

V Á L A S Z

Dr. Vörös Gábor, az MTA doktora, egyetemi tanár

opponensi véleményére

Modális dekompozíció vékonyfalú rúdelemek stabilitásvizsgálatában

címmel az MTA doktora cím elnyerésére benyújtott értekezésemről

Mindenekelőtt köszönöm a bírálatot. A bírálatból kitűnik, hogy a Bíráló igen alaposan áttanulmányozta a disszertációt. Némely csalódással kellett megállapítanom, hogy – bár a dolgozat készítésére jelentős időt és figyelmet fordítottam, – a dolgozatban elég sok pontatlanság és szerkesztési hiba maradt.

A Bíráló konkrét megjegyzésire az alábbiakban válaszolok.



Dr. Ádány Sándor

Budapest, 2018. október 26.

1.1. megjegyzés

2.oldal: Az 1.1 fejezet második bekezdésének elején jelölt kijelenti, hogy "The work presented ... independent of the material of the member." Ugyanakkor a negyedik bekezdés végén kiköti, hogy " ... assuming perfectly elastic and homogeneous material".

Válasz

Az idézett két mondatrész egymás mellé állítva valóban ellentmondásnak tűnik. Ugyanakkor a szövegkörnyezetben értelmezve a kiemelt mondatrészeket, az ellentmondás feloldható. Mindenesetre lehet, hogy a megfogalmazások nem kellően precízek, ami megzavarhatja az olvasót.

Amikor azt írom, hogy a munka lényegében anyagtól független, akkor valójában azt akarom hangsúlyozni, hogy bár minden alkalmazási példa acél rúdelemekre vonatkozik, a bemutatott eljárások nem pusztán acél szelvényekre érvényesek és alkalmazhatóak, hanem egyéb anyagból készült szelvényekre is (pl. alumínium, műanyag). A negyedik bekezdésben pedig arra hívom fel a figyelmet, a stabilitásvesztés („buckling”) fogalmat több értelemben szokás használni, és hogy amennyiben ún. lineáris stabilitásvizsgálatról van szó (amely a disszertáció nagy részében fenn is áll), akkor az anyagmodell lineárisan rugalmas kell, hogy legyen.

1.2. megjegyzés

2.oldal: Az oldal utolsó mondata szerint " ... the eigen-values are the critical load multipliers and the eigen-vectors are the .. buckled shapes." Talán már itt tisztázni kellene, hogy a lineáris stabilitás számításban csak az első - legkisebb – sajátértéket lehet kritikus terhelés szorzónak nevezni, mivel a további sajátértékek és kihajlott alakok nem jöhetnek létre. Ha a terhelés eléri az első kritikus szintet, a bifurkációs pontot, a szerkezet további viselkedésének leírására a lineáris (vagy a megfelelően linearizált) modell már nem alkalmas. Ezért a sajátérték feladat további megoldásai matematikai szempontból ugyan léteznek, de fizikai, mérnöki szempontból értelmezhetetlenek.

Válasz

Azt vélem, hogy elsősorban megállapodás kérdése, hogy csak a legkisebb, vagy más sajátértékeket is nevezünk-e „kritikus”-nak.

Hidegen hajlított acélszelvények esetén szokás beszélni a globális stabilitásvesztéshez, a torzulásos horpadáshoz, vagy a lokális horpadáshoz tartozó kritikus teherről (erőről, feszültségről), ezen fogalmak a vonatkozó szabványokban szerepelnek is (pl. európai, amerikai, ausztrál szabványokban), ezen kritikus értékek meghatározására a méretezés során szükség is van. Amennyiben felület-elemen alapuló diszkretizációs módszert használunk (pl. végessávós módszer, vagy végeselemes módszer héj végeselemekkel), akkor fenti kritikus értékek mind megjelennek a sajátértékfeladat megoldásai között (még ha nem is feltétlenül tisztán, hanem sok esetben kölcsönhatásban), de közülük legfeljebb az egyik lehet a legkisebb. Ugyanakkor a magasabb sorszámú sajátértékek közül is felhasználunk értékeket a méretezési eljárásban. De még ha csak egy adott típusú stabilitásvesztést tekintünk, akkor sem biztos, hogy csak a legkisebb sajátértéket szükséges figyelembe venni a méretezésben. Bizonyos stabilitásvesztési típusoknál előfordul, sőt pl. lemezhorpadás esetén kifejezetten jellemző, hogy egymáshoz közeli sajátértékek találhatók (mondjuk a legkisebb sajátérték közelében): ilyen esetekben nem mindig csak a kisebbik (vagy legkisebb) sajátérték lehet mértékadó a méretezésben, mert esetleg a különböző (egymáshoz közeli sajátértékekkel rendelkező) stabilitásvesztési alakokhoz némileg eltérő posztkritikus viselkedés (pl. imperfekció-érzékenység) tartozhat.

A disszertációban ennek megfelelően nem pusztán az első, legkisebb sajátértéket nevezem „kritikus”-nak, hanem tulajdonképpen bármely sajátértéket.

1.3. megjegyzés

4.oldal: Az ábra alatti második bekezdésben megjelenik a "system line" kifejezés. Ez a rúd tengelyére utal, ami átmegy a keresztmetszetek súlypontján vagy csavaró/nyíró középpontján, esetleg ez egy tetszőleges vonal?

Válasz

Az adott szövegkörnyezetben a „system line” tetszőleges, a rúdhoz rögzített hossztengety-irányú vonalat jelenhet, mert itt csak arról van szó, hogy a rúd tengelye egyenes marad-e vagy sem. Általában azonban a keresztmetszetek súlypontján és/vagy nyírási középpontján keresztül szokás felvenni a tengelyvonalat.

1.4. megjegyzés

5. oldal: A második bekezdésben szerepel a különböző stabilitásvesztési módok szétválasztásának indoklása, ami teljesen érthető és elfogadható. Azonban itt szerepel a "Global buckling has no post buckling reserve at all ..." megjegyzés is, ami további kiegészítés nélkül kérdéses. Például, ha egy nyomott rúd terhelése eléri az Euler féle kritikus értéket, akkor elkezd kihajlani, de a keresztmetszet alakjától és az anyag tulajdonságától függően még egy darabig tovább terhelhető. Tehát a G alakzatnak van még a kritikus terhelésen túl is teherbírási tartaléka.

Válasz

Azt gondolom, a gyakorlati esetek túlnyomó többségében globális stabilitásvesztés esetén nincs valós posztkritikus tartalék, de meglehet, hogy azért ez nem mindig áll fenn. Mindenesetre talán helyesebb lett volna megengedőbbben fogalmazni, például hogy „Global buckling has typically no post buckling reserve...”

2.1. megjegyzés

10. oldal: Mi készítette jelöltet arra, hogy a szokásoktól eltérő "left-handed" koordináta rendszert használjon?

Válasz

A cFSM eljárás a szemianalitikus végessávós módszer egy speciális változata. Az eredeti Cheung publikációk, valamint a CUFSM program dokumentációja is ugyanazt a (némileg szokatlan) koordinátarendszert használja, amelyet én is megtartottam.

2.2 megjegyzés

11. oldal: Az FSM módszer alapjait bemutató 2.1.2 fejezet szerint az elmozdulásokat sávonként a (2.1-3) függvényekkel közelítik, ahol egy élhez (csomópont) négy - három elmozdulás és egy forgás - paraméter tartozik. A 9 sem itt, sem a jelölésjegyzékben nincs definiálva. (Ugyanez a megjegyzés vonatkozik a 33. oldal (3.3) egyenletére). Továbbá, nincs utalás arra, hogy mi szabja meg a trigonometrikus függvények m paraméterét.

Válasz

Bár 9 jelentése a szöveg egészéből kikövetkeztethető, nyilvánvalóan helyesebb lett volna definiálni. Ez sajnos elmaradt.

Az m paraméter általános végessávós alkalmazás esetén egy változó paraméter, hiszen az elmozdulásokat hosszirányban trigonometrikus sorral közelítjük. A disszertációban is alkalmazott végessávós eljárás esetén, a számítások speciális céljának figyelembe vételével, (a célról részletesebben lásd az 5.5. megjegyzésnél szereplő választ,) elegendő egyetlen tagot alkalmazni a trigonometrikus sorban, azaz elegendő egyetlen m értéket felvenni. Az egyszerűség kedvéért általában $m=1$. Ez gyakorlatilag úgy értelmezhető, hogy a hossz mentén egyetlen félhullámot feltételezünk, azaz a stabilitásvesztés jellemző hossza („buckling

length”) megegyezik a rúdelem hosszával. Tulajdonképpen nem volna semmi elvi akadálya más m érték alkalmazásának sem, ekkor azonban a stabilitásvesztés jellemző hossza a rúdelem hosszának m -ed része volna. Numerikusan végül egyező eredményt kapunk az m értékétől függetlenül, azaz adott stabilitásvesztési hosszhoz ugyanazt a kritikus teherparaméter kapjuk tetszőleges m értékkel.

2.3. megjegyzés

11. oldal: A (2.3) interpoláció zárójelezése hibás.

Válasz

Valóban, szerkesztésileg hibás a képlet, ráadásul zavaró is (bár matematikailag talán nem hibás).

2.4 megjegyzés

11. oldal: A 2.1.2 fejezet végén egy mondatban szerepel a "member length" és a "buckling length" kifejezés. Mi ezek pontos értelmezése? Feltételezem, a kihajlási hosszánál lehetne a rúdvégek megtámasztás módját figyelembe venni, bár a (2.1-3) interpoláció egyértelműen csak csuklós végekre utal.

Válasz

Ahogy ezt a 2.2 megjegyzésre adott válaszban írtam: ha az m paraméter értéke 1, akkor az adott feladat esetén a „member length” és a „buckling length” egy és ugyanaz. Amennyiben m nagyobb, mint 1, akkor a „buckling length” a „member length” m -ed része.

Az adott szövegkörnyezetben az első előfordulás azt állítja, hogy a merevségi mátrix az elemhossz („member length”) függvénye, ami igaz, de annyiban pontatlan, hogy az elemhossz mellett természetesen más paramétereknek is, pl. az m paraméternek is függvénye. A második említett előfordulásnál „buckling length” szerepel, és ott valóban ez a kifejezés a megfelelőbb, mert a kritikus teher értéke nem önmagában az elem hosszától függ, viszont általánosan is igaz, hogy a kritikus teher értéke a stabilitásvesztés jellemző hosszától függ.

2.5. megjegyzés

...felmerül a kérdés, hogy a (2.7) Φ_M sajátvektorok - a mátrix méretkülönbségtől eltekintve - vajon elemei az eredeti (2.4) Φ sajátvektor mátrixnak, vagy nem. Más szóval, a kérdés az, hogy a Φ_M szerinti kihajlott alakok és a sajátértékek - a kritikus terhelések - az eredeti rúdelem sajátosságai, vagy fiktív alakzatok és értékek.

Válasz

A kérdés első fele egyértelműen megválaszolható. A Φ_M mátrix oszlopvektorai (azaz az elmozduláskorlátos feladat sajátvektorai) egy-az-egyben nem találhatóak meg (kivételes esetektől eltekintve) a Φ mátrix oszlopai között, azaz az elmozduláskorlátok nélküli feladat sajátvektorai között. Ugyanakkor a Φ_M által reprezentált elmozdulási tér részhalmaza a Φ által reprezentált elmozdulási térnek, tehát Φ_M bármely oszlopvektora benne van Φ terében.

A kérdés második felére adandó válasz inkább értelmezés kérdése. Értelmezésem szerint a Φ_M mátrix (így annak elemei is) az eredeti feladathoz tartozik, tehát ilyen értelemben az eredeti rúdelem sajátossága, de az eredeti feladatnak olyan megoldásai, amelyek kielégítik az

adott altér kényszerfeltételeit is. Ilyen értelemben tehát olyan értelmezés is elképzelhető, hogy Φ_M egy fiktív feladat megoldása, mely fiktív feladat áll az eredeti rúdelemre felírható sajátértékfeladatból plusz a kényszerfeltételekből.

2.6. megjegyzés (a)

(a) A Criterion#2(a) szerint a tengely irányú "warping" elmozdulás $v \neq 0$. Ez eddig sem volt zérus! Mi ennek a kikötésnek az értelme? Később, a 21. oldalon, a 2.2.4 fejezet első mondata szerint ennek a fizikai jelentése az, hogy a tengely irányú vonalak (main nodal lines) nem maradnak egyenesek. Itt további magyarázatokra van szükség!

Válasz

A tengelyirányú eltolódások („warping”) nulla vagy nem-nulla értékére vonatkozó kikötés azért szükséges, mert a javasolt mód-definíciók szerint lokális deformációk (azaz L deformációs altér) esetén a „warping” zérus kell, hogy legyen, de pl. G és D esetén nem-zérus. Ezt a 2.1. táblázat mutatja is.

Amennyiben feltételezzük a Vlasov-féle hipotézist (lásd a 2.7. megjegyzés válaszát is), azaz kikötjük, hogy a lemezelemekben a keresztirányú normál alakváltozás és a lemezsíkban a nyírási alakváltozás zérus, (amit G, D és L deformációk esetén kikötünk,) akkor a „warping” csak akkor lehet nulla, ha a rúd tengely nem deformálódik. A keresztmetszeti „warping” és a rúdtengely deformációja között (a Vlasov hipotézis miatt) szoros összefüggés van.

2.6. megjegyzés (b)

(b) A Criterion#2(b) szerint a keresztmetszet keresztirányú egyensúlyban van. Ez itt egy meglepő kijelentés, mert eddig erőrendszerekről, terhekről nem volt szó, így az egyensúly kifejezést sem nem lehet értelmezni. Persze később, a 21. oldal környékén kiderül, hogy itt jelölt egy számítási módszer analógiára utal. Azonban minden további magyarázat nélkül ez a kijelentés ezen a helyen szerkesztési, értelemzavaró hiba.

Válasz

Sajnos egyet kell értenem a megjegyzéssel, a „transverse equilibrium” kifejezés érdemi magyarázat nélkül nem érthető, ezt itt, az első megjelenése helyén meg kellett volna magyarázni, vagy legalább hivatkozni a disszertáció azon pontjára, ahol a magyarázat megtalálható.

A fogalom valójában arra vonatkozik, hogy a keresztmetszethez definiálunk egy ún. „ekvivalens tartó”-t, amely általában egy törtvonalú többtámaszú folytatólagos tartó, ahogy ezt a 21. oldal ábrája igyekszik is bemutatni, illetve ahogy azt a B7. függelék részletesen is leírja, és a „keresztmetszet egyensúly”-a valójában az „ekvivalens tartó egyensúlyá”-t jelenti.

2.6. megjegyzés (c)

(c) A Criterion#3 szerint $\kappa_x = 0$. Ez a "flexure" itt nincs definiálva.

Válasz

Azt vélelmeztem, hogy a jelölés szokásosan alkalmazott a görbületre, ezért nem gondoltam szükségesnek a pontosabb definíciót, hanem elegendőnek véltem a „no flexure”-rel utalni a

szimbólum jelentésére. Elfogadom, hogy ez így nem eléggé egyértelmű, hanem pontosabban kellett volna definiálni a κ_x szimbólum jelentését.

2.7. megjegyzés

13. oldal: A 2.1 táblázatban a "Vlasov's hypothesis" megjegyzés mire utal?

Válasz

Vékonyfalú rudakat (elsősorban is csavarást) tárgyaló irodalmakban szokás Vlasov hipotéziseknek nevezni, hogy a lemezelemekben a keresztirányú normál alakváltozás és a nyírási alakváltozás nulla.

2.8. megjegyzés

13. oldal: A 2.15 fejezetben a csomópontok definíciójánál nem említi a sávok falvastagságát. Ezek szerint, két szomszédos, egy síkban lévő, de eltérő falvastagságú/anyagú sáv közötti vonal (nodal line) illetve csomópont (node) az egy "internal sub-node" és nem "internal main node"?

Válasz

Igen, „internal main node” csak ott van, ahol két (vagy több) sáv egymással (180 fokostól különböző) szöget bezáróan találkozik.

2.9. megjegyzés

14. oldal: A 2.2.1 fejezetben szerepel az "... (ii) the number of GD base vectors ..." kijelentés. A bázisvektor kifejezés itt a sajátvektorra utal?

Válasz

A bázisvektor kifejezés az említett helyen (és általában a disszertációban) általánosabb értelmű, azaz általában nem jelent sajátvektort. (De nyilván sajátvektorokat is lehet bázisvektorként használni.)

2.10. megjegyzés

15. oldal: Az utolsó mondatban x szerepel X helyett. A szöveget a 2.2 ábra szerint a globális tengelytől mérjük.

Válasz

Igen, valóban X -nek kellene szerepelnie az említett helyen.

2.11. megjegyzés

17. oldal: A (2.24) lineáris interpolációhoz fűzött megjegyzés félrevezető. Ugyanis, ha a k sorszámú fősáv kettőnél több sávból áll, akkor $b_{(k,i)}$ nem az i -edik sáv szélessége, hanem az $1, \dots, i$ sávok szélességének az összege.

Válasz

Elfogadom, ha a Bíráló félrevezetőnek tartja a (2.24) képletet, illetve a szereplő jelöléseket és/vagy azok definícióját, de természetesen nem állt szándékomban félrevezetni az olvasót. A Bíráló értelmezése természetesen helyes.

Megjegyzem, a disszertáció készítése közben ezen a ponton azon hezitáltam, egyáltalán szükség van-e a (2.24) képletre, vagy esetleg túlságosan „szájbarágós” a képlet közlése.

2.12. megjegyzés

21. oldal: A 2.24 fejezetben ismét megjelenik a Criterion#2(b) kapcsán említett keresztirányú feszültségek vagy igénybevételek - mivel a "stress resultant" jelenthet igénybevételt is - egyensúlyának kritériuma. Ez a kritérium azért félreérthető, vagy legalábbis nehezen értelmezhető, mert a (2.4) összefüggés szerinti $\mathbf{K}_g$ geometriai merevségi mátrix csak a véglapok hosszirányú terheléséből származó tagokat tartalmaz. Vagyis a rúdelem kezdeti igénybevételei nyomás/húzás és hajlítás. Ha jól értem ezt a fejezetet, akkor itt arról van szó, hogy a fő csomópontok síkbeli elmozdulásaiból meg kell határozni a belső csomópontok - sub nodes - elmozdulásait, ahogy azt a (2.40) egyenlet mutatja. Erre talán más módszert is lehetne alkalmazni, például Hermite interpolációt vagy célszerűen megszerkesztett spline polinomokat, de szinte biztos, hogy az itt bemutatott síkbeli keret támaszmozgásai analógia is tökéletes megoldás. Később, a 27. oldalon, a 2.3.3 fejezet első bekezdése szerint az $\mathbf{R}_L$ megszerkesztésekor a "... transverse equilibrium may be violated". Tisztázni kell, mi az értelme a keresztirányú egyensúlynak.

Válasz

Ami biztos, hogy az elmozdulásfüggvény-deriváltak mellett szükség van valamilyen további kiegészítő feltételre bizonyos deformációs módok meghatározásánál. Én magam nem foglalkoztam azzal a kérdéssel, hogy miféle feltételeket lehetne előírni. A „transverse equilibrium” ötlete nem saját ötlet, hanem a „generalized beam theory” (GBT) módszernél alkalmazták, én onnan vettem át.

2.13. megjegyzés

23. oldal: A 2.2.5 fejezet második bekezdése szerint $\mathbf{R}_{GD,vm}$ (vagy $\mathbf{R}_{GD,vm}$, ha nincsenek redundáns fő csomópontok) a fő csomópontok tengelyirányú elmozdulásai, vagyis ez egy oszlop (vagy sor) mátrix. Ha ez igaz, akkor ez a jelölés nem túl szerencsés, sőt zavaró,...

Válasz

Mindegyik $\mathbf{R}$ mátrix olyan, hogy annyi oszlopból áll, ahány dimenziójú az adott altér (és annyi sorból, amennyi a feladat szabadságfokainak száma). Az $\mathbf{R}_{GD,vm}$ mátrix tehát sohasem oszlopvektor, hanem egy mátrix annyi oszloppal, amennyi a nem-redundáns fő csomópontok száma. Ez összhangban van a (2.35) képlettel is.

2.14. megjegyzés

23. oldal: A (2.42) képletben $\mathbf{B}_v$ helyén a (2.23) szerinti $\mathbf{B}_{vs}$ interpolációs mátrixnak kellene lennie.

Válasz.

Valóban, a (2.42)-ben elírás történt.

2.15. megjegyzés

23. oldal: A (2.45) szerinti $\mathbf{R}_{GD}$ kényszermátrixban csak az $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ határozatlan, a további partíciók ennek ismeretében egyértelműen számíthatóak. A fejezet második bekezdése szerint "..., any $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ leads to the same GD space.". Mi igazolja ezt az állítást?

Válasz

Az $\mathbf{R}_{GD}$ tér dimenziója pontosan megegyezik a (nem-redundáns) fő csomópontok számával. Ez nem-elágazásos keresztmetszetek esetén pontosan megegyezik $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ oszlopainak számával (és egyébként sorainak számával is), míg elágazásos keresztmetszetek esetén kisebb, mint $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ oszlopainak száma. Nem-elágazásos keresztmetszet esetén ha $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ oszlopai lineárisan függetlenek (márpedig azok, mert direkt úgy vesszük fel őket), akkor meghatározzák a megfelelő dimenziójú alteret, $\mathbf{R}_{GD}$ többi partíciója ehhez pusztán annyit tesz hozzá, hogy megadja, hogyan néznek ki a bázisvektorok az eredeti elmozdulási térben.

Elágazásos keresztmetszetek esetén hasonló a helyzet, annyi különbséggel, hogy $\mathbf{R}_{GD, \mathbf{v}_m}$ -nek csak egy partícióját kell nézni, hiszen ekkor $\mathbf{R}_{GD}$ dimenziója kisebb, mint a fő csomópontok száma (és ez a dimenzió-szám megegyezik a nem-redundáns fő csomópontok számával).

2.16. megjegyzés

24. oldal: A 2.3.1 fejezet első bekezdése szerint a G típusú alakokhoz a keresztmetszet alaktorzulás mentes, merevtest szerű mozgásai tartoznak. A szabadságfokok számának megfelelően 4 ilyen mozgástípus definiálható, melyek közül a negyedik a keresztmetszetnek a rúd tengelye - a globális Y tengely - körüli Θ forgása. Van valamilyen kikötés az Y tengely - forgástengely - helyzetére vonatkozóan? Ha igen, az miből következik? Ide tartozik még a 4. oldalhoz, a "system line" kifejezéshez kapcsolódó megjegyzésem, kérdésem is.

Válasz

Amennyiben a G teret akarjuk meghatározni, az elcsavarodás tengelye tetszőleges helyzetű lehet. (Hasonlóan, a keresztmetszet síkjában elhelyezkedő tengelyek körüli elfordulások is tetszőleges tengely körül történhetnek, nem kell feltétlenül a keresztmetszet főtengelyeit választani, nem feltétlenül kell a két tengelynek merőlegesnek lennie, és nem feltétlenül kell a tengelyeknek a keresztmetszet súlypontján átmenni.) Tetszőleges tengely(ek) választásának az a következménye, hogy a G tér bázisfüggvényei által meghatározott hosszirányú eltolódás („warping”) eloszlások nem lesznek egymásra ortogonálisak. Gyakorlatiasabban mondva: nem tiszta húzás-nyomás, nem tiszta hajlítások, és nem tiszta csavarás lesz a G tér bázisvektorai által meghatározott elmozdult alak.

Ha tehát a feladatot például a G térben akarjuk megoldani, azaz meghatározni a globális stabilitásvesztés jellegű módokat és kritikus teherértékeket, akkor tetszőleges tengelyek választhatóak. Ha viszont a globális módokon belül is tovább akarunk szűrni, és pl. kifejezetten csak a tisztán elcsavarodó kihajlást akarjuk vizsgálni, akkor már fontos a tengelyek megfelelő megválasztása, csavarás esetén például a hossztengelynek a keresztmetszet csavarási középpontján kell átmenni.

2.17. megjegyzés

25. oldal: A (2.49) egyenletben több hiba is van, k_r van k_m helyett és az m háromszor nem szorzó, hanem index.

Válasz

Igen, a (2.49) egyenletben valóban szerepelnek az említett szedési hibák.

2.18. megjegyzés

25. oldal: Az első bekezdés szerint egy kiegészítő feltételre van szükség, ami szerint a tengelyirányú mozgások (warping) integrálja a keresztmetszetre legyen zérus. "The resulting warping distributions are demonstrated in Fig. 2.7 ...". Az első, axiális ábrára ez láthatóan nem igaz!

Válasz

A megjegyzés jogos, valóban pontatlan a fogalmazás. A „tengelyirányú eltolódások („warping”) integrálja a keresztmetszetre legyen zérus” feltétel csak az axiális módtól eltérő módok esetén alkalmazandó.

Megjegyzem ugyanakkor, hogy ha a (2.49) egyenletbe zérus keresztirányú eltolódásokat helyettesítünk, akkor a hosszirányú eltolódások eloszlását az egyenlet egyértelműen megadja, mert az egyenlet csak akkor elégül ki, ha a hosszirányú eltolódások egyformák minden keresztmetszeti csomópontban. Ez éppen az ún. axiális mód. Vagyis az axiális mód „warping” eloszlásának meghatározásához nincs szükség a (2.49) egyenleten kívül további feltételekre. Más esetekben szüksége van a kiegészítő feltételre, és ekkor viszont a javasolt kiegészítő feltétel alkalmazható.

2.19. megjegyzés

25. oldal: Milyen mechanikai/fizikai megfontolásból következik az a kiegészítő feltétel, hogy a warping függvény integrálja az egész keresztmetszet felületére legyen zérus? Lehetne-e más kiegészítő feltételt előírni? Például azt, hogy a warping függvény integrálja a középvonal mentén legyen zérus, vagy azt, hogy a warping függvény négyzetének felületi/vonal integrálja legyen minimális.

Válasz

A kiegészítő feltétel mögötti fizikai megfontolás az, hogy az így kialakuló eloszlások mérnökiileg jól értelmezhetőek: azaz tiszta hajlítások a súlyponton átmenő semleges tengellyel, illetve tiszta elcsavarodás a csavarási középpont körül. Ha ugyanis a keresztmetszeti integrál zérus, és az axiális mód konstans „warping”-gal jellemezhető, akkor a hajlítási és csavarási módok ortogonálisak lesznek az axiális módra (a „warping” szerint, lásd a következő megjegyzésre adott választ). (Ezen feltétel nélkül például nem tiszta hajlítási módok volnának, hanem külpontos húzás/nyomás módok.)

Matematikailag minden bizonnyal más kiegészítő feltétel is előírható volna. Magam ezzel a kérdéssel nem foglalkoztam, hiszen az egész cFSM módszer a gyakorló mérnökök számára (is) készült, így célszerűnek látszik, ha a mérnökök számára minél érthetőbb, megfoghatóbb bázisvektorokat alkalmazunk.

2.20. megjegyzés

25. oldal: A 2.3.2 fejezetében jelenik meg az az állítás, hogy (kissé átfogalmazva) a globális G típusú alakok ortogonálisak a torzulásos D típusú alakokra. Sőt, az ezekhez tartozó tengely irányú elmozdulások külön is ortogonálisak. Miből, milyen mechanikai vagy matematikai megfontolásból következik ez az állítás?

Válasz

A 2.3.2-szakaszban valóban szerepel az a szövegrész, hogy a G altér bázisai merőlegesek a D altér bázisaira, de ez az állítás inkább csak egy (meglehet, fölösleges) irodalmi fordulat, mert a következő mondat mindjárt pontosítja is ezt az állítást, nevezetesen hogy az ortogonalitás csakis a hosszirányú eltolódások eloszlásaira („warping”) vonatkozik, melyet matematikailag a (2.51) összefüggés definiál.

Az állítás fizikai háttere az, hogy

- a G+D alteret jól el tudjuk különíteni az L (és egyéb) alterektől (néhány egyszerű mechanikai feltétellel, mint pl. a nyírási alakváltozások nullértékűsége, stb)
- a G+D téren belül jól el tudjuk különíteni a G alteret (mert a G altérben merevtest-szerű keresztmetszeti elmozdulásokat engedünk csak meg),
- de a G+D téren belül nem ismert direkt megfogalmazása a D altérnek, hanem jelenlegi tudásunk szerint csak annyit tudunk mondani, hogy a D altér a G+D térnek azon része, amely „nem G”, → azaz D-nek függetlennek kell lennie G-től, és minthogy az (adott módon értelmezett) ortogonalitás triviálisan adódik a főcsomópontok „warping” eltolódásaiból, a lineáris függetlenség talán legegyszerűbb biztosítása a (fenti módon értelmezett) ortogonalitás biztosításával lehetséges.

(Emellett, gyakorlati szempontból is célszerű, ha a különféle alterek minél inkább elkülönülnek egymástól, azaz minél kevésbé fednek át, és az ortogonalitás ezt az elkülönítést is jól szolgálja.)

2.21. megjegyzés

26. oldal: A (2.53) eredmény harmadik tagja hibás. (1 és 2 index csere!)

Válasz

A (2.53) képlet harmadik tagjában valóban fel vannak cserélve az indexek.

2.22. megjegyzés

26. oldal: Rendkívül zavaró az átgondolatlan jelölésrendszer. Egy mondaton belül szerepel a V_s , ami a D tér egy tetszőleges eleme a globális rendszerben, és egy másik V_s , ami a "subnode" axiális elmozdulása (legalábbis eddig az volt).

Válasz

A megállapítás sajnos teljesen jogos, egy mondaton belül valóban kétféle értelemben szerepel a V_s jelölés, ami igencsak zavaró. (Egyedüli pozitívum a dologban, hogy a figyelmes olvasó még így is értelmezni tudta a mondatot, és észrevenni hibát.)

2.23. megjegyzés

26. oldal: A (2.55) előtti sorban **V** helyett **V_s**, a (2.55) képletben és az ezt követő mondatban pedig **B_v** helyett **B_{vs}** kellene, hogy szerepeljen.

Válasz

Az észrevétel jogos, az említett jelölésekben sajnos elírás történt.

2.24. megjegyzés

26. oldal: A (2.26) egyenlet utáni mondatban szerepel a "0 is a matrix full with zeros". Ezen a környéken nincs 0 mátrix.

Válasz

A hivatkozott mondatrésznek valóban nincs értelme az adott helyen, minden bizonnyal valahogyan idemásolódott ez a szövegrész a szerkesztés közben.

2.25. megjegyzés

27. oldal: "Transverse equilibrium", lásd a 21. oldalhoz tartozó megjegyzést.

Válasz

A 2.12. megjegyzés kapcsán a kérdést megválaszoltam.

2.26. megjegyzés

29. oldal: A második sorban **R_M** kell az **R** helyett, ha már az ezt követő harmadik sorban és a (2.5)-ben is ez van.

Válasz

A disszertációban igyekeztem némi különbséget tenni az **R** és **R_M** alkalmazása között. A szimpla **R** általánosságban kívánja jelenti a kényszermátrixokat, **R_M** inkább egy adott altér kényszermátrixát akarja (általánosan) jelenteni. Ez a különbségtétel nem minden szöveggörnyezetben egyértelmű. A megjegyzésben említett szövegrész is olyan, hogy akár mindkét előfordulásban alkalmazható volna az **R_M** jelölés is.

2.27. megjegyzés

29. oldal: A hetedik bekezdés a D alakzatok számát elemzi. Itt szerepel a megjegyzés, ami szerint " ... a standard channel section ... has no D modes.". Ez egy félrevezető megjegyzés, mert a vékonyfalú U szelvénynek lehet D alakzata, de annak a modellnek, aminek kevés a szabadságfoka, (azaz $nm-4$ negatív) nem.

Válasz

Az idézett helyen a megfogalmazás véleményem szerint helytálló. A „channel section” kifejezés alatt vagy U-, vagy C-alakú szelvényeket szoktak érteni. C-esetén szokás „lipped channel section”-ként is említeni, ahol a „lip” az övmerevítő. A disszertáció idézett helyen azt állítja, hogy az övmerevítő nélküli, azaz U-alakú keresztmetszettel rendelkező rúdelem esetén a D-módok száma (azaz a D altér dimenziója) zérus, merthogy az U-szelvénynek 4 db fő csomópontja van, és a D altér dimenziószáma $4-4=0$.

2.28. megjegyzés

30. oldal: A második bekezdés végén az ábraszám 2.9 és nem 2.11.

Válasz

Igen, valóban elírás történt az idézett helyen.

2.29. megjegyzés

31. oldal: A (2.62) egyenlet utáni kijelentés szerint "... the task of modal identification is essentially solved." Ez itt azt jelenti, hogy a (2.62) lineáris egyenletrendszer megoldásával kiszámítjuk egy d alakhoz rendelhető c_{GDLO} "contribution" értékeket. Vajon mindig invertálható a (2.62) $\mathbf{R}^0$ együttható mátrixa?

Válasz

Az $\mathbf{R}^0$ mátrix invertálhatósága indirekt módon belátható. Az $\mathbf{R}^0$ mátrix pontosan n darab lineárisan független bázisvektort tartalmaz, (merthogy direkt így állítottuk elő,) ahol n éppen a diszkretizált feladat elmozdulási szabadságfokainak száma. Vagyis $\mathbf{R}^0$ mátrix kifeszíti a diszkretizált feladat teljes n -dimenziós elmozdulási terét. Minthogy a $\mathbf{d}$ vektor szükségképpen benne van ebben az n -dimenziós térben, mindenképpen előállítható a $\mathbf{R}^0$ bázisvektorainak lineáris kombinációjaként. Azaz a (2.62) feladat megoldható. Minthogy a feladat értelmezhető egy n egyenletből álló lineáris egyenletrendszernek is, ahol $\mathbf{R}^0$ az együtthatómátrix, és tudjuk, hogy a feladatnak van megoldása, az $\mathbf{R}^0$ mátrixnak invertálhatónak kell lennie.

3.1. megjegyzés

34. oldal: A (3.3) kapcsán lásd a 11. oldal (2.3)-hoz fűzött megjegyzést!

Válasz

Úgy vélem, a (3.3) képlet matematikailag helyes, és véleményem szerint nincs benne félrevezető elírás.

3.2. megjegyzés

35. oldal: Miért különbözik a (3.6) és a (3.8)? Mind a kettő ugyanaz, egyik végén csuklós, másik végén befogott oszlop. Gondolom, a "guided" az egy csuklós, oldalirányban megtámasztott csúszó támasz.

Válasz

A különböző megtámasztások elnevezéseit az irodalomból vettem át, de belátom, hogy a „clamped-guided” elnevezés a mérnöki gyakorlatban nem teljesen közismert, ezért meg kellett volna magyarázni. Ez az elnevezés olyan megtámasztást takar, amikor a rúdvégeken az elfordulások meg vannak gátolva, de a rúdvégek keresztirányban egymáshoz képest eltolódhatnak. Ezt tudva már könnyen belátható, hogy a stabilitásvesztési alak szempontjából a (3.8) eset érdemben eltér a (3.6) esettől (pl. a síkbeli kihajláshoz tartozó kihajlási hosszak is különböznek).

3.3. megjegyzés

39. oldal: A 3.4 ábrához fűzött magyarázat szerint "The illustrated ... distribution ... corresponds to ... simple-simple end restraints". A 3.5 ábrához tartozó megjegyzésben is a " ... simple-simple end restraints" Mind a kettő ugyanaz? Milyen az a "simple restraint"? A "simple" kifejezés nem szerepel a (3.4-8) interpolációkhoz tartozó kényszer megnevezések között.

Válasz

A „simple” megtámasztás a „pinned” megtámasztás szinonimája. Ez szokásos a vonatkozó irodalmakban, de elfogadom, hogy ezt célszerű lett volna megemlíteni a disszertációban.

3.4. megjegyzés

44. oldal: Célszerű lett volna a 2.1 (13. oldal) és 3.1 táblázatokat hasonló formában és jelölésekkel megszerkeszteni. Ha jól látom, a 3.1 táblázatban azonosíthatóak a 2.1.4 fejezet kritériumai is.

Válasz

Igyekeztem a 3.1. táblázatot és az 2.1. táblázatot úgy elkészíteni, hogy beazonosíthatóak legyenek az egyezések és különbségek. Valószínűleg hasznos lett volna a disszertációban a két táblázat közötti összefüggést megvilágítani, de ez helyspórolás miatt kimaradt.

3.5. megjegyzés

44. oldal: A 3.1 táblázat első oszlopával kapcsolatban merül fel az a kérdés, hogy mi a jelentősége a G_A alakzatnak. Lehetséges olyan sajátvektor, ami egy tengelyirányú egyenletes összenyomódás képét mutatja? Vagy lehetséges, hogy bármilyen vékonyfalú karcsú oszlop kihajlott alakjában megjelenik ez a komponens?

Válasz

A kérdés érthető, hiszen a G_A mód deformált alakja meglehetősen szokatlan. Hasonló kérdést kaptam már korábban is (konferenciákon és cikkek bírálótól). A kérdésre kétféle választ tudok adni.

Bár a disszertáció a stabilitásvesztést (azon belül is az egyensúlyelágazásos lineáris stabilitásvizsgálatot) tárgyalja, a deformációs alterek elkülönítése nem kapcsolódik szorosan a stabilitásvizsgálathoz, és az eredmények alkalmazása sem korlátozódik a stabilitásvizsgálatokra. Az alterek definíciói általánosak. Általánosan tehát az alterek „deformációs módok”-at mintsem „stabilitásvesztési módok”-at jelentenek. Ha a diszkretizációs modell (konkrétan: végessávós módszer) csomóponti szabadságfokai által meghatározott elmozdulási-deformációs teret alterekre osztjuk a disszertációban javasolt logika alapján, akkor az derül ki, hogy létezik a G_A (egydimenziós) alter is.

Amennyiben a G_A deformációs alterben hajtjuk végre a lineáris stabilitásvizsgálatot, akkor kapunk megoldást, azaz matematikailag létezik olyan stabilitásvesztési alak egy nyomott rúdnál, amelyik nem jár a keresztmetszet semmilyen keresztirányú deformációjával, miközben a tengelyirányú eltolódások koszinuszos eloszlásúak. Ehhez a módhoz tartozó kritikus erő értéke nagyon nagy, konkrétan számértékileg megegyezik a rúd normálmerevségével, azaz a kritikus feszültség megegyezik a rugalmassági modulusszal. Ez a

kritikus teherérték akkora, hogy ez a stabilitásvesztési mód a gyakorlatban nem jöhet létre önmagában. Ugyanakkor, ahogy ezt a disszertáció 5. fejezetének eredményei mutatják, ez a mód megjelenik bizonyos megoldásokban, és (legalábbis a lineáris stabilitásvizsgálat keretein belül) lehet nem-elhanyagolható hatása.

Megemlítem még, hogy amennyiben a disszertáció 4. fejezetében bemutatott mód-identifikációs eljárást általánosabban alkalmazzuk, akkor szintén az derül ki, hogy erre az axiális deformációs módra szükség van. Pl., ha első- vagy másodrendű, esetleg anyagi nemlineárist figyelembe vevő statikai vizsgálat eredményeire alkalmazzuk a mód-identifikációt (ahogy ezt mások meg is tették), akkor az axiális módra feltétlenül szükség van a mód-identifikáció végrehajtásánál.

3.6. megjegyzés

46. oldal: A második bekezdés végén ismét megjelenik a "transverse equilibrium", ami az "unbalanced nodal forces/moment" egyensúlyi feltétele. Változatlanul nem világos, miről van szó. Lásd még a 12. és 21. oldalhoz fűzött megjegyzéseket.

Válasz

A 2.12. megjegyzés kapcsán a kérdést már megválaszoltam.

3.7. megjegyzés

46. oldal: A negyedik bekezdésben a Z mátrixok indexelésével kapcsolatos "... subscript comes from the first column ..." megjegyzés csak az $\varepsilon \rightarrow e$, $\gamma \rightarrow g$, $\kappa \rightarrow k$ kiegészítéssel igaz.

Válasz

Igen, a Bíráló értelmezése helyes.

3.8. megjegyzés

46. oldal: Az ötödik bekezdés szerint a továbbiakban használt Z mátrixokat a B Függelék részletezi. Ebben a függelékben viszont nincsenek Z mátrixok, csak R mátrixok.

Válasz

Ez egy sajnálatos szerkesztési hiba. A B mellékletben szereplő mátrixoknál a Z jelölés alkalmazása lett volna a helyes, egyrészt mert a fő szövegben is így szerepelnek az adott mátrixok, másrészt pedig ezek a mátrixok tartalmilag eltérnek a dolgozatban általában R -el jelölt kényszermátrixoktól.

3.9. megjegyzés

47. oldal: A (3.11) szerinti Θ_i ugyanaz, mint a (3.3) szerinti ϑ_i ?

Válasz

A kétféleképpen kinéző „görög kis teta” karakter a dolgozatban ugyanazt jelenti. (Sajnos, nem sikerült elérnem, hogy a Word szövegszerkesztő képletszerkesztője egységesen írja.)

3.10. megjegyzés

47. oldal: Ha jól értem a 3.3.3.1 fejezet annak a (meglehetősen körülményes) bizonyítása, hogy a nyomott rúd keresztmetszetében a tengelyirányú v elmozdulás állandó.

Válasz

A 3.3.3.1. szakasz – némi nagyvonalúsággal – értelmezhető úgy, ahogy a megjegyzésben szerepel, de véleményem szerint helyesebb az az értelmezés, hogy a szakasz azt bizonyítja, hogy a 3.1 táblázatban G_A -ra megadott mechanikai feltételek olyan keresztmetszeti deformációkra vezetnek, amelyek megegyeznek a tiszta húzás-nyomás esetre jellemző deformációkkal.

Úgy vélem, hogy ha a 3.1. táblázatot kívánjuk használni a deformációs alterek elkülönítésére, akkor úgy következetes, ha mindegyik altér esetén ugyanazokat a feltételeket és ugyanazt a matematikai apparátust használjuk, akkor is, ha a végeredmény nagyon egyszerű.

3.11. megjegyzés

49. oldal: A (3.20) egyenlethez fűzött megjegyzésben, a két G_B alak meghatározásánál nem kellene kikötni, hogy a "... two perpendicular directions." legyen a keresztmetszet két főtengelye? Feltételezem, hogy később, az identifikáció során ezeket kell majd használni.

Válasz

Röviden: a megoldandó feladattól függ, hogy szükséges-e speciális (pl. merőleges) bázisfüggvényeket választani G_B -n belül, vagy tetszőlegesen felvehetőek a bázisfüggvények. A kérdést részletesebben tárgyalja a 2.16. megjegyzésre adott válasz.

4.1. megjegyzés

65. oldal: A (4.2) egyenlet kapcsán tisztázni kellene a benne szereplő mennyiségek jellegét vagy tartalmát. Ha jól értem, akkor a $\mathbf{d}_{FE}$ tartalmazza a végeelem megoldást, aminek elemszáma a héj modell csomópontok száma szorozva hattal. A Φ pedig egy FSM megoldás, amiben sávonként négy (vagy inkább élenként négy) adat, szorozva a hosszirányú függvények számával, szerepel. Ezek szerint a $\mathbf{d}_{FE}$ és a Φ nem kompatibilisak. Hiányzik egy lényeges lépés, hogyan lesz a VEM eredményből FSM típusú adathalmaz, vagy fordítva, az FSM eredményből FEM típusú? Hogyan kell elvégezni a (4.4) egyenletben kijelölt $\Phi^T \mathbf{d}_{FE}$ szorzást.

Válasz

A megjegyzésben található problémafelvetés releváns, és meglehetősen érdemes lett volna erre a kérdésre kitérni a disszertációban. Magam úgy gondoltam, hogy ez inkább egy technikai részletkérdés, ezért (valamint helytakarékosági okból) nem magyaráztam.

$\mathbf{d}_{FE}$ és Φ valóban nem kompatibilisak abban az értelemben, hogy eltérő interpolációsfüggvény-rendszerhez tartoznak, ezért az elemszámuk is (általában igen jelentősen) eltér. Elvileg (legalább) két megoldási lehetőség van. Vagy az FEM szabadságfokait konvertáljuk az FSM szabadságfokaira, vagy az FSM szabadságfokait konvertáljuk az FEM szabadságfokaira. A két megoldás közül az első általában nemigen

valósítható meg, elsősorban az FSM interpolációs függvényeinek speciális hosszirányú eloszlása miatt. A második megoldás viszont mindig könnyen megvalósítható, és a dolgozatban szereplő példánál is ez volt a megoldás. Minthogy az FSM interpolációs függvényei ismertek, a (vékonyfalú rúdelem) felületén lévő bármely pontra kiszámítható a pont három irányú eltolódása és három tengely körüli elfordulása, amely elmozdulás-komponensek – általában – éppen a héjvége-selemes modell csomóponti szabadságfokai. Eszerint az sem szükséges, hogy a végessávós és vége-selemes modell diszkretizációját igyekezzünk összehangolni, hanem a vége-selemes modell csomópontjaiban egyszerűen kiszámítjuk a végessávós bázisfüggvények (fenti jelölés szerint a Φ függvények) 6 elmozduláskomponensét. A (4.2)-(4.4) egyenletekben tehát célszerűen a vége-selemmódszer szerinti értelmezésű és méretű elmozdulásvektorok szerepelnek.

5.1. megjegyzés

74. oldal: Az első bekezdésben jelölt leírja a nem rúd modellre (FSM vagy héj) vonatkozó globális kihajlott alakzat egy újabb definícióját, ami szerint " ... global buckling ... when all ... cross section deformations are excluded." Tisztázni kellene, hogyan viszonylik ez a kijelentés a korábbi, elsősorban a 3.1 táblázat (44. oldal) első három oszlopában, és a 2.1 táblázatban (13. oldal) összefoglalt kritériumokhoz.

Válasz

Az 5. fejezetben a globális jellegű stabilitásvesztésre kétféle lehetséges definíciót adtam meg, a kettőt egymástól jól elkülönítve. Az első definíció az 5.2. alfejezetben található, a 74. oldalon (amelyre a megjegyzés is hivatkozik), mely általánosan, mindenféle típusú globális stabilitásvesztésre van megfogalmazva (azaz. síkbeli, vagy elcsavarodó, stb.). Az 5.2. alfejezet szól arról az esetről, amikor a lemezelemek síkjában fellépő nyírási alakváltozások meg vannak gátolva. Az 5.2. alfejezetben a globális stabilitásvesztésre alkalmazott definíció (a 74. oldalon) pontosan megegyezik a 2. és/vagy 3. fejezetben a globális deformációs al térre adott definícióval.

A második definíció a globális jellegű stabilitásvesztésre az 5.3. alfejezetben található (5.3.1. szakasz eleje, a 89. oldalon). Minthogy az 5.3. alfejezet csak síkbeli kihajlást tárgyal, a megadott definíció is erre a síkbeli esetre vonatkozik (bár könnyen általánosítható volna elcsavarodó jellegű deformációra is). Az 5.3. alfejezet szól arról az esetről, amikor a lemezelemek síkjában fellépő nyírási alakváltozások meg vannak engedve. Ez a definíció nyilvánvalóan eltér a 2. és/vagy 3. fejezetben a G al térre alkalmazott definíciótól, éppen a nyírási alakváltozások tekintetében. Amennyiben az 5.3. fejezet, nyírási alakváltozásokat megengedő definícióját akarjuk megfeleltetni a cFSM al tereinek meghatározásaival, akkor a 3. fejezet, azaz a 3.1. táblázat definícióit kell használnunk (merthogy a 3.1. táblázat éppen azzal nyújt többet a 2.1 táblázatnál, hogy a főbb G, D, L és O al tereken belül további al tereket is definiál, és ez a részletesebb al térdefiníció szükséges a nyírási alakváltozások korrekt kezelésére). A 3.1. táblázat jelöléseivel tehát az alkalmazott definíció olyan, hogy a G_B (globális hajlítás) és S_B (elsődleges, hajlítási nyírás) deformációt engedi meg a vizsgált

síkban, tehát a G_B és S_B alterekből 1-1, ugyanazon síkban bekövetkező deformációhoz tartozó bázisvektort/bázisfüggvényt kell választani a cFSM számítás során. Az 5.3. fejezetben bemutatott cFSM számpéldák pontosan így készültek. (A 89. oldalban található definíció után egyébként röviden meg is van említve, hogy a definíció a „primary shear” kialakulását engedi meg.)

5.2. megjegyzés

74. oldal: Az első bekezdés végének állítását, ami szerint " ... mode is global if the relative positions of any cross section nodes don't change ... " pontosabban kellene megfogalmazni, mivel ez így ellentmond az előző oldal " ... free to warp ..." állításának.

Válasz

A megjegyzésben idézett mondat önmagában valóban nem elegendően precíz, mert hosszirányban valóban létrejöhet relatív elmozduláskülönbség a keresztmetszeti csomópontok között. Vagyis precízebben azt lehetett volna írni, hogy " ... mode is global if the relative positions in the plane of the cross-section of any cross section nodes don't change ... ". Ugyanakkor azt vélem, hogy az idézett mondat előtti mondatok elég egyértelműen éppen ezt állítják, tehát az idézett mondatot a megelőző mondatokkal együtt nézve a meghatározás egyértelmű.

5.3. megjegyzés

74. oldal: Az utolsó bekezdés szerint a forgások referencia pontja a "shear center". Ezek szerint feltételezi, hogy a csavaró középpont és a nyíró középpont egybeesik.

Válasz

A nyírási és csavarási középpontokat a dolgozat nem különbözteti meg. Vékonyfalú nyitott szelvények esetén, amely szelvényeket a disszertáció tárgyal, a két pont lényegében egybeesik, ezért nem gondoltam szükségesnek megkülönböztetni őket. Ugyanakkor megjegyzem, hogy a disszertációban bemutatott eredmények nagyobb részénél a nyírási középpont (vagy csavarási középpont) nem játszik szerepet.

A cFSM módszer alapvetően nem igényli a keresztmetszeti jellemzők számítását. A cFSM-et bemutató első cikkekben a módszer magyarázatához alkalmaztunk ugyan keresztmetszeti jellemzőket, ezt tükrözi a disszertáció 2. fejezete is, de az általánosított cFSM bemutatásánál már szándékosan nem használtam a keresztmetszeti jellemzőket, mert félrevezetőnek gondoltam a módszer lényegét illetően; ennek megfelelően a disszertáció 3. fejezetében, illetve az ahhoz kapcsolódó A és B mellékletben nem is szerepelnek keresztmetszeti jellemzők, így természetesen a nyírási/csavarási középpont sem.

A disszertáció 4. fejezetében bemutatott mód-identifikációs eljárás értelemszerűen nem igényli a keresztmetszeti jellemzőket.

Az 5. fejezetben (illetve a C mellékletben) bemutatott levezetésekben megjelenik a nyírási/csavarási középpont helyét jelölő Y_{SC} és Z_{SC} szimbólum (más keresztmetszeti jellemzőkkel együtt), itt tehát a nyírási/csavarási középpont helyének van szerepe, de természetesen csak az elcsavarodással is járó stabilitásvesztési módok esetén. Amennyiben az 5.2. alfejezetben (és C mellékletben) közölt levezetéseket vastagabb falú keresztmetszetekre

akarnánk kiterjeszteni, elképzelhető, hogy érdemes volna különbséget tenni a nyírási és csavarási középpont helye között.

5.4. megjegyzés

77. oldal: Az (5.13) utolsó tagjában szerepel a κ_{xy} görbület, vagy torzió. Ennek a (C34) és a 44. oldal szerinti definíciója eltér. Az eltérés egy -2 szorzó. Ugyancsak eltér a Függelék (B40) és (D22) szerinti felírás is.

Válasz

A megjegyzésben említett eltérések valóban léteznek, és ez tagadhatatlanul nem szerencsés. Tartalmilag az eltérő definíciók nem okoznak problémát, mert ahol a (-2)-es szorzó szerepel, ott erre a szorzóra valóban szükség van, a levezetések ennek figyelembe vételével készültek. Ahol a (-2)-es szorzó nem szerepel, ott minden esetben arról van szó, hogy a jelölt függvény konkrét értéke érdektelen, csak a függvény jellege fontos (tehát pl. hogy zérus-e), tehát közömbös, hogy használjuk-e (-2)-es szorzót, vagy nem. Mindenesetre nyilván helyesebb lett volna a kétfajta görbület jellegű mennyiségre kétfajta szimbólumot alkalmazni.

5.5. megjegyzés

77. oldal: Az (5.13) utáni sorban az "... in our case: $\sigma_y = p_y$." kijelentés súlyos elvi hiba. Jelöltnek pontosabban kellene fogalmazni, az általa használt elvben a p_y egy kezdeti terhelés, a σ_y és ε_y pedig az anyagtörvényen keresztül összetartozó növekmények.

Válasz

A megjegyzés rövid, megválaszolása kicsit hosszabb.

Az 5. fejezetben bemutatott megoldás háttére az, hogy amikor a cFSM eljárást implementáltam a CUFSM végessávós programba, akkor lehetővé vált sokféle, akár extrém feladat megoldása is. Például lehetővé vált a vékonyfalú rúdelem globális stabilitásvesztésének számítása (pl. síkbeli kihajlás). Előzetes várakozásom természetesen az volt, hogy a cFSM eljárás ilyen esetben visszaadja a jól ismert klasszikus megoldásokat (síkbeli kihajlás esetén pl. az Euler-képlet eredményét). Minthogy ez nem teljesült, igyekeztem megtalálni a cFSM és a klasszikus megoldások közötti eltérések okait. Ezen oknyomozáshoz jó eszköznek tűnt, ha a CUFSM program feltételrendszerét (és adott esetben szóhasználatát) szorosan követő analitikus megoldást adok globális stabilitásvesztésre.

Talán érdemes azzal kezdeni a CUFSM program bemutatását, hogy a CUFSM program a hidegen hajlított acél profilok vizsgálatában széleskörben alkalmazott célprogram. Az USA-ban majdhogynem a szabványos méretezési eljárás része. Mechanikai szempontból egy nagyon speciális feladatot old meg, de azt nagyon hatékonyan (azaz a felhasználótól minimális mennyiségű inputot igényel, az eredményeket érdemi várakozási idő nélkül szolgáltatja, és olyan formában, hogy az közvetlenül felhasználható szabványos méretezési eljárásban). A CUFSM alapvető célja kritikus teherparaméterek meghatározása vékonyfalú rúdelemekre. A CUFSM specialitása, hogy csak hosszirányú rúdvégi megoszló terhet lehet megadni, és csak ezt tudja kezelni, mindig azt feltételezve, hogy a rúd két végén ugyanolyan eloszlású, de ellentétes irányú terhelés hat (leggyakrabban a központos nyomásnak vagy tiszta hajlításnak megfelelő eloszlású megoszló teher). A CUFSM program nem végez elsőrendű számítást, nem számol feszültségeket sem, hanem a priori feltételezi, hogy a rúd hossza

mentén minden keresztmetszetben a rúdvégi tehereloszlásnak megfelelő hosszirányú normálfeszültség működik. Ugyanezen okból a sávok geometriai merevségi mátrixának elemei előre megadhatóak igen egyszerű analitikus kifejezésekkel, hiszen csak egyfajta, nagyon egyszerű erőrendszer működhet a sávban. Szintén specialitás, hogy az eredeti CUFSM verzióban (CUFSM 3 verzióig bezárólag, mely a cFSM kifejlesztésekor az aktuális CUFSM verzió volt) nincsenek a felhasználó által definiált megtámasztások sem. Implicit módon csuklós-csuklós támaszokat lehet megtámasztásnak gondolni, de ez csak abban jelenik meg, hogy a feltételezett bázisfüggvények hosszirányú eloszlása leginkább a csuklós-csuklós megtámasztásnak felel meg. A CUFSM számításának talán leghelyesebb értelmezése az, hogy amikor a CUFSM program kiszámít egy kritikus teherértéket, az nem egy valódi rúdelemhez tartozik, hanem egy fiktív feladat megoldása, ahol ismert a keresztmetszet, ismert a rúdmentén állandó belső erőrendszer (mely csak hosszirányú fajlagos erőből áll), és ismert a stabilitásvesztéshez tartozó jellemző félhullámhossz (azaz „buckling length”).

Az 5. fejezetben bemutatott levezetésnél én az ún. energia-módszert követtem, mely tudomásom szerint a szerkezet-építőmérnöki gyakorlatban széleskörűen elfogadott és alkalmazott módszer. Ennek megfelelően alkalmazom a belső és külső potenciál fogalmait, az előbbi a rugalmas alakváltozási energia, az utóbbi pedig a terhelés által a másodrendű elmozdulásokon végzett munka ellentettje. Ha figyelembe vesszük a CUFSM specialitásait, úgy vélem, az energia-módszeres megközelítés nagyon jól alkalmazható, és alapszintű mechanikai ismeretek birtokában is könnyen érthető. Ráadásul a CUFSM háttérét képező dokumentáció is ezt a megközelítést használja.

Az energiamódszeres megközelítésnek megfelelően a belső potenciál számításánál a σ_y szimbólumot alkalmazom az (5.13)-as képletben. A külső potenciál számításánál az (5.12)-es képletben inkább a p_y szimbólumot használok, azaz a képlet inkább azt sugallja, hogy a külső potenciált úgy értelmezem, mint a rúdvégi teher szorozva a rúdvég (a másodrendű alakváltozási tagok figyelembe vétele miatti) eltolódása. De ha figyelembe vesszük a CUFSM speciális feltételrendszerét, akkor valóban fennáll, hogy $\sigma_y = p_y$, azaz formailag σ_y és p_y fel is cserélhető. A megjegyzésben említett „(in our case: $\sigma_y = p_y$)” idézet a disszertáció 77. oldalán éppen erre a sajátosságra kívánta felhívni a figyelmet.

Úgy vélem tehát, hogy a közölt képletek az adott célkitűzésre megfelelőek, a levezetések helyesek, és a szöveges megjegyzések is helytállóak. Ugyanakkor elfogadom, hogy az itt adott magyarázatot (véltetően rövidített formában) jó lett volna szerepeltetni a disszertáció szövegében, mert a magyarázat hiányában a szakavatott olvasó elbizonytalanodhat a közölt levezetések helyességében.

5.6. megjegyzés

77. oldal: Nem teljesen érthető, hogy mi indokolja az 5.1 táblázat szerinti három elhanyagolás vizsgálatát. Az első feltétel, a $(\partial v / \partial y)^2$ tag vizsgálata még rendben van, mert ez ad magyarázatot a cFSM eredmények rövid rudaknál tapasztalt viselkedésére (72. oldal első bekezdés). A másik két feltétel egyaránt azt jelenti, hogy a másodrendű nyomatékok pontosan számoljuk, vagy közelítőleg. A konklúzió csak az lehet, hogy pontatlan bemenő adat pontatlan eredményt ad. Ez a magyarázata a 88. oldalon közölt numerikus eredmények közötti eltéréseknek. Például az 5.6 táblázat utolsó előtti és utolsó (1000 és 10000) oszlopaiban a nnn és nny sorok kritikus erő értékei jelentősen eltérnek, de ezek aránya pontosan megfelel az 5.4 ábra szerinti I-2 szelvény $I_z/I_{z,r}$ arányának.

Válasz

Úgy vélem, mind a három tényező vizsgálata mögött van ráció.

A CUFSM program (lásd az előző megjegyzésre adott válaszomat is) háttérét képező irodalom tanulmányozásánál felfigyeltem arra, hogy a hosszirányú eltolódásból származó alakváltozás másodrendben van figyelembe véve, miközben a rúdmodellen alapuló (klasszikus) stabilitási vizsgálatoknál ezt a tagot nem szokták figyelembe venni. Logikusnak tűnt tehát e tag hatását tanulmányozni.

Az FSM irodalom tanulmányozásából az is kiderült, hogy a merevségi mátrix tehertől független tagjának számításánál a vastagság menti integrálást elvégezték, míg a merevségi mátrix tehertől függő tagjánál ezt az integrálást nem végezték el (hanem csak szorozták a vastagsággal). A disszertációban használt jelölések szerint tehát: yny opciót szoktak alkalmazni az adott FSM verzióban. Ez mindenképpen inkonzisztens, amit kétféleképpen lehet feloldani: vagy nem integrálunk vastagság mentén a merevségi mátrixban ($\times nn$ opciók), vagy integrálunk ($\times yy$ opciók).

Figyelembe véve tehát a hosszirányú másodrendű alakváltozási tag hatását is, indokolt volt végrehajtani a levezetések számos opcióban. Minthogy összesen 8-féle opció képzelhető el, és ebből jó néhányat mindenképpen logikus volt megoldani, úgy gondoltam, érdemesebb mind a 8 opcióra elkészíteni és bemutatni a levezetések.

Megjegyzem, az Ansys eredményekkel való összehasonlításból egyértelműen kiderült az is, hogy az Ansys ún. SHELL 63-as eleme (mely Kirchhoff lemezelméleten alapszik, így az általam alkalmazott FSM-hez, és az 5. fejezet levezetéseihez is illeszkedik) szintén yny opció szerint működik, azaz tartalmazza az FSM-ben is meglévő inkonzisztenciát. A levezetett képletek és bemutatott mintapéldák ugyanakkor azt is jelzik, hogy szokásos szerkezetek esetén ez az inkonzisztencia elhanyagolható mértékű hibákra vezet.

5.7. megjegyzés

78. oldal: Miért kell kikötni, hogy a keresztmetszet legyen "double-symmetrical". Ennek az a következménye, hogy a szelvény középpontja és a csavaró középpont egybeesik. Akkor miért szerepel X_C és Z_C a Függelék (C20) egyenletében?

Válasz

A megjegyzésben hivatkozott, 78. oldalon található kikötés az 5.2.4. szakaszban található, amely – ahogy a szakasz címe is említi – síkbeli kihajlást tárgyal. A kikötés egészen pontosan úgy szerepel, hogy „assuming that the analysed cross-section is mono-symmetrical (or: double-symmetrical), and also assuming that the axis of symmetry is the (global) X-axis.” Vagyis a kikötés egészen pontosan azt mondja, hogy van legalább egy szimmetriatengely, és ez konkrétan legyen az X-tengely. Úgy vélem, a síkbeli kihajlás vizsgálatánál ez egy indokolt kikötés, mert szimmetriatengely nélküli keresztmetszetben nem jön létre síkbeli kihajlás, hanem csak térbeli elcsavaródó kihajlások. (Egyetlen kivétel van, amikor a keresztmetszet pontszimmetrikus, ekkor a nyírási középpont egybeesik a súlyponttal, és kialakul tisztán síkbeli kihajlás a főtengek körül. Ez az eset érdemben nem különbözik az 5.2.4. szakaszban tárgyalt esettől, a közölt képletek is egy-az-egyben alkalmazhatóak, csak az X és Z tengelyeket a keresztmetszeti főtengeknek megfelelően kell felvenni.)

A C mellékletben közölt levezetés általános, abban az értelemben legalábbis, hogy bármilyen lehet a (vékonyfalú) keresztmetszet (szimmetrikus vagy aszimmetrikus), és bármilyen lehet a globális kihajlás (azaz síkbeli, tisztán elcsavarodó, vagy térbeli elcsavarodó is). Minthogy a levezetésnél nincs kikötés a keresztmetszet szimmetriájára vonatkozóan, szükség volt a nyírási/csavarási középpont helyzetét szerepeltetni, például a (C20) egyenletben is.

Az 5.2. alfejezetben tárgyalt speciális esetek tehát mind a C mellékletben közölt általános levezetések speciális eseteiként állnak elő. Bár az 5.2.2. szakasz végén erre egyértelmű utalás található, meglehet, hogy érdemes lett volna az 5.2.4., 5.2.5., és 5.2.6. szakaszok elején újra utalni arra, hogy a C melléklet eredményei kerülnek felhasználásra a megjelölt speciális kihajlási esetek tárgyalásakor.

5.8. megjegyzés

78. oldal: Az (5.16) eredményekben I_Z szerepel. Miért nem az I_X ? A szövegben sehol sem találtam olyan kikötést, hogy mi határozza meg a globális X , Y , Z rendszert. Még a jelölés jegyzékben is csak "global coordinate axes" néven szerepelnek. (lásd a 4., 24., és 49. oldalakhoz kapcsolódó megjegyzéseket)

Válasz

Úgy vélem, a megjegyzést alapvetően megválaszolja az előző megjegyzésre adott válaszom. Az adott szakasz síkbeli kihajlást kívánt tárgyalni, ekkor az X és Z tengelyeknek főtengeknek kell lenniük, ami legegyszerűbben úgy biztosítható, ha legalább az egyik tengely szimmetria-tengely. Bármelyik lehetne szimmetria-tengely, az 5.2.4. szakasz elején – lényegében véletlenszerűen – az X tengelyt jelöltem ki szimmetria-tengelyként. Ekkor a síkbeli kihajlás az X - Y síkban tud bekövetkezni, azaz a keresztmetszet Z tengelye körül. Ezért szerepel az adott képletsorozatban mindenütt az Z tengelyre vonatkozó inercia. (Nyilván, lehetett volna fordítva is: kijelölni a Z -t szimmetriatengelyként, és ekkor a képletekben az X -re vonatkozó inercia jelenne meg.)

Általánosan tehát csak annyi a kikötés, hogy az Y tengely mindig párhuzamos a rúd tengelyével, de az X és Z tengelyek általában tetszőleges állásúak lehetnek, és csak speciális esetekben (pl. síkbeli kihajlás vizsgálata esetén) van szükség a keresztmetszeti tengelyek pontosabb definiálására.

5.9. megjegyzés

79. oldal: Az 5.2 táblázat alatti értékelésnél azért érdemes megjegyezni, hogy az " ... yxx cases ... tends for finite value, ..." kijelentésben említett véges érték mérnöki szempontból azért "végtelen" nagy, hiszen ez a határérték a kritikus terhelésre átírva $\sigma_y \approx -E$. (Erre van utalás később, a 85. oldalon)

Válasz

Természetesen egyetértek a megjegyzéssel. (Továbbá, hivatkoznék még a 3.5. megjegyzésre adott válaszomban az axiális módról írottakra.)

5.10. megjegyzés

81. oldal: Az 5.2.5 fejezet elején szerepel a kikötés, hogy $X_{SC} = Z_{SC} = 0$. Akkor mit keresnek ezek az (5.20) eredményekben?

Válasz

A válasz érdemben megegyezik az 5.7. megjegyzésre adott válaszzal. Úgy vélem, nem szükséges itt részletesen megismételnem.

Annyit fűzök itt hozzá, hogy az (5.20) képletek az adott szimbólumok (tulajdonképpen: poláris inerciasugár négyzete) általános képletei. Az adott esetben $X_{SC} = Z_{SC} = 0$ behelyettesítéssel számítandóak. Elfogadom, hogy erre fel lehetett volna hívni a figyelmet a szövegben.

5.11. megjegyzés

84. oldal: Az 5.2.6 fejezet elején szerepel a kikötés, hogy a szelvény szimmetriatengelye a globális Z, aminek következtében $X_{SC} = 0$. Ezek után az (5.28) szerepeltetése félrevezető!

Válasz

A megjegyzésre adandó válasz érdemben megegyezik az előző megjegyzésre adott válaszzal. Úgy vélem, nem szükséges itt részletesen megismételnem.

5.12. megjegyzés

88. oldal: A táblázatok utolsó sorában az EC3 mire utal? Talán EUROCODE 3?

Válasz

Igen, az „EC3” jelölés az Eurocode 3 szabványra utal. Még pontosabban: EC3 azt jelöli, amikor a kritikus erők számítása a vékonyfalú hidegen hajlított acélszelvényekre vonatkozó 1.3. kötet C jelű mellékletében megadott képletsor felhasználásával a klasszikus analitikus képletekkel történik. Erre a tényre az adott, 5.2.8. szakasz első bekezdésében történik utalás: „...the analytical formulae as in Annex C of [2/1]., de el kell ismernem, hogy egyrészt ez az utalás sem feltétlenül eléggé explicit, másrészt nincs közvetlenül összekapcsolva az „EC3” jelöléssel.

5.13. megjegyzés

88. oldal: A numerikus eredmények között a határértékek szerepeltetése ugyan érdekes, de egy 400 mm szelvénymagasságú és 10 - 100 mm hosszúságú tuskót, mint rudat vizsgálni teljesen érdektelen és fölösleges.

Válasz

Egyetértek azzal, hogy tervező mérnöki szempontból nincs értelme nagyon rövid rudak kihajlását (azaz: globális stabilitásvesztését) vizsgálni. Ugyanakkor elméletileg érdekesnek gondolom az eredményeket, és valamennyi gyakorlati értelme mégis volt/van az eredményeknek. Az egyik gyakorlati haszon, hogy az elméleti eredmények igazolják a cFSM módszer CUFSM-ben történt implementálásának helyességét. (Figyelembe véve a CUFSM program elterjedtségét, ez fontos volt.) A másik gyakorlati haszon, hogy az elméleti eredményekből jól látszik, melyik (a gyakorló mérnök számára elérhető) eljárás milyen elméleti háttérrel rendelkezik a vizsgált opciók tekintetében. A szokatlan geometriájú

keresztmetszetek és extrém rövid rudak abban segítenek, hogy felnagyítsák a különféle opciók közötti különbségeket, ezzel egyértelműen beazonosíthatóvá teszik a különféle numerikus eljárásokat a vizsgált opciók tekintetében (pl. hogy az Ansys SHELL63 héjeleme is az yny opció szerint működik).

5.14. megjegyzés

90. oldal: Itt az első bekezdésben - és már korábban is - használt " ... cross sections' mass centres" kifejezés helyett a "centroid" használata lenne az elfogadható. A keresztmetszet egy geometriai alakzat, nincs tömege.

Válasz

Egyetértek a megjegyzésben említett pontosítással.

5.15. megjegyzés

95. oldal: Az 5.3.5.4 fejezet első bekezdése szerint "... three distinct critical forces found ..." Az 5.9 ábrán hol látszanak ezek az (5.53) szerinti értékek?

Válasz

Az 5.9. ábrán valóban csak 2 kritikus érték van ábrázolva. Az 5.5.3 képletekből látható, hogy az ábrán a legkisebb és legnagyobb értékek vannak ábrázolva. A középső érték megegyezik F_a -val, azaz gyakorlatilag a normál merevséggel, amely az ábrán ott helyezkedik el, ahová $L \rightarrow 0$ esetén tartanak a kritikus értékek. Vagyis a középső érték képe egy vízszintes egyenes volna az ábrázolt két görbe között. Elfogadom, hogy szerencsés lett volna ezt a középső függvényt is feltüntetni az 5.9. ábrán.

5.16. megjegyzés

96. oldal: Ha jól értem az 5.10 ábrához és táblázathoz valamint az előző, 5.5 táblázathoz (88. oldal) tartozó minta szerkezet ugyanaz, csak az 5.10 táblázat eredményei a nyírási alakváltozás hatását is tartalmazzák, de extrém alacsony G modulus értékkel, és oszloponként dupla hosszal számolva. Tanulságos lett volna azonos szerkezeten bemutatni a nyírási alakváltozás hatását.

Válasz

Igen, minden bizonnyal szerencsésebb lett volna a táblázatban megjelenített kritikus értékeket ugyanazokra a hosszakra megadni.

Tézisek

Egyetértek azzal, hogy az első két tézis összetartozik abban az értelemben, hogy mind a kettő a cFSM módszer kidolgozásáról szól. Alapvetően szerkesztési kérdésnek gondolom, hogy egy vagy két tézisként vannak-e megfogalmazva az állítások. Annak oka, hogy én két tézisként való megfogalmazás mellett döntöttem az, hogy a két tézisben kijelentett eredmények időben viszonylag távol születtek, így a tézisek háttérét képező publikációk is jól elkülönülnek.