Tiba Zsolt

DINAMIKAI MODELLALKOTÁS ÉS SZIMULÁCIÓ SZÜKSÉGESSÉGE A SZERKEZETEK MÉRETEZÉSÉNÉL

A cikk egy előadássorozat első részeként bemutatja a méretezési eljárások problémáját a gépészetben, mely kiterjed a terhelések és a szerkezetjellemzők meghatározására, a kifáradás ellen történő méretezéshez elengedhetetlenül szükséges terhelési amplitúdók meghatározására. A dolgozat rávilágít arra, hogy dinamikai vizsgálatok (szimuláció) nélkül még a legpontosabb modellek esetén is használhatatlan szerkezetet tervezhetünk, ami csak a megépített működő berendezés próbaüzemén derül ki.

A cikksorozat további részei bemutatják a dinamikai modelleket, majd az azokon alapuló szimulációs programot, végezetül egy konkrét példán keresztül egy szimulációs vizsgálat menetét, eredményét.

BEVEZETÉS

A gépészeti szerkezetek, ill. elemeinek méretezésekor a legfontosabb követelmény, amelynek eleget kell tenni az, hogy az adott alkatrész meghatározott ideig tönkremenetel nélkül működjön.

A szerkezet üzembiztos, ha a biztonsági tényező

$$n = \frac{H_{(t)}}{T_{(t)}} \geq 1 \qquad (1)$$

ahol: $H_{(t)}$ terhelési határ

$T_{(t)}$ terhelés

A nehézséget az okozza, hogy általában a terhelési határ, a terhelés és ennél fogva a biztonsági tényező az idő függvénye.

Ezt a feltételt az időben állandó terheléseknél lehet a legnagyobb biztonsággal teljesíteni.

MÉRETEZÉS IDŐBEN ÁLLANDÓ TERHELÉS MELETT

A statikus igénybevételű szerkezetek teherbíró képessége a deformációs határ, melyet feszültség formájában adnak meg.

$$n = \frac{H_n}{T_n} = \frac{\delta R_{eH}}{\alpha \sigma_{ideális}} \tag{2}$$

ahol:

δ — folyáshatár-viszony szám

α — alaktényező

$\sigma_{ideális}$ — Bemetszés nélküli krm.-ben ébredő feszültség

Ez az összefüggés jól használható, tehát az igénybevétel statikusnak tekinthető 10^4 terhelési ciklusszámig. Ez esetben a terhelés nagy pontossággal meghatározható, a kísérleti úton meghatározott alaktényező értékei nomogramokban rögzítettek. A szerkezetjellemző részben az anyagjellemző, részben a folyáshatár-viszony függvénye, mely az alaktényező ismeretében határozható meg.

Összetett igénybevétel esetén a többtengelyű feszültségállapot ismerete közvetlenül méretezésre nem alkalmas. Ezért egy olyan egytengelyű feszültségi állapotot (egyenértékű feszültség) kell meghatározni, mely hatásában megegyezik a ténylegesen fellépő feszültséggel (Mohr, H.M.H. elmélet). Ez estben a folyáshatár-viszonyt és az alaktényezőt az összetett igénybevételnek megfelelően kell meghatározni.

Összefoglalva megállapítható, hogy a statikus igénybevételű szerkezetek méretezés pontosságát az anyagtudományban meghatározott anyagjellemzők és a mechanikában megismert feszültségi egyenletek pontossága határozza meg.

TISZTÁZANDÓ KÉRDÉSEK IDŐBEN ÁLLANDÓ TERHELÉSEK ESETÉN

A szerkezetek többsége időben változó terhelésnek van kitéve. Az első problémát annak a tisztázása jelenti, hogy mi és milyen mértékben okozza a terhelések időbeni változását. Leggyakrabban a következő esetek fordulnak elő:

— egyenlőtlen nyomatékszolgáltatás, ill. igény (hajtó és hajtott gép üzemjellemzője);

— a hajtáslánc elemeinek dinamikai tulajdonságai;

— a végzett technológiai folyamat jellege;

— gyakori indítás … stb.

A felsorolt hatások gerjesztő hatásként jelentkeznek egy rugalmas, lengésre hajlamos rendszerben. A méretezés pontosságának előfeltétele, hogy az időben változó terhelést kellő pontossággal ismerjük.

A terhelések meghatározásának módszerei:

— MÉRÉSSEL: a legpontosabb módszer, mérőeszközök és eljárások birtokában végezhető el, csak kész szerkezeten alkalmazható, tehát előtervezéshez nem használható;
— BECSLÉSSEL: más, de hasonló paraméterekkel rendelkező működő gép tapasztalatainak felhasználásával;
— STATIKUS ESETBŐL (névleges teljesítményből) kiindulva felépíteni egy időben változó terhelésű modellt;
— SZÁMÍTÁSSAL: dinamikai modellel határozzuk meg a terheléseket, mely esetben a külső terhelések és egyéb paraméterek bemenő adatok. Ezek a számítások olyan időigényesek és bonyolultak, hogy csak számítógépes program formájában alkalmazhatók.

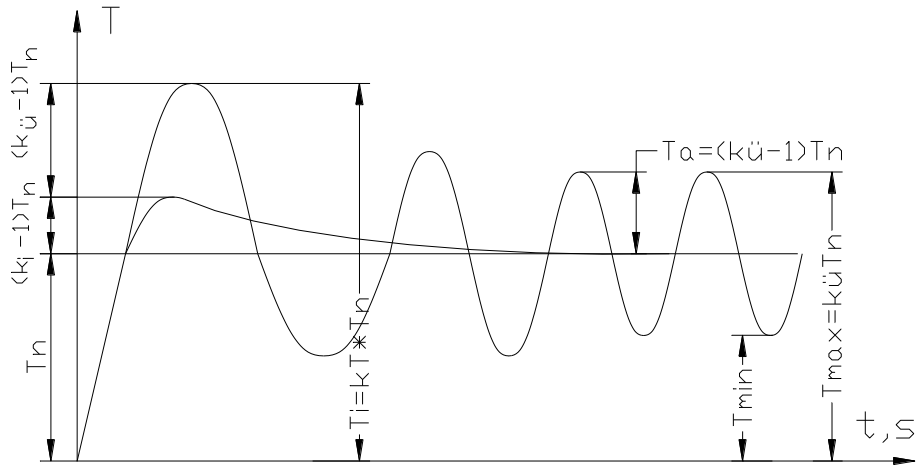
Ma már sok tervezői rendszer tartalmaz dinamikai modellező programot, mely a felhasználó számára egy „ fekete doboz „. Későbbi dolgozatomban ismert mechanikai modellekre épülő, saját fejlesztésű szimulációs programot fogok ismertetni és az alkalmazását bemutatni.

A KIFÁRADÁSRA TÖRTÉNŐ MÉRETEZÉS PROBLÉMÁI

Az előző pontban ismertetett módszerek közül előméretezéshez csak az utolsó kettő alkalmazható, de számítógépes tervezői rendszer hiányában a harmadik eset használható. A következőkben e módszer alkalmazásának korlátjaira mutatok rá. A szerkezet elemének tényleges biztonsága a már jól ismert összefüggéssel határozható meg:

$$n_{(t)} = \frac{H_{(t)}}{T_{(t)}} \tag{3}$$

A terhelési modell felépítéséhez a névleges terhelés mellet szükség van a $k_ü$ üzemtényező és a k_i indítási tényező ismeretére. Ezek értéke a hajtó és hajtott géptől függ, tehát a hajtáslánccal végzett technológiai folyamatot veszi figyelembe. Értéküket különböző gépcsoportok esetén méréssel lett meghatározva majd műszaki irányelvekbe foglalva. Az így felépített modellből a terhelési amplitúdó és az indítási túlterhelés értéke az 1. ábráról leolvasható.



1. ábra. A terhelési amplitúdó és az indítási túlterhelés értéke

$$T_a = (k_ü\text{-}1)T_n \tag{4}$$

$$T_i = k_T T_n \tag{5}$$

ahol: k_T — túlterhelési tényező

$$k_T = k_i\, k_ü \tag{6}$$

Az állandósult üzemállapotban az időben változó terhelés:

$$T_{(t)} = T_n + T_a \sin\omega t \tag{7}$$

ahol: ω — a gerjesztő hatások körfrekvenciája

A terhelések ismeretében megrajzolhatók az igénybevételi ábrák és kiszámíthatók az egyes keresztmetszetekben ébredő közép és amplitúdó feszültség: σ_m és σ_a

Ha a méretezendő alkatrész (élettartama) terhelési ciklusszáma:

— $N=10^4\text{-}10^7$ közé tervezett meghatározott túlélési valószínűséggel, akkor meghatározható az adott élettartamhoz tartozó kifáradási határfeszültség a Wöhler görbe alapján. Ide tartozik a gördülőcsapágyak kiválasztása és pl. a repülőpép egyes elemeinek méretezése;

— $N>10^7$ akkor kifáradás ellen kell méretezni. A kifáradásra történő méretezéshez szükséges kifáradási határfeszültség értékétét: R_{Da} leggyakrabban a Smith diagram segítségével határozzuk meg.

A kifáradás elleni biztonsági tényező:

$$n_f = \frac{k_1 k_2}{\beta} R_{Da} \frac{1}{\sigma_a} \tag{8}$$

ahol:

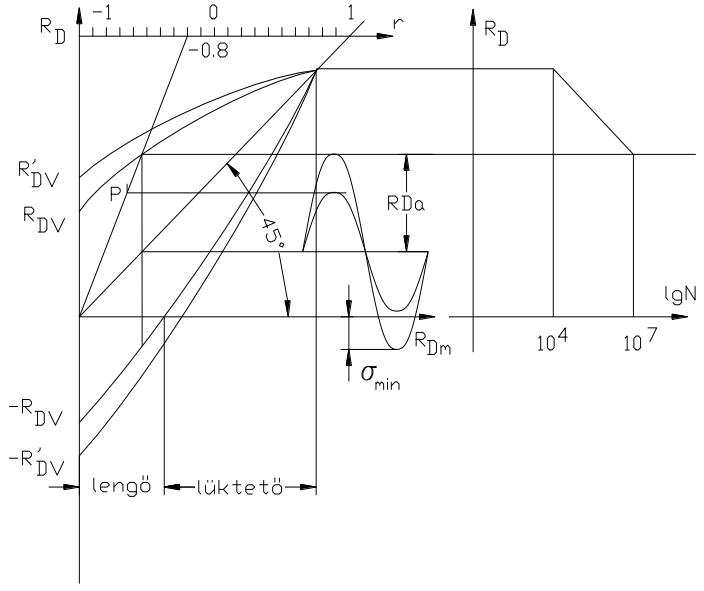
β — horonytényező

k_1 — felületminőségi tényező

k_2 — mérettényező

Az adott alapanyagokra kísérleti úton meghatározott Smith diagram közvetlenül csak próbatestekre érvényes, ezért az alkatrészek geometriai kialakítását és az igénybevétel módját a β horonytényező, az alkatrész méretét és felületi minőségét a k_2 méret, ill. k_1 felületminőségi tényező megválasztásával vesszük figyelembe. Ezek a tényezők kísérleti úton lettek meghatározva, és alkalmazásukkal egy csökkentett területű, az adott alkatrész kialakítására jellemző biztonsági diagramhoz jutunk. A biztonsági tényező meghatározásánál a bizonytalanságot a terhelés időbeni lefolyás ismeretének hiánya okozza. A biztonsági tényező értéke geometriailag kifejezi, hogy az adott terhelésnél ébredő feszültségállapotnak megfelelő P pont mely úton fog a biztonsági területből a határgörbére kerülni.

Bár általános esetben az amplitúdó feszültségre ($\sigma_a = áll.$), a középfeszültségre ($\sigma_m = áll.$) és ezek hányadosára, ($\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = áll.$) vonatkozó modellek egyike sem teljesül maradéktalanul, a $\frac{\sigma_a}{\sigma_m} = áll.$ közelítést alkalmazhatjuk a legkisebb hibával (2. ábra).



2. ábra.

Az időben változó, összetett igénybevétel esetén jó közelítéssel használhatók az egytengelyű feszültségállapotra kidolgozott Smith diagramok, ha meghatározzuk a redukált közép és amplitúdó feszültségeket és horonytényezőket.

ÖSSZEFOGLALÁS

Az előtervezés során még a legpontosabb terhelési modell és a leggondosabb számítás is csak egy „ statikusan viselkedő „ szerkezeti elemre lesz érvényes. Mint ismert minden szerkezet (még az emberi test is) rendelkezik önlengésszámmal. Ezek az önlengésszámok egyszerű estekben nagyon könnyen kiszámíthatok, kimérhetők, jó példa erre egy konzolosan befogott laprugó.

A terhelési modell felépítésénél a $T_{(t)} = T_n+T_a\sin\omega t$ összefüggésben az ω a terhelés körfrekvenciája, (villanymotorral hajtott hajtáslánc esetén ismert) de mint gerjesztő frekvencia sok esetben sztohasztikus. Jó példa erre a hídszerkezeteket ért széllökések frekvenciája. Abban az esetben ha a szerkezetünk saját körfrekvenciája α, és a gerjesztés körfrekvenciája ω egybe vagy közel egybe esik, rezonancia alakulhat ki. Ebben az esetben mint minden rugalmas elemben energia halmozódik fel. Ha elegendő idő áll rendelkezésre, akkor egyre növekvő amplitúdóval fok rezegni, lengeni mindaddig, amíg a kritikus keresztmetszetben bekövetkezik a törés. Természetesen vannak olyan gépi berendezések, pl. vibrátorok, rázóasztalok, ahol a gerjesztő frekvenciát ráhangoljuk a berendezés sajátfrekvenciájára, de általános esetben a rezonancia elkerülendő.

A rezonancia tehát csak akkor kerülhető el, ha a gerjesztő és a saját frekvenciákat elhangoljuk egymástól. Mivel a gerjesztő frekvenciák általában adottak, a megoldást gyakran a sajátfrekvenciák elhangolása jelenti. A szerkezetek, hajtásláncok sajátfrekvenciája nagyon sok paraméter függvénye és igen bonyolult számítási eljárással határozható meg. Ha a sajátfrekvencia előméretezésnél nem ismert, a rezonancia nem zárható ki, ezért a terhelések teljes biztonsággal nem modellezhetők.

JAVASLAT A MEGOLDÁSRA

A tervezői gyakorlatban alkalmazott előméretezési és ellenőrzési eljárások a rezonancia fellépésével kapcsolatban jelentkező problémát nem képesek kezelni. Egyedüli megoldást a szerkezetek dinamikai modellezése jelenti, mely segítségével meghatározható a rendszer sajátfrekvenciája, és már a terhelések is a gerjesztő és a sajátfrekvenciák egymáshoz viszonyított értékéből határozhatók meg. A következő dolgozatban a dinamikai modellalkotás lépéseit és problémáit vázolom igen sok lehetséges kutatási irány jelölésével.

FELHASZNÁLT IRODALOM

[1] MAKHOULT M., Acéltengelyek méretezése, KGMTI, Budapest. 1961.
[2] PONOMARJOV SZ.D. Szilárdsági számítások a gépészetben 3., Műszaki Könyvkiadó Budapest. 1964.
[3] TÓTH L. J., Tengelyek, YMMF, Debrecen, 1994.