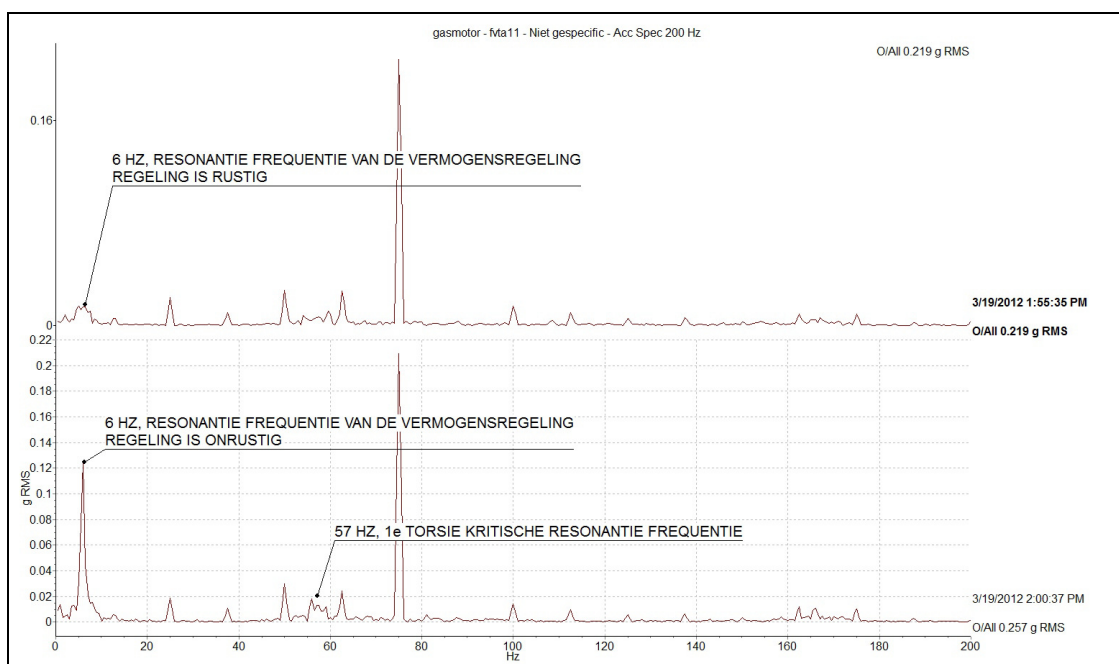


Fig. 16.4: Torsie trillingen bij onrustige vermogensregeling.

De vermogensregelaar heeft een resonantie frequentie van 6 Hz. Deze resonantie frequentie wordt bepaald door het massa traagheidsmoment van de rotor van de generator en een torsie elasticiteit welke wordt gevormd door het magnetisch veld in de luchtspleet tussen rotor en stator. Deze torsie elasticiteit is op te vatten als een elektromagnetische torsie elasticiteit tussen enerzijds het massa traagheidsmoment van de rotor van de generator en anderzijds het als 'oneindig torsie stijf' te beschouwen net.

De eerste torsie resonantie frequentie ligt nu met 57 Hz veel hoger dan bij toepassing van torsie elastische koppelingen. De $1 \frac{1}{2} \times \text{rpm}$ frequentie component (12.5 Hz) is daarom laag. Bij deze gasmotor wordt het torsie trilling spectrum voornamelijk gedomineerd door de $3 \times$ toerental component van 75 Hz (of $6 \frac{1}{2} \times \text{rpm}$ component, de 'zesde harmonische' van de 12 cilinder vier-takt dieselmotor).

De grootte van het torsie trilling niveau, op locatie vliegwiel, kan als volgt worden bepaald.

De tandkrans op het vliegwiel telt 160 tanden. Bij toerental 1500 r/min., 25.0 Hz is dan de draaggolf frequentie van het uitgangssignaal van de magnetische pick-up 4000 Hz. Indien de lineaire overzet verhouding van de frequentie – spanning omzetter 1.50 V / kHz is dan is de gemiddelde uitgangsspanning bij 1500 r/min. gelijk aan 6.00 V dc. Dit is een maat voor het toerental, de toerental regeling / vermogensregeling interpreteert een digitaal signaal van 4 kHz of een analoog signaal van 6.0 V dc als een toerental van 1500 r/min.

Bij rustige vermogensregeling bedraagt het wisselspanning aandeel in het uitgangssignaal van de magnetische pick-up 21.9 mV ac rms = 61.8 mV pk-pk (ingangsgevoeligheid frequentie spectrum analyser 1 g rms = 100 mV rms, 0.219 g = 21.9 mV, zie fig. 16.4). Het overall torsie trillingsniveau op het vliegwiel bedraagt dan $61.8 / (6000 / 100) = 1.03 \%$.

Bij onrustige vermogensregeling wordt het overall torsie trilling niveau op het vliegwiel 1.21 %.

Torsie trilling niveau's bij vollast van rond de 1 % of lager zijn als acceptabel te beschouwen.

Analyse tip: De stroboscoop.

- Met een stroboscoop kan laagfrequent torsie onrust goed zichtbaar worden gemaakt door af te stemmen op toerental frequentie.
- Ook zijn met een stroboscoop beschadigingen in elastische koppeling zoals scheuren in het rubber of vervorming in lamellen zichtbaar onder belasting. In stilstand is deze schade niet zichtbaar.

Bij dit praktijk voorbeeld zit er een lelijke adder onder het gras. De laagfrequent toerental variaties tijdens onrustige vermogensregeling kunnen in het wentellager van de generator 'skidding' veroorzaken. De kooi wordt onderworpen aan torsie trillingen. De wentellichamen rollen dan niet meer continue maar kunnen kortstondig glijden waardoor de loopbanen beschadigd raken. Vooral bij licht belaste lagers en bij té veel interne speling bestaat dit gevaar. Generator lagers zijn meestal licht belast, immers fors uitgelegd om diesel trillingen het hoofd te bieden. Generator lagers zijn altijd een maatje groter dan elektromotor lagers van dezelfde bouwgrootte. Dit is in statisch opzicht wellicht juist geredeneerd, in dynamisch opzicht juist niet...

16.4) Generatorstroom analyse.

Torsie trillingen zijn niet alleen overeenkomstige toerental, hoeksnelheid, rotatiesnelheid fluctuaties. Ook koppel fluctuaties. Omdat dit uiteindelijk ook kW fluctuaties zijn moet torsie trilling ook terug te vinden zijn in het frequentie spectrum van de statorstroom van de generator.

In het geval van de gasmotor uit praktijkvoorbeeld 2 ziet het frequentie spectrum er uit als in fig 16.5 afgebeeld.

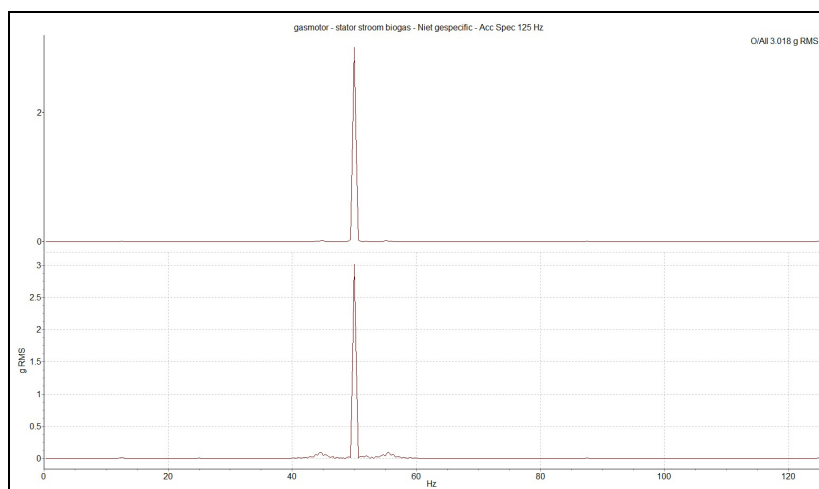


Fig. 16.5: Generator statorstroom analyse.

Bovenste spectrum : rustige vermogensregeling

Onderste spectrum : onrustige vermogensregeling

Bij onrustige vermogensregeling fluctueert de amplitude van de 50 Hz statorstroom met een frequentie van 6 Hz. Zo'n amplitude modulatie als functie van de tijd komt in een frequentie spectrum tot uiting in zijbanden van 6 Hz boven en onder 50 Hz. De zijband frequenties zijn dan 44 Hz en 56 Hz. Met logaritmische verticale schaal is dit nog beter zichtbaar.

Bij elektromotoren is deze meettechniek bekend als Motor Current Signature Analysis (MCSA) en kan gebruikt worden om tijdens bedrijf onvolkomenheden in de rotor op te sporen. Bijvoorbeeld rotorstaafbreuk. Deze meettechniek werkt natuurlijk ook voor generatoren (Alternator Current Signature Analysis, ACSA) en brengt bijvoorbeeld een instabiel parallelbedrijf aan het licht. Ook de bekrachtigingsstroom van een synchrone generator kan zo op onregelmatigheden in het roterende rotor circuit geanalyseerd worden (Excitation Current Signature Analysis, ECSA), bijvoorbeeld een defecte roterende gelijkrichter detecteren.