

RONCSOLÁSMENTES VIZSGÁLATOK, AZOK MEGBÍZHATÓSÁGA ÉS KÖVETKEZMÉNYEI

REZGÉSMÉRÉSEK ÉS REZGÉSVIZSGÁLATOK

KOVÁTS ATTILA
Miskolci Egyetem

Készült: a TEMPUS S_JEP_11271 projekt támogatásával

Miskolc
- 1999 -

RONCSOLÁSMENTES VIZSGÁLATOK, AZOK MEGBÍZHATÓSÁGA ÉS KÖVETKEZMÉNYEI

REZGÉSMÉRÉSEK ÉS REZGÉSVIZSGÁLATOK

KOVÁTS ATTILA
Miskolci Egyetem

Készült: a TEMPUS S_JEP_11271 projekt támogatásával

Miskolc
- 1999 -

Kiadja a Miskolci Egyetem

A kiadásért felelős: *Dr. Tóth László*

Műszaki szerkesztő: *Dr. Tóth László*

Példányszám: 40

Készült Colitó fóliáról az MSZ 5601-59 és 5602-55 szabványok szerint

Miskolci Egyetem Sokszorosító Üzeme

A sokszorosításért felelős: *Kovács Tiborné*

TB. - '99- - ME

A levonat sokszorosításba leadva: 1999. augusztus 2.

ELŐSZÓ

Minden történelmi korszak fejlődésének megvan a maga hajtóereje. Míg a XIX. században a tudomány előrehaladását egyértelműen a vasúti közlekedés robbanásszerű elterjedése hatotta át (évente átlagosan 10.000 km hosszágban építettek új vasútvonalakat), addig jelen korunkban a mikroelektronika adta lehetőségek szőtték át a mindennapjainkat, így a műszaki életünket is, szolgáltatva annak fejlődéséhez szükséges hajtóerőt. E két periódus fejlődésének sajátosságai természetesen megmutatkoztak a társadalmi struktúra formálódásában is. Az elmúlt században kialakult a nagyüzemi munkásság, megvalósult a tőke koncentrációja és létrejött a reál - dominánsan a műszaki - tudomány művelőinek népes tábora. Ez utóbbiak kivívták maguknak a széles társadalmi elismertséget, hisz tevékenységük közvetlenül hozzájárult a társadalom látható fejlődéséhez. Napjaink sajátossága az *információs társadalom* kialakulása, amelyben a mikroelektronikai elemek fejlődése átszövi a mindennapi életünk, tevékenységünk lehetőségeit. A műszaki életben ez többek között a számítástechnika robbanásszerű elterjedését, a diagnosztikai vizsgálatok eszközparkjának átalakulását, az anyagok viselkedésének, tulajdonságainak mélyebb megismerését szolgáló anyagvizsgálati módszerek, eszközök létrejöttét eredményezték. A fejlődés ütemét jól tükrözi az, hogy mindez az utóbbi 20 évben következett be (pl. a számítógépek mikroprocesszorainak műveleti sebessége 1978-1998 periódusban 3 nagyságrendet változott!).

A nagy értékű műszaki létesítményeket, szerkezeteket (hidakat, erőműveket, gáz-olajfeldolgozó rendszereket, vegyipari üzemeket, tranzit energiaszállító vezetékeket, repülőgépeket, hajókat, stb.) 15-50 éves üzemeltetésre tervezik az adott periódusban érvényben levő szabványok, műszaki irányelvek figyelembevételével. Ezekben pedig az azt megelőző néhány év ismeretszintje, technológiai színvonala testesedik meg. A mikroelektronika által diktált fejlődési ütem lehetővé teszi azt, hogy a nagy értékű szerkezetek, létesítmények üzemeltethetőségi feltételeit, maradék élettartamát egyre nagyobb megbízhatósággal becsüljük, azaz integritását egyre kisebb kockázattal ítéljük meg.

Az előzőkből adódóan kialakult egy új, diszciplína, a „*szerkezetek integritása*”, vagy „*szerkezetintegritás*” fogalma és létrejött intézményrendszere szerte a világon. A döntően mérnöki ismereteket integráló tudományterület feladata annak eldöntése, hogy egy adott szerkezet, létesítmény milyen feltételek mellett üzemeltethető a továbbiakban, ill. mennyi a maradék élettartama és ez milyen módon menedzselhető. Ahhoz, hogy a szerkezet állapotát a lehető legnagyobb biztonsággal felmérhessük - ebből adódóan a további üzemeltethetőség feltételeit a legkisebb kockázattal megbecsüljük - elengedhetetlen az, hogy

- *diagnosztikai vizsgálatokkal felmérjük a szerkezet állapotát,*
- *tisztázzuk a valóságos üzemi körülményekre jellemző mechanikai állapotot,*
- *megítéljük a beépített anyagok károsodásának folyamatát és mértékét az adott üzemeltetési feltételek mellett.*

Nyilvánvaló egyrészt az, hogy az előzőekben említett három fő terület (méréstechnika - mechanika - anyag) egyforma jelentőséggel bír a szerkezet integritásának megítélésében és bármelyik terület elhanyagolása, súlyának csökkentése hibás döntéshez, esetleg katasztrófához vezethet. Nyilvánvaló másrészt az, hogy minden műszaki döntésben, így az üzemeltethetőség feltételeinek megítélésében is, bizonyos kockázat rejlik, hisz a tudomány adott szintjét hasznosítjuk és a rendelkezésre álló eszközpark maga is az adott kor színvonalát képviseli. Ebből

adódóan mérlegelni kell az esetleges hibás döntés műszaki, jogi, közgazdasági és környezetvédelmi következményeit. Ezek együttes figyelembevételével viszont már kialakíthatók az ésszerű kockázatvállalás feltételei.

A szerkezetintegritás tehát egy igen komplex terület. Akik ezt művelik azoknak képesnek kell lenniük arra, hogy az üzemeltesíthetőséggel kapcsolatos problémákat teljes körűen átlássák, kiemeljék a meghatározó paramétereket, kérdéscsoportokat és alkalmasak legyenek arra, hogy az érintett tudományterületek szakembereivel érdemben szakmailag konzultálni tudjanak.

A szerkezetek integritásának, reális állapotának, maradék élettartamának megítélése mind az üzemeltetők, mind pedig a biztosítótársaságok alapvető érdeke. Az üzemeltető szempontjából a tudatos tervezés, fejlesztés megkerülhetetlen sarokpontja az üzemben levő készülékek műszaki állapota, biztonsága; a szükséges biztosítás tekintetében pedig az ésszerű kockázatvállalás, biztosítási összeg alapeleme a reális állapot ismerete. Ezek jelentőségét mérlegelve támogatta az Európai Unió a TEMPUS program keretében a „*Teaching and Education in Structural Integrity in Hungary*” címmel összeállított pályázatot, amelynek fő célkitűzése ezen új diszciplína meghonosításán kívül egyrészt a szerkezetintegritás oktatási anyagainak kidolgozása, másrészt a **Szerkezetintegritás - Biztosítási Mérnök Szakmérnöki Szak** beindítása. A négy hazai intézmény - Miskolci Egyetem, Budapesti Műszaki Egyetem, Kossuth Lajos Tudományegyetem Műszaki Kara és a Széchenyi István Műszaki Főiskola szakembereinek bevonásával elérendő célok megvalósítását nagyban segítették a következő külföldi partnereink:

- Prof. T. Varga, Bécsi Műszaki Egyetem
- Prof. H. P. Rossmann, Bécsi Műszaki Egyetem
- Dr. J. Blauel, Fraunhofer Institut für Werkstoffmechanik
- Prof. S. Reale, Università Degli Studi di Firenze
- Prof. G. Pluinage, Universitz of Metz,
- Dr. S. Crutzen, Joint Research Centre, European Commission

Miskolc, 1999. Július 15.

Tóth László

egyetemi tanár
a projekt koordinátora

Ez az összeállítás a szerkezetek állapotának megítélésénél alkalmazott rezgésvizsgálati módszerekkel, mint a roncsolásmentes szerkezeti vizsgálatok egyik speciális területével, foglalkozik. Az elméleti alapok összefoglalása után tárgyalja az alkalmazáshoz szükséges legfontosabb műszerelemeket és műszereket, a kiértékelési módszereket és azok felhasználását a mindennapi gyakorlatban.

Minden szerkezeti elem, elempár vagy teljes szerkezet működését rezgésjelenségek, tágabb értelemben zajok fellépése jellemzi. Függvénye a pillanatnyi állapotnak, működésmódnak és információtartalma – kellő ismeretek birtokában – meghatározó mind az elhasználódás mértékének, mind a működési rendellenességének megítélésénél.

A rezgés valamely rugalmas közegben (gázban, folyadékban, szilárd testben) hullámszerűen tovaterjedő mechanikai zavarási állapotot jelent. A közeg mechanikai tulajdonságainak

függvényében maga a zavarás a közeg állapotának térben és időben történő ingadozása az egyensúlyi helyzet körül. Rezgésekről (ún. testhangokról) akkor beszélünk, ha ez a folyamat szilárd közegben játszódik le. A továbbiakban csak ezzel az esettel foglalkozunk.

A rezgésvizsgálat vagy más kifejezéssel a rezgésdiagnosztika a korszerű karbantartási rendszerek egyik legjelentősebbike. Alkalmazásával a szerkezet leállítási és megbontása nélkül – kellő számú adat birtokában – bármely időpontban megállapítható a kérdéses egység (elem, elempár vagy szerkezet) pillanatnyi állapota (károsodásának mértéke), várható élettartama, majd ezek alapján egy esetleges beavatkozás szükségessége és ennek időpontja az üzemidő függvényében. Ezáltal tervezhetővé válik maga a karbantartási folyamat is.

A karbantartási módszereket áttekintve – beavatkozás meghibásodásnál, statisztikai adatokból meghatározott időpontban (TMK: Tervszerű Megelőző Karbantartás!), állapotfigyelés alapján – ez az eljárás lényeges költségcsökkenést, általában egyszerűbb javítást és hatékonyabb üzemeltetést biztosít. A nagy termelőkiesést eredményező váratlan leállások („Szükség szerinti javítás” módszere), a tényleges élettartam figyelmen kívül hagyása és a megbontással járó elkerülhetetlen járulékos hibák ("TMK") elkerülésével lehetővé teszik a tervezett élettartam elérését nagy megbízhatósággal, s a hibaokok behatárolását egyszerű módszerekkel.

Megbízhatósága függvénye az alkalmazott műszerek minőségének, az alkalmazók képzettségének és gyakorlatának. Kellő elméleti tudás és gyakorlati tapasztalat birtokában ez az érték 90 % felett van, ami azt jelenti, hogy 100 esetből 90 feletti a helyes megítélés. Ugyanez az arány segédeszközök alkalmazása nélkül egyértelműen 50 % körüli, de csak akkor, ha a vizsgálatot végző szakemberek mögött több évtizedes tapasztalat van.

Az állapotfigyelés mindig az észlelt jelenség elemzésével jár együtt, azaz a mérés és a diagnosztizálás sohasem választható szét, s csak ennek alapján valósítható meg az eredményes és helyes beavatkozás.

Igyekszünk ezzel a rezgésvizsgálatok magyar nyelvű szakirodalmában egy olyan összeállítást megjelentetni, amelynek középpontjában maga a cél, a szerkezeti elem vagy a teljes szerkezet állapotfelméréseinek, élettartamának meghatározása áll. Az eszközök – a vizsgálati módszerek és eljárás – bemutatása döntően azok fizikai alapjaira, alkalmazhatósági feltételeire, korlátaira és eredményeinek megbízhatóságára, az azokat befolyásoló tényezők tárgyalására vonatkozik a teljesség igénye nélkül.

Mint minden új kezdeményezésnek, e füzetnek is nyilvánvalóan meglesznek a maga hiányosságai és a jövőben számos területen kiegészítésre szorulnak. Ezt nagyban segítené az, ha a Tisztelt Olvasók észrevételeiket, javaslataikat a szerzőknek vagy a projekt vezetőjének eljuttatnák. A TEMPUS program nyújtotta támogatás lehető legjobb kihasználása érdekében az elkészült tananyagokat INTERNETE-n is közreadjuk (<http://www.bzlogi.hu/tempus.html>) annak érdekében, hogy a szerkezetintegritás diszciplínája hazánkban minél gyorsabban és minél szélesebb körben elfogadásra és elterjedésre találjon.

Miskolc, 1999. június 15.

Kováts Attila

TARTALOMJEGYZÉK

Előszó	1
1. Bevezetés	
2. Rezgésvizsgálatok	5
2.1 A rezgésekkel kapcsolatos alapfogalmak	6
2.2. Szintek	10
2.2.1 Teljesítményszint	10
2.2.2 Származtatott szintek	10
3. Mérőszámok	11
4. Műszerelemek és műszerek	12
4.1 Rezgésérzékelők	12
4.2 Szűrők	16
5. Mérések	18
5.1 Rezgéssebesség mérés	18
5.2 Lökésimpulzus módszer	16
5.3 A "SEE"-technológia	19
5.4 Burkológörbe módszer	20
6. A rezgésanalízis módszere, jellegzetes frekvenciák	20
6.1 Kiegyensúlyozatlanság	20
6.2 Szerelési hiba, deformálódott tengelyek	20
6.3 Impulzusszerű erőhatás	21
6.4 Csapágyak, tengelykapcsolók	21
6.5 Fogaskerék hajtóművek	23
6.6 Szíj- és ékszíjhajtások	24
6.7 Lánchajtások	25
6.8 Villamosgépek	25
6.8.1 Villamos forgógépek	25
6.8.2 Transzformátorok	25
6.9 Hidraulikus és pneumatikus rendszerek	26
7. Határértékek	27
Irodalomjegyzék	30

1. Bevezetés

Minden szerkezet működése rezgések fellépésével jár együtt. E rezgés fizikai paramétereit az elem (pl. ventilátor járókerék, szeleptányér) vagy elempár (pl. fogaskerék, csapágy) üzemi és konstrukciós adatai, ezen túlmenően azonban pillanatnyi állapota is meghatározza. Az üzemi adatok közé alapvetően a terhelés, a fordulatszám és a kenési állapot, a konstrukciós paraméterek közé a geometriai méretek, a kialakítás, a relatív mozgások, s többnyire a kapcsolódási viszonyok sorolhatók.

E tényezők kölcsönhatása következtében kialakuló rezgések az idő függvényében – a szerkezet tervezett élettartamán belül – állandó folyamatos változásban vannak. Változatlan alapadatok mellett is módosul azonban az állapot a működés során, döntően a kopás (méret és felületminőség változása), a fáradás (teherbíró-képesség kimerülése, pl. kigödrösödés), a kifáradás következtében.

Mindezek a változások jól követhetők a rezgésjellemzők változásának megfigyelésével és azok változásának követésével, azaz egy *változási trend* megállapításával. Ez utóbbi a megbízhatóság-elméletből ismert ún. "fürdőkád-görbe" felvételét jelenti, amely többnyire – néhány speciális kivételtől eltekintve – jól jelzi azt a tönkremeneteli határt, amelynél a beavatkozás már feltétlenül szükségessé válik.

Alkalmazása egyértelműen az üzemeltetési költségek csökkentése szempontjából fontos. Az állapotfigyelésen alapul, ezzel egyrészt messzemenően lehetségessé válik a lehető legnagyobb élettartam elérése, másrészt a jelentős költségkihatásokkal járó üzemkiesések elkerülése is. Ebből következően nő a szerkezet megbízhatósága, mert korrigálja a tervezés és a gyártás folyamán elkövetett hibákat, közelítéseket. Ez utóbbiak vonatkozásában utalni kell Nagy Gy.: *Kisciklusú fárasztás* c. munkájának bevezető részében leírtakra:

"A tervezéskor bizonytalanságot jelent a szerkezet tényleges mechanikai állapota és a számításhoz felhasznált modell közötti eltérés. Ez a hiba egyszerű szerkezeti kialakítások esetében nem jelentős, de bonyolultabb részek, keresztmetszet változások, elágazások, nyomástartó edények csőcsonkjai esetében stb. már számottevő; a ma használatos alak- és formátényezőkkal csak pontatlanul közelíthető.

A feszültségi és alakváltozási állapot tisztázatlanságán kívül bizonytalanságot jelent az anyag, ill. a használatos anyagjellemzők pontos ismeretének hiánya. Általánosan használt az anyagminőséghez kötődő legkisebb folyáshatár alkalmazása, amelynél a beépített anyag folyáshatára általában nagyobb. Ugyanakkor ez a megközelítés nem veszi figyelembe a ma még szükségszerűen meglévő, megengedett anyagfolytonossági hibákat.

A tervezéskor nem vagy csak korlátozottan lehet figyelembe venni bizonyos, gyártás közben jelentkező hatásokat. Nevezetesen a technológiai művelet közben keletkező, de még megengedhető hibákat, pl. hegesztett kötések hibái, ill. a megmunkálás következtében létrejövő maradó feszültségeket.

A normál üzemeltetés során is adódnak olyan járulékos terhelések, amelyek a tervezéskor fel sem merültek, ill. vannak olyanok, melyek a tervező számára ismertek, de számszerűsítésük nehézkes és így nehezen vehető figyelembe. Példaként említhetők a hőmérsékletváltozásokból, a szellőkésekből, az indítási és leállási folyamatok tranziens hatásaiból stb. származó járulékos terhelések."

Hibák származhatnak tehát mind a tervező, mind az üzemeltető részéről. Ugyanakkor a bizonytalanságok miatt jelentős tartalékok is lehetnek, amelyek az élettartamot jelentősen meg is növelhetik. A tartalékok vonatkozásában gondoljunk csak a gördülőcsapágyakra. A csapágykatalógusokban megadott dinamikus teherbírás (C) egy olyan érték, amelyre méretezve (kiválasztva) a csapágyat, azok 90 %-a a névleges élettartamot (10^6 körülfordulás) eléri vagy meghaladja. Azaz bizonyos számú csapágnál jelentősen nagyobb élettartamra is számítani lehet. Mindezek elkerülése csak fokozott költségekkel, s csak egy bizonyos mértékig lehetséges, de egy állapotfigyeléssel (rezgésjellemzők mérése útján) mindezek jórészt ki is védhetők.

Az elérhető megtakarításokra csak egyetlen tényt célszerű megemlíteni. Amikor ezt az eljárást elsőként tengeri fűtőtornyok szivattyúinak karbantartásánál alkalmazták, s még az elméleti alapok sem voltak teljesen tisztázva, már a kezdetnél mintegy kétharmadára lehetett csökkenteni a karbantartási költségeket.

2. Rezgésvizsgálatok

2.1. A rezgésekkel kapcsolatos alapfogalmak

A rezgés – a Magyar Értelmező Szótár megfogalmazása szerint – egy egyensúlyi helyzetéből ellentétes irányokba kitérő testnek, anyagi részecskének vagy fizikai jelenségnek (pl. villamos feszültségnek) periodikus ingadozásaiból álló változása, ill. e változásnak egy mozzanata. Lehet *csillapítatlan*, amikor pl. a kitérés állandó vagy *csillapított*, ahol e változás az idő függvényében csökken. E megfogalmazáson túl a jelenség lehet *aperiodikus* is, amelynek időbeli lefolyása elvileg minden periodicitástól mentes.

Maga a rezgés leírható a (részecske)kitérés (s), a (részecske)sebesség (v) vagy a (részecske)gyorsulás (a) időbeli változásával

$$s = A \sin(\omega t + \varphi), \quad (1)$$

$$v = \frac{ds}{dt} = A \omega \cos(\omega t + \varphi), \quad (2)$$

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{d^2s}{dt^2} = -A \omega^2 \sin(\omega t + \varphi), \quad (3)$$

ahol a már ismerteken kívül A a rezgés kitérés, sebesség vagy gyorsulás amplitúdója; ω a rezgés körfrekvenciája; t az idő; φ a fázisszög. E három alapösszefüggés bármelyike ábrázolható időfüggvényével (l. 1. ábra) vagy spektrumával (frekvencia-eloszlásával) egyaránt.

A periodikus rezgés legegyszerűbb esete a tisztán szinuszos rezgés (2. ábra), amely a műszaki gyakorlatban legegyszerűbb elemként kitüntetett szerepet játszik. Egyik legfontosabb jellemzője a T rezgésidő, ill. annak reciproka, a frekvencia

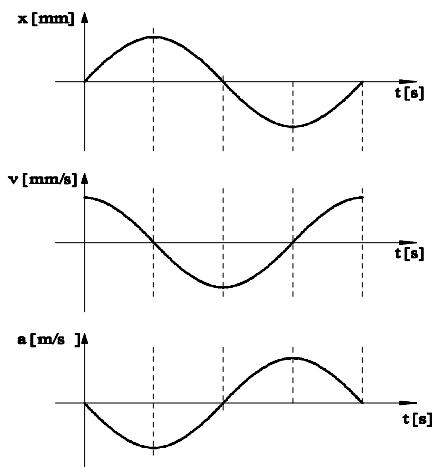
$$f = \frac{1}{T} \quad [\text{Hz}] \quad (4)$$

vagy a körfrekvencia

$$\omega = 2 \pi f . \quad (5)$$

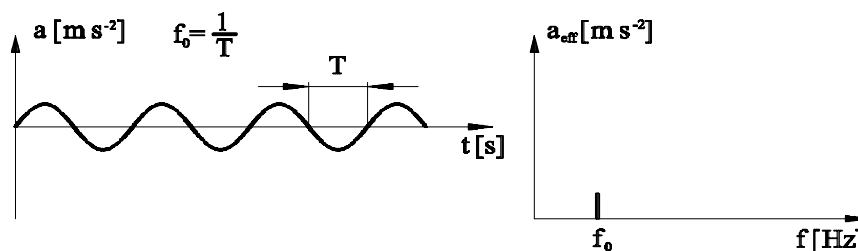
Gyakran kell több szinuszos rezgés egyidejű megjelenésére számítani. A 3. ábra pl. két elemi (szinuszos) rezgés egyidejűségét szemlélteti, ahol $T_1 = 2 T_2$, ill. $f_1 = f_2/2$.

Gyakorlatilag minden periodikus rezgés szinuszos rezgések összetételének tekinthető (statisztikus rezgés). Ilyen rezgés pl. a szabályos négyzet-rezgés is (4. ábra), amelynél jól látható, hogy a spektrumban csak a páratlan együtthatójú összetevők jelennek meg.



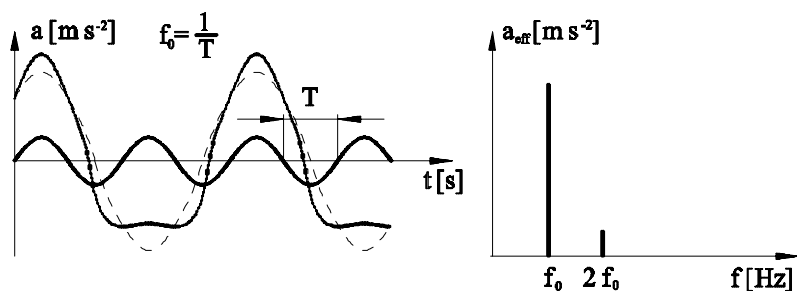
1. ábra

Összefüggés a harmonikus rezgőmozgás jellemzői között $\varphi = 0$ esetben



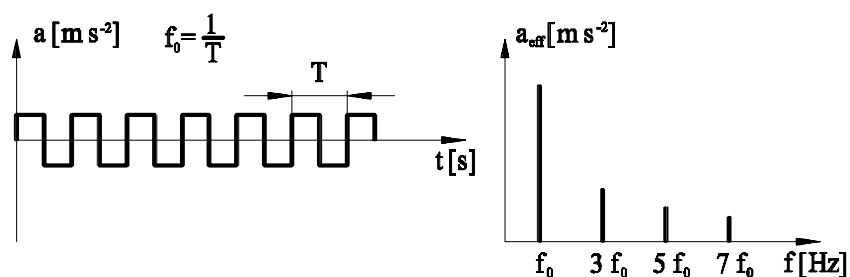
2. ábra

Tisztán szinuszos rezgés idő- és frekvenciafüggvénye (spektruma)



3. ábra

Két szinuszos rezgés eredő idő- és frekvenciafüggvénye (spektruma)



4. ábra

Négyszögrezgés idő- és frekvenciafüggvénye (spektruma)

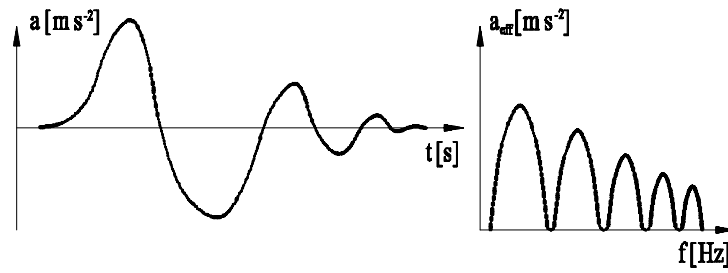
Ezekben az esetekben az egyes összetevőket a *Fourier-féle sorfejtéssel* lehet meghatározni. Ekkor

$$f(t) = \frac{a_0}{2} + \sum_{i=1}^{\infty} (a_k \cos k \omega t + b_k \sin k \omega t), \quad (6)$$

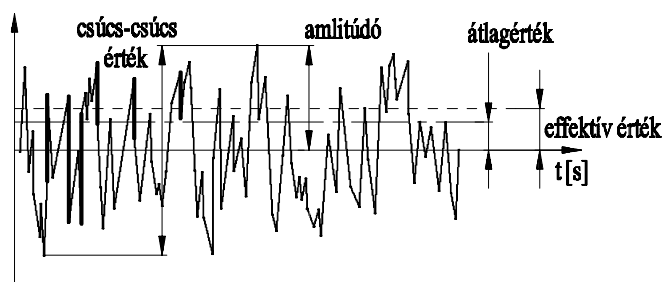
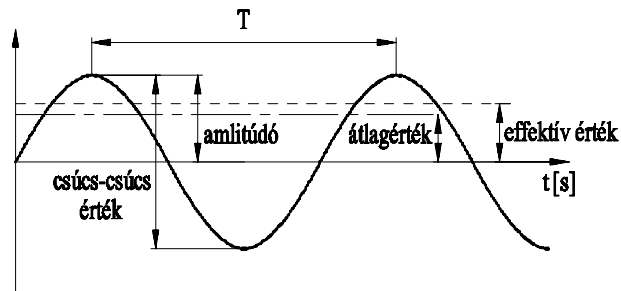
ahol a_0 , a_k és b_k állandók (*Euler-Fourier-féle* együtthatók); k természetes szám.

A csillapított rezgés egyedi esetének fogható fel a *tranzien rezgés* (pl. 5. ábra), amely főként indítási és leállási folyamatoknál tapasztalható.

A rezgés jellemzésére a *kitérés – idő* (vagy *sebesség – idő*, ill. *gyorsulás – idő*) függvényen túl annak *amplitúdója*, az *amplitúdó átlagértéke* vagy *effektív értéke*, esetenként *csúcstól-csúcsig értéke* szolgálhat (6. ábra).



5. ábra
Tranziens folyamat



6. ábra
Rezgésjellemzők értelmezése tisztán szinuszos és statisztikus rezgés esetén

Az átlagérték (average value)

$$x = \frac{1}{T} \int x(t) dt, \tag{7}$$

az *effektív érték* (négyzetes középérték: *Root Mean Square; RMS*)

$$x_{\text{eff}} = \sqrt{\frac{1}{T} \int [x(t)]^2 dt} . \quad (8)$$

Ez utóbbi megfelel az elektrotechnika effektív értékének, s ebből következően a rezgés teljesítményére jellemző.

2.2. Szintek

2.2.1 Teljesítményszint

A mindennapi életben előforduló rezgésforrások teljesítménye, s ezzel azonosan valamennyi jellemzője is igen széles tartományban mozog, közelítően mintegy 15 nagyságrendet fog át. A számítások egyszerűsítése céljából ezért bevezették a *szintértéket*, amely egy célszerűen megválasztott alaphoz való viszonyítást jelent logaritmikus rendszerben:

$$L_W = 10 \lg \frac{P}{P_0} \quad [\text{dB}] \quad (9)$$

ahol P az a forrásteljesítmény, amelynek szintértékét keressük; P_0 a viszonyítási alap (referencia). Az összefüggésbe mindkettőt azonos mértékegységben kell behelyettesíteni. A szint mértékegysége a *decibel*, jele *dB*.

A decibel mértékegységű szintérték eredeti megfogalmazásában mindig teljesítmény jellegű mennyiségekre vonatkozik, ezért a származtatott szinteknél az összefüggés módosulhat.

A szintérték jelen majdnem minden esetben L , de indexben ki kell tenni, hogy mely (teljesítmény jellegű) jellemzőre vonatkozik. Így L_W a *teljesítményszint*. Amennyiben P_0 nemzetközileg rögzített érték, úgy *abszolút szintről*, ellenkező esetben *relatív szintről* beszélünk. Ez utóbbinál az egyértelműség érdekében a decibel után mindig meg kell adni annak értékét is (pl. dB/1 W). Külön jelölés hiányában a szint mindig abszolút!

A nemzetközileg rögzített viszonyítási alap 1 pW, amely akusztikai okokra, a hallásküszöbre vezethető vissza. Gyakorlati (méréstechnikai) okokból a szintértékeket mindig egész dB-re kell kerekíteni!

A forrást meghatározó teljesítmény több nagyságrendet átfogó változásából következik, hogy minden ebből származtatott – a forrás környezetét vagy magát a forrást leíró – jellemző (részecske sebesség, - gyorsulás stb.) hasonló mértékben ingadozik, ezért bevezetése ezeknél is célszerű.

2.2.2 Származtatott szintek

Rezgések megítélésénél a teljesítményszint használata csak elvétve fordul elő, helyette valamelyik célszerűbben kezelhető, a teljesítménnyel egyenértékű jellemző szintértékét használjuk.

A gyakorlat célszerűségi okokból számos olyan, teljesítmény jellegű szintet is értelmez – alapvetően rezgések vonatkozásában –, amelyek használata egyrészt a mérési feladatok kiértékelését, másrészt a forrásjellemzők elemzését könnyíti meg. E szintek fizikai törvényszerűségük alapján (9)-ből közvetlenül levezethetők.

A gyorsulásszint

$$L_a = 20 \lg \frac{a}{a_0} \quad [\text{dB}], \quad (10)$$

ahol $a_0 = 1 \mu\text{m s}^{-2}$, összhangban a teljesítményszintnél rögzített $P_0 = 1 \text{ pW}$ -tal.

A sebességszint

$$L_v = 20 \lg \frac{v}{v_0} \quad [\text{dB}] \quad (11)$$

Gyakorlati okokból gyakran $v_0 \neq 10^{-6} \text{ m s}^{-1}$, hanem a negatív értékek elkerülése miatt ennél kisebb, $v_0 = 1 \text{ nm s}^{-1}$. Néhány állam (és műszergyártó cég) ettől eltérő referenciát alkalmaz, így adatfelhasználásnál fokozott körültekintéssel kell eljárni! Az eltérés figyelmen kívül hagyása nagyságrendi különbségeket is eredményezhet!

A kitérésszint

$$L_s = 20 \lg \frac{s}{s_0} \quad [\text{dB}] \quad (12)$$

Általában $s_0 = 10^{-11} \text{ m}$ szokásos, azaz nem következik a teljesítményszint vonatkoztatási alapjából.

3. Mérőszámok

Rezgésjellemző alatt általában azt a fizikai mennyiséget értjük, amely erősségére utal. Méréstechnikai okokból ez a (részecske)kitérés, (részecske)sebesség vagy (részecske)gyorsulás (a továbbiakban kitérés, sebesség, gyorsulás) lehet. Bármelyikük a frekvenciával és a fázisszöggel kiegészítve az idő függvényében a jelenséget egyértelműen leírja.

A gyakorlatban egy rezgés különböző frekvenciájú tiszta szinuszos jelek eredője. Önmagában egy tiszta szinuszos jel esetén bármely jellemző egyenértékű a kapott információt tekintve, összetettnél viszont a feladat jellegétől függően kell választani

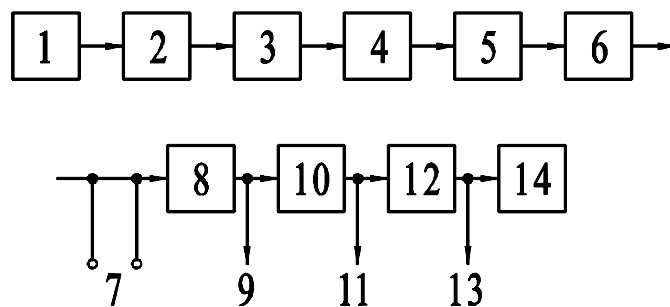
A kitérést választva (szélessávú mérésnél) a kisméretű összetevők kerülnek előtérbe (a gyorsulásmérés inkább a nagyobb frekvenciájú összetevőket emeli ki). Alkalmazása kiegyensúlyozatlanság kimutatása, kis légrésű forgó gépek, továbbá szerszámgépek esetén szokásos. Ez utóbbiaknál ugyanis a megmunkált felület mérete, alakhűsége és felületminősége meghatározza a megengedhető kitérést.

A rezgéssebesség a rezgés energiataralmával van kapcsolatban. Gépállapot, épületkárosodások elbírálására és kimutatására, továbbá pl. földrengések erősségének mértékére (1. *Mercalli-skála*) egyértelműen jellemző.

Az élő szervezetre gyakorolt hatás szempontjából a rezgés gyorsulás mérvadó, de bizonyos esetekben a gépészeti gyakorlat (pl. gördülőcsapágyak állapotellenőrzésénél) is alkalmazza. Egyúttal a környezeti terhelés mérőszáma is, s mint ilyen, tevékenységi körönként részletesen előírt.

4. Műszerelemek

Rezgésmérési célokat szolgáló műszer elvi felépítését a 7. ábra szerinti blokkvázlat mutatja.



7. ábra
Rezgésmérő blokkvázlata

- | | | | |
|----|---|-----|--|
| 1. | rezgésérzékelő | 8. | erősítő |
| 2. | töltéserősítő | 9. | váltakozó áramú kimenet |
| 3. | integrátor (gyorsulás, sebesség, kitérés választás) | 10. | egyenirányító |
| 4. | felüláteresztő szűrő | 11. | egyenáramú kimenet |
| 5. | erősítő | 12. | konverter |
| 6. | aluláteresztő szűrő | 13. | logaritmikus egyenáramú kimenet (szintérték) |
| 7. | külső szűrő | 14. | kijelző |

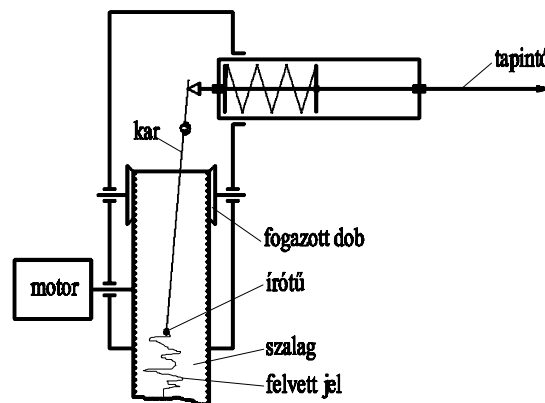
Gyakorlati (mérési) szempontból legfontosabb az érzékelők és a (külső) szűrő ismerete, miután e két elem az információszerzést tekintve meghatározó.

4.1 Rezgésérzékelők

A rezgésérzékelők a rezgésjellemzők valamelyikét (*kitérés, sebesség, gyorsulás*) mérik. Ezek többnyire mechanikus-elektromos átalakítók, azaz a mechanikai rezgés a bemenő jel, amely villamos feszültségként jelenik meg a kimeneten. (A nagyon kis frekvenciák tartományában a kitérés optikai úton is mérhető, ennek előnye nagy leolvasási pontossága.)

A *kitérés érzékelők* mechanikus, villamos és optikai elven működnek.

A *mechanikus kitérés érzékelő* elvi felépítését a 8. ábra mutatja. Működése azon alapszik, hogy beállítható áttételekkel a rezgés kitérést felnagyítja, s azt egy állandó sebességgel haladó szalagra rögzíti. Általában az írássebesség változtatható. Szokásos hitelesítő jel felvitele is meghatározott időnként, amelyből pontosan meghatározható a frekvencia, de a rezgés kép tovább is nagyítható, így a kitérés közvetlenül leolvasható, s a frekvencia ezen az úton is számítható. Frekvenciatartományuk 0...200 Hz, a szokásos max. nagyítás 40-szeres, amplitúdótartományuk 0,05...0,5 mm. Hibái ellenére egyszerűsége miatt igen elterjedt, gyakran *optikai* elvvel kombinált (nagyítás tükörrel).



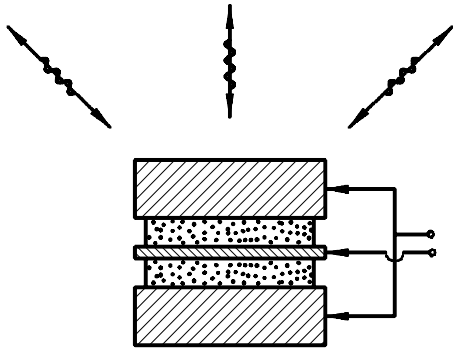
8. ábra
Mechanikus kitérés érzékelő vázlat

A *villamos kitérés érzékelő*knél több elv is elterjedt. *Nyúlásmérő bélyeges* megoldásnál az érzékelő közvetlenül a vizsgált elemre ragasztott, s követi annak alakváltozását. Ez ellenállás-változásként jelentkezik, amelyet villamos úton lehet mérni. A *kapacitív kitérés érzékelő* főként forgó elemek, továbbá igen kis tömegű tárgyak mérésénél szokásos. Működése a kondenzátor elven alapszik. Jellemzőjük a nagy érzékenység, a széles frekvenciatartomány. Hátrányuk, hogy csak relatív értékeket szolgáltatnak (nehezen hitelesíthetők, ill. kalibrálhatók), ill. csak kis kitérések mérésére alkalmasak.

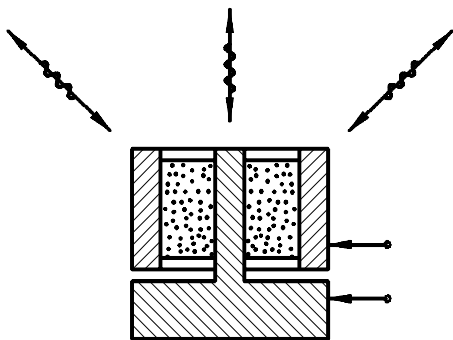
A *rezgéssebesség érzékelők* működési elve a dinamikus mikrofonokéval egyező. Tömegük viszonylag nagy (rendszerint 500 g felett), a kisebbek a nagyobb belső súrlódás miatt kevésbé érzékenyek. Kialakításuktól függően abszolút és relatív érzékelők lehetnek. Az előbbinél a tekercs, az utóbbinál az állandó mágnes rögzített. Frekvenciatartományuk 10...1000 Hz.

A *rezgés gyorsulás érzékelő* a legelterjedtebb típus. A piezoelektromos elven működnek. Előny az egyszerű szerkezeti kialakítás, a kis tömeg (néhány gramm), a széles frekvenciatartomány, a tömör szerkezet, a széles dinamika-tartomány, az időstabilitás, az egyszerű hitelesítés (kalibrálás) és használat, a normál környezeti hatásokkal szembeni érzéketlenség, továbbá az, hogy nem tartalmaz mozgó alkatrész (nincs kopás!), öngerjesztett és olcsó. Hátrányként jelentkezik a nagy impedancia (csak korlátozott hosszúságú kábelek alkalmazhatók), s bizonyos körülmények között a *piroelektromos hatás* fellépése. (*Piroelektromos hatás*: kis hőmérséklet változások következtében a polarizációs irányra

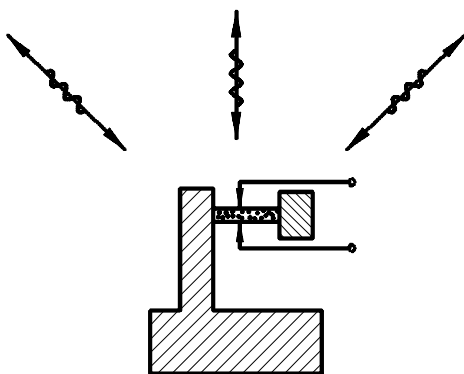
merőleges síkok között töltésvándorlás indul meg, amely a mért jeleket kisülés útján zavarja.) Kialakítását tekintve *kompressziós* (9. ábra), *nyírt* (10. ábra) és *hajlított kristályos* (11. ábra) típus lehet.



9. ábra
Kompressziós típusú gyorsulásérzékelő



10. ábra
Nyírt kristályos gyorsulásérzékelő



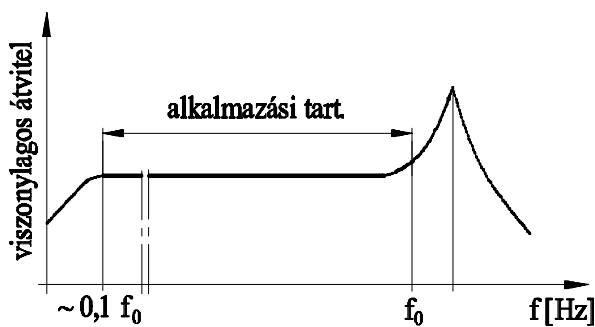
11. ábra
Hajlított kristályos gyorsulásérzékelő

A kompressziós típusra a nagy terhelhetőség, a kiváló érzékenység, a viszonylag nagy tömeg és a magas rezonancia frekvencia jellemző. A nyírt kristályos típus a hőmérsékleti

hatásokra gyakorlatilag érzéketlen (Δ -Shear típus). A hajlított kristályos típus igen nagy érzékenységgű, rezonancia frekvenciája alacsony, max. terhelhetősége korlátozott. Ez utóbbit műszaki célokra csak elvétve alkalmazzák. Valamennyi típusra jellemző, hogy minél nagyobb az érzékelő tömege, annál nagyobb érzékenysége is.

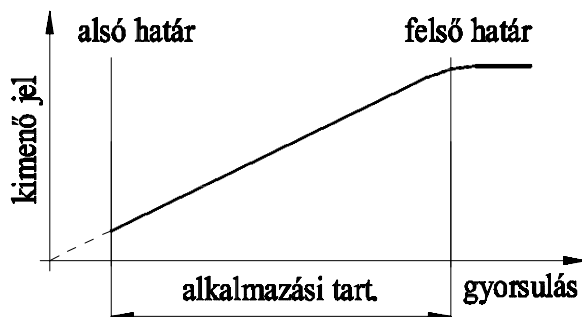
Miután a gyorsulásérzékelők a legelterjedtebb rezgésérzékelők, néhány fontosabb tulajdonságukról külön is említést kell tenni.

A gyorsulásérzékelők egy meghatározott frekvenciatartományban a gyorsulással egzakt módon azonos kimenő jelet adnak. A tartomány alsó határát az érzékelő tömege, a felsőt rezonancia frekvenciája határozza meg. Tipikus jelleggörbét a 12. ábra mutat.



12. ábra
Gyorsulásérzékelők jelleggörbéje

A kimenő jel az alkalmazható méréstartományban a gyorsulással arányos (13. ábra). Az alsó méréshatárt általában az előerősítő, a felsőt az érzékelő szilárdsága szabja meg.



13. ábra
A be- és a kimenő jel közötti
kapcsolat gyorsulásérzékelőknél

Jellemzőjük az *érzékenység* (átviteli tényező). Ez a kimenő oldalon megjelenő feszültség és a bemenő oldali rezgés gyorsulás viszonya

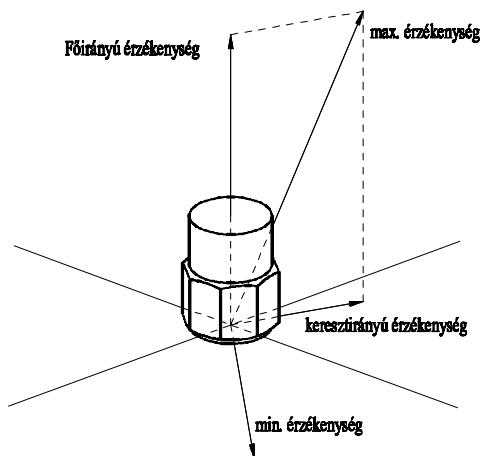
$$\eta = \frac{U}{a} \quad [\text{mV} / \text{g}], [\text{mV} / \text{m s}^{-2}], [\text{pC} / \text{m s}^{-2}]. \quad (13)$$

Szokásos értékei – típustól függően – 12...100 mV/g (0,2...10 mV/m s⁻²).

A szerkezeti kialakítás következtében az érzékelő érzékenysége egy adott irányban a legnagyobb. Van azonban kimenő jel ettől eltérő irányú rezgések esetén is, amelynek nagyságát az *irányítási tényező* mutatja:

$$\text{irányítási tényező} = 100 \frac{\text{keresztirányú érzékenység}}{\text{főirányú érzékenység}}$$

Értéke többnyire 3...4 % alatt van, s természetesen a max. érzékenység e kettő eredőjeként jelentkezik (14. ábra).



14. ábra
Gyorsulásérzékelők érzékenysége

A keresztirányú érzékenység oka a kristály illesztési pontatlansága, ill. a mechanikus érintkezés hibái.

A rezgésérzékelők megválasztásánál – túl a már említett szempontokon – a következőket kell figyelembe venni:

- a rezgéskitérést mérő, többnyire olcsóbb érzékelők frekvenciatartománya korlátozott, nem adnak teljesen pontos eredményt;
- az optikai elven működő típusok vagy túl költségesek, vagy nehezen rögzíthetők;
- a rezgéssebesség érzékelők frekvenciatartománya erősen korlátozott vagy mérési adatának hibaszázaléka nagy;
- a gyorsulásérzékelők – a piezoelektromos elven működőket kivéve – dinamikája és frekvenciatartománya korlátozott.

Mivel a kitérés, a sebesség és a gyorsulás differenciálás vagy integrálás útján összefügg, ezért minden váltakozó áramú kimenettel rendelkező érzékelővel elvileg bármelyiket lehet mérni.

4.2 Szűrők

A szűrők célja a mérési tartomány korlátozása, s ezzel a működésre vagy állapotra jellemző frekvenciákon mutatkozó kitérések (intenzitások) változásának könnyebb kezelése.

Ezek a szűrők állandó százaléku (a relatív sávzélesség állandó!) és állandó sávzélességű kivitelben készülnek (eltekintve a humáncentrikus célú mérések over-all szűrőitől). A két típus elvi szűrési karakterisztikáját a 15. ábra mutatja.

A legáltalánosabban használt állandó relatív sávzélességű szűrő az *oktáv-* és a *tercszűrő*. Az egyes szűrősávok középfrekvenciájukkal (f_m) jellemezhetők, amelyek szabványosak. A sávrendszer az 1 kHz-es középfrekvenciára épül. Oktávszűrőknél

$$f_{mi} = 2 f_{m(i-1)} = 2^n f_{m(i-n)}, \quad (14)$$

tercszűrőknél

$$f_{mi} = 2^{1/3} f_{m(i-1)} = 2^{n/3} f_{m(i-n)}. \quad (15)$$

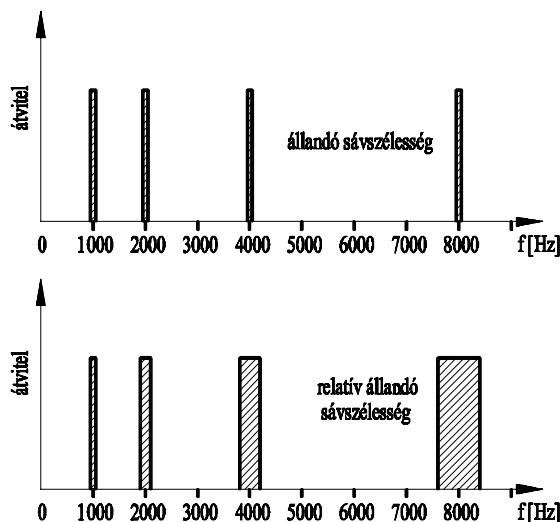
A szűrő jellemezhető abszolút vagy relatív sávzélességével és középfrekvenciájával.

A sávzélesség

$$B = f_f - f_a, \quad (16)$$

a relatív sávzélesség

$$b = \frac{B}{f_m}, \quad (17)$$



15. ábra

Állandó százaléku és állandó sávzélességű szűrősorozat

ill. a középfrekvencia

$$f_m = \sqrt{f_a f_f}. \quad (18)$$

Gyakran a tercszűrővel végzett mérés sem ad kellő felbontást, ezért mód van a sávzélesség csökkentésére is. Ezt a célt szolgálják a keskenysávú szűrők, ill. korszerűbb változatban az ún. *azonos-idejű elemzők*. Ez utóbbiaknál mód van a vizsgálni kívánt frekvenciatartomány és a

felbontás beállítására is, s a felvett spektrumot gyakorlatilag a méréssel egyidejűleg jelenítik meg. (A kérdéses területen jelenleg már szinte kizárólagosan alkalmazott műszer.)

5. Mérések

Rezgésvizsgálat többféle céllal történhet

- tervezéshez szükséges modellvizsgálatok,
- átadás-átvételi vizsgálatok,
- diagnosztikai – állapotellenőrzési célú vizsgálatok,
- forgógépek beállítási célú vizsgálatai (helyszíni kiegyensúlyozás, tengelybeállítás stb.).

A mérés végrehajtása történhet

- rezgésszint ellenőrzéssel,
- lökésimpulzus módszerrel,
- "SEE"-technológiával,
- burkológörbe módszerrel.

5.1 Rezgéssebesség mérés

Ebben az összeállításban csak a diagnosztikai célú vizsgálatokkal foglalkozunk. Az üzemeltetés-karbantartás szempontjából ez a legfontosabb terület, s az üzembiztos működést tekintve ma már nélkülözhetetlen segédeszköz, ill. eljárás.

Karbantartási vonatkozású rezgésvizsgálatoknál a mért rezgésjellemező – eltekintve néhány speciális területtől – a rezgéssebesség. Ezt célszerűen a forgó gép csapágyazási helyein kell mérni a 10...1000 Hz-es frekvenciatartományban, mindhárom fő rezgésirányban. (Ritkábban, főleg turbógépcsoportok ellenőrzésénél, szükség lehet az említett tartomány kibővítésére is.)

Bár egyetlen mérés is támpontot szolgáltathat a berendezés állapotáról, ehhez határértékeket a később ismertetésre kerülő *ISO 2372 sz.-ú* szabvány ad, lényegesen megbízhatóbb, elsősorban különleges gépeknél a folyamatos állapotfigyelés. Ekkor a gép üzembe helyezésétől kezdve folyamatosan vagy hosszabb-rövidebb időközönként mérni kell a teljes frekvenciatartományban a rezgéssebességet. Nem az *over-all* érték az érdekes azonban, hanem a spektrum, azaz szükség van a működésmódból következő jellegzetes frekvenciákon bekövetkező



intenzitásváltozás követésére. Általános érvényű ugyanis, hogy a rezgéssebesség vagy ezzel egyenértékű bármely rezgésellenőrzés az üzemidő során állandóan változik. A változás jellegét jól tükrözi a megbízhatóság elméletből ismert "fürdőkád-görbe" (16. ábra).

16. ábra
A rezgésszint változása az üzemidő függvényében

Tipikus alaknak tekinthető, amely az esetek döntő többségében teljesül. Jellegzetes szakaszai:

$0 \leq t < t_1$	a rezgésszint intenzíven csökken (gyártási- és anyag-, ill. az ún. rejtett hibák kiugrása): összejáratási-, kezdeti-, kiégetési- vagy <u>bejáratási szakasz</u> ; ritkábban el is maradhat;
$t_1 \leq t < t_2$	a rezgésszint lineárisan csökken, ill. közel állandó, gyakran enyhén növekvő): a normális működési- vagy <u>üzemeltetési szakasz</u> ;
$t_2 \leq t$	rohamosan növekvő rezgésszint: tönkremeneteli vagy elhasználódási-, <u>öregedési szakasz</u> .

Az állapotfigyelés során tehát elvileg folyamatosan figyelni kell a rezgésszintet. A "folyamatos" kitétel csupán különleges vagy nagy fontosságú berendezéseknél jelent ténylegesen folyamatos mérést, általában célszerűen megválasztott időközönként van csupán erre szükség. A változásból képezhető egy "trend", amely meghatározza azt az időt, amikor már beavatkozásra van szükség.

Tömeggyártásban készülő elemeknél (fogaskerek, csapágyak, tengelyek, hajtószíjak stb.) az a határérték, ameddig a működés megengedhető, szakirodalmi adatok alapján meghatározható, más esetekben az üzemeltetési szakasz kezdeti értékéhez viszonyított 10, ritkábban 15 dB-es növekedés az a határ, amely már javítást igényel.

Az állapotellenőrzés során csupán azokat a frekvenciákat kell figyelemmel kísérni, amelyeken a rezgésszint növekvő értéket mutat. A berendezés kinematikai felépítésének ismeretében a frekvencia alapján a kérdéses elem (elempár, folyamat) azonosítható, így a várható hiba helye is meghatározható.

Valójában ez az azonosítási folyamat jelenti az állapotfigyelés során a legnagyobb nehézséget, különösen akkor, ha a gép szerkezeti felépítése csupán főbb vonalaiban ismert (pl. elvi ábra), s a frekvenciák számításához szükséges adatok (pl. fogszámok, kapcsolódó méretek) hiányoznak. Ezen adatok meghatározása azonban spektrumsorozatok felvételével, ha nem is egyszerűen, de megoldható.

5.2 Lökésimpulzus módszer

Szinte kizárólag gördülőcsapágyak károsodásának ellenőrzésére fejlesztették ki. Az eljárás két egymással ütköző test közötti sebességkülönbségre ad információt. Az ütközés során kialakuló lökeshullám nagysága a pályahibák függvénye, így a csúcsértékből következtetni lehet a csapágy üzemi állapotára.

5.3 A "SEE" technológia

Az akusztikus emissziós vizsgálatok egyik fajtája, amelyet az előzőekben említett lökésimpulzus módszerhez hasonlóan kifejezetten gördülőcsapágyak vizsgálatára fejlesztett ki az SKF. A *Spectral Emitted Energy* kifejezésből alkotott betűszó. Alkalmazásával a csapágyak futófelületén kialakult repedéseket és töréseket lehet kimutatni, mert lökeshullámok nemcsak a sérülések feletti áthaladásnál, hanem a pillanatszerű fém-fémes érintkezés (berágódás!) során is kialakulnak. Igen lényeges, hogy a csapágy fordulatszámától független eredményeket szolgáltat az eljárás.

5.4 Burkológörbe módszer

A módszer elsősorban az ismétlődő jelenségek kimutatására szolgál. A leggyakrabban alkalmazott eljárás a rezgésgyorsulás szűrésével dolgozik.

6. A rezgésanalízis módszere, jellegzetes frekvenciák

A rezgésdiagnosztika fejlődése során a gyakorlati tapasztalatokat felhasználva, az egyes jelenségek közötti kapcsolatokat és összefüggéseket is vizsgálva, napjainkra már kikristályosodtak bizonyos általános érvényű megállapítások, melyek segítségével egyszerűbben lehet a hibaokot megkeresni. Ilyen adatokat több szakirodalmi összeállítás is tartalmaz, így pl. a *Dömötör Ferenc* szerkesztésében megjelent "A rezgésdiagnosztika alapelemei" c. SKF kiadvány is, amely éppen jó használhatóságával tűnik ki. A következőkben ennek alapján szerepel egy kisebb összefoglalás.

Az ellenőrzésnél többnyire az amplitúdót, a frekvenciát és a fáziseltolódást célszerű vizsgálni.

- Az *amplitúdó* a gép általános állapotára jellemző.
- A *frekvencia* a hibás elem, elempár vagy folyamat megkereséséhez nyújt segítséget.
- A *fáziseltolódás* elsősorban a kiegyensúlyozatlanság meghatározásában fontos.

Az egyes géptípusokra, ill. meghibásodásokra jellemző rezgésjelenségek és frekvenciájuk ismerete a diagnosztizálás szempontjából meghatározó fontosságú.

6.1 Kiegyensúlyozatlanság

A *kiegyensúlyozatlanság* forgó vagy alternáló mozgást végző elemek hibájára utal. Ez egyaránt lehet hibás méretezés, gyártás, szerelés vagy karbantartás következménye. Rendszerint radiális, ritkábban axiális irányú rezgésként is jelentkezhet. Frekvenciája megegyezik a kérdéses elem fordulatszámának megfelelő frekvenciával (forgási vagy tengelyfrekvencia)

$$f_h = \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (19)$$

ahol n a fordulatszám. Intenzitása (erőssége) rendszerint jelentős.

6.2 Szerelési hiba, deformálódott tengely

A *szerelési hiba* és a *görbült (deformálódott) tengely* hatása ugyancsak kiegyensúlyozatlanságban nyilvánul meg. Gyakran előforduló hibajelenség. Az egyszerű kiegyensúlyozatlanságtól abban tér el, hogy radiális és axiális rezgéseket is kelt, továbbá gyakran a forgási frekvencia két- vagy háromszorosán jelentkezik

$$f_h^* = i \frac{n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (20)$$

ahol $i = 2$, de ritkábban 3 vagy 4 is lehet.

6.3 Impulzusszerű erőhatás

Az impulzusszerű erőhatásnak kitett elemek (pl. szelepek) keltette rezgések az időegység alatt fellépő ütközéseknek megfelelően alakulnak. Jellemző a felharmonikusok megjelenése is. Gyakran párosul az ún. *prell-jelenség*gel.

6.4 Csapágyak, tengelykapcsolók

A hibásan beállított csapágyak és a helytelenül szerelt tengelykapcsolók a forgási frekvenciának megfelelő radiális, ritkábban axiális rezgésekben nyilvánulnak meg. Gyakori a második, harmadik felharmonikus megjelenése is. Amennyiben az axiális rezgés a radiális rezgés intenzitásának 50 %-át meghaladja, akkor valószínűleg hibás szerelés a közvetlen ok.

A nagy radiális csapágyhézag kiegyensúlyozatlanság jellegként jelentkezik.

A gördülőcsapágyak keltette rezgések nem feltétlenül utalnak hibára, miután a poligonhatás következtében is fellépnek. A jellegzetes frekvenciák:

- *külsőgyűrű-frekvencia* általános esetben (károsodás a külső gyűrű futófelületén)

$$f_{kgy} = \frac{1}{120} \frac{z i_4}{k_2} (n_2 - n_4) (1 - \gamma) \quad [\text{Hz}], \quad (21)$$

ahol z a gördülőtestek száma, k_2 i_4 és z legnagyobb közös osztója, n_2 a belsőgyűrű, n_4 a külsőgyűrű fordulatszáma, i_4 a külsőgyűrű futófelületén lévő hibák száma

$$\gamma = \frac{r_3}{r_k} \cos \alpha \quad (22)$$

az ún. középátmérő viszonyszám. Ez utóbbi összefüggésben r_3 a gördülőtest sugara, r_k a kosárszerkezet középátmérőjének megfelelő sugár és α a csapágy hatásszöge;

- *belsőgyűrű-frekvencia* (károsodás a belsőgyűrű futófelületén)

$$f_{bgy} = \frac{1}{120} \frac{z i_2}{k_1} (n_4 - n_2) (1 + \gamma) \quad [\text{Hz}], \quad (23)$$

ahol a már ismerteken kívül i_2 a belsőgyűrű futófelületén lévő hibák száma, k_1 z és i_2 legnagyobb közös osztója;

- *görgőfrekvencia* (károsodás a görgők felületén)

$$f_g = \frac{v}{120} \frac{d_k}{3} (n_4 - n_2) (1 - \gamma^2) \quad [\text{Hz}], \quad (24)$$

ahol v természetes szám, utalva a hibák számára; d_k a kosárszerkezet középátmérője;

- *kosárfrekvencia* (a kosár meghibásodásából)

$$f_k = \frac{1}{120} [n_2 (1 - \gamma) + n_4 (1 + \gamma)] \quad [\text{Hz}], \quad (25)$$

- *spinfrekvencia* (a gördülőtest meghibásodásából, mellékmozgásként)

$$f_s = \frac{1}{120} (n_4 - n_2) (1 - \gamma^2) \sin \alpha \quad [\text{Hz}]. \quad (26)$$

(Miután a gördülőcsapágy katalógusokban a számításhoz szükséges adatok egy része nem szerepel, ezért az említett frekvenciák meghatározása csak gyártó cég felvilágosítása alapján lehetséges!)

Kellő adatok hiányában, kb. ± 20 %-os pontossággal a hibafrekvenciák az alábbi összefüggések szerint becsülhetők

- *kosárfrekvencia*

$$f_k = 0,4 f_h \quad [\text{Hz}], \quad (27)$$

- *külsőgyűrű frekvencia*

$$f_{kgy} = 0,4 z f_h \quad [\text{Hz}], \quad (28)$$

- *belsőgyűrű frekvencia*

$$f_{bgy} = 0,6 z f_h \quad [\text{Hz}], \quad (29)$$

- *görgőfrekvencia*

$$f_g = 0,23 z f_h \quad [\text{Hz}], \quad (30/a)$$

ha $z < 10$ és

$$f_g = 0,18 z f_h \quad [\text{Hz}]. \quad (30/b)$$

A belső gyűrű és a görgő hibafrekvenciái radiálterhelésű csapágyaknál fordulatszám, ill. kosárfrekvencia oldalsávokkal jelentkezhettek. Ez a hiba a terhelt zónába történő be- és kilépéstől függ.

A felsoroltakon túl jelentkezhettek a csapágy sajátfrekvenciái is, ezek nagyságrendileg kb. a 2...60 kHz-es tartományban vannak. Mintegy 5...15 kHz azoknak a rezgéseknek a frekvenciája, melyek a felületi kipattogzások és hibák következtében jönnek létre.

A csapágyak szennyező anyagai ugyancsak kHz-es nagyságrendű rezgéseket keltenek. Ezt a csapágyzsírban lévő por, levált fémrészecskék okozzák.

Axiálcsapágyak nem megfelelő hézaga a forgási frekvencia szubharmonikusaiként jelenik meg ($f_1/2$ vagy $f_1/3$). Rendszerint csak az üzemi hőmérsékleten és fordulatszámon tapasztalható.

Siklócsapágyaknál a forgási frekvencia és az ún. *transzlációs* vagy *örvényfrekvencia*

$$f_{tr} = 0,4...0,6 f_1 \quad [\text{Hz}] \quad (31)$$

jelentkezésére kell számítani, de ez csak a turbógépekre jellemző. Nem számít hibafrekvenciának, csupán az azonosítások miatt van erre szükség. (A legtöbb esetben a forgási frekvencia 42...48 %-a.) Kivételesen harmonikusai is jelentkezhettek.

6.5 Fogaskerék hajtóművek

A fogaskerekek keltette hatások többnyire könnyen azonosíthatók, mert ezek a fordulatszám és a fogszám függvényében alakulnak. A jellegzetes frekvenciák

(fog)kapcsolódási frekvencia

$$f_z = i \frac{n z}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (32)$$

ahol i természetes szám (jelentős számú felharmonikus alakulhat ki a hiba jellegének függvényében), n a fogaskerék fordulatszáma min^{-1} -ban, z a fogszám;

együttjárási frekvencia

$$f_e = f_z \left(v + \frac{\mu}{k} \right) \quad [\text{Hz}] \quad (33)$$

és/vagy

$$f_e = f_z (v + \mu k) \quad [\text{Hz}], \quad (34)$$

ahol v és μ természetes szám (utalva a harmonikusokra); k a kapcsolódó fogaskerekek fogszámára vonatkozó legnagyobb közös osztó vagy annak prímszamos elemei. Ez utóbbi azt jelenti, hogy ha a közös osztó nem prímszám (pl. 6), akkor annak osztóinál is kialakulhat az együttjárási frekvencia (pl. $k = 6$ esetén 2-nél vagy 3-nál is).

Ha a kapcsolódási frekvencia oldalsávjaival együtt jelentkezik, úgy az valamilyen modulációra utal. Legtöbbször excentricitás következménye, de terhelésingadozás is eredményezheti. Egynél több hiba esetén ún. "intermodulációs" oldalsávok is felléphetnek, melyek a hibamodulációs frekvenciák összegeiből, ill. különbségeiből adódhatnak.

Széles oldalsávok impulzusszerű, véletlen ütések vagy gyors terhelésváltozások által okozott modulációra utalnak (az ok pl. törött fog).

Többfokozatú hajtóműveknél nemcsak a kapcsolódó, hanem a közös tengelyre szerelt fogaskerekek között is jelentkezhet ez a hatás, de emellett előfordulhat – a gerjesztési viszonyoktól függően – bizonyos mértékű kölcsönhatás is. Kölcsönhatás két szomszédos fokozat között alakulhat ki, de jelentkezése a gerjesztési és sajátfrekvenciák viszonyának is függvénye. Megjelenése azonban nem szükségszerű. Értéke

$$f_{kij} = z_i z_j f_{hi/j} \quad [\text{Hz}], \quad (35)$$

ahol z_{ij} a kölcsönhatásban lévő fogaskerekek fogszámait; $f_{hi/j}$ a megfelelő hajtási frekvenciák. Megjelenésük nem működési, hanem tervezési hibákra utal (nem megfelelő fogszámválasztások).

A fogaskerekek gyártási hibái a megmunkáló szerszám gép és a lefejtőszerszám (amennyiben a fogaskerék lefejtéssel készül) hibájára vezethetők vissza. A gépfrekvencia a szerszám gép osztómechanizmusának és -rendszerének következménye. Ekkor pl. a csiga-csigakerék osztáshibája ciklikusan átmásolódik a gyártott kerékre. Ez – részben harmonikusokként – többszörösen is megjelenik

$$f_m^* = \frac{n_i z_j^*}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (36/a)$$

$$f_m^{**} = \frac{n_j z_i^*}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (36/b)$$

$$f_m^{***} = \frac{z_i z_j^*}{60} n \quad [\text{Hz}] \quad (36/c)$$

stb., ahol n a behajtó-, $n_{i,j}$ a megfelelő fogaskerék fordulatszámok; $z_{i,j}$ a kapcsolódó fogaskerekék ún. látszólagos fogszáma (a ciklikusan ismétlődő hibák száma).

A szerszámfrekvencia lefejtő szerszám osztás- és/vagy előtoláshibájának következménye

$$f_w = \frac{z_w}{60} n i \quad [\text{Hz}], \quad (37)$$

ahol z_w a lefejtő szerszám fogszáma. Ritkán fordul elő.

Fogaskerekelnél ugyancsak gyártási hibát jelez a kapcsolódási frekvencia környezetében (viszonylag széles frekvenciasávban) fellépő nagy intenzitású rezgések jelentkezése. A jelenség nem ciklikusan kialakuló impulzusokra utal. Oka lehet az, hogy a hajtómű üresjáratban fut (a fogoldalak hibái fokozottan jelentkeznek) vagy a fogazat durva osztáshibákkal rendelkezik.

6.6 Szíj- és ékszíjhajtások

Szíjhajtásoknál (lapos- és ékszíj) fellépő rezgések oka lehet

- a tárcsák excentricitása és kiegyensúlyozatlansága,
- a nyomatékátvivő elem inhomogenitása,
- a nyomatékátvivő elem változó keresztmetszete,
- a nyomatékátvivő elem sérülése,
- a kapcsolódó elempárok felületminőségének változása.

Jellegzetes a hajtási frekvenciák és felharmonikusainak kiugrása, a szlip- és szíjfrekvencia, valamint hiba esetén a sajátfrekvenciák megjelenése.

A szíjfrekvencia

$$f_{sz} = 2 t \frac{v}{L} \quad [\text{Hz}], \quad (38)$$

a transzverzális sajátfrekvencia (excentricitási hibát vagy rezonanciát jelez)

$$f_{t0} = \frac{\pi}{4 l^2} \delta \sqrt{\frac{E}{3\rho}} \sqrt{1 + \frac{\sigma}{\sigma_{kr}}} \quad [\text{Hz}], \quad (39)$$

a húzási sajátfrekvencia (excentricitási hibát vagy rezonanciát jelez)

$$f_{E0} = \frac{1}{2\pi l} \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad [\text{Hz}]. \quad (40)$$

Az összefüggésekben t a hajtásban résztvevő tárcsák száma; v a hajtási sebesség; L a szíj teljes hossza; l a szabad szíjhossz; δ a szíj vastagsága; E a köté (szíj) anyagára vonatkozó rugalmassági modulus; ρ a köté anyagának sűrűsége; σ a kötélagban ébredő feszültség; σ_{kr} a kötélagra vonatkozó kritikus kihajlási feszültség koherens mértékegységekben.

A transzverzális sajátfrekvenciák vonatkozásában külön hangsúlyozni kell a nemlineáris szub- és felharmonikusokat. Ezek *Faragó* szerint

$$f_{i,0}^v = \frac{p}{q} f_{i,0} \quad [\text{Hz}] \quad (41)$$

összefüggés szerint alakulnak, ahol p és q természetes számok.

A *szlipfrekvenciát* a tárcsák és a szíj közötti kúszás eredményezi, kHz nagyságrendű. Számítása nem szükséges, miután jelentkezése jelentős zajhatással is jár, így azonosítása nem okoz gondot. Rezonancia esetén (nem megfelelő anyagpárosítás vagy felületminőség, ill. kopás következménye).

Az előző összefüggések laposszíjhajtásokra vonatkoznak. Ékszíj- és kötélhajtásoknál értelemszerűen alkalmazhatók.

6.7 Lánchajtások

Lánchajtásoknál a kapcsolódási-, a hajtási- és a hajtogatási frekvencia fokozott intenzitású megjelenése kopásra vagy hibás beállításra utal. Számítással történő meghatározásuknál a kapcsolt forgó tömegek tehetetlenségi nyomatékát is figyelembe kell venni.

6.8 Villamosgépek

6.8.1 Villamos forgógépek

Villamos forgógépek rezgései mágneses és aerodinamikus hatások következményei, amelyek még kifogástalan állapotban lévő gépeknél is megjelennek. Jellegzetes a hajtási-, valamint a hálózati frekvencia, ill. ez utóbbi kétszerese. Gyakran megtévesztőek, mert kiegyensúlyozatlanság vagy lazulás látszatát keltik. A hálózatról történő lekapcsolással viszont a rezgések megszűnnek.

A mágneses eredetű rezgés alapfrekvenciája mindig a hálózati frekvencia kétszerese (Európában tehát 100 Hz), az aerodinamikus forrásnál viszont (ventilátor, valamint az álló- és forgórész radiális irányú lemezei közötti rések hatása)

$$f = v \frac{z n}{60} \quad [\text{Hz}], \quad (42)$$

ahol v a rezgés rendszáma; z a zavaró elemek száma (pl. a járókerék lapátszáma); n a fordulatszám koherens mértékegységekben.

6.8.2 Transzformátorok

Transzformátoroknál mindig megjelenik a mágneses eredetű 100 Hz-es rezgés esetleges felharmonikusaival együtt. Ezt jelentősen felerősíthető teljesítménytranszformátoroknál a hűtőburkolat, ill. kényszerhűtés esetén a beépített axiálventilátor. Egyéb rezgés csak valamilyen fellazulás következménye lehet, amely többnyire egyszerűen meg is szüntethető.

6.9 Hidraulikus és pneumatikus rendszerek

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek rezgései kiegyensúlyozatlanságból, csapágyhibákból vagy helytelen szerelésből adódnak. Viszonylag gyakori lehet a kiegyensúlyozatlanság, amelyet a szállított közegből kiváló és a lapátokra lerakódó anyag okoz. Kiegyensúlyozatlanságra utal a hajtási frekvencián jelentkező intenzitás növekedés, míg a működési frekvencia – a (38)-

hoz alakilag hasonló összefüggés – kiugrása szerkezeti hibát vagy fokozódó turbulenciát jelez. Radiális és axiális irányban is fellép.

- Légsűrítőknél, ventilátoroknál, szivattyúknál stb. z értéke
- turbolégsűrítőknél és ventilátoroknál a lapátszám,
 - forgólapátos légsűrítőknél a lapátszám,
 - szimmetrikus *Roots-fűvó*knál $z = 4$,
 - aszimmetrikus *Roots-fűvó*knál $z = 2$,
 - csavarlégsűrítőknél az orsószám,
 - dugattyús gépeknél a körülfordulásonkénti munkalöketek száma.

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek csővezetékeinél az egyes csőszakaszok sajátrezgése jelenhet meg. Oka a szivattyú vagy motor gerjesztő hatása. Megszüntethető elhangolással, fordulatszám változtatással, a megfogási-rögzítési rendszer módosításával, részlegesen a gerjesztés rugalmas leválasztásával. Időszakos jelentkezése lerakódásokra is utalhat (sajátfrekvenciák megváltozása!).

Hidraulikus és pneumatikus rendszerek szabályozó és vezérlő egységeinél mechanikus és kavitációs eredetű rezgések alakulnak ki elsősorban. A *mechanikus rezgés* oka a szabályozó elemén átáramló közeg lüktetése ($f = 50 \dots 500$ Hz) vagy turbulenciája ($f = 2 \dots 7$ kHz). Hatásukra a közeggel érintkező elemek rezgésbe jönnek, esetleg rezonancia is kialakulhat. Fellépése kopásra utal (megnövekedett játék az egymáson elmozduló elemek között), de előfordulhat hibás szerelésnél, nem megfelelő egység beépítésénél is. A *kavitációs rezgés* csak hidraulikus rendszereknél fordulhat elő, 50...70 kHz frekvenciájú is lehet, kisebb frekvencián kopogásban is megnyilvánul. Az ok hibás tömítés (hamis levegő beszívása) de konstrukciós eredetű is lehet. Ez utóbbi esetben a javítás csak cserével vagy a rendszer részleges átalakításával oldható meg.

7. Határértékek

Gépészeti berendezések rezgésvizsgálatára vonatkozó legfontosabb előírás az ISO 2372 sz.-ú nemzetközi szabvány: "*Általános előírások forgógépek rezgésereőségének vizsgálatára és értékelésére*". E szabvány sorozatban vagy egyedi gyártásban készült, az $n = 600 \dots 12\,000$ min⁻¹ fordulatszám-tartományban üzemelő gépekre érvényes, de nem alkalmazható kötelező érvénnyel az $n \leq 600$ min⁻¹ esetben. Előírt az osztályozási feltétel és minősítési rendszer a rezgésekre való tekintettel. A szabvány ugyanakkor tárgyalja az egyes rezgésjellemzők értékelését, de magát a mérés kivitelezését is.

Nem tartalmazza viszont

- a rezgések minősítését az emberi szervezetre, a munkavégző-képességre gyakorolt hatás szempontjából;
- a különleges gépekre vonatkozó előírásokat;
- olyan gépek vizsgálatát, melyekhez különleges rezgésdiagnosztikai műszerek szükségesek.

Meg kell ugyanakkor jegyezni, hogy e szabvány olyan nemzetközi és nemzeti szabványok alapjául is szolgál, melyek esetenként csupán egy-egy géptípusra vonatkoznak vagy az eredeti szabvány érvényességi tartományán kívül esnek.

A szabványban meghatározott rezgésérősségi fokozatokat az 1. táblázat tartalmazza.

1. táblázat

Rezgésérősségi fokozatok határai az ISO 2372 szerint

A mértékadó rezgésérősségifokozat		
jele	alsó	felső
határa [mm s ⁻¹]		
0,11		0,112
0,18	0,112	0,18
0,28	0,18	0,28
0,45	0,28	0,45
0,71	0,45	0,71
1,12	0,71	1,12
1,8	1,12	1,8
2,8	1,8	2,8
4,5	2,8	4,5
7,1	4,5	7,1
11,2	7,1	11,2
18	11,2	18
28	18	28
45	28	45
71	45	71

A rezgésvizsgálatot minden esetben a 10...1000 Hz frekvenciatartományban kell elvégezni, s az effektív rezgéssebességet kell mérni a szerkezet valamennyi csapágyházán mindhárom főirányban (a tengelyre merőleges síkban vízszintes, függőleges és radiális irányban). (A korábbiak szerint a rezgéssebesség a rezgés energiatartalmával van kapcsolatban!) Az előírt pontokban mért értékek közül a legnagyobbat kell mértékadónak tekinteni, s ennek alapján az osztályba sorolást elvégezni. Az erre vonatkozó határértékeket a 2. táblázat foglalja össze.

I. osztály: kisgépek csoportja, $N \leq 15$ kW.

II. osztály: a közepes teljesítményű gépek csoportja, $N = 15...75$ kW, ill. különleges alapozás esetén $N_{max} = 300$ kW. Ide tartoznak a stabil, csak forgó mozgást végző gépek (szivattyúk, ventilátorok, hajtóművek és a villamos motorok max. 75kW teljesítményig).

III. osztály: nagy, nehéz, de csak forgómozgást végző munka- és erőgépek, $N = 15...75$ kW, különleges alapozás esetén $N_{\max} = 300$ kW.

2. táblázat

Rezgéserősségi tartományok gépcsoprti berendezések minősítésére (ISO 2372)

Rezgéssebesség v_{eff} [mm s ⁻¹]	Gépcsoport			
	I.	II.	III.	IV.
0,18	jó	jó	jó	jó
0,28				
0,45				
0,71				
1,12	használható	használható	használható	használható
1,8				
2,8	még megengedhető	még megengedhető	használható	használható
4,5	elfogadhatatlan	még megengedhető	még megengedhető	még megengedhető
7,1		elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	még megengedhető
11,2				még megengedhető
18				elfogadhatatlan
28	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan	elfogadhatatlan
45				elfogadhatatlan

IV. osztály: forgó mozgást végző, rugalmas alapon elhelyezett erő- és munkagépek teljesítménytől függetlenül (turbinák, turbogenerátorok, turbogépcsoportok).

V. osztály: alternatív mozgást végző kiegyensúlyozatlan géprendszerek.

VI. osztály: mint az V. osztály, de lazán kapcsolt szerkezeti elemekkel (pl. őrlőmalmok verőtengelyei) vagy változó kiegyensúlyozatlanságú gépek (pl. centrifugák, rezgősziták, rezgővályúk, vibrátorok).

E két utóbbi osztályra a szabvány minősítési adatokat sem közöl, miután a rezgéssebesség a működési állapot és rendszer (működési elv, konstrukciós megoldás) függvényében üzemszerűen is igen változatosak lehetnek.

Kissé részletesebb bontást tartalmaz a 3. táblázat, amely a CDA/MS/NVSH 107. sz.-ú kanadai műszaki irányelv kivonata. A jellegzetes géptípusokra ad irányértékeket új és használt szerkezetekre egyaránt, de ezen túlmenően a javítás szükségességére is utal.

A rezgésszintek vonatkoztatási alapja $v_0 = 10^{-6}$ mm s⁻¹. A nagy élettartam 1000...10 000, a kis élettartam 100...1000 üzemórát jelent. Amennyiben egy ellenőrzésnél a gép rezgéssebessége a "felülvizsgálat"-i értéket eléri, úgy feltétlenül karbantartásra van szükség, de nem azonnal. A kérdéses elem (elempár) azonjósításához oktáv vagy szükség esetén keskenysávú elemzésre van szükség az over-all mérés helyett. Az "oktávsvávos mérés" oszlopát oktávsvávos vizsgálatnál kell alkalmazni, s a feltüntetett értékek elérésénél azonnali javításra van szükség.

3. táblázat

Rezgésebbesség értékek gyakrabban előforduló géptípusokra (CDA/MS/NVSH 107)

	Új gépek				Használtgépek			
	Nagyélettartam		Kisélettartam		Felülvizsgálat		Oktávsváros ellenőrzés	
	v [dB]	v [mm s ⁻¹]	v [dB]	v [mm s ⁻¹]	v [dB]	v [mm s ⁻¹]	v [dB]	v [mm s ⁻¹]
Gázturbinák								
14 720 kW felett	138	7,9	145	18	145	18	150	32
4,4...14 720 kW	128	2,5	135	5,6	140	10	145	18
3 680 kW-ig	118	0,79	130	3,2	135	5,6	140	10
Gőzturbinák								
14 720 kW felett	125	1,8	145	18	145	18	150	32
4,4...14 720 kW	120	1,0	135	5,6	145	18	150	32
3 680 kW-ig	115	0,56	130	3,2	140	10	145	18
Kompresszorok								
Szabad dugattyús	140	10	150	32	150	32	155	56
Nagynyomású	133	4,5	140	10	140	10	145	18
Kisnyomású	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
Hűtőkompresszorok	115	0,56	135	5,6	140	10	145	18
Diesel-generátorok	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Centrifugák, olajleválasztók	123	1,4	140	10	145	18	150	32
Hajtóművek								
7 360 kW felett	120	1,0	140	10	145	18	150	32
7,4...7 360 kW	115	0,56	135	5,6	145	18	150	32
7,4 kW-ig	110	0,32	130	3,2	140	10	145	18
Kazánok	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Vill. generátorok	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
Szivattyúk								
3,7 kW felett	123	1,4	135	5,6	140	10	145	18
3,7 kW-ig	118	0,79	130	3,2	135	5,6	140	10
Szellőzők								
1800 min ⁻¹ alatt	120	1,0	130	3,2	135	5,6	140	10
1800 min ⁻¹ felett	115	0,56	130	3,2	135	5,6	140	10
Villanymotorok								
3,7 kW felett vagy 1200 min ⁻¹ alatt	108	0,25	125	1,8	130	3,2	135	5,6
3,7 kW-ig vagy 1200 min ⁻¹ felett	103	0,14	125	1,8	130	3,2	135	5,6
Transzformátorok								
1 kVA felett	103	0,14	-	-	115	0,56	120	1,0
1 kVA-ig	100	0,10	-	-	110	0,32	115	0,56

IRODALOMJEGYZÉK

- [1] Barkov, A. – Barkova, N. – Azovtsev, A.: A lassú fordulatszámú gördülőcsapágyak diagnosztizálásának sajátosságai.=Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)2. p. 33/37.
- [2] DIN ISO 3945. Mechanische Schwingungen großer rotierender Maschinen mit Drehzahlen zwischen 10 Hz und 200 Hz.
- [3] Dömötör F. (szerk.): A rezgésdiagnosztika elemei.
SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budaörs, 1996.
- [4] Dömötör F.: Rezgésdiagnosztikai beruházások gazdaságossági vizsgálata döntési gráf segítségével.=Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 1(1994)3.
- [5] Dömötör F. – Hajdú S.: Rezgésdiagnosztika kezdőknek.
SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budapest, 1991.
- [6] Eichler, C.: A karbantartás tervezése.
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [7] Gaál Z. – Kovács Z.: Megbízhatóság, karbantartás.
Veszprémi Egyetemi Kiadó, Veszprém, 1994.
- [8] ISO 2372, Mechanical vibrations of machines with operating speeds from 20 to 200 rps.
- [9] ISO 3954. Mechanical vibration of large rotating machines with speed range from 10 to 200 rev/s; Measurement and evaluation of vibration severity in situ.
- [10] ISO 4866. Mechanical vibration and shock; Measurement and evaluation of vibration effects on buildings; Guidelines for the use of basic standard methods.
- [11] ISO 7919. Mechanical vibration of non-reciprocating machines; Measurements on rotating shafts and evaluation.
- [12] Part. 1.: General guidelines.
- [13] Part 2.: Guidelines for large steam turbine sets.
- [14] Part 3.: Guidelines for industrial turbosets.
- [15] Part 4.: Guidelines for gas turbine sets.
- [16] Part 5.: Guidelines for hydraulic machine sets.
- [17] Kováts A.: A fogaskerékpár alapspektruma és torzulásai. I.-II.=Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 3(1996)3. p.2, 4/8; 4(1997)1. p. 27/30.
- [18] Kováts A.: Gépszerkezettan (Műszaki akusztika). 2. kiad.
Nemzeti Tankönyvkiadó, Budapest, 1993.
- [19] Lyon, R. H.: Machinery Noise and Diagnostics.
Butter-Worths, Boston, 1987.
- [20] Lipovszky Gy. – Sólyomvári K. – Varga G.: Gépek rezgésvizsgálata és a karbantartás.
Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1981.
- [21] Mason, P. E.: Rezgésanalízis a papíriparban.=Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)3. p.10/20.
- [22] Meirovitch, L.: Elements of Vibration Analysis.
McGraw-Hill, Ins. New York, 1979.
- [23] Mitchell, J. S.: Machinery Analysis and Monitoring.
Pennwell Books, Tulsa, 1981.
- [24] Péczely Gy.: Forgó gépek, gépalapok és kompresszorok csővezetékeinek rezgésvizsgálata. =Karbantartás és Diagnosztika (Szeged). 5(1998)3.
- [25] Randall, R. B.: Frequency Analysis.
Brüel & Kjaer, Naerum, 1987.

- [26] Rezgésdiagnosztika haladóknak. (Szerzői munkaközösség) SKF Svéd Golyóscsapágy Rt., Budapest, 1992
- [27] Sturm, A. – Förster, R.: Maschinen- und Anlagendiagnostik für die zustandsbezogene Instandhaltung. VEB Verlag Technik, Berlin, 1988.
- [28] Taylor, J. I.: The vibration analysis handbook. Vibration Consultants, Inc., Tampa (Florida), 1994.
- [29] VDI-Richtlinie 2056. Beurteilungsmaßstäbe für mechanische Schwingungen von Maschinen.
- [30] VDI-Richtlinie 2059.
 - Bl. 1.: Wellenschwingungen von Turbosätzen; Grundlagen für die Messung und Beurteilung.
- [31] Bl. 2.: Wellenschwingungen von Dampfturbosätzen für Kraftwerke; Messung und Beurteilung.
- [32] Bl. 3.: Wellenschwingungen von Industrieturbosätzen; Messung und Beurteilung.
- [33] Bl. 4.: Wellenschwingungen von Gasturbosätzen; Messung und Beurteilung.
- [34] Bl. 5.: Wellenschwingungen von Wasserkraftmaschinen; Messung und Beurteilung.
- [35] Vierck, R. K.: Vibration Analysis. Harper Collins Publishers, New York, 1979.