microCAD'90

KONFERENCIÁK
kiadványa
1. kötet

Nemzetközi Számítástechnikai Találkozó

Miskolc

1990. február 27-március 3.

microCAD' 90

Számítástechnikai Találkozó előadásai

1. kötet

a Számítástechnika Műszaki alkalmazásai Konferencia anyaga

I. Mérnöki alkalmazások általános kérdései

II. Gépgyártástechnológia

III. Anyagmozgatás

IV. Automatizálás, robottechnika

V. Bányászat

NOVITAS Egyetemi Egyesület

Nehézipari Műszaki Egyetem

Miskolc, 1990. február 27 – március 3.

Felelős kiadó: Dr. Tompa Sándor

a **NOVITAS** elnöke

NOVITAS Egyetemi Egyesület

H-3515 Miskolc, Egyetemváros, Hungary

Tel.: 36/46/65111 Telex: 62223 nmemi h, Fax: 36/46/69554

Szerszámgép föorsó-csapágy rendszer optimális méretezése a rugalmas toleranciák módszerével

Dr. Jármai Károly müsz.tud.kand.
NME,Szállitóberendezések Tanszéke
Dr. Tompa Sándor
NME,Szerszámgépek Tanszéke

Összefoglaló

A szerszámgépek föorsó-csapágy rendszere jelentösen befolyásolja a teljes szerkezet pontosságát a statikus, a dinamikus és a hömerevségek miatt. Az esetek nagy részében a föorsó-csapágy kapcsolat továbbfejlesztése jelenti a leghatékonyabb módszert a nagyobb pontosság elérésében. A rugalmas toleranciák módszerének alkalmazása lehetövé teszi a feltételeknek leginkább megfelelö megoldás megkeresését egy célfüggvény és számos nemlineáris egyenlötlenségi és egyenlöségi feltétel esetén.

Summary

It has a great importance to increase the accuracy of the machine-tools spindles-bearing system because of the static, dynamic and thermal rigidity of the total machine. In most cases it is the most effective way to develope machine with better accuracy. Using the so called Flexible Tolerance method we could find the better solution regarding one objective function and other nonlinear inequality and equality constraints as well.

1.Bevezetés

Szerszámgépek müködési pontosságának maximálásakor a föorsó-csapágy rendszernek központi jelentösége van, mivel a teljes gép statikus, dinamikus és termikus merevsége összetevöinek értékelésekor gyakran ez bizonyul a leggyengébb elemnek. A merevségek növelésével ill. a zavaró hatások csökkentésével a müködési pontosságot akadályozó tényezöket a minimálisra lehet csökkenteni.

A [4]-szerint a föorsó-csapágy rendszerek optimálása két fázisban történhet:

1. a tervezéskor ,
2. az üzemelés, müködés közben.

ad.1. a tervezéskor az alábbi szempontokat kell figyelembe venni:

- funkcionális
- statikus
- dinamikus
- termikus
- tribológiai
- gazdasági

követelményeket.

ad.2. az üzemelés, müködés közben az alábbi tényezökkel szabályozhatjuk a pontosságot :

- statikus és dinamikus viselkedés jellemzöinek mérése, irányítása és/vagy szabályozása;
- termikus viselkedés, az alakváltozások mérése és kompenzálása hütéssel és/vagy fütéssel;
- csapágyazás, a kenöanyagmennyiség vezérlése, a kenörendszer és csapágy-funkció felügyelete.

Célkitüzéseinknek megfelelöen ebben a dolgozatban a tervezés fázisában történö optimálással foglalkozunk és mutatunk be példát.

2. Föorsó-csapágy rendszerek optimális paramétereinek meghatározása

A szerszámgép tervezésének egyik alapfeladata a föorsó-csapágy rendszer kialakítása, alapparamétereinek - a sokirányú követelményeket kielégítö - meghatározása. Korábban az un. " optimális csapágytávolság " (optimális csapágytávolság: a mellsö és hátsó csapágyak középvonala közti távolság azon értéke amelynél a föorsóvég merevsége maximális) meghatározásából indultak ki, ill. elemezték a különbözö konstrukciós tényezök (terhelésátadás, csapágyazás, stb.) hatását. Az [1,3,4,6]-ban ismertetett megoldások már a többcélfüggvényes optimálás kategóriájába sorolhatók, mivel a föorsó-csapágy rendszerek paramétereit ugy igyekeznek meghatározni, hogy azok egyidejüleg kettö vagy több elvárásnak - célfüggvénynek - is megfelelnek.

A szerszámgépek fejlödése során a tervezök, gyártók tapasztalata, tudása halmozódott fel az idök során.Azonban a konkrét követelményeknek megfelelö föorsó-csapágy rendszer megtervezése bonyolult számítások és jó konstrukciós érzékkel bíró szakember intuitív döntéseinek sorozatát jelenti.

Feladatunk, hogy ezt a folyamatot rendszerbe foglaljuk, csökkentsük a véletlenszerü vagy a nem megfelelö szakértelemre alapozott döntések esélyét, ezzel olyan eszközt adva a tervezönek, hogy az elvárásoknak legjobban megfelelö, gazdaságosan kivitelezhetö konstrukciót hozza létre.

Alábbiakban ismertetjük a föorsó-csapágy rendszerek optimális méreteinek, jellemzöinek meghatározására szolgáló számítógépes tervezö-döntéshozó rendszer felépítését, amely a [1]-ben ismertetett elveken nyugszik.

2.1 A cél megfogalmazása

Összetett, különbözö technológiai feladatok megvalósítására alkalmasak a szerszámgépek és ebböl adódóan igen eltéröek és esetenként egymásnak ellentmondó célfüggvények adódnak [3,4].

Ezek a következök lehetnek:

1./ föorsóvég radiális ütése (δ_{r1}) legyen minimális [4];
2.a/ a föorsóvég radiális (hajlító) merevsége (s_h) legyen maximális;

b/ a föorsó torziós merevsége (s_t) legyen maximális;

3.a/ a föorsó-csapágy rendszer hajlító rezgéseinek első sajátkörfrekvenciája maximális ill. egy adott érték feletti legyen;

b/ a föorsó torziós rezgéseinek első sajátkörfrekvenciája maximális ill. egy adott érték feletti legyen;

4./ föorsó tömege legyen minimális ;

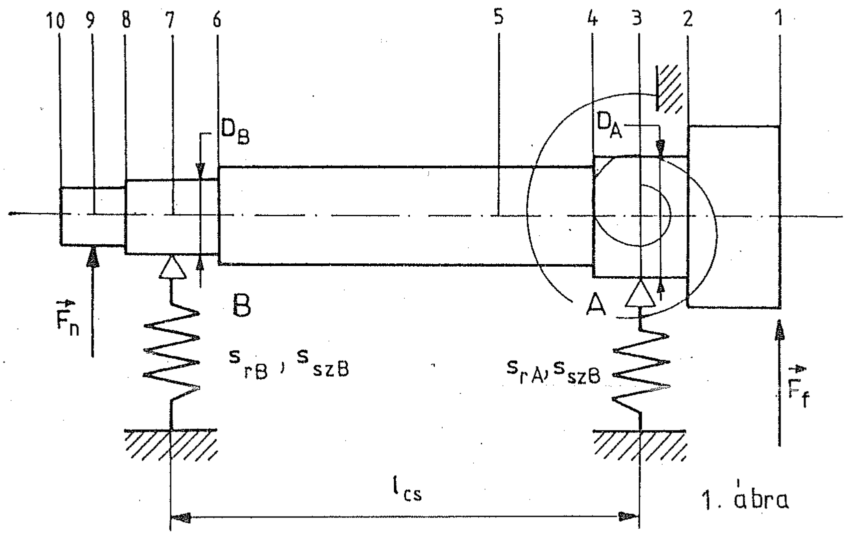
5./ föorsó-csapágy rendszer előállítási költsége legyen minimális;

az előállítási költségek összetevői:

- a föorsó megmunkálási költsége ;
- a csapágyak költsége ;
- a szerelés, beállítás költsége .

2.2 Modellalkotás

A tervezés első lépéseként a nagy, szerszámgép-építési célokra alkalmas csapágyakat is gyártó cégek ajánlásai alapján a föorsó csapágyazási megoldását választjuk ki. Az [1] -ben összefoglaltuk a tipikus megoldások vázlatait valamint itt ismertettük a föorsó-csapágy rendszer optimálásához szükséges mechanikai modellt [2,5] ,a célfüggvényekhez kapcsolódó vizsgálatokkal együtt. Az egyszerüsített,két helyen csapágyazott föorsó-modell vázlatát az 1. ábrán látjuk.



1. ábra

2.3 Analízis

A föorsó-csapágy rendszer optimálása során változónak tekintjük a következőket (az 1.ábra jelöléseivel):

L_{cs}	$=L(3)+L(4)+L(5)+L(6)$	- csapágytávolság [mm];
D_A	$=Dk(2)=Dk(3)$	- mellső csapágyhely átmérője [mm];
D_B		- hátsó csapágyhely átmérője [mm];

A mellső csapágyhely átmérőjére ajánlott értékek vannak, a föorsó-csapágy rendszer terhelése függvényében .

A hátsó csapágyhely átmérője: $D_B = c_d \cdot D_A$, ahol
c_d = 0.8 0.95. Erre konstrukciós, szerelési okokból van szükség .
A D_A, D_B értékei szabványos, diszkrét értékek, csapágykatalógusból vehetők .
s_{rA}, s_{szA} - csapágyak radiális merevsége [N/µm];
s_{rB}, s_{szB} - csapágyak szögirányú merevsége [Nm/rad];

A csapágyak merevsége függ a csapágyhelyek (azaz a csapágyak furatának) átmérőjétől, azonban jelen dolgozat példájában állandónak tekintjük !

A főorsó-csapágy rendszer terhelése, a terhelési helyek koordinátái, a megvalósítandó fordulatszámtartomány bemenő adatként ismert.

2.4 Tervezési feltételek

A tervezendő főorsó üzemelési, technológiai körülményei függvényében némelyik célfüggvény tervezési korlátozásként is megfogalmazható. Ilyenek például:

- előírt radiális elmozdulású főorsót kell tervezni:

$$\delta_{r1} <= \delta_{r1max} \quad ;$$

- előírt radiális v. torziós merevségű főorsót kell tervezni:

$$s_h >= s_{h\,szükséges}$$

$$s_t >= s_{h\,szükséges} \quad ;$$

A szükséges merevségi értékekre az irodalomban [5]-ben találunk ajánlásokat.

- a hajlító v. torziós sajátkörfrekvencia adott érték felett legyen:

$$\alpha_h >= \alpha_{h\,min}$$

$$\alpha_t >= \alpha_{t\,min} \quad .$$

A sajátkörfrekvenciák legkisebb megengedhető értéke a főorsó fordulatszámtartományából ill. a várható gerjesztések körfrekvenciáinak ismeretében [5] állapítható meg.

3. A rugalmas toleranciák módszere

A Himmelblau (1971) által kidolgozott "flexible tolerance" módszer Nelder és Mead (1965) szimplex módszerére épül.
Meghatározza a célfüggvény $f(x_i)$ minimumát (i = 1,2,...,N)
egyenlőtlenségi feltételek $g_j(x_i) >= 1$ (j = M,......,P)
egyenlőségi feltételek $h_j(x_i) = 0$ (j = 1,2,....,M)
esetén,ahol M és P a két feltételcsoport száma.

Az algoritmus jellemzöje, hogy a minimum keresése folyamán olyan pontokat is felhasznál, amelyek nem elégítik ki okvetlenül a fenti feltételeket.Ezeket a pontokat közel-megfeleloöeknek nevezzük.

Ezáltal lehetöség van a folyamat meggyorsítására,mert nem kell minden lépésben megfelelö pontokat keresnünk.A megoldáshoz közeledve a közel-megfelelö pontok egyre közelebb kerülnek a megfelelö pontok tartományához, s így végül is eljutunk a feladat megoldásához.

Az eljárás az elöbb felírt optimálási feladatot az egyszerübb

$$PHI^{(k)} - T(x_i) >= 0$$

problémával helyettesíti , ahol PHI(k) a tolerancia-kritérium, $T(x_i)$ pedig a feltételi függvények funkcionálja, amellyel a feltételek megsértését tudjuk ellenörizni.Megjegyezzük,hogy bár a rugalmas toleranciák módszere jelen tárgyalásmódjában szorosan kötödik Nelder és Mead szimplex módszeréhez,helyette bármely más feltétel nélküli minimáló algoritmus is használható.

A tolerancia kritérium, a $T(x_i)$ függvény és a közel-megfelelö fogalom definiciója a következö.A tolerancia kritérium a minimálás folyamán használt poliéder csúcsponti koordinátáinak pozitív, monoton csökkenö függvénye.Egy lehetséges alakja ,

$$PHI^{(k)} = \min \left\{ PHI^{(k-1)} \; ; \; \frac{M+1}{r+1} \sum_{i=1}^{r+1} \| x_i^{(k)} - x_{r+2}^{(k)} \| \right\}$$

$$PHI(0) = 2 * (M+1) * t_p$$

ahol t_p a kezdeti poliédérméret oldalhossza, M az egyenlöséggel megadott feltételek száma, $x^{(k)}$ a poliéder i-edik csúcspontjának helyvektora a minimumkeresés k-adik lépésében,
r = N-M szabadságfok,végül $x_{r+2}^{(k)}$ a poliéder súly pontja.
$PHI_{(k)}$ definiciójában a második tag a csúcspontok súlyponttól mért átlagos távolságát jelenti a k-adik lépésben.

Ezen távolság az optimumkeresés során nöhet, csökkenhet vagy változatlan maradhat, attól függöen, hogy a Nelder-Mead algoritmus melyik lépésére kerül sor (nyújtás, felezés, tük-rözés). A megoldás közelében azonban a poliéder mérete egyre kisebb lesz és a nullához tart.Ezért megállapíthatjuk, hogy $PHI^{(k)}$ monoton csökkenö függvény szintén a nullához tart.

A T(xi) függvény definiciója a következö,

$$T(xi) = \sqrt{\sum_{j=1}^{M} h_j^2(x_i) + \sum_{j=M+1}^{P} U_j * g_j^2(x_i)}$$

ahol az U_j a Heaviside-operátor, $U_j = 0$, ha $g_j(x_i) >= 0$ és $U_j = 1$,ha $g_j(x_i) < 0$.

Ha egy pont kielégíti a feltételet, azaz megfelelö, $T(x_i) = 0$, ellenkezö esetben pedig $T(x_i) > 0$. Mivel a $T(x_i)$ függvény minden x-re pozitív, ha értéke kicsi, ez azt jelenti, hogy a kérdéses pont a megfelelö pontok tartományához közel helyezkedik el. A közel megfelelö pontok tartományát a

$$PHI^{(k)} - T(x_i) > 0$$ egyenlötlenség határozza meg.

Az algoritmus két fö fázisból áll. Az elsö az $f(x_i)$ függvény minimálása. Ennek során a $PHI^{(k)}$ értéke is csökken, így a közel megfelelö pontok tartománya egyre szükebb lesz. A második fázis az egyenlöségi és egyenlötlenségi feltételekböl alkotott $T(x_i)$ függvény értékének csökkentése. Ennek célja, hogy megfelelö vagy közel megfelelö pontok sorozatán keresztül jussunk el a megoldáshoz.

A fentieket a $T(x_i)$ és $PHI^{(k)}$ mennyiségek segitségével fogalmazhatjuk meg pontosan.

a. $T(x_i^{(k+1)}) <= PHI^{(k)}$

b. $T(x_i^{(k+1)}) > PHI^{(k)}$

Az a. eset megfelelö, vagy közel megfelelö pont, igy sor kerülhet a következö k+2 -dik lépésre. A b. esetben x nem megfelelö, ezért $T(x_i)$ függvény értékét csökkenteni kell a Nelder-Mead módszer reá vonatkozó alkalmazásával.

Abból a tényböl, hogy a toleranciakritérium zérus,midön a célfüggvény értékét tovább javitani már nem lehet, következik, hogy az eredeti feladat megoldását kapjuk meg.A megoldás helyén ugyanis $T(x_i) = 0$ teljesül, ami a feltételek egyenkénti teljesülését jelenti.

A $PHI^{(k)}$ mennyiséget konvergencia kritériumként is fel lehet használni, ugyanis az optimálás befejezö fázisában $PHI^{(k)}$ jelentése megegyezik a poliéder csúcspontjainak a súlyponttól mért átlagos távolsággal. Ezért a PHI(k) <= EPSZ egyenlötlenség teljesülése esetén, EPSZ tetszölegesen választott pozitiv szám ,a legkedvezöbb függvényértékhez tartozó csúcspontra teljesül.

Teljesülnie kell továbbá a $T(x_i^{(k)}) <= EPSZ$ összefüggésnek is. Ez utóbbiból következik, hogy minden egyes egyenlöségi feltétel is legalább EPSZ -nyi pontossággal teljesülni fog.

4. Az FT módszer továbbfejlesztése, paraméterek megválasztása

Abban az esetben, ha a független változók alsó és felsö határai ismertek, célszerü a kezdeti poliéder méretét a következö összefüggés alapján felvenni

$$tp = \min \left\{ 0.2/N \sum_{i=1}^{N} (x_i^U - x_i^L) \right\}$$

Ha a független változók értéktartományai nagyságrendben különböznek, akkor a legkisebb értéktartomány nagyságát célszerü kezdeti poliéderméretként alkalmazni.

Az FT módszer konvergenciáját négy paraméter befolyásolja alapvetöen a kontrakciós együttható, a nyújtási együttható, a kezdeti poliéder t_p mérete, valamint az EPSZ konvergencia-kritérium. Ezek közül a kontrakciós együttható értékét az ajánlott 0.5 -re vettük. A számitógépi futtatások eredményeképpen az nyújtási együttható értékét az ajánlott 2.8 -as értékröl jelentösen csökkentettük (Jármai 1988).

Ennek oka az, hogy megfelelö pontból kiindulás esetén a poliéder mérete az eredeti értékkel számolva az elsö néhány lépésben túlzottan megnött. Igy az elsö nem-megfelelö pont távol került a megengedett tartománytól,ami a $T(x_i)$ függvény bonyolult alakja miatt lehetetlenné tette annak megfelelö mérték csökkentését. Ezért a nyújtási együtthatót 1.3 -ra csökkentettük a kezdeti poliéder méretét 5 ÷20 között álla-pitottuk meg,a konvergenciakritérium pedig 0.01 ÷ 0.001 volt.

5. Példa

Az 1.ábrán látható mechanikai modell alapján egycélfüggvényes optimálással próbáltuk meghatározni a föorsó-csapágy rendszer optimális paramétereit.

Terhelönyomaték: 500 Nm.

Célfüggvény: a föorsó tömege legyen minimális

Változók:

1. L_{cs} = L(3)+L(4)+L(5)+L(6)
   (ebböl azonban csak L(4) értékét változtattuk.)

2. D_A = Dk(2) = Dk(3)

Tervezési feltélek:

1. geometriai : 5 <= L(4) <= 100 [mm]

   80 <= D_A <= 120 [mm]

2.1 radiális elmozdulás : 5 <= δ_{r1} <= 10 [m]

2.2 radiális merevség : 500 <= s_h <= 1500 [N/μm]

3. hajlító sajátkörfrekvenciára :

   4000 <= α_h <= 15000 [1/sec]

A 2. feltélek közül mindig csak az egyiket alkalmaztuk,a számítási idök csökkentése érdekében .

A föorsó - csapágy rendszer vizsgálatára alkalmas programrendszer IBM PC kompatibilis személyi számitógépre készült Microsoft Quick-BASIC 4.5 v. fejlesztö rendszerrel és a az optimáló programrendszerrel való összekapcsolás után egy I 80386/387 processzorú gépen végeztük a számításokat.

Eredmények értékelése

I. Az 1.,2.1,3. méretezési korlátozések mellett:

L_{cs} = 45+ 35.1 +100+35 = 215 mm.

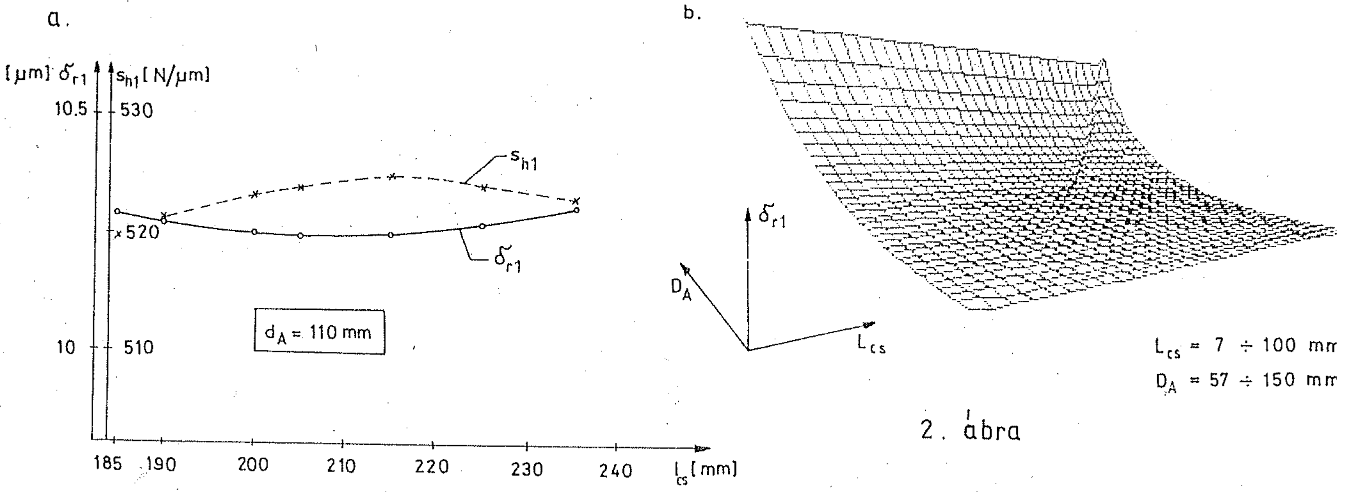
D_A = 111.5849 mm azaz 110 mm
(szabványos érték).

II.Az 1.,2.2,3. méretezési korlátozások mellett:

L_{cs} = 45+ 5.02 +100+35 = 185 mm.

D_A = 107.37 mm azaz 110 mm.

A kapott eredmények ismeretében megvizsgáltuk δ_{r1} és s_h értékeit L_{cs} függvényében, D_A = 110 mm esetében (2a.ábra).



2. ábra

Megállapitható, hogy az ismertetett feltételeknek megfelelö föorsó-csapágy rendszer D_A = 110 mm csapágyátmérö mellett L_{cs} = 185-215 mm csapágytávolsággal tervezhetö meg. A 2b. ábrán látható térbeli függvény szemlélteti a D_A-L_{cs}-δ_{r1} kapcsolatot.

Irodalomjegyzék

[1] Jármai, K., Tompa, S., Péhl, T.: Szerkezetek gazdaságos méretezésére szolgáló AMT programcsomag kifejlesztése. OMFB AMTP 6.1.10. projekt, 1989.

[2] Faragó, K., Patkó, Gy., Tompa, S.: Szerszámgép föhajtásók dinamikai tervezö programcsomagjának fel-használói leirása, OMFB/6. tárcaprogram 4/5.projekt-je keretében készült tanulmány, Miskolc, 1987.

[3] Push, A. V.: Mnogokriterialnaja optimizacija spindelnih uzlov. Sztanki is insztrument, 1987/4.

[4] Spur, E. G., Hoffmann, E.: Optimierung des Spindellager-systems, XI. Szerszámgép Kollokvium, Budapest, 1988.

[5] Tompa, S.: Szerszámgép/föhajtómüvek dinamikai tulajdonságainak elemzése számitógép segitségével, Egyetemi doktori értekezés, Miskolc, 1982.

[6] Yoshimura, M., Hamada, T., Yura, K., Hitomi, K.: Multi-objective Design Optimization of Machine/Tool Spindles, Journal Trans. ASME, 1984. 1/6.

[7] Himmelblau, D,M.: Applied nonlinear prog-ramming. McGraw Hill Book Co. New York. 1971.

[8] Jármai, K.: Gazdaságos szerkezetek méretezése. Kandidátusi értekezés. 1988. 187 old.

[9] Nelder, I,A, Mead, R.: A simplex method for function minimization. Computer Journal, 1965. Vol. 7. pp. 308-313.

A téma kidolgozása kapcsolódik az NME Gépészmérnöki Kar OMFB AMTP 6.1.10. számú kutatási fejlesztési munkájához.