

π 37436



UNIVERSITATEA "DUNĂREA DE JOS" DIN GALAȚI
FACULTATEA DE NAVE

Ing. ANDREI MURINEANU

**CONTRIBUȚII PRIVIND CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL
SISTEMELOR DE CONDUCTE DIN INSTALAȚIILE DE TRANSFER
MARFĂ LA NAVE DE TIP PETROLIER**

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

CONDUCĂTOR ȘTIINȚIFIC
Prof. Dr. Ing. MIRCEA MODIGA

GALAȚI 2006

629.5

1197

II 37.436



ROMÂNIA
MINISTERUL EDUCAȚIEI ȘI CERCETĂRII
UNIVERSITATEA "DUNĂREA DE JOS" DIN GALAȚI

Către

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați vă face cunoscut că în data de 27.10.2006, ora 11, în sala Senatului va avea loc susținerea publică a tezei de doctorat intitulată: "Contribuții privind calculul de rezistență al sistemelor de conducție din instalațiile de transfer marfă la nave de tip petrolier", elaborată de domnul/doamna ing. MURINEȘIU ANDREI, în vederea conferirii titlului științific de doctor în Domeniul fundamental - Științe inginerești, Domeniul - Inginerie mecanică.

Comisia de doctorat are următoarea componență:

Președinte: Prof.dr.ing. Adrian Lungu

*Decan - Facultatea de Navă
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați*

Conducător de doctorat: Prof.dr.ing. Mircea Moșaga

Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați

Referenți: 1.Prof.dr.ing. Garabet Kumbethan

*Universitatea Maritimă din Constanța
2.Conf.dr.ing. Mihail Priscop
Academia Navală "Mircea Cel Bătrân" din Constanța
3.Prof.dr.ing. Valeriu Ceangă
Universitatea "Dunărea de Jos" din Galați*

Cu această ocazie vă transmitem rezumatul tezei de doctorat și vă invităm să participați la susținerea publică în cazul în care doriți să faceți eventuale aprecieri sau observații asupra conținutului lucrării. Vă rugăm să le transmiteți în scris pe adresa Universității, str. Domnească nr. 47, 800008 - Galați, Fax - 0236 - 461353.

RECTOR

Prof.dr.ing. Alexandru EPUREANU

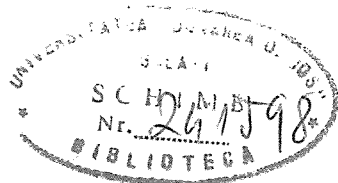


SECRETAR DOCTORAT

Luiza Axint
ing. Luiza AXINT



C 2 4 1 5 9 8



CUPRINS

1 INTRODUCERE	5
1.1 Considerații privind oportunitatea tezei	5
1.2 Structura și conținutul tezei	6
2 PROBLEME GENERALE PRIVIND CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL CONDUCTELOR ȘI SISTEMELOR DE CONDUCTE	9
2.1 Clasificarea sistemelor de conducte utilizate pe nave	9
2.2 Tensiuni în conducte	9
2.2.1 Tensiuni datorate presiunii interioare	9
2.2.2 Tensiuni datorate unei variații radiale de temperatură	10
2.3 Relații de calcul practic a grosimii peretelui conductei. Tensiuni admisibile	10
2.4 Dilatarea și elasticitatea sistemelor de conducte	11
2.4.1 Sisteme plane de conducte	11
2.4.1.1 Eforturi cauzate de dilatări împiedicate	11
2.4.1.2 Elasticitatea coturilor. Lungimi echivalente. Coeficienți de intensificare a tensiunii	12
2.4.1.3 Pretensionarea sistemului de conducte	13
2.4.2 Sisteme spațiale de conducte	13
2.4.3 Compensatoare de dilatare utilizate la sisteme navale de conducte	15
2.4.4 Sisteme de autocompensare. Metode de calcul a sistemelor autocompensate	15
2.5 Stabilitate și vibrații în sisteme de conducte	16
2.5.1 Stabilitatea formei secțiunii transversale a conductei	16
2.5.2 Vibrații ale sistemelor de conducte	16
2.5.2.1 Frecvențe proprii	16
2.5.2.2 Rezonanța și factorul de amplificare. Amortizarea vibrațiilor	18
2.6.1 Generalități	18
2.6.2 Descrierea unui sistem specializat pentru proiectarea sistemelor de conducte navale	19
2.6.3 Criterii de apreciere globală a rezistenței sistemelor de conducte	20
2.6 Concluzii	20
3 MODELĂRI ÎN CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL SISTEMELOR DE CONDUCTE	21
3.1 Particularități care apar în sisteme de conducte din punct de vedere al calculului de rezistență	21
3.1.1 Efecte termice	22
3.1.2 Efecte locale	22
3.1.2.1 Introducere. Relațiile generale ale teoriei de momente	23
3.1.2.2 Trecuri și restricții axial-simetrice în sisteme de conducte	23
3.1.2.3 Capace de obturare a conductelor	24
3.2 Modelări analitice în analiza rezistenței sistemelor de conducte navale	25
3.2.1 Solicitări impuse conductei la deformarea generală a navei	25
3.2.1.1 Momentul încovoietor al navei după Reguli de Registru	25
3.2.1.2 Deformata generală a navei. Deplasări impuse conductei	25
3.2.1.3 Tensiuni induse în tubulatură de încovoierea generală a navei	26
3.2.2 Estimarea analitică a tensiunilor induse de variații de temperatură, greutate proprie și presiune	26
3.3 Modelare complexă cu elemente finite a unui tronson de conducte	26
3.3.1 Introducere	26
3.3.2 Alegerea zonei de modelare	27
3.3.3 Model de ansamblu al tronsonului de conducte	27
3.3.3.1 Tronson de conducte dintr-un singur compartiment (model SISCON1)	27
3.3.3.2 Tronson extins pe trei compartimente (modelele SISCON3 și SISCON3R)	27
3.3.4 Detalii de modelare	28
3.3.4.1 Tronsoane rectilinii. Capace de obturare	28
3.3.4.2 Manșoane ale trecerilor etanșe. Cordoane de sudură	28
3.3.4.3 Zonele din pereți conexe cu trecerea etanșă	28
3.3.4.4 Compensator (Lira) de dilatare. Coliere de fixare a conductei pe suporturi	29
3.3.4.5 Rafinarea modelării la o trecere etanșă (modelul SISCON3R)	29

3.4 Concluzii	30
4 ANALIZE ALE STĂRILOR DE TENSIUNE ÎN ELEMENTELE SISTEMULUI DE CONDUCTE OBTINUTE PE MODELE FEM	31
4.1 Rezultate obținute pe modelul SISCON 1 și analiza acestora	31
4.1.1 Încărcări simple ale sistemului de conducte	31
4.1.1.1 Presiune interioară	34
4.1.1.2 Dilatări termice împiedicate	36
4.1.1.3 Deplasări impuse de deformarea navei	37
4.1.2 Încărcări combinate ale sistemului de conducte	37
4.1.2.1 Distribuții de tensiuni	37
4.1.2.2 Analize comparative	38
4.1.3 Măsurî constructive de reducere a tensiunilor în elementele sistemelor de conducte	38
4.1.3.1 Modificarea elasticității conductei	39
4.1.3.2 Rigidizarea suplimentară a peretilor etanși la trecerea tubulaturii	40
4.1.3.3 Modificarea formei capacelor de obturare	40
4.2 Modelul SISCON 3. Rezultate și analizele acestora	40
4.2.1 Încărcări simple	40
4.2.1.1 Dilatări termice împiedicate	41
4.2.1.2 Deplasări impuse	42
4.2.2 Încărcări combinate. Analize comparative	43
4.2.3 Rezultate obținute pe modelul derivat SISCON 3R	43
4.3 Analiza vibrațiilor sistemului de conducte pe modelele SISCON 1 și SISCON 3	45
4.4 Concluzii	46
5 STĂRI LIMITĂ ALE SISTEMELOR DE CONDUCTE	46
5.1 Încărcări limită ale conductei	46
5.1.1 Introducere	46
5.1.2 Încărcări simple de colaps	46
5.1.2.1 Încovoiere pură	47
5.1.2.2 Presiune interioară	47
5.1.2.3 Întindere/compresiune	48
5.1.2.4 Presiune exterioară	48
5.1.3 Colapsul conductei supusă la încărcări combinate	48
5.1.3.1 Criteriul de colaps	48
5.1.3.2 Momentul încovoietor ultim al conductei în prezența unei presiuni și unei forțe axiale	49
5.1.3.3 Încercări experimentale la colaps a conductei solicitată axial și la presiune interioară	50
5.1.4 Încărcări admisibile. Analiză numerică	50
5.2 Verificarea la oboseală a unui sistem de conducte	50
5.2.1 Introducere	53
5.2.2 Metodologia simplificată agreată de Registre	53
5.2.3 Evaluarea comportării la oboseală a sistemului de conducte	56
5.3 Concluzii	56
6 CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE	56
6.1 Concluzii generale	59
6.2 Contribuții personale	59
BIBLIOGRAFIE	60

1 INTRODUCERE

1.1 CONSIDERAȚII PRIVIND OPORTUNITATEA TEZEI

O navă nu poate fi concepută fără existența unor sisteme de conducte – diversificate ca tip, formă, dimensiuni și materiale în funcție de destinația și condițiile de funcționare ale instalațiilor din care fac parte. Proiectarea sistemelor navale de conducte trebuie făcută astfel încât să fie luate în considerație toate cerințele de funcționare și siguranță impuse de condițiile de exploatare specifice domeniului naval. Asigurarea fiabilității sistemelor de conducte de pe nave este una dintre cerințele importante pentru însăși siguranța navei. De-a lungul timpului, în scopul evitării consecințelor avariilor, au fost impuse diverse reguli privind siguranța sistemelor de conducte navale. Acestea trebuie să îndeplinească în plus cerințele de performanță bazate pe optimizarea funcționării instalațiilor din care fac parte, utilizarea eficientă a spațiului disponibil, respectarea legislației și a unor parametri economici.

Sistemele de conducte alcătuiesc structuri cu cele mai diverse configurații. Ele sunt de obicei multiplu static nedeterminate, proiectarea și în particular analizele de rezistență ale acestora necesitând cunoștințe din diverse domenii. Obținerea configurațiilor finale ale conductelor la bordul unei nave, care să asigure o funcționare sigură la un preț de cost minim, este un proces complex care implică parcurgerea iterativă a mai multor etape, prezentate schematic în figura 1.1. Verificări funcționale și de rezistență ale sistemelor de tubulatură se pot efectua prin metode "exacte" sau prin metode în care se acceptă ipoteze simplificatoare specifice, de obicei acoperitoare. Aceste ipoteze diferă în funcție de tipul instalației, uneori chiar în cadrul aceleiași instalații care funcționează în diferite condiții. În general, la sistemele de conducte există o serie de grade de libertate restricționate de suporturi fixe și/sau mobile. În aceste legături apar forțe și momente reactive iar în secțiunile transversale ale conductelor apar forțe axiale și tăietoare precum și momente încovoietoare și de răsucire cauzate de greutatea propriei dar mai ales de condițiile de funcționare: presiuni interioare, variații ale câmpului termic și deplasările impuse de suporturi. Dilatării/contractiile termice, care pot introduce solicitări apreciabile în sistem, sunt preluate de compensatoare. Pentru o funcționare optimă, uneori se recomandă pretensionarea conductelor la montaj, pretensionare de care trebuie să se țină seama în calcule. În cazul variațiilor mari de temperatură, se efectuează un calcul termic și mecanic al sistemelor de conducte; dacă temperaturile au variații reduse, se efectuează numai calculul mecanic, ținându-se seama și de efectele de dilatare termică. În calculul mecanic al conductelor metalice intervin constantele elastice uzuale pentru materiale izotrope: modulul de elasticitate longitudinal, modulul de elasticitate transversal și coeficientul lui Poisson; în calculul încărcărilor limită, intervine și limita de curgere. La efectuarea calculelor de rezistență ale sistemelor de conducte navale și structurilor adiacente trebuie luate în considerare presiunea interioară a fluidului transportat – egală cu presiunea maximă de lucru inclusiv fluctuațiile care pot apare la variațiile regimului de funcționare, greutatea – egală cu greutatea conductei însumată cu cea a fluidului transportat și acolo unde este cazul a izolației și/sau greutăților accidentale, temperatura de calcul – reprezentând temperatura maximă pe care o poate avea în exploatare agentul termic vehiculat prin tubulatură, deplasările și rotirile care se transmit sistemului de conducte prin suporturi și treceri – ca urmare a deformării generale a corpului navei.

Deplasarea și deformarea permanentă a suporturilor tubulaturilor odată cu deformarea generală a grinzii navă, deformații care au loc atât în condiții de navigație – în mare calmă sau agitată – cât și la încărcarea sau descărcarea navei, reprezintă un aspect specific pentru calculele de rezistență ale tubulaturilor în domeniul naval în comparație cu alte domenii. Acționând simultan cu încărcările datorate funcționării propriu zise a instalației (presiuni interioare și variații de temperatură), aceste deformații produc stări complexe de tensiune în elementele conductei și în structurile navei care constituie suporturi

pentru sistemul de conducte. Pentru determinarea acestor stări complexe de tensiune este necesar să se recurgă la modele complexe bazate pe metoda elementului finit – abordările clasice, tradiționale, fiind utile numai pentru unele verificări sau estimări preliminare.

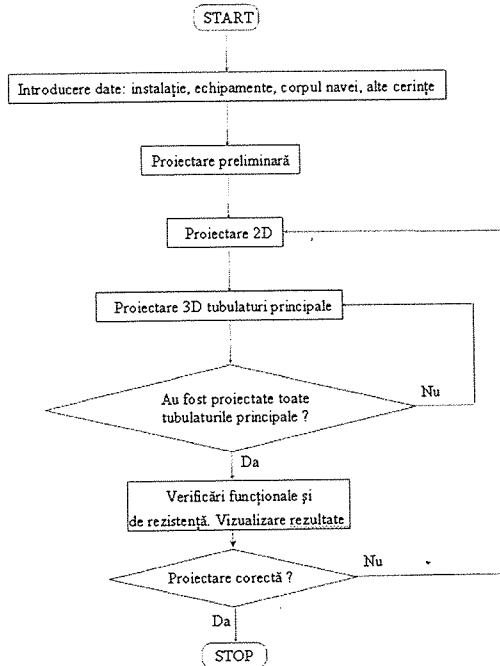


Fig. 1.1

Având în vedere cele arătate, lucrarea de față își propune să clarifice unele aspecte privind solicitările care apar în sistemele navale de tubulaturi la interacțiunea lor cu corpul navei, abordându-le într-o modalitate integrată cu structurile adiacente ale corpului navei. Utilizarea la modelările realizate în prezenta teză a elementelor finite de placă în locul elementelor finite de tip "pipe" – folosite frecvent în modelările actuale – permite pătrunderea în intimitatea stării de tensiune a sistemului analizat și adoptarea celor mai bune soluții constructive, prin înțelegerea comportării în exploatare a elementelor componente ale sistemului de conducte și evaluările cantitative mai corecte.

1.2 STRUCTURA ȘI CONȚINUTUL TEZEI

Teze este structurată pe 6 capitole.

În **Capitolul 2** sunt prezentate probleme privind proiectarea și construcția sistemelor de conducte din domeniul naval și nu numai. În scopul stabilirii cu claritate a domeniului de aplicare a regulilor impuse ca urmare a necesității creșterii siguranței la bordul navelor, este prezentată o clasificare a tipurilor de instalații navale cu tubulaturi, precum și unele tipuri de compensatoare utilizate în sistemele de conducte, cu avantaje și dezavantaje. Sunt prezentate relații de calcul pentru stabilirea grosimii

materialelor tubulare utilizate în România și în alte state cu tradiție în domeniu, relații pentru stabilirea tensiunilor ce apar în conducte în diverse ipoteze – la solicitarea cu presiune interioară și la solicitarea combinată presiune-temperatură. Sunt prezentate problemele dilatării și elasticității sistemelor plane și spațiale de conducte precum și o variantă a metodei forțelor – cunoscută sub numele de metoda centrului elastic – aplicabilă sistemelor de conducte cu grad redus de nedeterminare statică pentru stabilirea solicitărilor mecanice globale care apar în conducte și în legături. Cunoașterea acestor solicitări este importantă la evaluarea preliminară a rezistenței și stabilității conductei și elementelor structurale care constituie legăturile – ce pot fi puternic solicitate, eventual pentru stabilirea condițiilor de funcționare a diverselor instalații. Pe baza caracteristicilor geometrice ale corurilor se definesc coeficienții de elasticitate necesari determinării lungimilor echivalente utilizate în metoda centrului elastic precum și coeficienții de intensificare ale tensiunilor. Metoda centrului elastic este utilizabilă în calcule convenționale ale sistemelor de tubulaturi cu autocompensare (compensări tip liră), calcule utilizate tradițional pentru stabilirea capacității de compensare a dilatărilor (deformațiilor) care apar în exploatare. O evaluare mai corectă a solicitărilor globale din sistemele de conducte cu grad ridicat de nedeterminare statică având interacțiuni complexe cu exteriorul – deși insuficientă, așa cum se arată în capitolele următoare – poate fi făcută prin metoda deplasărilor aplicată sistemelor de bare (folosind elemente clasice de bară cu secțiune înelară sau elemente de tip "pipe" care permit și introducerea presiunilor interioare). În finalul capitolului sunt prezentate sumar problemele referitoare la stabilitatea formei secțiunii transversale a conductei și comportarea sistemelor de conducte în mediile cu vibrații, precum și unele aspecte privind proiectarea automată a sistemelor de tubulaturi navale.

În **Capitolul 3** sunt prezentate modele simplificcate de analiză a rezistenței sistemelor de conducte. Este comparată comportarea sistemelor de conducte cu cea a sistemelor obișnuite de bare, fiind evidențiate asemănările și deosebirile dintre ele și implicit situațiile în care sistemul de conducte poate fi tratat ca sistem obișnuit de bare. Se analizează calitativ și cantitativ unele efecte locale (trecceri/fixări ce impun restricții axial-simetrice la deformarea conductei și capace de obturare a tubulaturii) care impun utilizarea teoriei de momente a conductelor cilindrice. Se face o estimare după Regulile DNV a deformației generale a corpului pentru o navă tip petrolier și influența pe care deformațiile acesteia o are asupra unei tubulaturi de transfer marfă dispusă longitudinal pe fundul unei nave. Este prezentată de asemenea influența asupra stării de tensiuni din aceeași instalație a altor factori prezenți în timpul exploatării navei (temperatură, presiune interioară și greutatea propriei), precum și concluzii privind influența separată a fiecărui factor care induce solicitări în sistemul de conducte și structurile adiacente.

Complexitatea sistemelor de conducte din punct de vedere geometric, al interacțiunilor bilaterale cu structurile de rezistență ale corpului navei și al încărcărilor provenind din presiune, dilatări împiedicate și deformații generale ale grinzii navă ridică probleme dificile pentru efectuarea unor calcule precise cu metodele clasice, ceea ce face ca proiectarea sistemelor de conducte să se rezume în primul rând pe adoptarea unor măsuri de siguranță acoperitoare, bazate în parte pe experiența proiectantului, lucru care a condus în cel mai bun caz la creșterea costurilor globale ale sistemului de conducte. Ținând seama de aceste aspecte, sunt prezentate trei modele complexe cu elemente finite realizate pentru două tronsoane ale unei instalații de transfer marfă. Modelul SISCON 1 se referă la un tronson de conductă a instalației de transfer marfă situat într-un singur compartiment, tronson fixat la capete în pereții transversali etanși care limitează compartimentul. Au fost modelate toate elementele componente ale tronsonului precum și pereții etanși ai navei cu care tubulatura interacționează. Modelarea pereților s-a făcut pe o zonă extinsă până la o depărtare suficient de mare față de zona de trecere a tubulaturii, astfel încât să fie simulată cât mai corect interacțiunea conductă-perete. Modelul a fost realizat în mai multe variante dimensionale pentru brațele lirei de dilatare. Al doilea model, SISCON 3, a fost realizat pentru un tronson care cuprinde trei compartimente, traversând doi pereți și fiind fixat la alți doi pereți etanși navei. El utilizează module din prima variantă la care au fost operate o serie de modificări. Al treilea model, SISCON 3R, reprezintă o variantă a modelului SISCON 3, la care trecerea/fixarea printr-unul din pereții marginali (cel din pupa tronsonului analizat) a fost modelată cu un grad ridicat de rafinare față de restul modelelor. Astfel de rafinări pot fi efectuate în orice posibil "hot spot", în vederea efectuării verificărilor la oboseală – ținând seama de caracterul variabil al solicitărilor aplicate sistemului de conducte prin deformarea pe val a

corpului navei. Rezultatele deosebit de complete obținute cu aceste modele în capitolele 4 și 5 – imposibil de realizat prin alte metode – evidențiază superioritatea modelării sistemelor de conducte cu elemente finite de placă. Metodologia de analiză recomandată poate fi agreată de Registre și introdusă fără dificultăți în orice atelier de proiectare care se ocupă cu verificări de rezistență ale sistemelor de conducte.

În **Capitolul 4** sunt prezentate rezultatele analizei cu elemente finite a stării de tensiune în elementele sistemului de conducte, pentru fiecare din modelele complexe definite în capitolul 3.

În prima parte sunt prezentate rezultatele analizelor separate efectuate pe modelul SISCON 1 pentru cazurile simple de încărcare (presiune interioară, temperatură, deformațiile generale ale corpului navei) precum și cele obținute pentru cazul încărcării combinate – apreciat ca fiind cel mai dezavantajos. În fiecare caz sunt evidențiate problemele specifice. Astfel, sunt prezentate rezultatele analizei stării de tensiune a toate componentele instalației pentru cazul de încărcare cu presiune interioară, arătându-se că acest caz nu ridică de fapt probleme deosebite din punct de vedere al rezistenței materialelor. În cazul de încărcare datorat dilatărilor împiedicate au fost arătate limitele capacității de atenuare a lirelor de dilatare în ceea ce privește tensiunile maxime care apar în trecerile etanșe. Au fost comparate tensiunile von Mises care apar în fiecare element al sistemului de conducte, fiind desprinse concluzii privind intensitatea maximă a solicitării elementelor sistemului. Efectuând calculele pentru solicitarea datorată deformației generale a corpului navei, a fost evidențiată starea de tensiune a fiecărui element constructiv al conductei acordându-se o atenție deosebită trecerilor prin pereții etanși unde există zone cu tensiuni ridicate. Sunt prezentate rezultatele calculului pentru cazul combinat de încărcare, efectuându-se analize de detaliu privind tensiunile și deplasările din componentele sistemului de conducte precum și analize comparative pentru cele patru cazuri de încărcare. Au fost analizate și rezultatele obținute pe modele cu diferite dimensiuni ale brațelor lizei de dilatare, fiind prezentată tendința de variație a tensiunilor echivalente în funcție de lungimea brațelor lizei. Sunt propuse soluții de rigidizare a zonei de trecere a tubulaturii prin pereții etanși și influența acestor rigidizări asupra tensiunilor din elementele componente ale sistemului de conducte precum și efectul modificării formei capacelor de obturare asupra tensiunilor.

Pe modelul SISCON 3 extins pe trei compartimente sunt prezentate rezultatele obținute în urma calculului pentru fiecare din cazurile de încărcare prezentate anterior, comparativ cu cele obținute pe modelul SISCON 1. Răspunsul obținut la solicitările de încovoiere a navei în arc (hogging) și contra arc (sagging) pe modelul rafinat SISCON 3 este utilizat în capitolul 5 pentru efectuarea unui calcul la oboseală.

În finalul capitolului sunt prezentate frecvențele vibrațiilor libere și formele deformatate ale sistemului de conducte pentru primele moduri de vibrație ale modelelor SISCON 1 și SISCON 3R, comparându-se cu frecvențele care pot excita sistemul.

În prima parte din **Capitolul 5** sunt prezentate relațiile necesare determinării stărilor limită de colaps care apar în conducte la încărcările simple de încovoiere pură, presiune interioară (și exterioră), întindere/compresiune. În continuare este tratat colapsul conductei solicitate la încărcări combinate. Se stabilește criteriul de colaps, momentul încovoiertor ultim al conductei supusă adițional față de solicitarea predominantă de încovoiere la solicitări axiale și cu presiune interioară și se prezintă unele rezultate experimentale obținute în literatură la încercarea până la colaps a conductelor solicitate simultan la compresiune și la o presiune interioară. Se stabilește modelul de proiectare pe baza stărilor limită și relațiile de calcul pentru valori admisibile. În partea a doua a capitolului este prezentată metodologia de utilizare a datelor obținute prin analiza cu elemente finite a sistemului de conducte pe modelul SISCON3R la efectuarea verificării la oboseală a detaliului "trecere perete transversal", folosind metoda simplificată recomandată de DNV. Pentru a se putea urmări cu mai multă claritate principalele probleme prezentate în acest capitol, în **Anexe** sunt date o serie de diagrame și tabele. Astfel, Anexa 1 conține Curbele S-N iar în Anexa 2 sunt prezentate Curbe și Tabele de proiectare, Tensiuni admisibile și Factori de reducere – agreate de Registrele Navale DNV și ABS – utilizate la evaluarea rezistenței la oboseală a structurilor de nave și offshore.

Capitolul 6 conține Concluziile generale și Contribuțiile personale.

2 PROBLEME GENERALE PRIVIND CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL CONDUCTELOR ȘI SISTEMELOR DE CONDUCTE

2.1 CLASIFICAREA SISTEMELOR DE CONDUCTE UTILIZATE PE NAVE

Pe nave există multiple instalații care au în componerea lor sisteme de conducte. Instalațiile navale de tubulatură se construiesc pentru diverse cerințe funcționale și constructive, fapt ce impune acestora satisfacerea anumitor caracteristici specifice. Sistemele de conducte utilizate pe nave pot fi clasificate după mai multe criterii, cele mai importante fiind tipul de instalație, clasa acestora conform cerințelor Registrelor de Clasificare și Construcție a Navelor și materiale utilizate. Materialele utilizate la construcția elementelor sistemelor de conducte navale și nu numai pot fi metalice (fonta cu grafit nodular, oțeluri ușor aliate, oțeluri medii aliate, oțeluri aliate intermediare, oțeluri inoxidabile, oțeluri refractare) sau nemetalice, având diverse recomandări de utilizare date de societățile de clasificare. Alegerea materialelor elementelor tubulare ale sistemelor de conducte se face pe baza normelor de registru și Standardelor din țară și state cu tradiție (SUA, Germania, Rusia etc.), avându-se în vedere tipul fluidelor vehiculate și presiunile de lucru – ce pot varia de la vacuum la sute de bari – precum și temperatura, care pot varia de la -80°C la $\approx 700^{\circ}\text{C}$. Alegerea materialelor pentru conducte ce urmează să funcționeze în medii necorozive, la presiuni și temperaturi moderate, nu ridică probleme deosebite. Modificările caracteristicilor fizico-mecanice ale oțelurilor de care trebuie să se țină seama sunt semnificative numai în condițiile unor temperaturi de peste 400°C . În domeniul naval este necesar a se ține seama în mod special de aspectele privind coroziunea. De asemenea trebuie avute în vedere masa elementelor instalațiilor de la bord precum și problemele specifice privind durata de viață și costurile privind întreținerea și reparațiile.

2.2 TENSIUNI ÎN CONDUCTE

2.2.1 Tensiuni datorate presiunii interioare

Starea de tensiune într-o conductă (fig. 2.1) poate fi elastică, elasto-plastică sau plastică. În domeniul elastic tensiunile în conducte cu pereți subțiri și groși se obțin cu relațiile lui Laplace respectiv Lammé. Trecerea din domeniul elastic în cel plastic se face pe baza unui criteriu de plasticitate, în funcție de mărimea tensiunii echivalente calculate pe baza aceluși criteriu. Comportare la întindere și compresiune se consideră identică, dată de modelul Prandtl.

Pentru conducta cu pereți *subțiri* solicitată la presiunea interioară p , tensiunile la raza medie sunt

$$\sigma_{t,m} = p \frac{r_m}{s} = p \frac{1}{2} \frac{\delta + 1}{\delta - 1}, \quad \sigma_{r,m} = -\frac{p}{2}, \quad (2.1)$$

unde s-a introdus parametrul adimensional $\delta = r_e / r_i = d_e / d_i$.

Folosind criteriul Saint-Venant, curgerea apare la presiunea

$$(p_c)_1 = \sigma_c (\delta - 1) / \delta \approx \sigma_c (\delta - 1). \quad (2.2)$$

Pentru conducta cu pereți *groși* ($\delta > 1,1$) supusă la presiune interioară, tensiunile în elastic sunt

$$\sigma_t = \frac{p_i - \delta^2 p_c}{\delta^2 - 1} + \frac{p_i - p_c}{\delta^2 - 1} \frac{\delta^2}{\rho^2}, \quad \sigma_r = \frac{p_i - \delta^2 p_c}{\delta^2 - 1} - \frac{p_i - p_c}{\delta^2 - 1} \frac{\delta^2}{\rho^2}, \quad \sigma_l = \frac{p_i}{\delta^2 - 1}. \quad (2.3)$$

După criteriul Huber-Mises, deformația plastică se extinde pe toată grosimea când presiunea devine

$$(p_c)_2 = 2\sigma_c (\delta - 1) / 3^{1/2}. \quad (2.4)$$

Din (2.4) și (2.2) se obține $(p_c)_2 = 1,155(p_c)_1$.

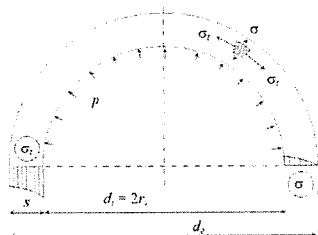


Fig. 2.1

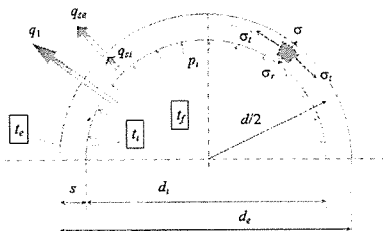


Fig. 2.2

2.2.2 Tensiuni datorate unei variații radiale de temperatură

Considerând conducta ca un tub cu pereți groși, variațiile în sens radial ale temperaturii produc dilatări neuniforme în pereții acesteia având ca efect apariția unor tensiuni termice circumferențiale, radiale și longitudinale, care se însumează algebric cu cele cauzate de presiunea interioară. Legătura între fluxul termic de suprafață interior q_{si} și exterior q_{se} și fluxul linear q_s este dat de relațiile $q_i = \pi d_i q_{si} = \pi d_e q_s$, unde t_i , t_e sunt temperaturile la interior respectiv exterior ($t_i > t_e$) iar λ , conductivitatea termică. Când deformațiile plastice depășesc 0,2%, în conductă apar tensiuni interne datorate deformărilor plastice inegale din fibrele concentrice ale peretelui. Tensiunile în elastic σ' însumate cu cele remanente σ'' nu pot depăși limita de curgere, $\sigma' + \sigma'' = \sigma_c$. La calculul conductelor solicitate la presiune și temperatură ridicată care funcționează în regim de fluij este foarte important să se determine corect temperatura de calcul a peretelui și reducerea grosimii în funcționare a acestuia, ținând seama de coroziune și eroziune.

2.3 RELAȚII DE CALCUL PRACTIC A GROSIMII PERETELUI CONDUCTEI. TENSIUNI ADMISIBILE

Relații recomandate pentru grosimea pereților în normele din diferite țări sunt similare, prezentând mici deosebiri datorate unor diferențe privind coeficienții de siguranță adoptați, caracteristicile materialelor sau ipotezele de lucru. La conductele cu pereți subțiri ($d_e/d_i < 1,1$) grosimea peretelui rezultă din relația lui Laplace corectată cu un coeficient ce ține seama de condiții de funcționare și toleranțe de fabricație,

$$s = s_o + s_1 = \frac{pd_i}{200\sigma_a\varphi} + s_1 \text{ [mm]} \quad (2.5)$$

unde:

p - presiunea interioară de calcul [barr];

d_i - diametrul interior al conductei [mm];

σ_a - rezistența admisibilă a conductei la parametrii de funcționare [daN/mm^2]; se determină în funcție de calitatea materialului și temperatura de lucru, folosind relațiile σ_r/n_r și σ_c/n_c , unde indicii c și r din expresiile tensiunilor și coeficienților de siguranță n_r și n_c semnifică ruperea respectiv curgerea; în cazul temperaturilor ridicate, este recomandată relația $s = pd_i/(200\sigma_a\varphi - 2c_2p) + s_1$ [mm], unde coeficientul c_2 depinde de material (pentru oțeluri slab aliate, $c_2 = 0,6$) iar rezistența admisibilă ține seama de fluij, σ_f/n_f (se recomandă $n_f = 1,65$ pentru încercări pe epruvete din mai mult de două șarje diferite și $n_f = 2,0$ pentru încercări pe epruvete dintr-o singură șarjă); coeficienții de siguranță n_c , n_r se aleg din tabele în funcție de temperatură (pentru care se consideră trei domenii: $< 265^\circ C$, $265-450^\circ C$, $> 450^\circ C$);

φ - rezerva de siguranță ce ia în considerare modul de realizare a conductei: pentru conducte trase, $\varphi = 1$ iar pentru cele sudate, $\varphi \in [0,7 - 0,85]$; în cazul sudurii elicoidale, pentru $p = (26 \dots 60 \text{ MPa})$ se ia $\varphi = 0,7$, pentru $p = (7 \dots 25 \text{ MPa})$, $\varphi = 0,8$ iar $p = (1 \dots 6 \text{ MPa})$, $\varphi = 0,9$.

s_1 - adaosul de coroziune, eroziune și subțiere a pereților conductei datorită toleranțelor de fabricație depinde de grosimea peretelui; orientativ, $s_1 = 0,5 \text{ mm}$ pentru $s_0 < 5 \text{ mm}$, $s_1 = 0,6 \text{ mm}$ pentru $5 < s_0 < 7 \text{ mm}$ și $s_1 = 0,8 \text{ mm}$ pentru $s_0 > 8 \text{ mm}$; în unele norme generale se recomandă $s_1 = c_1 s_0$, unde c_1 (cu valori între 0,1 ... 0,2) depinde de tehnologia de fabricație (laminele sau trase) și toleranța tehnologică (%) la grosimea peretelui. La țevi cu toleranță negativă (a), se recomandă $s_1 = s/(1 - a)$.

Prescripțiile R.N.R. prevăd pentru țevi sub presiune $s = s_0 + b + c$, unde $s_0 = d p / (20 \varphi \sigma + p)$, în care d este diametrul exterior, p este presiunea de calcul (presiunea de deschidere a supapelor de siguranță), φ este un coeficient (egal cu 1 pentru țevi trase și sudate aprobate), σ este tensiunea admisibilă - egală cu MIN ($R_m/2,7$, $R_{cL,t}/1,8$, $R_{m,t}/100000/1,8$, $R_{p1,t}/100000$) - pentru țevi din oțel carbon și oțel aliat, unde R_m este rezistența de rupere, $R_{cL,t}$ este limita de curgere convențională la temperatura de calcul, $R_{m,t}/100000$ este rezistență de durată pentru 100000 ore la temperatura de calcul, iar $R_{p1,t}/100000$ reprezintă 1% din limita de fluaj pentru 100000 ore la temperatura de calcul; b este un adaos ce ține seama de subțierea țevii la îndoire (se stabilește astfel încât să nu depășească tensiunile admisibile în partea întinsă, în lipsa valorilor reale, $b = s_0 d / (2,5R)$, unde R este raza medie de îndoire a țevii); c [mm] este adaosul pentru coroziune.

Normele din SUA recomandă pentru conducte cu pereți subțiri ($s_0 < 0,1d_e$, $d_e/d_i < 1,25$) relația $s = d_e / \left\{ 200 \left[1 - \sqrt{\sigma_a \varphi - (p/\sigma_a \varphi) + p} \right] \right\} + s_1$ [mm] sau $s = (pd_e / 200 \sigma_a \varphi) + s_1$ [mm] iar pentru conducte cu pereți groși ($s_0 > 0,1d_e$, $d_e/d_i > 1,25$), $s = pd_e (200 \sigma_a \varphi + 2y p) + s_1$ [mm], unde coeficientul y se alege din tabele în funcție de material și temperatura pereților.

Normele germane utilizează o așa numită rezistență caracteristică a oțelului, notată K , dependentă de temperatura peretelui; pentru $t < 350^\circ\text{C}$, K se consideră egală cu valoarea cea mai mică a limitei de curgere la temperatura t ($\sigma_{0,2t}$) iar pentru $t \geq 350^\circ\text{C}$ se ia egală cu cea mai mică valoare dintre $\sigma_{0,2H}$ și rezistența de rupere la 100000 ore de funcționare la temperatura t ($\sigma_{B/100000,t}$). În orice situație nu trebuie depășită limita de deformare de 1% la 100000 ore de funcționare. Alegerea oțelurilor pentru conducte se face în funcție de condițiile de exploatare. Se prevăd trei trepte de calitate: calitatea I - pentru temperaturi $< 400^\circ\text{C}$ și presiuni $< 32 \text{ MPa}$ și calitatea II - pentru temperaturi de $400 \dots 450^\circ\text{C}$ și presiuni $32 \dots 80 \text{ MPa}$; calitatea III - pentru temperaturi $> 450^\circ\text{C}$ și presiuni $> 80 \text{ MPa}$. Grosimea peretelui conductei este dată de relația $s = s_0 + s_1 + s_2$, unde s_1 este adaos pentru prelucrări tehnologice iar s_2 adaos pentru coroziune și uzură.

Normele rusești recomandă pentru grosimea peretelui conductelor cu compensatoare elastice sau cu autocompensare relația $s = pd_e / (230 \sigma_a \varphi + p) + s_1$ [mm], iar pentru cele cu compensatoare cu etanșare cu presgarnitură, $s = pd_e / (200 \sigma_a \varphi + p) + s_1$ [mm], unde d_e reprezintă diametrul exterior al conductei în mm iar σ_a este rezistența admisibilă a materialului. Coeficientul φ ține seama de tipul sudurii. Pentru conducte cu pereți groși ($d_e/d_i > 1,1$) tensiunea admisibilă a se determină cu relația $\sigma_a = \eta \sigma_a^*$, unde σ_a^* este tensiunea admisibilă garantată a materialului iar η (0,85 ... 1) ține seama de particularitățile constructive și de temperatura de calcul a peretelui conductei. Dacă tensiunile admisibile nu sunt garantate, se folosesc valori stabilite pe baza caracteristicilor de rezistență determinate prin încercarea epruvetelor la temperatura de lucru, reduse cu un coeficient de siguranță.

2.4 DILATAREA ȘI ELASTICITATEA SISTEMELOR DE CONDUCTE

2.4.1 Sisteme plane de conducte

2.4.1.1 Eforturi cauzate de dilatări împiedicate

În general sistemele de conducte care funcționează la bordul navelor sunt static nedeterminate. Împiedicarea parțială sau totală a dilatărilor termice conduce la tensiuni suplimentare față de cele cauzate

de presiunea interioară și greutatea proprie (conductă și lichid vehiculat) precum și la apariția în legături a unor forțe și momente reactive. Cunoașterea acestor tensiuni și eforturi este importantă pentru evaluarea rezistenței și stabilității conductei și elementelor structurale care constituie legăturile – legături care pot fi puternic solicitate, eventual pentru stabilirea diverselor condiții de funcționare a instalației. La o conductă plană, dublu încastrată la capete ca în figura 2.3, prin eliminarea încastrării din A conductă se dilată liber. Punctul A se deplasează în A' și pentru a-l readuce în poziția inițială A sunt necesare forțele P_x , P_y și momentul M_o , echivalente cu rezultanta R (P_x , P_y) aplicată în centrul de greutate O al sistemului. Forța R produce reacțiuni în încastrări și momente de încovoiere în conductă. Pentru efectuarea calculului mecanic al sistemului de conducte se determină

$$M_o = P_y a - P_x b, \quad P_x = E_x I \frac{\Delta_y I_{xy}^o + \Delta_x I_y^o}{I_x^o I_y^o - I_{xy}^o{}^2}, \quad P_y = E_y I \frac{\Delta_x I_{xy}^o + \Delta_y I_x^o}{I_x^o I_y^o - I_{xy}^o{}^2}, \quad (2.6)$$

unde I este momentul de inerție al secțiunii transversale prin conductă iar I_x^o , I_y^o , I_{xy}^o sunt momente de inerție axiale respectiv centrifugal pentru traseul conductei față de axele x_o , y_o ce trec prin centrul de greutate O al sistemului (momente de inerție geometrice ale liniilor reprezentând axa conductei). Ele se determină cu relațiile lui Steiner și sunt dependente de coordonatele centrului de greutate (a și b) al traseului conductei față de axele x , y . Ele se obțin din teorema momentelor statice: $a \int_0^l dl = \int_0^l x dl$,

$b \int_0^l dl = \int_0^l y dl$. Dilatările termice după x , y ale sistemului eliberat în A sunt $\Delta x = \alpha_x I_x \Delta t$, $\Delta y = \alpha_y I_y \Delta t$, unde I_x și I_y sunt proiecțiile pe axe ale traseului conductei. Un element de conductă dl este solicitat de momentul $M = P_x y - P_y x + M_o = Rd + M_o$, cu valoarea maximă

$$M_{\max} = Rd_{\max} + M_o = d_{\max} \sqrt{P_x^2 + P_y^2} + M_o.$$

Dacă sistemul plan de conducte este dublu articulată, forța rezultantă trece prin punctele de articulație A și B (v. fig. 2.4) și are componentele

$$P_x = EI(\Delta x)/I_x, \quad P_y = EI(\Delta y)/I_y. \quad (2.7)$$

unde s-a notat cu I_x momentul de inerție liniar al traseului conductei în raport cu axa care trece prin punctele de articulație, iar cu Δx și Δy componentele dilatării termice ale conductei eliberate de una din legături.

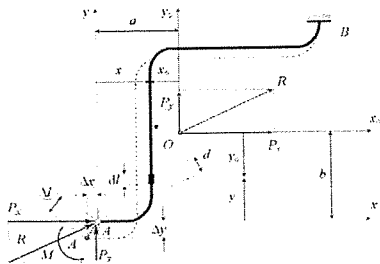


Fig. 2.3

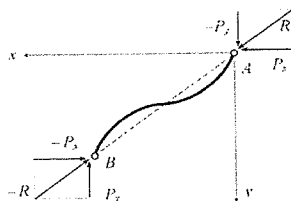


Fig. 2.4

2.4.1.2 Elasticitatea coturilor. Lungimi echivalente. Coeficienți de intensificare a tensiunii

În componența sistemelor de conducte intră atât porțiuni drepte cât și porțiuni curbe, cu comportări mecanice diferite. Secțiunile transversale ale coturilor solicitate la încovoiere se ovalizează iar perețele întins se subțiază. Astfel, rezistența reală a coturilor este diferită de rezistența corespunzătoare unei secțiuni inelare, coturile având o elasticitate superioară față de cea a porțiunilor drepte de conductă cu aceeași secțiune transversală. Ovalizarea la coturi, care duce la scăderea rigidității conductei, se ia în considerație în calculul mecanic prin multiplicarea momentelor de inerție și momentelor statice liniare cu

un *coeficient de elasticitate*, K . În literatura de specialitate, acest coeficient este definit în funcție de caracteristica geometrică

$$\lambda = sR / r_m^2, \quad (2.8)$$

în care s este grosimea nominală a peretelui conductei, R este raza de curbură a cotului iar r_m este raza medie a secțiunii transversale a conductei. În urma calculului detaliate efectuate pe baza teoriei plăcilor curbe cilindrice și având în vedere unele corecții stabilite prin măsurări experimentale, în literatură sunt recomandate diverse relații pentru caracteristica geometrică și coeficientul de elasticitate a cotului. Dintre acestea, cele mai des folosite sunt relația lui Beskin și Markl, $K = \lambda / 1,65$, aplicabilă pentru $\lambda \leq 1$, și relația lui Karman, $K = (1 + 12\lambda^2 - j) / (10 + 12\lambda^2 - j)$, unde j este dat tabelar în funcție de λ (fig. 2.5). La efectuarea calculului mecanic al sistemelor de conducte prin metoda centrului elastic, elementele de conductă curbe se introduc sub forma unor *lungimi echivalente* obținute prin înmulțirea lungimii reale cu coeficientul K .

Tensiunile normale circumferențiale și cele axiale care apar într-o conductă curbată sunt mai mari decât cele corespunzătoare din conducta dreaptă la acțiunea aceluiași moment încovoietor, raportul lor fiind *coeficientul de intensificare a tensiunii*. În funcție de tensiuni și momentul aplicat, există patru coeficienți de intensificare a tensiunii: β_i , β_e , care se referă la tensiuni normale dirijate de-a lungul axei conductei la acțiunea momentelor care încovoie conducta în plan (M_i) respectiv în extraplan (M_e) și γ_i , γ_e se referă la tensiunile normale dirijate de-a lungul circumferinței la acțiunea momentelor menționate mai sus. Pentru tensiuni cauzate de momente aplicate în plan, în literatura de specialitate există și recomandarea

$$\gamma_i = \beta_i = 0,90 / \lambda^{2/3} \geq 1. \quad (2.9)$$

Rezistența conductei se verifică în secțiunile periculoase, situate frecvent în coturi și treceri/fixări, calculându-se tensiunile σ_t , σ_a și σ_r și apoi tensiunile echivalente care trebuie să verifice condiția $\sigma_{ech} \leq \sigma_a$. Uneori concentrările de tensiuni în secțiunile periculoase pot face ca tensiunea efectivă să depășească local pe cea admisibilă. În aceste situații se recurge la diferite măsuri, apelând chiar la mici modificări ale traseului conductei dacă este posibil.

Pentru două sisteme de conducte (1 și 2) cu diametre diferite și restul parametrilor identici (configurație geometrică, lungime, material), componentele deplasării datorită dilatării termice depind numai de raportul momentelor de inerție ale secțiunilor, $p_i = P_{x1} / P_{x2} = P_{y1} / P_{y2} = I_1 / I_2$. Înmulțind cu p_i lungimile echivalente, momentele statice și cele de inerție ale tronșoanelor cu diferite diametre, se obține dintr-o conductă cu diametrul mai mic o conductă cu diametru și lungime mai mare, însă cu aceeași elasticitate. Mărirea rigidității este compensată de creșterea lungimii. Prin înmulțirea momentelor statice cu același raport, coordonatele centrului de greutate al fiecărui element rămân neschimbate. Calculul se efectuează astfel ca și pentru un sistem de conducte cu diametru constant.

2.4.1.3 Pretensionarea sistemului de conducte

Reducerea tensiunilor în sistemele de conducte se poate realiza printr-o pretensionare realizată prin deformare parțială în sens opus tensiunilor în stare de funcționare. Practic, sistemul de conducte se confecționează cu dimensiuni mai reduse decât cele necesare în stare de funcționare.

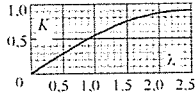
Pentru evaluarea pretensionării s-a introdus factorul de pretensionare n_0 egal cu raportul dintre valoare aleasă pentru reducerea dimensiunilor și dilatarea termică a sistemului considerat (inclusiv echipamente). Se alege n_0 subunitar, valoarea recomandată fiind de 0,5. Pentru situații bine justificate (funcționare continuă la temperaturi ridicate), se poate alege n_0 cuprins între 0,5 și 1 dar în nici un caz mai mare ca 1.

2.4.2 Sisteme spațiale de conducte

Cu modificările necesare, procedura folosită pentru sisteme plane de conducte se poate aplica și la sisteme spațiale – care principal implică rezolvarea a trei probleme plane. Fie sistemul spațial de

conduce din figura 2.6, încastrat la capete și parcurs de un fluid la temperatura t și presiunea p . Asupra celor trei sisteme plane (proiecțiile sistemului spațial pe planele de coordonate – figurile 2.7, a, b, c) care substituie sistemul spațial în vederea calculului acționează următoarele forțe și momente:

- în planul yz – forțele P_y, P_z și momentul M_x ;
- în planul xz – forțele P_x, P_z și momentul M_y ;
- în planul xy – forțele P_x, P_y și momentul M_z .



λ	I	λ_c	J
0.00	1.000	0.30	0.176
0.05	0.762	0.50	0.075
0.10	0.568	0.75	0.035
0.20	0.307	1.00	0.020

Fig. 2.5

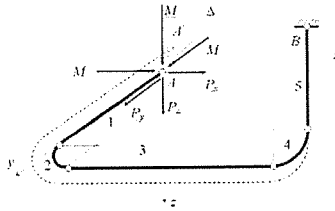


Fig. 2.6

Pentru stabilirea forțelor și momentelor menționate, și pe baza lor, eforturile în secțiunile transversale ale apoi tensiunile în sistemul spațial de conducte sunt necesare caracteristicile geometrice inițiale ale conductei și caracteristicile materialului utilizat. Valorile P_x, P_y, P_z se obțin cu relațiile

$$P_x = E, I \frac{\alpha \Delta x + \beta \Delta y + \gamma \Delta z}{A\alpha - H\gamma - D\beta}, \quad P_y = E, I \frac{\beta \Delta x + \delta \Delta y + \omega \Delta z}{A\alpha - H\gamma - D\beta}, \quad P_z = E, I \frac{\gamma \Delta x + \omega \Delta y + \theta \Delta z}{A\alpha - H\gamma - D\beta}, \quad (2.10)$$

unde:

$$A = I_{x_0}^0 + I_{x_0}^c, \quad B = I_{y_0}^0 + I_{y_0}^c, \quad C = I_{z_0}^0 + I_{z_0}^c, \quad D = I_{x_0 y_0}^0, \quad H = I_{x_0 z_0}^0, \quad F = I_{y_0 z_0}^0; \quad (2.11)$$

$$\alpha = BC - F^2, \quad \beta = DC + HF, \quad \gamma = BH + DF, \quad \delta = AC - H^2, \quad \omega = AF + DH, \quad \theta = AB - D^2. \quad (2.12)$$

În relațiile de mai sus, momentele de inerție $I_{x_0}^0, I_{y_0}^0, I_{z_0}^0$ sunt luate față de axele ce trec prin centrele de greutate O_j ale proiecțiilor traseului de conductă pe planele xy ($j=1$), xz ($j=2$), yz ($j=3$).

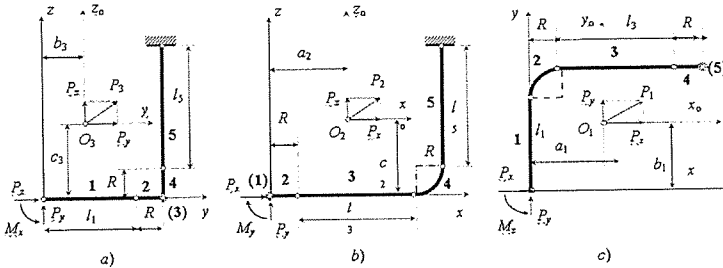


Fig. 2.7

Momentele din originea axelor de coordonate se obțin cu relațiile

$$M_x = P_y a_1 - P_z b_1, \quad M_y = P_x c_2 - P_z a_2, \quad M_z = P_x b_3 - P_y c_3, \quad (2.13)$$

iar într-un punct oarecare (de coordonate x, y, z),

$$M_x = P_x (y - b_1) - P_y (x - a_1), \quad M_y = P_x (x - a_2) - P_z (z - c_2), \quad M_z = P_x (z - c_3) - P_z (y - b_3). \quad (2.14)$$

Reducerea tensiunilor din sisteme spațiale de conducte se poate obține ca și la sistemele plane prin procedee de pretensionare. La sisteme de tubaturi navale nu se practică decât în situații deosebite.

2.4.3 Compensatoare de dilatare utilizate la sisteme navale de conducte

Transportul fluidelor la temperaturi diferite de cea ambientă impune soluționarea problemelor legate de preluarea variațiilor dimensiunilor cauzate de dilatări. Compensarea acestor dilatări se poate realiza prin lire de dilatație sau compensatoare telescopice, cu articulații sferice, lenticulare sau cu burduf de cauciuc.

Lirele de dilatație, care sunt porțiuni curbate ale conductei având formă de U, L sau Z, se utilizează pentru preluarea dilatațiilor termice care apar la funcționarea în regimuri diferite de temperaturi dar și pentru preluarea deformațiilor rezultate din deformarea generală a corpului navei. Ele prezintă avantajul că sunt ușor de realizat, putându-se executa direct la punctul de lucru, nu conduc la pierderi de fluid, nu necesită întreținere specială și au costuri reduse comparativ cu alte tipuri de compensatoare. Lirele de dilatație (fig. 2.8) sunt utilizate frecvent în domeniul naval, în special în compartimentele cu acces dificil, deși prezintă și unele dezavantaje cum ar fi: mărirea suprafețelor care trebuie izolate termic, preluarea numai a dilatărilor axiale ale conductelor, apariția unor reacțiuni mai mari în punctele fixe/trecere decât cele care apar în cazul altor sisteme de compensare, suplimentarea spațiului ocupat.

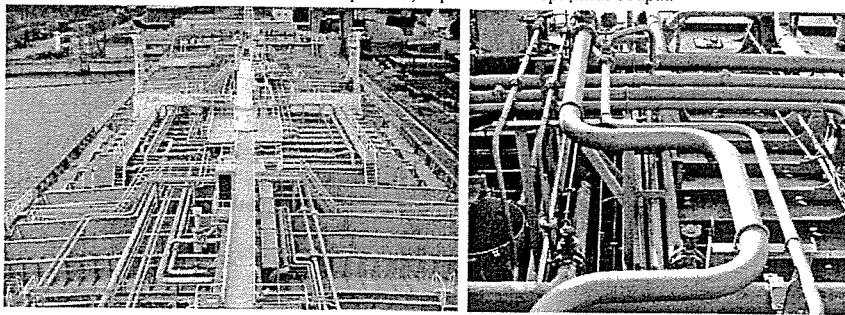


Fig. 2.8

Compensatoarele lenticulare de dilatație pot fi utilizate și pentru preluarea dilatațiilor termice, însă domeniul de utilizare a lor este mult mai extins. Prin utilizarea acestui tip de compensator în instalațiile cu tubulatură ale motoarelor principale și auxiliare se realizează o protecție eficientă împotriva vibrațiilor și a solicitărilor din zona racordului la instalațiile de tubulatură.

Celelalte tipuri de compensatoare de dilatație se utilizează mai rar în construcțiile navale. Astfel, de exemplu, compensatoare lenticulare cu tiranți pentru comprimare sau întindere axială se folosesc în instalații industriale care permit executarea unor operațiuni specifice, cum ar fi montarea-demontarea sau înlocuirea garniturilor.

2.4.4 Sisteme de autocompensare. Metode de calcul a sistemelor autocompensate

Preluarea dilatărilor termice reprezintă o problemă importantă a calculului mecanic al sistemelor de conducte, ținând seama de eforturile mari pe care dilatățile termice necompensate le pot induce nu numai în conductele propriu zise ale acestor sisteme dar și în structurile adiacente de fixare/trecere a lor. Întrucât forța axială dintr-o conductă încastrată la ambele capete la o diferență de temperatură Δt poate fi scrisă sub forma $P_M = \sigma_1 \Delta t S$, unde $\sigma_1 = E\alpha$ este tensiunea corespunzătoare variației temperaturii cu 1 grad iar S este aria secțiunii transversale a conductei, rezultă că P_M nu este influențată de lungimea conductei.

Autocompensarea se realizează prin stabilirea convenabilă a traseului sistemului de conducte.

În ordinea economicității și siguranței, principalele modalități de compensare sunt autocompensarea și compensatoarele. Prima metodă se aplică în cazul materialelor elastice iar a doua în cazul materialelor rigide sau în spații reduse.

Sistemele plane autocompensatoare se pot calcula printr-o metodă exactă sau printr-o variantă simplificată a acesteia, obținută prin neglijarea elasticității coturilor.

2.5 STABILITATE ȘI VIBRAȚII ÎN SISTEME DE CONDUCTE

2.5.1 Stabilitatea formei secțiunii transversale a conductei

Dacă tensiunile circumferențiale și cele longitudinale sunt de compresiune, se poate produce pierderea stabilității formei circulare a secțiunii conductelor, care în anumite condiții reprezintă o situație de colaps. Pragul de pierdere a stabilității conductelor este determinat în principal de raportul d_e/s și de tensiunile și deformațiile inițiale (ovalizare inițială).

Prin propagare, stările limită locale ale conductei pot duce la deteriorarea unor lungimi mari ale acesteia. Pentru evitarea propagării instabilității se folosesc așa numiții "opritori" – rigidizări locale ale conductei obținute prin manșonare interioară sau exterioară.

2.5.2 Vibrații ale sistemelor de conducte

Calculul la vibrații a sistemelor de conducte are ca scop principal evitarea fenomenului de rezonanță, fenomen ce apare la excitarea periodică a acestuia cu o frecvență egală sau apropiată de frecvența sa proprie. Răspunsul sistemului în acest caz va fi constituit din oscilații cu amplitudini mari care conduc la tensiuni ridicate. Vibrațiile influențează negativ rezistența la oboseală și durata de funcționare a sistemului de conducte și componentelor acestuia. La proiectarea sistemelor de conducte care pot fi supuse vibrațiilor, se prevăd fundații sau postamente corespunzătoare pentru pompe și compresoare cu piston, rotoarele mașinilor rotative se echilibrează dinamic, ghidajele și suporturile pentru conducte se aleg și se amplasează astfel încât să fie reduse vibrațiile și să fie permisă dilatarea termică. Se evită conexiunile prin ramuri scurte.

2.5.2.1 Frecvențe proprii

Frecvența proprie a conductelor prevăzute cu o masă concentrată m predominantă față de masa proprie este dată de relația uzuală

$$v[s^{-1}] = \frac{\omega}{2\pi} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{g}{f_{st}}} \cong \frac{5}{\sqrt{f_{st}[cm]}} \left(= \frac{0,5}{\sqrt{f_{st}[m]}} \right), \quad (2.15)$$

în care constanta $k = mg/f_{st}$ depinde de locul de amplasare a masei, de elementele geometrice și mecanice ale conductei și de modul de rezemare a ei. O conductă în consolă a cărei masă se neglijează, lungimea L , modulul de elasticitate E și momentul de inerție al secțiunii transversale I , cu o masă m de greutate $P = mg$ aplicată în capătul liber, are frecvența proprie

$$v = 5 \sqrt{\frac{3EI}{PL^3}} = \frac{8,65}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{P/L}}. \quad (2.16)$$

Pentru conducte cu masă distribuită (inclusiv fluidul și izolația dacă există), expresiile generale ale frecvențelor proprii se obțin analitic prin rezolvarea ecuației diferențiale a vibrației sistemului elastic cu o infinitate de grade de libertate (și de moduri proprii de vibrație). Frecvența de mod n este de forma

$$v_n = \alpha_n \sqrt{\frac{EI}{WL^3}} = \frac{\alpha_n}{L^2} \sqrt{\frac{EI}{w}}, \quad (2.17)$$

unde L , W , w reprezintă lungimea, greutatea totală respectiv greutatea pe unitatea de lungime a conductei (inclusiv a fluidului și izolației) iar α_n este un coeficient care depinde de modul de vibrație al conductei și de tipul rezemărilor acesteia.

Există și relații de calcul a frecvențelor proprii la conducte cu mase concentrate și masă distribuită ce nu poate fi neglijată, pentru sisteme cu configurații spațiale, cu coturi, cu compensatoare U tip liră etc.

Aproximarea frecvențelor fundamentale ale *vibrațiilor libere ale corpului navei* în faza de proiectare preliminară se face cu formule bazate pe câțiva parametri semnificativi conectați prin coeficienți empirici.

În plan *vertical*
- formula lui Schlick *)

$$f_{v1} = \Phi \sqrt{I_y / \Delta L^3} \quad (2.18)$$

unde I_y este momentul de inerție al secțiunii maestre în raport cu axa neutră, Δ și L reprezintă deplasamentul respectiv lungimea navei iar Φ este un coeficient empiric dependent de tipul și încărcarea navei, cuprins între limitele $4 \cdot 10^{-4} - 5,7 \cdot 10^{-4}$.

- formula Tood-Marwood †)

$$f_{v1} = \beta \sqrt{BD^3 / \bar{\Delta} L^3} \quad (2.19)$$

ține seama de masele adiționale $\bar{\Delta} = \Delta(1,2 + B/3d)$, unde B , D , Δ , L reprezintă respectiv lățimea maximă, înălțimea de construcție, deplasamentul, lungimea între perpendiculare iar coeficientul β dependent de tipul și încărcarea navei are valori în intervalul 1300 - 1900.

- formula lui Burill ține seama de influența forfecării, corectând relația lui Schlick,

$$f_{v1} = \Phi \sqrt{I_y / [\Delta L^3 (1 + B/2d)(1 + r)]} \quad (2.20)$$

și $a = B/D$ iar pentru coeficientul empiric Φ se consideră valoarea aproximativă de 50000.

În plan *orizontal* se face ipoteza că rigiditatea și inerția sunt distribuite similar ca la vibrațiile în plan vertical, ceea ce conduce la relația $f_{H1} / f_{V1} = \sqrt{I_{yH} \bar{\Delta}_V / I_{yV} \bar{\Delta}_H}$, unde I_{yH} și I_{yV} sunt momente de inerție ale secțiunii maestre iar $\bar{\Delta}_H$, $\bar{\Delta}_V$ reprezintă deplasamentul incluzând masele adiționale orizontale, respectiv verticale. Din practică s-a găsit relația

$$f_{H1} = (1,3 \div 1,5) f_{V1} \quad (2.21)$$

Se remarcă faptul că în timp ce pentru grinda prismatică uniformă cu capete libere primele trei frecvențe naturale se află în rapoartele 1 : 2,76 : 5,40, la nave treptele sunt mai mici. După Tood, aceste rapoarte sunt 1 : 2 : 4), confirmate pentru nave petoliere dar diferind la mineraliere, pasagere sau cargouri.

Pentru determinarea frecvențelor vibrațiilor *torsionale* se pot utiliza formulele Lockwood-Taylor,

$$f_{T1} = c \sqrt{B^2 D^2 t / [\Delta(D^2 + B^2)(B + D)L]} \quad , \quad f_{T2} = 2,4 f_{T1} \quad (2.22)$$

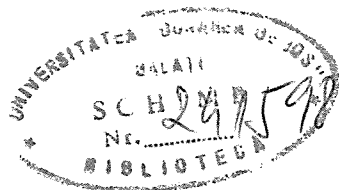
sau formulele Horn,

$$f_{T1} = k \sqrt{g k_3 / [\Delta(D^2 + B^2)L]} \quad , \quad f_{T2} / f_{T1} = 1,9 \quad , \quad f_{T3} / f_{T1} = 2,6 \quad (2.23)$$

unde f_{T1} este frecvența fundamentală, t este grosimea medie de tablă între punte bordaj și fund, c este un coeficient empiric a cărui valoare se consideră $0,7 \div 0,9$, $k_3 = GI_{TB}$ este rigiditate torsională iar pentru coeficientul k se consideră $2,5 \div 3$.

*) Schlick O., *Our Present Knowledge of the Vibration Phenomena of Steamers*, TINA, 1911, part II

†) Todd F. H., *Schip Hull Vibration*, London, 1961

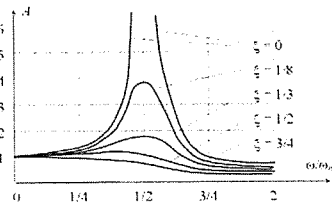


2.5.2.2 Rezonanța și factorul de amplificare. Amortizarea vibrațiilor

Prevenirea rezonanței reprezintă cel mai important obiectiv în evaluarea nivelului de vibrație a sistemelor de conducte. Ea este caracterizată cantitativ de factorul de amplificare A , definit prin relația (reprezentată și grafic în figura 2.9 pentru diverse valori ale coeficientul de amortizare vâscoasă ξ)

$$A = |f_{dn} / f_{sn}| = [(1 - \omega^2 / \omega_n^2)^2 + (2\xi\omega / \omega_n)^2]^{-1/2} \tag{2.24}$$

unde ω este frecvența unghiulară a oscilației de excitație iar ω_n frecvența unghiulară proprie a sistemului de conducte. Valorile lui A scad rapid cu creșterea lui ξ . Sistemele de conducte au o amortizare proprie datorită fenomenelor de histererez în material cu valori minime $\xi_{min} = 0.01 - 0.03$, ceea ce conduce la obținerea unor valori de până la 50 ale factorului de amplificare A . La proiectarea sistemelor de conducte se recomandă $1/3 < \omega/\omega_n < 3/2$. Situație mai economică în care $\omega/\omega_n > 3/2$ (sistemul are o frecvență proprie relativ scăzută, sistemul trecând prin rezonanță la pornire și oprire – lucru nesemnificativ pentru funcționarea de regim) are dezavantajul că trebuie îndeplinite condițiile de rezistență mecanică. Frecvența proprie a sistemului poate fi coborâtă prin mărirea deschiderii conductelor. Dacă nu se poate construi un sistem care să satisfacă prima inegalitate, se realizează un sistem cu frecvența proprie relativ ridicată (care să funcționeze în domeniul $\omega/\omega_n < 1/3$) prin introducerea unor legături suplimentate. Dacă domeniul $1/3 < \omega/\omega_n < 3/2$ nu poate fi evitat, se poate recurge la amortizarea artificială sau, în cazul mașinilor rotative, la fundații elastice. Când se dorește micșorarea săgeții, se impune ca raportul ω/ω_n să fie cât mai redus iar dacă se impune limitarea forței transmise fundației, raportul ω/ω_n , trebuie să fie cât mai mare. Considerații asupra proiectării automate a sistemelor de conducte navale



2.6.1 Generalități

Stabilirea geometriei optime a sistemele de tubulaturi în procesul de proiectare necesită o gamă variată de cunoștințe. Procesul este complicat și mare consumator de timp. Dificultăți majore apar în special în compartimentele mașini unde stabilirea traseelor de tubulaturi reprezintă o problemă complicată, tridimensională. Folosirea experienței proiectanților, instrument hotărâtor în rezolvarea multor probleme, necesită un mare număr de ore de proiectare. Reducerea acestui număr precum și evitarea erorilor umane sunt necesități imperioase. Acest deziderat poate fi satisfăcut prin utilizarea sistemelor automate de proiectare, care substituie o mare parte a procesului uman de luare a deciziilor. Programul de luare a deciziilor împreună cu sistemul CAD aferent constituie un sistem automat de proiectare a tubulaturilor navale. Principial, procesul de proiectare a unui sistem naval de tubulaturi este reprezentat schematic în figura 2.10, în care sunt evidențiate etapele principale: proiectul preliminar, funcțional, de execuție și tehnologic. În funcție de rezultatul obținut după fiecare etapă, pot exista diverse iterații până la obținerea unui rezultat satisfăcător.

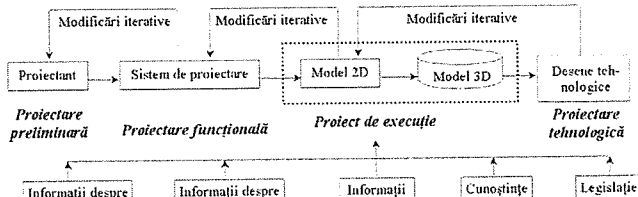


Fig. 2.10

2.6.2 Descrierea unui sistem specializat pentru proiectarea sistemelor de conducte navale

Un sistem specializat de proiectare constă în: a) Pregătirea sistemului: documentația unei nave este structurată pe capitole; se introduc desene referitoare la structura corpului navei, într-o formă compatibilă cu sistemul CAD utilizat; se pregătește specificația elementelor de tubulatură pornind de la schema simplificată a sistemului de tubaturi; b) stabilirea traseului tubulaturilor pe ramuri și instalații: se face utilizând datele pregătite anterior și o aplicație de traseu minim; se urmărește adaptarea elementelor de tubulatură la structura navei în condițiile grupării tubulaturilor și micșorării numărului de coturi; se aleg elementele standardizate; c) stabilirea planului general de tubaturi: planurile elaborate separat sunt asamblate pe module; proiectul de execuție este completat cu date necesare proiectului tehnologic; d) elaborarea specificației de materiale și a altor informații necesare la construcție.

Rezolvarea efectivă a problemelor de proiectare se face lucrând cu obiecte între care există diverse asocieri și relații. Obiectele utilizate în programele de stabilire a traseelor se referă la elementele și traseele de tubaturi precum și la elemente spațiale. Cele mai importante obiecte folosite în proiectarea tubulaturilor precum și relațiile dintre ele sunt prezentate în figura 2.11. Obiectele rezultă din analiza procesului de stabilire a traseului. Tipurile de relații dintre obiecte sunt: relații de ierarhie "a_kind_of", relații de asamblare de tip "consist_of", relații de conectare de tip "connected_with" și relații de referință de tip "reference_to". Elementele spațiale sunt obstacole sau spații interzise traseului de tubulatură (spații de demontare, acces). Datele privind aceste spații provin din documentația structurii navei, introdusă în sistemul CAD. Constrângerile care apar micșorează câmpul soluțiilor pentru problema de stabilire a traseului.

Modelarea informațiilor de tip obiect cu baza de date se face prin definirea informațiilor de tip obiect și determinarea relațiilor dintre ele, stabilirea proprietăților obiectelor și iterarea acestor pași. În etapa de modelare se obțin instalațiile considerate primare: aer comprimat, stins incendiu cu apă, santină, ungere. Se aplică prevederile Registrelor, alte prevederi legale precum și experiența de proiectare. Traseele și elementele de tubaturi sunt implementate ca obiecte. Constrângerile sunt implementate ca reguli iar algoritmi ca subrutine. Informațiile sunt structurate pe nivele și într-o ordine care să permită modificarea și adăugarea ușoară a unor noi informații. Proiectarea tridimensională a traseului stabilește configurația tubulaturii pe lungimea navei și numărul coturilor. Rezultatul proiectării se vizualizează cu ajutorul sistemului CAD.

În literatură sunt prezentate aplicații ale unor astfel de sisteme automate de proiectare. De exemplu, în [35] sunt analizate rezultatele obținute pentru o navă de 160000 *tdw*, $L = 281$ m, $B = 46$ m și $H = 16$ m. Baza de date a fost modelată sub forma unor reguli explicite și a unor obiecte cu anumite însușiri. Informațiile care nu s-au pretat la modelare au fost salvate ca situații particulare de proiectare. Obiectivul proiectării a fost stabilirea unui traseu de lungime minimă cu un număr cât mai redus de coturi. Comparând rezultatele obținute automat cu rezultatele obținute prin calcul manual s-a constatat ca numărul de coturi obținut prin proiectarea automată nu a fost mai mare decât cel obținut prin proiectare manuală, lungimea tubulaturilor fiind, de asemenea, sensibil egală. Rezultate satisfăcătoare s-au obținut și în ceea ce privește constrângerile, mai puțin cele ce privesc gruparea tronsoanelor de tubulatură. Fără a lua în considerare unele neajunsuri ale proiectării automate, s-a constatat ca pentru obținerea unor rezultate asemănătoare timpul de lucru necesar este de patru ori mai mare în cazul lucrului manual.

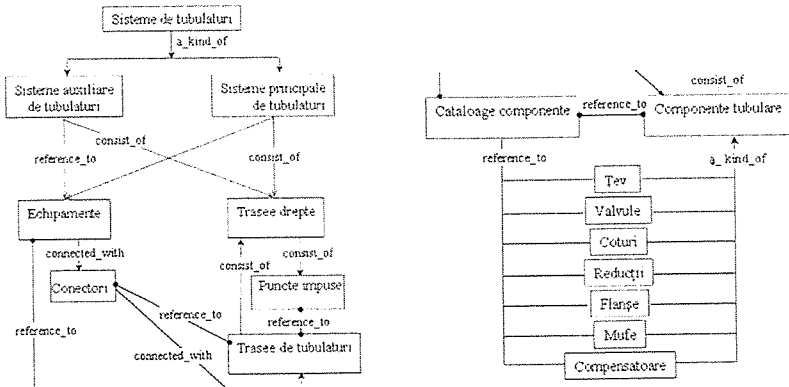


Fig. 2.11

2.6.3 Criterii de apreciere globală a rezistenței sistemelor de conducte

La efectuarea calculului sistemelor de conducte se folosesc o serie de criterii de apreciere globală a comportării sistemului considerat din punct de vedere al rezistenței mecanice. Un prim criteriu consideră că o configurație (dublu încastrată) are elasticitate și siguranță corespunzătoare dacă este satisfăcută relația $D_n \Delta / [U^2(R-1)] \leq 2,08$, unde D_n este diametrul nominal al tubulaturii, $\Delta = \Delta_1 \pm \Delta_2$ este suma dintre dilatarea termică compensată Δ_1 și deplasarea netă a punctelor fixe (pentru Δ_2 se ia + la apropiere și - la depărtarea punctelor fixe), U este distanța dintre suporturile fixe (lungimea liniei care unește punctele de susținere iar R reprezintă raportul dintre lungimea desfășurată L și distanța dintre suporturile fixe. Primul criteriu are dezavantajul că nu oferă posibilitatea calculului forțelor în punctele fixe sau reacțiunilor în echipamentele conexe. În cazul în care nu este respectată inegalitatea de mai sus, pentru luarea deciziei finale este necesară aplicarea metodei exacte de calcul. Tensiunea efectivă σ_{ef} datorată dilatărilor termice poate fi calculată cu relația $\sigma_{ef} = 0,480 \sigma_{ad} D_n \Delta / [U^2(R-1)]$. Un alt criteriu folosit pentru aprecierea globală a unei conducte (dublu încastrată) constă în satisfacerea relației $L/U \geq 1 + \sqrt{6L^f/U}$, unde $L^f = E \Delta D_n / (10^4 U \sigma_{ad})$.

2.6 CONCLUZII

- Instalațiile cu tubulatură folosite în domeniul naval se încadrează într-o gamă deosebit de variată de tipuri, clase (condiții de îndeplinit) și materiale utilizate.
- Relațiile teoretice de calcul a tensiunii care apare în conducte ca urmare a presiunii interioare și variației radiale a temperaturii sunt aplicabile numai în condiții de simetrie axială.
- Pentru evaluarea preliminară a grosimii conductelor, normele din diverse state prevăd relații asemănătoare ca structură, care diferă datorită coeficienților de siguranță și adăsurilor de coroziune acceptate. Ele se bazează în general pe teoria de membrană, recomandându-se folosirea teoriei de momente pentru verificarea tensiunilor în zonele în care apar abateri de la condițiile specifice acestei teorii (fixări și treceri).
- Dilatarea și elasticitatea sistemelor de conducte reprezintă o problemă deosebit de importantă pentru funcționarea în siguranță a acestora. Utilizarea compensatoarelor de dilatare și în special a celor de tip lîră reprezintă o soluție frecvent adoptată la instalațiile cu tubulatură din domeniul naval. Metodele tradiționale de calcul, în particular a centrului elastic, pot oferi numai o evaluare aproximativă a

solicitărilor care apar în elementele sistemului de conducte și în structurile de rezemare ale acestora, datorate în principal dilatărilor termice. Considerarea tuturor factorilor care influențează comportarea sistemelor de conducte se poate obține pe modele complexe bazate pe utilizarea elementelor finite.

– Relațiile existente pentru stabilirea modurilor de vibrații libere ale sistemelor simple de conducte au un grad de aproximare destul de ridicat, bazându-se pe acceptarea unor ipoteze simplificatoare. Pentru instalații cu configurații geometrice și condiții de fixare complexe, este necesar să se apeleze la metodele numerice oferite de programele bazate pe utilizarea elementelor finite.

– Pentru aprecierea influenței vibrațiilor libere ale corpului navei asupra vibrației sistemelor navale de conducte, în stadiu de proiect preliminar pot fi utilizate cu rezultate satisfăcătoare relațiile aproximative existente în literatura de specialitate referitoare la determinarea frecvențelor libere ale corpului navei.

– Proiectarea unui sistem de conducte navale este un proces iterativ complex care se desfășoară în mai multe etape. El necesită cunoștințe din variate domenii: arhitectură și structuri navale, echipamente și tehnologii navale, legislație. Utilizarea sistemelor automate reduce efortul de luare a deciziilor.

În dezvoltarea sistemelor automate de proiectare a tubulaturilor navale se pune accent pe modelarea informațiilor ce se introduc în baza de date, informații extrase din legislația de proiectare și experiența proiectanților și constructorilor. Prin introducerea continuă de informații în baza de date, sistemele automate de proiectare a tubulaturilor devin instrumente extrem de utile pentru o proiectare eficientă. Simulările de trasee permit proiectantului să aleagă varianta cea mai convenabilă.

3 MODELĂRI ÎN CALCULUL DE REZISTENȚĂ AL SISTEMELOR DE CONDUCTE

3.1 PARTICULARITĂȚI CARE APAR ÎN SISTEME DE CONDUCTE DIN PUNCT DE VEDERE AL CALCULULUI DE REZISTENȚĂ

Din punct de vedere al comportării la solicitări mecanice, între sistemele de conducte și sistemele obișnuite de bare există unele asemănări dar mai ales deosebiri. Principala asemănare constă în faptul că, geometric, elementele ambelor sisteme se încadrează în aceeași categorie, fiind corpuri cu o dimensiune predominant mai mare decât celelalte două. Deosebirile esențiale apar datorită modului diferit de distribuire a materialului în secțiune, impus de destinația barelor obișnuite și conductelor: primele au rolul esențial de a prelua încărcări iar conductele mai au în plus și rolul de a conduce fluide sub o anumită temperatură și presiune. Acest ultim aspect conduce la apariția în cazul conductelor a unor pronunțate efecte locale – mai ales în situații apropiate de cele limită – inexistente la bare. În plus, la sisteme de conducte navale, modelele analitice și numerice de calcul trebuie să ia în considerare deplasările impuse de deformată corpului navei – deformată care a fost obținută pe baza Regulilor de Registru. Pentru a putea analiza în ansamblu lor toate aspectele care influențează comportarea mecanică a unui sistem de conducte navale, sunt necesare modelări care să includă toate particularitățile pe care aceste sisteme le au față de alte tipuri de structuri. Aspecte concret privind obținerea unui astfel de model cu elemente finite au fost urmărite în cazul tubulaturii instalației de transfer marfă de la bordul unui petrolier, instalație întâlnită la un număr mare de nave, având ramuri dispuse atât pe fund cât și pe puntea principală a navei și fiind supusă la variații de temperatură și la solicitări importante din deformația generală a corpului. Având diametru relativ mare (față de alte tubulaturi de bord), proiectarea defectuoasă a acestor tubulaturi conduce la solicitări mari în pereții etanși ai navei. Rezultatele și concluziile obținute pentru acest tip de instalație au aplicabilitate și la instalații de dimensiuni, construcție și amplasare asemănătoare, solicitate mai moderat (instalații de balast, santină etc.).

3.1.1 Efecte termice

În cazul diametrelor mici, între comportarea mecanică a sistemelor de tubaturi și cea a sistemelor de bare nu sunt diferențe majore. În cazul în care conductele cu diametrul relativ mic față de lungime, secțiunile se pot considera indeformabile în planul lor iar tensiunile normale longitudinale se determină în teoria de bară. La sisteme de tubaturi cu diametre mari, metodele clasice utilizate la sisteme de bară nu sunt suficiente, fiind necesare analize suplimentare, mai detaliate, care să evidențieze variațiile reale ale tensiunilor pe circumferința conductelor. Ca orice material supus variațiilor de temperatură, conductele care funcționează la regimuri cu diferențe apreciabile de temperatură își modifică semnificativ dimensiunile. Pentru conducte rectilinii, în practică se consideră uzual numai dilatarea axială care poate avea consecințe dezastruoase. Dacă sistemul de conducte este plan, static nedeterminat și nu rectiliniu, din dilatări apar solicitări la încovoiere în orice punct al sistemului care nu este situat pe direcția reacțiunilor din reazemele fixe. La sistemele spațiale, mai apar și solicitări de torsiune. Când modul de fixare al conductei permite flambajul lor, tensiunile axiale vor fi limitate însă apar săgeți foarte mari (de 10 ÷ 15 ori mai mari decât cele deplasările din compresie), care fac soluția inacceptabilă – datorită solicitărilor inadmisibile din flanșe.

3.1.2 Efecte locale

Dat fiind valoarea relativ redusă a raportului s/D (conducte subțiri), tensiunile datorate presiunii interioare pot fi calculate cu relațiile din teoria de membrană, care oferă cea mai simplă soluție. Teoria de membrană nu poate fi însă aplicată în orice condiții. În secțiunile de fixare/trecere, frecvente la sistemele de conducte navale, condițiile de apariție a stării de membrană nu sunt îndeplinite. Apar restricții care conduc la neuniformități de deformare pe lungime și la tensiuni suplimentare de încovoiere. Teoria de membrană ne mai fiind satisfăcătoare, este necesară evaluarea stării de tensiune folosind teoria de momente. În figurile 3.1, *a* și *b* sunt reprezentate deformațiile conductei supuse presiunii interioare și variației de temperatură, în zona din apropierea secțiunii de fixare a capătului prin rezemare respectiv încastrare rigidă. Structurile trecerilor conductelor pot fi de o mare diversitate. Ele sunt în general legături elastice, însă stabilirea rigidităților acestor legături este foarte dificilă. Un caz relativ simplu ar fi acela în care trecerea este de tip bridă (colier), însă și în acest caz lucrurile se complică datorită acțiunii ne simetrice axial – așa cum stau lucrurile în cazul inelelor de rigidizare ale conductelor, prevăzute la conductele de înaltă presiune (fig. 3.1, *c*). Cele mai problematice zone în cazul conductelor de la instalațiile de transfer marfă și de la alte instalații de la bordul navelor sunt cele care apar la traversarea pereților transversali (fig. 3.1, *d*). În aceste treceri, problemele structurale care apar sunt de foarte mare importanță și foarte dificil de rezolvat, mai ales datorită deformației peretelui într-o manieră complicată (spațială și asimetrică) în prezența deformațiilor generale ale corpului navei. Aceste deformații impun conductei deplasări liniare și unghiulare la treceri (pereți) și numai deplasări liniare în secțiunile de fixare (bride). Necesitatea aplicării teoriei de momente apare, de asemenea, în vecinătatea secțiunilor de obturare a conductei cu capace sau flanșe.

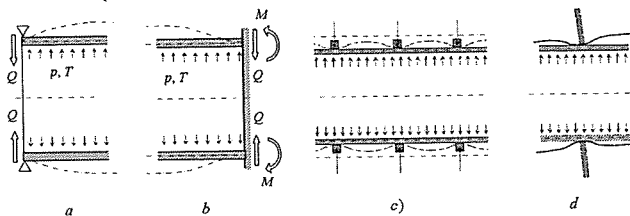


Fig. 3.1

3.1.2.1 Introducere. Relațiile generale ale teoriei de momente

În teoria de momente a tuburilor cilindrice se studiază comportarea fâșiei de grosime s și lățime unitară (fig. 3.2), având ecuația diferențială $w'' + 4k^4 w = p/D = 12(1 - \nu^2)p/Es^3$, cu soluția generală $w = e^{kx}(C_1 \cos kx + C_2 \sin kx) + e^{-kx}(C_3 \cos kx + C_4 \sin kx) + w_p$, $k = \sqrt[4]{Es/[4DR^2]}$.

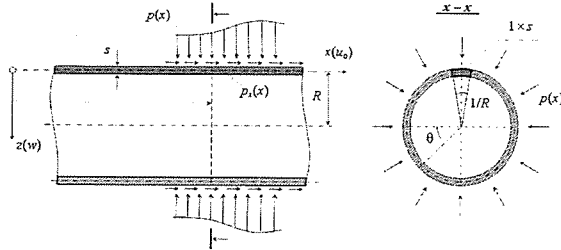


Fig. 3.2

3.1.2.2 Trecuri și restricții axial-simetrice în sisteme de conducte

Pentru rezolvarea analitică a acestei probleme se parcurg succesiv câteva etape.

a) Se scrie soluția pentru conducta încărcată ca în figura 3.3, a,

$$w(x) = -\frac{1}{2k^3 D} [km_0 \varphi_3(kx) - f_0 \varphi_4(kx)] \quad (2.25)$$

în care $\varphi_3 = e^{-kx}(\cos kx - \sin kx)$, $\varphi_4 = e^{-kx} \cos kx$ (funcțiile lui Winkler).

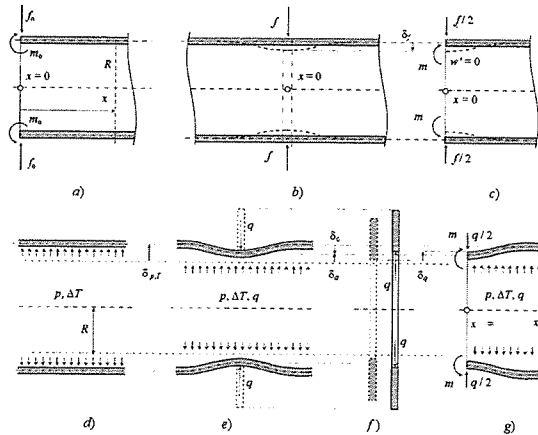


Fig. 3.3

b) Se determină deplasarea δ_f și momentul încovoietor m (fig. 3.3, c) pentru conducta încărcată ca în figura 3.3, b,

$$\delta_f = f/(8k^3 D) \quad , \quad m = f/4k \quad (3.1)$$

c) Se scriu expresiile tensiunii circumferențiale și deplasării radiale la conducta încărcată cu presiunea interioară p (fig. 3.3, d) și variația de temperatură ΔT (în teoria de membrană),

$$\sigma_0 = pR/s, \quad \delta_{p,T} = pR^2/sE + \alpha R \Delta T \quad (3.2)$$

d) Considerând liniară legea de deformare la restricția axial-simetrică, $\delta_q = q/K$, unde K este rigiditatea legăturii elastice, din relația de compatibilitatea geometrică (fig. 3.3, d) se obține expresia pentru forțele q din legătura axial-simetrică și apoi expresiile momentului și deplasării radiale a conductei,

$$q = \frac{pR^2/s + E\alpha R \Delta T}{E/K + krR^2/2s}, \quad M_x = \frac{1}{4k} \frac{pR^2/s + E\alpha R \Delta T}{E/K + krR^2/2s} \varphi_3(kx), \quad w(x) = \frac{1}{8k^3 D} \frac{pR^2/s + E\alpha R \Delta T}{E/K + krR^2/2s} \varphi_1(kx) \quad (3.3)$$

în care $\varphi_1 = e^{-kx}(\cos kx + \sin kx)$. La o trecere rigidă ($K = \infty$), $q = 2(p + E\alpha \Delta T) \sqrt{R^2 s^2 / [3(1-\nu^2)]}$. În absența variației de temperatură se obține $\sigma_x^{\max} = \sqrt{3(1-\nu^2)} pR/s$, $\sigma_0^{\max} = \mp \sqrt{3\nu^2(1-\nu^2)} pR/s$. Rezultă că tensiunile normale circumferențiale suplimentare de încovoiere reprezintă 0,54 din cele de membrană, însă apar tensiuni longitudinale cu 81 % mai mari. În prezența unui inel de rigidizare de arie A

$$q = (pR^2/s + E\alpha R \Delta T) / [R^2/A + \sqrt{3(1-\nu^2)} / (R^2 s^2) R^2 / 2s] \quad (3.4)$$

Observație. Fixările în bride și trecerile prin pereți transversali se realizează prin legături care în general nu sunt radiale; mai mult, restricțiile aplicate conductei de aceste legături (mai ales de pereții transversali) nu sunt simetrice, datorită asimetriei traseului sistemului de conducte (prezența lirei). Din acest motiv, în pereți apar deformații de încovoiere locală care asimetrizează solicitarea conductei făcând inaplicabilă teoria de momente a conductelor încovoiate axial simetric. Aplicarea teoriei generale a încovoierii plăcilor cilindrice este practic inutilizabilă datorită complexității legăturilor, geometriei și încărcării cu deplasări impuse. În aceste condiții, devin absolut necesare modelări și analize FEM.

3.1.2.3 Capace de obturare a conductelor

Nedeterminarea statică a sistemului conductă-capac se ridică din condiția de compatibilitate a rotirilor pe circumferința de conexiune a capacului cu conducta (fig. 3.4), $(dw/dr)|_{r=R}^{\text{capac}} = -(dw/dr)|_0^{\text{cond}}$.

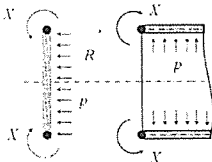


Fig. 3.4

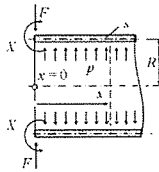


Fig. 3.5

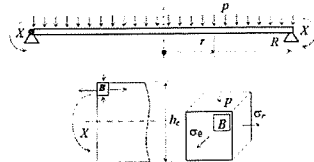


Fig. 3.6

Din ecuația tubului în teoria de membrană rezultă $(dw/dr)|_0^{\text{cond}} = 2Xk^3 R^2 / (Es) - p(1-\nu)kR^2 / (Es)$ (fig. 3.5) iar pe baza soluției plăcii circulare încărcată axial simetric (fig. 3.6), $w = C_1 + C_2 r^2 + pr^4 / 64D$, se obține $D(dw/dr)|_{r=R}^{\text{capac}} = XR / (1+\nu) - (9+\nu)pR^3 / 64(1+\nu)$. Înlocuind, rezultă

$$X = \frac{(9+\nu)/32 + kh_c^3 / (6Rs)}{2 + (1+\nu)h_c^3 / (kRs^3)} pR^2, \quad (3.5)$$

$$w(r) = \frac{pR^4}{64D} \left[\frac{5+\nu}{1+\nu} - 2 \frac{3+\nu}{1+\nu} \frac{r^2}{R^2} + \frac{r^4}{R^4} \right] - \frac{(9+\nu)/(1+\nu) + 16kh_c^3 / [3(1+\nu)Rs]}{2 + (1+\nu)h_c^3 / (kRs^3)} \left(1 - \frac{r^2}{R^2} \right)$$

Pentru $R = 300 \text{ mm}$, $s = h_c = 16 \text{ mm}$, $\nu = 0.3$, rezultă $sk = 0,297$, $M_r|_{r=R} = -X = -0,131pR^2$. În elementul B din figura 3.6, tensiunile principale au valorile $\sigma_1 = \sigma_r^{\max} = 316p$, $\sigma_2 = \sigma_t^{\max} = 95p$.

Neglijând $\sigma_3 = -p$ față de σ_1 , σ_2 în expresia tensiunii von Mises, $\sigma_{ech} = \sqrt{[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_2)^2]} / 2$, rezultă $\sigma_{ech} = 281p$. Pentru $p = 1,6 \text{ MPa}$, se obțin tensiuni inacceptabile ($449,6 \text{ MPa}$), care impun mărirea grosimii sau formei capacului. Cu $D = 788 \cdot 10^5 \text{ Nmm}$ rezultă $w_{max} = 2,58 \text{ mm}$.

3.2 MODELĂRI ANALITICE ÎN ANALIZA REZISTENȚEI SISTEMELOR DE CONDUCTE NAVALE

3.2.1 Solicitări impuse conductei la deformarea generală a navei

3.2.1.1 Momentul încovoietor al navei după Reguli de Registru

Pentru stabilirea încărcării sistemului de conducte cu deplasări impuse se obține curbura grinzii navă și pe baza acesteia deplasările și rotirile secțiunilor sale transversale, în diverse variante de încărcare.

Momentul încovoietor (egal cu suma dintre momentul în apă calmă M_S și momentul pe val, M_W) se pot obține pe baza unor programe de calcul sau a Regulilor de Registru. Conform acestor reguli, într-o secțiune pe lungimea navei momentul în apă calmă este dat de relația $M_S = k_{sm} M_{SO}$, unde M_{SO} este momentul la cuplul maestru. Ținând seama de variația coeficientului k_{sm} (fig. 3.7), rezultă că pe zona centrală momentul încovoietor este constant. O variație similară se poate admite și pentru momentul de încovoiere cauzat de valuri. Pentru petrolierul considerat în analizele efectuate, având lungimea de calcul $L = 228 \text{ m}$, lățimea $B = 32,2 \text{ m}$, coeficientul bloc $C_B = 0,8$ s-au obținut următoarele valori: $M_{SO \text{ hog}} = 1.875.538 \text{ [kNm]}$, $M_{SO \text{ sag}} = -1.654.886 \text{ [kNm]}$, $M_{WO \text{ hog}} = 2.579.925 \text{ [kNm]}$, $M_{WO \text{ sag}} = -2.800.577 \text{ [kNm]}$.

3.2.1.2 Deformata generală a navei. Deplasări impuse conductei

Pe baza dimensiunilor din figura 3.8 s-a obținut poziția axei neutre și momentul de inerție efectiv față de axa y a secțiunii transversale a navei în zona centrală, $I_y = 249,3887 \text{ [m}^4\text{]} > I_{yDNV} = 174,1449 \text{ [m}^4\text{]}$.

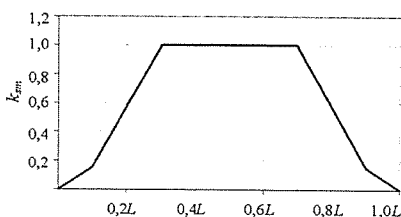


Fig. 3.7

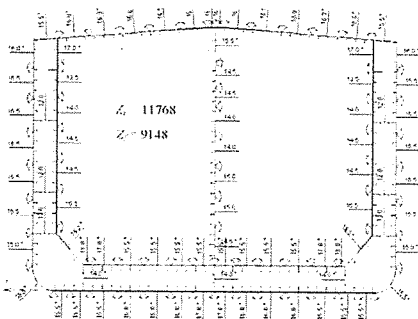


Fig. 3.8

Pe o lungime de $0,4L$ din zona centrală în care este dispus sistemul de conducte analizat, momentele încovoietoare și de inerție fiind constante, raza de curbură a deformatei grinzii navă este

$$\rho = E I_y / M = 11530,64 \text{ m} \quad (3.6)$$

iar unghiul φ de rotire și săgeata (relativă) maximă a grinzii navă la cuplul maestru (fig. 3.9) au valorile

$$\varphi = \tilde{L} / 2\rho = 0,009887 \text{ rad} \quad , \quad w_{max} = \rho(1 - \cos \varphi) = 0,5765 \text{ m} \quad (3.7)$$

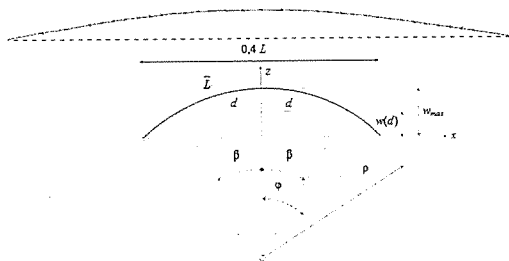


Fig. 3.9

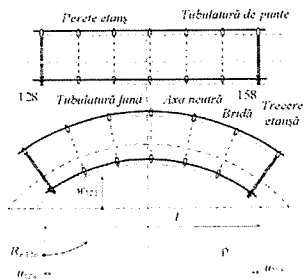


Fig. 3.10

Pentru secțiuni dispuse la distanțele $\mp d$ față de cuplul maestru, se folosesc relațiile

$$w(d) = \rho \left(\sqrt{1 - d^2 / \rho^2} - \cos \varphi \right), \quad R_y = \beta = \mp \arcsin d / \rho \quad (3.8)$$

Deformându-se solidar cu nava, tubatură va prelua în totalitate deplasările liniare verticale și unghiulare ale grinzii navă în punctele de trecere și deplasările liniare verticale în punctele de fixare – fără să influențeze deformata generală a corpului. În secțiunile de fixare cu bride, tubatură are posibilitatea de alunecare în lungul axei X . Deplasările impuse conductei se obțin pentru o lungime de 32 m (40 distanțe regulamentare) dispusă în zona centrală a navei (fig. 3.10).

3.2.1.3 Tensiuni induse în tubatură de încovoierea generală a navei

În ipoteza absenței compensatoarelor de dilatare, tensiunile din ramurile dispuse pe fundul sau pe puntea navei depășesc tensiunile admisibile recomandate pentru majoritatea oțelurilor acceptate de Registre pentru construcția tubaturilor. Solicitări inacceptabile apar și în pereții transversali etanși, impunându-se utilizarea compensatoarelor.

3.2.2 Estimarea analitică a tensiunilor induse de variații de temperatură, greutate proprie și presiune

Pe baza unor modele analitice simple sunt estimate tensiunile induse în sistemul de conducte de variațiile de temperatură, greutatea proprie și presiunea interioară. A rezultat că tensiunile și eforturi determinate de variațiile de temperatură au valori acceptabile dar forța axială transmisă suporturilor nealunecătoare (pereți transversali) este foarte mare. Acesta este încă un motiv pentru care se impune utilizarea compensatoarelor de deplasare axială. Tensiunile datorate greutății proprii și lichidului din conductă precum și cele cauzate de presiunea interioară pe baza teoriei de membrană, luate separat, nu sunt periculoase.

3.3 MODELARE COMPLEXĂ CU ELEMENTE FINITE A UNUI TRONSON DE CONDUCTE

3.3.1 Introducere

Sunt menționate două posibilități de modelare a sistemelor de conducte. Prima, poate fi realizată în două etape. În prima etapă se realizează o analiză a întregului sistem, similară celor care se fac pentru orice sistem de bare, considerând greutatea proprie, efectele termice și deplasările impuse prin legături. Se utilizează în mod curent elemente tip PIPE. În a doua etapă se fac analize de detaliu pentru zonele cu concentrări de tensiune (zone de fixare/trecere, îmbinări/cordoane de sudură, coturi etc.), utilizând

elemente tip SHELL sau PLATE. A doua posibilitate de modelare cuplează etapele menționate mai sus într-una singură. Se modelează întregul sistem de conducte cu elemente tip SHELL sau PLATE precum și a structurile adiacente care prezintă interes – bride, cordoane de sudură, manșoane și treceri prin pereți etanși. Deși efortul de realizare a modelului este sensibil mai mare, această soluție este incomparabil mai corectă decât prima, prin posibilitățile pe care le oferă de a lua în considerație diferitele tipuri de solicitări și prin gradul sporit de detaliere a rezultatelor calculului.

3.3.2 Alegerea zonei de modelare

Modelarea complexă și analiza cu elemente finite a componentelor unui sistem de conducte este ilustrat pentru o ramură a instalației de transfer marfă de la o navă tip petrolier dispusă la 1,5 m deasupra planului de bază (fig. 3.11). A fost aleasă această ramură deoarece este dispusă în compartimente cu acces dificil, impune utilizarea lirezor de dilatare pentru compensarea deformațiilor (nu necesită întreținere), interacționează cu pereții transversali ai navei prin intermediul trecerilor etanșe. Schema de principiu a traseului de conductă cuprins între doi pereți etanși este prezentată în figura 3.12.

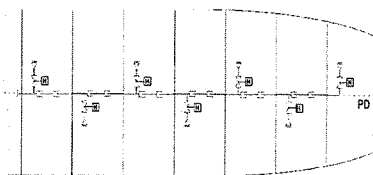


Fig. 3.11

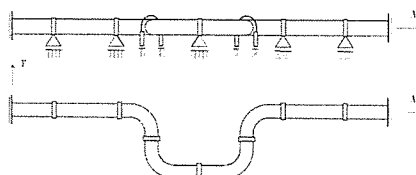


Fig. 3.12

3.3.3 Model de ansamblu al tronsonului de conducte

S-au realizat două modele 3D: SISCON1, pentru un tronson extins pe lungimea unui compartiment; SISCON3, pentru un tronson extins pe trei compartimente.

3.3.3.1 Tronson de conducte dintr-un singur compartiment (model SISCON1)

Modelarea s-a făcut cu elemente tip PLATE (cu grosimea de 16 mm, egală cu a conductei) care surprind corect și detaliat (în orice zonă, inclusiv în coturi) comportarea sistemului de conducte cu diametre relativ mari în toate cazurile de încărcare considerate. Modelul SISCON1 (fig. 3.13) se referă la tronsonul dispus în compartimentul aflat la cuplul maestru. El conține 31845 noduri și 31917 elemente de diverse tipuri. Elemente finite s-au ales astfel încât raportul între dimensiuni în plan pentru elementele tip PLATE să fie pe cât posibil apropiat de valoarea unitară, optimă din punctul de vedere al preciziei de calcul.

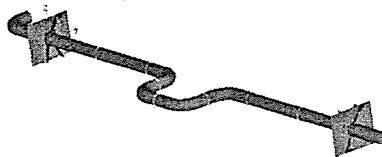


Fig. 3.13

3.3.3.2 Tronson extins pe trei compartimente (modelele SISCON3 și SISCON3R)

Pentru a surprinde interacțiunea dintre tronsoanele de conductă din compartimente alăturate și modificările stării de tensiune la elementele constructive ale trecerilor prin pereții transversali etanși, a fost realizat modelul extins al tronsonului de conducte pe trei compartimente adiacente (fig. 3.14). Lungimea întregii tubulaturii este de 71730 mm. Modelul SISCON3 permite studierea poziționării optime a lirezor de dilatare din punct de vedere al stării de tensiuni. El a fost obținut prin asamblarea unor module existente la modelul extins pe un singur compartiment, păstrându-se caracteristicile generale ale

conductei (dimensiuni și forme, manșoane, cordoane de sudură, porțiuni din pereți modelate). Conține în total 79977 noduri și 80243 elemente de diverse tipuri.

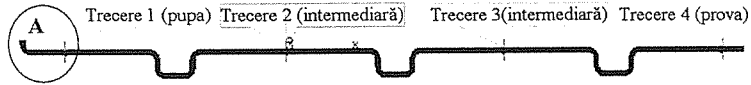


Fig. 3.14

Derivat din modelul SISCON3, a fost creat modelul SISCON3R, obținut prin rafinarea rețelei de elemente finite în zona unei treceri. Este destinat efectuării verificărilor la oboseală a detaliilor din zonele intens solicitate. Conține 85089 noduri și 85458 elemente de diverse tipuri.

3.3.4 Detalii de modelare

3.3.4.1 Tronsoane rectilinii. Capace de obturare

Forma secțiunii conductei poate fi simulată suficient de corect cu $n_e = 36 \dots 40$ elemente pe circumferință (fig. 3.15). Pentru $D = 600 \text{ mm}$ și $n_e = 38$ a rezultat $\pi D/38 \cong 50 \text{ mm}$; majoritatea elementelor au fost luate cu dimensiunea pe generatoare de 50 mm , obținându-se rapoarte de formă $\cong 1$. La capetele tronsonului de tubulatură au fost prevăzute capace plane, modelate cu aceleași elemente ca și tubulatura (fig. 3.15).

3.3.4.2 Manșoane ale trecerilor etanșe. Cordoane de sudură

Manșoanele trecerilor etanșe au fost modelate cu elemente de 20 mm grosime (fig. 3.16) iar cordoanele de sudură (fig. 3.17) dintre manșon și conducte au fost modelate cu elemente de grosime 16 mm – cea mai mică dintre grosimile pieselor asamblate. Conform prescripțiilor DNV, o astfel de modelare a cordonului de sudură (fără a se respecta profilul cordonului ci numai asigurarea globală a caracteristicilor geometrice) se poate folosi chiar și în analize la oboseală cu metoda simplificată agreată de acest Registru, cu condiția rafinării elementelor până la dimensiuni în plan egale cu grosimea lor.

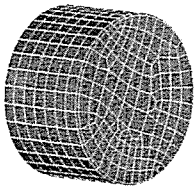


Fig. 3.15

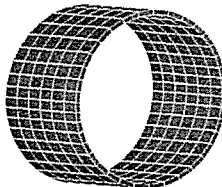


Fig. 3.16

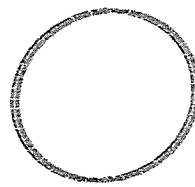


Fig. 3.17

3.3.4.3 Zonele din pereți conexe cu trecerea etanșă

Zonele din pereți conexe cu trecerea etanșă (fig. 3.18, a) reprezintă încastrări elastice pentru conductă. Fiind extrem de dificil (practic imposibil) de determinat coeficientul de rigiditate, s-a modelat porțiunea de perete din jurul trecerii până la o distanță suficient de mare față de centrul conductei dar în același timp cu mult mai mică față de dimensiunile peretelui ($2,4 \times 2 \text{ m}$ față de $32,2 \times 20,9 \text{ m}$). Conturul exterior al acestei zone, considerat rigid, i s-au aplicat deplasările liniare după z și x (w respectiv u) precum și deplasarea unghiulară (R_y), folosind un *element rigid* cu nodul master dispus în centrul secțiunii tubulaturii din planul peretelui și cu noduri dependente (slave) pe contur. Orice deplasare (translație/rotație) impusă nodului master se transmite conturului peretelui și prin acesta celorlalte elemente care la rândul lor le transmit tubulaturii. Deși conturul exterior poate avea numai deplasări de

rigid, zona de perete mărginită de acesta se poate deforma împreună cu tubulatura, influențându-se reciproc. Elementele rigide utilizate la modelarea trecerilor prin pereții etanși simulează acoperitor, cu suficientă precizie, situația reală. Se consideră de asemenea, tot acoperitor, că temperatura zonei modelate a peretelui este identică cu cea a tubulaturii. În vecinătatea decupării pentru trecere, pe perete sunt prevăzute întărituri verticale (montanți) care au fost modelate cu 6 rânduri de elemente tip PLATE cu grosimea de 20 mm și lățimea de 50 mm fiecare. Elementele trecerii etanșe asamblate sunt prezentate schematic în figurile 3.18.

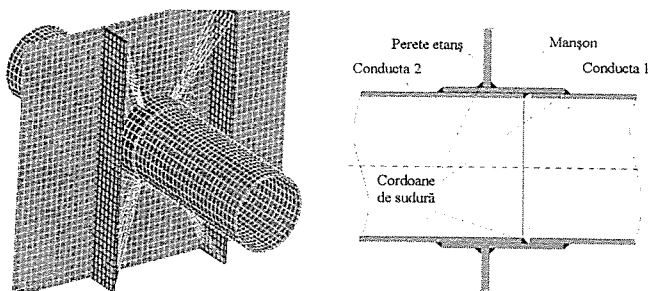


Fig. 3.18

În vecinătatea decupării pentru trecere, pe perete sunt prevăzute întărituri verticale (montanți) care au fost echivalate cu 6 rânduri de elemente tip PLATE cu grosimea de 20 mm și lățimea de 50 mm fiecare.

3.3.4.4 Compensator (Lira) de dilatare. Coliere de fixare a conductei pe suporturi

Compensatorul de dilatare este o liră tip U modelată tot cu elemente de placă având grosimea 16 mm, ca și țeava (fig. 3.19). Rețeaua de noduri utilizată a permis modelarea pe suprafețele cu dublă curbură ale coturilor, ale căror raze de curbură au fost considerate identice cu cele ale coturilor prefabricate utilizate curent la construcția sistemelor de tubulatură.

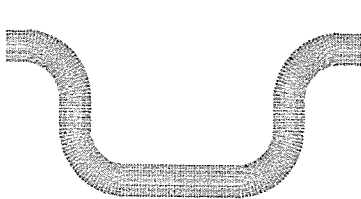


Fig. 3.19

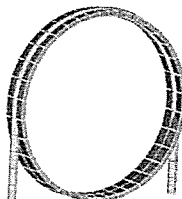


Fig. 3.20

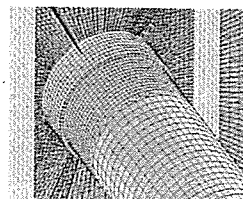


Fig. 3.21

Colierele de fixare a conductelor pe suporturi au fost modelate cu elemente de tip BAR, cu diametrul de 32 mm (fig. 3.20). Nodurile colierelor s-au solidarizat cu nodurile elementelor de tubulatură cu care vin în contact. Pentru a simula alunecarea conductei în coliere și pentru a ține seama de jocurile care există în punctele de fixare pe direcție orizontală, fixarea colierelor în suport s-a făcut numai pe direcție verticală, alunecarea conductei pe generatoare nefiind nerestricționată.

3.3.4.5 Rafinarea modelării la o trecere etanșă (modelul SISCON3R)

Rafinarea rețelei la trecerile etanșe este necesară pentru analize de detaliu ale acestor zone în care au fost evidențiate vârfuri de tensiune. Discretizarea s-a efectuat respectând prevederea ABS ca dimensiunea elementelor să fie apropiată de grosimea tablei, iar numărul de elemente de această dimensiune pe oricare direcție, pornind de la elementul care prezintă interes, să fie minim 10. O

reprezentare a zonei astfel modelate este prezentată în figura 3.21. Cele două capete ale tubulaturilor care se întănesc la o trecere au fost modelate cu elemente de dimensiuni comparabile cu grosimea tubulaturii pe o lungime care depășește manșonul cu mai mult de 10 elemente. Manșonul îmbinării a fost modelat în întregime cu elemente finite de dimensiuni apropiate grosimii sale iar peretele etanș a fost modelat cu o rețea rafinată de elemente în jurul decupării pentru trecerea manșonului, respectând același principiu.

3.4 CONCLUZII

Comportarea mecanică a sistemelor de tubaturi de la bordul navelor este strâns legată de interacțiunea dintre elementele și echipamentele din componența conductei cu elementele structurale ale navei. Alegerea traseului conductei, a numărului și modului de dispunere a elementelor de fixare, a dimensiunilor, poziției și modului de amplasare a compensatoarelor au o importanță deosebită în realizarea unui sistem de conducte fiabil și cu costuri de construcție și exploatare minime.

Între sistemele de conducte și sistemele obișnuite de bare există unele asemănări dar mai ales deosebiri în privința comportării la solicitări mecanice. Principala asemănare este de ordin geometric. Însă, dacă barele au rolul esențial de a prelua încărcări, conductele mai au în plus și rolul de a conduce fluide sub o anumită temperatură și presiune. Din modul de distribuire a materialului în secțiune, apar pronunțate efecte locale – mai ales în situații apropiate de cele limită. În stabilirea stării de tensiuni cauzate de dilatări termice împiedicate sau impuse, sistemele de conducte de diametre mici pot fi asimilate cu sistemele de bare, deoarece deformațiile în coturile sunt nesemnificative. La diametre mari, modelele de calcul valabile pentru sistemele de bare nu mai oferă rezultate acceptabile, fiind necesare modele care țin seama de elasticitatea și deformațiile coturilor precum și a celorlalte componente constructive ale sistemului de conducte.

În prezența legăturilor (fixări și treceri etanșe, care în general nu sunt simetrice axial) în care apar și tensiuni de încovoiere, condițiile utilizării teoriei de membrană (aplicabilă conductelor cu pereți subțiri) nu sunt îndeplinite la conductele navale. Diversitatea geometrică, a încărcărilor și cazurilor concrete de fixare/trecere care asimetrizează conductele și pe lungime precum și necunoașterea elasticității trecerilor prin pereți impun analize cu elemente finite pe modele complexe cum sunt cele realizate în acest capitol.

Deformațiile generale ale corpului navei se transmit sistemelor de tubaturi navale prin punctele de trecere și fixare. Ele se pot determina, în condiții de hogging și sagging, folosind programe specializate. La nave de tipul petrolierelor, cu zonă cilindrică extinsă mult pe lungime, deformațiile generale ale corpului pe această zonă se pot estima cu rezultate satisfăcătoare și pe baza momentelor încovoietoare și a momentului de inerție efectiv al secțiunii transversale date de Regulile de Registru. Deplasările și rotirile corpului navei nu se transmit în totalitate sistemelor de conducte de la bord decât în secțiunile corespunzătoare trecerilor etanșe. Bridele de fixare permit deplasarea axială și rotirea conductei.

Estimările analitice efectuate pe modele simplificatice particulare au scos în evidență aspecte utile pentru modelări și analize mai complexe cu elemente finite a sistemelor navale de tubatură :

- în ipoteza că tubulatura se deformează solidar cu nava și lipsesc compensatoarelor de deformație, tensiunea cea mai mare în ramura de tubatură de pe fundul navei apare ca urmare a încovoierei generale a grinzii navă, urmată de cea produsă de dilatări termice împiedicate (cca. 41% din tensiunea dată de încovoierea navei, pentru o variație a temperaturii de 30°C) și de presiunea interioară (cca. 15% din tensiunea dată de încovoierea navei, pentru 16 daN/cm²);
- în ipoteza că tubulatura se deformează solidar cu nava dar deplasările axiale sunt libere (prin utilizarea compensatoarelor de deformație) tensiunile induse de încovoierea generală a navei și cele din greutatea proprie a tubulaturii și lichidului vehiculat sunt neglijabile ;
- pentru condițiile uzuale în care funcționează instalațiile de transfer marfă, alungirea maximă a tubulaturii datorită încovoierei navei (pe val) este superioară celei produse de creșterea temperaturii față de cea de montaj (cca. 60%, pentru o lungime de tubatură de 24 m la $\Delta T = 30^{\circ}C$).

Forțele axiale dezvoltate în tubatură ca urmare a deformațiilor generale ale navei precum și datorită variației de temperatură conduc la solicitarea intensă a pereților transversali etanși traversați de

tubulatură. Pentru a evita pierderile de stabilitate prin deformarea plastică a tubulaturii sau pereților sunt necesare măsuri constructive care să compenseze aceste efecte.

4 ANALIZE ALE STĂRILOR DE TENSIUNE ÎN ELEMENTELE SISTEMULUI DE CONDUCTE OBȚINUTE PE MODELE FEM

4.1 REZULTATE OBȚINUTE PE MODELUL SISCON 1 ȘI ANALIZA ACESTORA

4.1.1 Încărcări simple ale sistemului de conducte

Studiile calitative și cantitative au fost efectuate pe modelele SISCON1 și SISCON3-3R, care simulează comportarea mecanică a sistemului de tubulatură dispuse pe unul respectiv două compartimente. Pentru a evidenția ponderea diferitelor încărcări asupra stării de tensiune și deformăție în sistemul de conducte, analizele s-au efectuat mai întâi la acțiunea separată a acestora. Au fost astfel evidențiate zonele cu solicitări maxime pentru diverse încărcări. Observând că aceste zone diferă de la o încărcare la alta, ceea ce este evident dacă se ține seama că ele sunt de naturi diferite, a rezultat necesitatea de a se analiza sistemul de conducte la acțiunea combinată a încărcărilor, stabilindu-se zonele de maximă solicitare și măsurile de reducere a vârfurilor de tensiune. Modelele au fost realizate în FEMAP 8.3 și rulate în NASTRAN.

4.1.1.1 Presiune interioară

Pentru determinarea tensiunilor care apar în componentele sistemului de tubulatură datorită fluidului vehiculat, pe elemente finite ale modelului tubulaturilor au fost aplicate încărcări care țin seama de presiunea maximă de pompare în instalație și de presiunea hidrostatică datorată diferențelor de înălțime ale elementelor față de centrul conductei. Presiunile, aplicate pe fețele interioare, sunt constante pe element și variabile de la un element la altul. Tronsonul de tubulatură supus numai la presiune interioară se deformează în planul lirei ca în figura 4.1. Prezența lirei de dilatare asimetrizează conducta față de axa centrelor secțiunilor de trecere prin pereți (introducând o elasticitate suplimentară) ceea ce determină o deformare a sistemului de conducte atipică pentru o încărcare cu presiune interioară. Toate elementele situate între pereții transversali au deplasări după direcția orizontală transversală pe axa conductei, valoarea maximă fiind la mijlocul lirei (2,14 mm).

Tensiunile induse au valori relativ mici, cu excepția capacelor de obturare prevăzute la capete. În componentele tubulare, tensiunea von Mises nu depășește 29,72 MPa. Ea apare la capetele tubulaturilor fixate în manșoanele trecerilor etanșe cu un

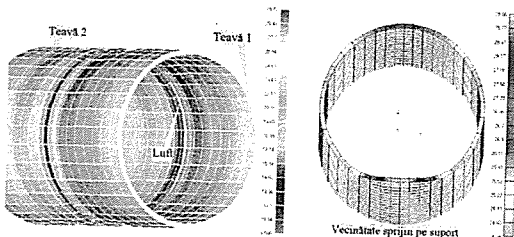


Fig. 4.2

Fig. 4.3

singur inel de sudură (fig. 4.2). De asemenea, în vecinătatea zonelor de sprijin ale conductei pe suport (fig. 4.3) tensiunea depășește ușor valoarea de 29 MPa. Se observă că distribuția tensiunilor rezultate din

solicitarea datorată presiunii interioare nu este uniformă pe circumferința tubulaturii, având zone de maxim și minim.

Tubulatura fixată în trecerea etanșă cu un singur cordon de sudură are zona cu tensiuni maxime poziționată pe contur în vecinătatea generatoarei superioare (rezultată din intersecția planului X-Z cu conturul conductei), pe o lungime ce nu depășește 150 mm, pornind de la capătul din îmbinare.

Cordoane marginale

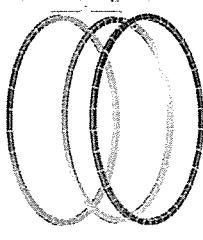


Fig. 4.4

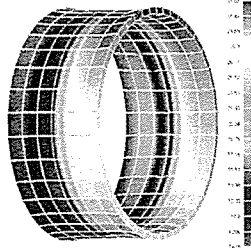


Fig. 4.5

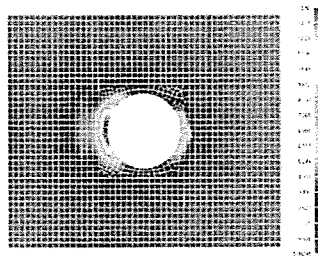


Fig. 4.6

Tensiunile din cordoanele de sudură (fig. 4.4) sunt neuniforme, cu valori reduse. Ele apar pe cordonul din mijloc, aproximativ egale cu dublul celor din cordoanele laterale. Deformațiile cordoanelor de sudură reflectă modul în care acestea conlucrează cu elementele pe care le îmbină la acțiunea unei presiuni interioare: cele două cordoane de sudură de colț din stânga realizează prinderea de manșon a tubului din stânga la exteriorul conductei respectiv la interiorul manșonului iar cordonul de sudură din dreapta prinde la exterior tubul din dreapta de manșon. În manșonul trecerii etanșă se dezvoltă o stare de tensiune asemănătoare ca distribuție cu cea de la tubulaturile din îmbinare, cu care se influențează, având însă valoarea maximă ușor mai ridicată (cu cca. 14 %). În figura 4.5 sunt prezentate tensiunile din manșon (la trecerea pupa). Se observă că manșonul este cea mai solicitată componentă a trecerii etanșă la încărcarea cu presiune interioară.

Tensiunile care apar în peretele transversal etanș (fig. 4.7) sunt distribuite neuniform pe circumferința decupării, cu valoarea maximă (cca. 14 MPa) în partea opusă deschiderii lirei. Această abatere de la starea axial simetrică este cauzată de excentricitatea conductei determinată de prezența lirei.

Modelul adoptat oferă un mare volum de informații cu privire la comportarea lirei de dilatare, care este o structură spațială de forma unui cadru U (de dimensiuni 3900 × 2700 mm) din bare inelare cu grosimea mică (deformabile în secțiune), racordate între ele (raza 950 mm). Examinând comportarea lirei din punct de vedere al deformației și tensiunilor, modelarea folosită permite evidențierea nu numai calitativă dar și cantitativă a deosebirilor dintre sistemele de conducte și sistemele obișnuite de bare. Tensiunile maxime din liră au o creștere cu cca. 17% față de cele din porțiunile rectilinii ale conductei (34 MPa, față de 29 MPa). Pe circumferință, tensiunile în compensatorul tip liră sunt neuniforme. Față de tensiunile von Mises de la interiorul curburilor coturilor, care sunt maxime (fig. 4.7), la exterior și pe lateral ele sunt cu cca 32% respectiv 41% mai mici. Se pot remarca de asemenea ovalizările conductei, maxime pe direcția bisectoarelor unghiurilor de 90° de racordare la coturile inferioare.

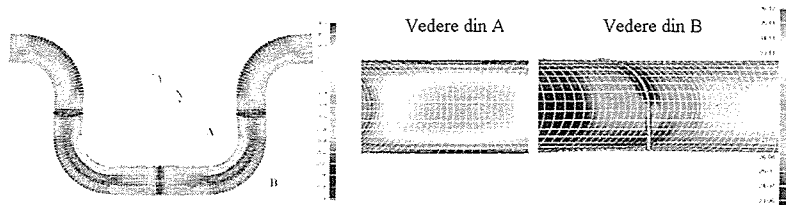


Fig. 4.7

Colierele de fixare a tubulaturii de elementele structurale ale corpului navei se deformează odată cu tubulatura. Datorită tipului de interacțiune între colier și conductă considerat la modelare, deformațiile și tensiunile (fig. 4.8) din colier sunt de același ordin de mărime cu cele din conductă (18 MPa față 23 MPa), cu excepția zonei inferioare a tubului, în care conducta are contact cu suportul, unde tensiunile sunt cu cca. 50% mai mari și a zonelor de ieșire a colierului, unde sunt cu cca. 20% mai mari. În colier, se observă apariția unor tensiuni negative, de valori foarte mici, pe porțiunile în care nu este legat de conductă.

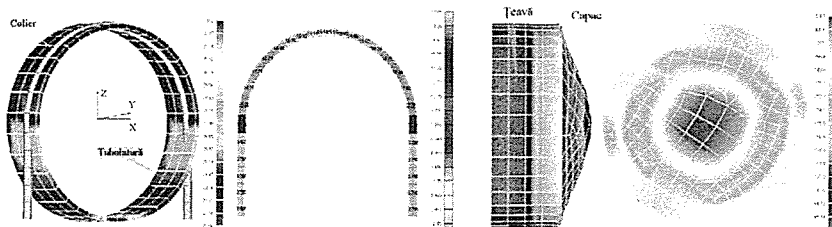


Fig. 4.8

Fig. 4.9

Elementele cele mai sollicitate ale sistemului de conducte datorită presiunii interioare sunt capacele de obturare care au fost prevăzute la capetele tronsonului analizat. Deformata și distribuția tensiunilor von Mises în capacul care obturează în partea dreaptă tronsonul de tubulatură sunt arătate în figura 4.9. Se observă că distribuția tensiunilor nu este perfect axial simetrică, datorită asimetriei menționate a întregului sistem. Valorile maxime obținute pe modelul SISCON1 (324,1 MPa în centru și puțin mai mică pe contur) sunt inferioare celor calculate analitic, dar ele prezintă un grad de încredere mult mai mare, datorită eliminării ipotezelor impuse în calculul analitic. Prin diferență, s-a obținut valoarea 3,11 mm pentru săgeata maximă a capacului (nod 101, zona centrală), suficient de apropiată de cea obținută analitic (2,58 mm).

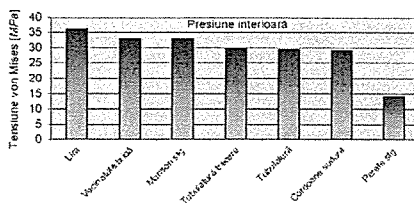


Fig. 4.10

Valorile maxime ale tensiunilor von Mises din toate elementele sistemului de tubulatură, cu excepția celor din capacul de obturare, sunt prezentate în graficul din figura 4.10.

Se observă că tensiunile nu sunt diferite esențial între ele și au valori relativ reduse (cea mai mare este 37 MPa, în liră), cu excepția peretelui etanș (unde tensiunile reprezintă cca. 1/2 față de cele din restul sistemului) și capacele de obturare (unde apar tensiuni mult superioare).

4.1.1.2 Dilatări termice împiedicate

Pentru analiza acestui caz de încărcare s-a luat temperatura de referință (montaj) de 20°C și temperatura de lucru de 50°C . S-a considerat, de asemenea, că temperatura se transmite atât conductei propriu zise cât și tuturor celorlalte elemente care pot prelua prin contact sau convecție această temperatură.

Diferența de temperatură rezultată între regimul de lucru și cel de referință produce dilatarea tubulaturii, împiedicată parțial de pereții etanși și suporturile poziționate pe traseul conductei.

Deformată generală a sistemului analizat este asemănătoare

ca formă cu cea din cazul de încărcare cu presiune interioară, însă deplasările sunt cu mult mai mari (deplasarea maximă pe direcția transversal orizontală este de aproape 6,5 ori mai mare). Cele mai mari tensiuni apar în coturile inferioare ale lirei de dilatare. Spre deosebire de cazul de încărcare numai cu presiune interioară, tensiunile au valori superioare numai la coturile inferioare ale lirei, în părțile laterale și, mai puțin pregnant, la interiorul coturilor.

Deoarece grosimea pereților este mică în comparație cu diametrul interior ($s/d_0 = 16/577$), modificarea formei lirei în procesul de preluare a alungirilor longitudinale produce deformarea secțiunii coturilor.

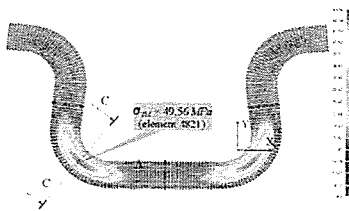


Fig. 4.11

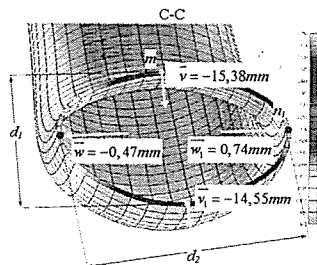


Fig. 4.12

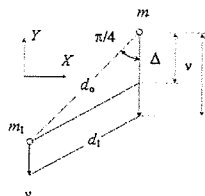


Fig. 4.13

În vederea analizării deformațiilor secțiunii cotului, în figura 4.11 este evidențiat traseul C-C de secționare a cotului lirei iar în figura 4.12 este prezentată o vedere a secțiunii cu harta deplasărilor punctelor acestuia după direcția Z. S-au notat cu m și m_1 punctele secțiunii cotului diametral opuse față de axa conductei pe orizontală și cu n și n_1 punctele diametral opuse față de aceeași axă dispuse pe verticală. Punctele m, m_1 au pe Y deplasările $\bar{v} = -15,38\text{mm}$ respectiv $\bar{v}_1 = -14,55\text{mm}$, rezultând variația $\Delta v = v_1 - v_2 = 0,83\text{mm}$ pe direcția Y . Neglijând diferența deplasărilor pe X corespunzătoare punctelor m și m_1 ($\Delta u = 0,1\text{mm}$) și ținând seama că secționarea s-a făcut la 45° , rezultă $d_1 = \sqrt{d_0^2 + \Delta v^2 - 2d_0\Delta v \cos(\pi/4)} = 576,4\text{mm}$ (fig. 4.13), unde $d_0 = 577\text{mm}$ este diametrul interior al conductei nedeformate. Aplicând același raționament pentru deplasările punctelor n, n_1 pe Z , care au valorile $\bar{w} = -0,47\text{mm}$, respectiv $\bar{w}_1 = 0,74\text{mm}$, se constată că distanța pe verticală între punctele diametral opuse ale secțiunii crește la $d_2 = 577,9\text{mm}$. Ovalizarea secțiunii cotului este $d_2 - d_1 = 1,5\text{mm}$ iar ovalizarea relativă are valoarea $f_0 = (d_2 - d_1)/d_0 = 0,26\%$.

Cele mai ridicate tensiuni în acest caz de încărcare se dezvoltă la elementele de îmbinare a manșonului cu peretele etanș. Modul în care interacționează între ele aceste elemente și harta tensiunilor pentru toate elementele constructive sunt prezentate în secțiunea prin trecerea etanșă (figura 4.14).

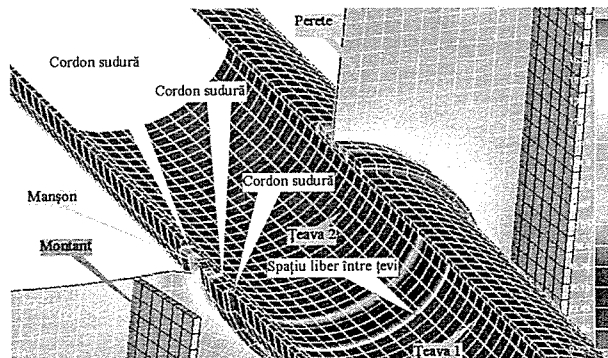


Fig. 4.14

În cele două cordoanele de sudură fixate pe aceeași tubulatură, tensiunile au un maxim de cca. 89 MPa, în timp ce în al treilea cordon este de doar 3,5 MPa. Valoarea ridicată a tensiunilor din primele două cordoane menționate este cauzată de împiedicarea dilatării termice a porțiunii de conductă fixată între ele.

Tubulaturile care se îmbină în interiorul manșonului trecerii etanșe sunt mai puțin sollicitate decât restul elementelor ce compun trecerea etanșă. Tensiuni mai ridicate se dezvoltă în teava 2 (fig. 4.15), datorită dilatării împiedicate a porțiunii de tubulatură dintre cele două cordoane de sudură. În porțiunile drepte de tubulatură tensiunile sunt foarte mici.

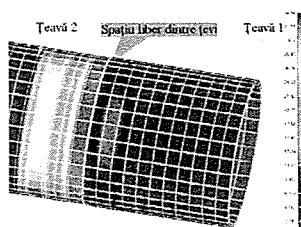


Fig. 4.15

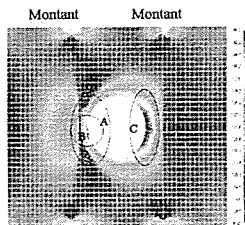


Fig. 4.16

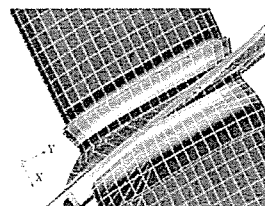


Fig. 4.17

Solicitările pereților etanși cauzate de încălzirea elementelor constructive ale sistemului de conducte precum și a peretelui în sine înregistrează un maxim (151,7 MPa) în apropierea decupării, înspre babord. Distribuția tensiunilor din peretele etanș din pupa compartimentului (figura 4.16) este relativ uniformă, cu unele vârfuri de tensiune la decuparea de trecere a tubulaturii și în dreptul montanților. Comparativ cu încărcare dată de presiunea interioară, în acest caz tensiunea maximă a peretelui este de peste 10 ori mai mare. Colierele se comportă similar ca în cazul de încărcare cu presiune, dar tensiunile și ale deplasările sunt sensibil mai mari. Tensiunile în tubulatură de-a lungul colierului au valori nesemnificative.

Concluzii privind solicitările datorate variației de temperatură. Tensiunile von Mises din toate elementele sistemului de tubulatură (cu excepția capacului de obturare) sunt prezentate în figura 4.18. Se observă că

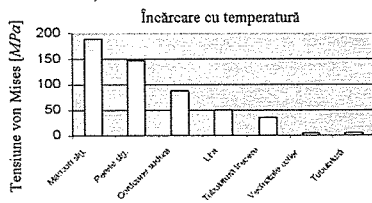


Fig. 4.18

tensiuni cu valori mari apar în manșoane și pereți. Solicitarea sistemului dată de variația temperaturii rezultată din activitatea de transfer marfă produce tensiuni maxime în elementele trecerii etanș și se impune utilizarea lirelor de dilatare. Trebuie precizat însă că și în cazul unei lire ideale, tensiunea din trecerea etanș nu scade sub o valoare limită (cca. 150 MPa). Scăderea tensiunilor sub o astfel de valoare ține de soluțiile constructive adoptate strict pentru trecerea etanș, fără a fi influențată de tipul compensatorului adoptat. Asimetria sistemului modelat produce tensiuni și deplasări neuniforme în special în manșoane și pereți, fapt care produce deformarea pereților așa cum este prezentat în figura 4.17.

4.1.1.3 Deplasări impuse de deformarea navei

Comportarea conductei ca urmare a deformării generale a corpului navei prezintă deosebiri dar și unele asemănări cu solicitările produse de variația temperaturii. Principala deosebire constă în faptul că deformarea generală a corpului navei imprimă conductei o încovoare după axa Z, solicitare care nu apare în cazul încărcării cu temperaturi. Asemănarea constă în faptul că ambele solicitări pot produce teoretic atât compresiune cât și întindere în conductă, în funcție de poziția acesteia pe navă (punte sau fund), poziția navei pe val (hogging sau sagging) respectiv creșterea sau scăderea temperaturii. Analizele care urmează au fost efectuate pentru cazul în care deformata generală a corpului navei produce comprimarea tubulaturii, care are efect de același sens cu cel produs de o creștere a temperaturii, aceasta fiind cea mai periculoasă situație ce poate apare în exploatare.

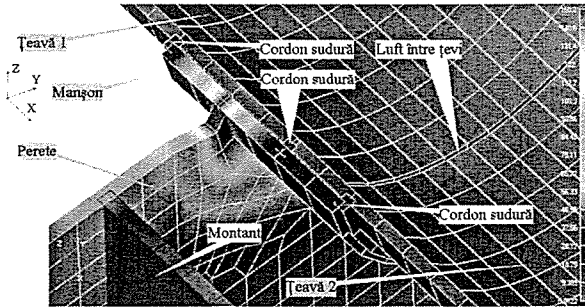


Fig. 4.19

În lira de dilatare, tensiunile au o distribuție asemănătoare cu cea obținută în cazul creșterii temperaturii, dar valoarea maximă este cu cca. 40% mai mare. Asemănător cazului de încărcare cu temperatură, solicitarea coturilor superioare (care racordează lira cu tubulatura) este mult mai redusă decât a coturilor inferioare. Tensiunea maximă care apare în trecerile etanș este mai mică în acest caz de încărcare decât cea care apare în varianta încărcării datorită temperaturii. Distribuția de tensiuni este însă mai neuniformă.

Tensiunile maxime apar în peretele transversal etanș. Ele scad vertiginos în manșon, cordoane de sudură și capetele țevilor îmbinate, așa cum se observă în secțiunea prezentată în figura 4.19. Spre deosebire de cazul de încărcare cu temperatură, în peretele etanș se remarcă o tensiune maximă în partea laterală tribord a trecerii etanș, restul peretelui fiind aproape descărcat. Valorile tensiunilor care apar în manșoane sunt mult mai reduse decât în cazul de încărcare cu temperatură, distribuția tensiunilor în manșon fiind

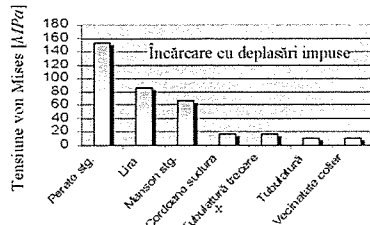


Fig. 4.20

asemănătoare în ambele cazuri. Tensiunile care solicită cordoanele de sudură au valori reduse. La capetele țevilor care se îmbină în manșon valoarea tensiunii reprezintă cca. 10% din valoarea înregistrată în perețele etanș. Tensiunile din capetele țevilor fixate în trecerea etanșă sunt similare cu cele din cordoanele de sudură, având valori reduse.

Concluzii privind solicitările datorate deformației generale a corpului navei. Deformarea generală a corpului navei produce încovoiere și comprimare/întindere în tubulatura de transfer marfă. Solicitarea din încovoiere este nesemnificativă, având în vedere valoarea mare a razei de curbură. Tensiuni importante provin din comprimarea tubulaturii între pereții etanș din pupa și prova compartimentului în care se găsește tronsonul analizat. Cel mai solicitat element component al instalației este lira de dilatare. Deformată generală a tubulaturii în plan orizontal este asemănătoare cu cea rezultată din solicitarea datorată variației de temperatură. Specific acestui caz de încărcare este deformarea generală alternativă a sistemului de conducte pe direcție verticală. Distribuția tensiunilor maxime pe elementele asamblării în cazul încărcării date de deplasări impuse este prezentată în graficul din figura 4.20.

4.1.2 Încărcări combinate ale sistemului de conducte

4.1.2.1 Distribuții de tensiuni

S-a considerat cel mai dezavantajos caz care se poate întâlni în condițiile de exploatare, cu o deformată a navei în arc (hogging) astfel încât comprimarea tubulaturii dată de dilatarea termică împiedicată și comprimarea dată de deformarea navei să se suprapună.

În cazul de încărcare combinat, se produc tensiuni cu cele mai ridicate valori în toate elementele componente ale sistemului de conducte precum și a elementelor de structură cu care interacționează. Analiza efectuată separat pentru elementele sistemului arată că în perețele etanș apar cele mai ridicate tensiuni (157 MPa), dar numai în zone restrânse. Un alt element solicitat al trecerii etanșe este manșonul dar în majoritatea elementelor finite cu care acesta a fost modelat tensiunile sunt mai mici de 180 MPa. Sunt depășite aceste valori în zone poziționate pe două semi inele adiacente peretelui etanș.

În liră, tensiunea maximă (de cca. 117 MPa) depășește cu cca. 27%, 50% și 70% tensiunile din cazurile de încărcare deplasări impuse, variație de temperatură respectiv

presiune interioară. Se remarcă faptul că tensiunea maximă în liră reprezintă 70% din suma tensiunilor rezultate în cazurile simple de încărcare. La capetele tubulaturilor fixate în trecerea etanșă tensiunile sunt acceptabile ($\sigma_{TMmax} = 61,5$ MPa). Cordoanele de sudură sunt solicitate neuniform, tensiunile nedepășind valoarea 120 MPa. Tensiunea maximă a unei porțiuni drepte de tubulatură nu depășește cu mai mult de 10% tensiunea maximă dată numai de presiunea interioară. Tensiuni mai ridicate apar în zonele de sprijin ale tubulaturii pe suporturi, în apropierea colierului de fixare, unde tensiunea maximă (83 MPa) depășește suma tensiunilor maxime pentru cazurile simple de încărcare. Distribuția tensiunilor maxime pe elementele sistemului de conducte în cazul încărcării combinate este prezentată în graficul din figura 4.21.

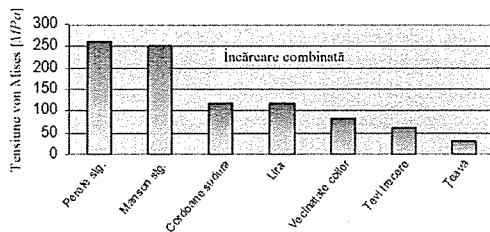


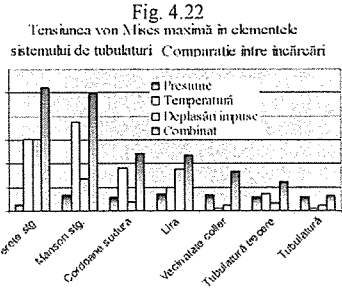
Fig. 4.21

4.1.2.2 Analize comparative

Valorile maxime ale tensiunilor care apar în elementele sistemului simulat de modelul SISCON1, pe cazuri de încărcare, sunt prezentate în tabelul 4.1 iar situația comparativă a tensiunilor maxime pe componente constructive este prezentată grafic în figura 4.22.

Tabel 4.1

Element	CAZ DE ÎNCĂRCARE			
	Presiune	Temperatură	Deplasări impuse	Combinat
	Tensiune [MPa]			
Perete stg.	14,0	151,7	152,6	263
Manșon stg.	32,9	188,1	67,0	249,5
Cordoane sudura	29,1	88,9	17,0	120,1
Lira	36,1	49,6	86,3	117,0
Vecinatate colier	33,2	4,4	11,9	83,0
Tevi trecere	29,7	34,9	16,8	61,5
Teavă	29,6	4,4	11,9	31,5



4.1.3 Măsurile constructive de reducere a tensiunilor în elementele sistemelor de conducte

În vederea scăderii tensiunilor periculoase care apar în sistemele de conducte pot fi adoptate mai multe categorii de soluții care constau în creșterea elasticității conductei, rigidizarea zonelor cu tensiuni ridicate sau utilizarea materialului pe direcții preferențiale și pot fi aplicate individual sau cumulat, în funcție de specificul fiecărei situații concrete.

4.1.3.1 Modificarea elasticității conductei

Problemele de natură economică, precum și cele care de gabarit și greutate, foarte importante în domeniul naval, conduc la adoptarea unei lire de dilatare de dimensiuni cât mai reduse. Acest lucru poate avea însă efecte nefavorabile asupra capacității lor de compensare. Creșterea lungimii brațelor lirei duce la deformarea coturilor inferioare ale lirei cu scăderea forței axiale de răspuns care apare în porțiunile drepte de tubulatură și implicit scade forțele care soliciță trecerile prin pereții etanși.

În scopul studierii influenței lungimii brațelor lirei asupra comportării sistemului se prezintă analiza efectuată pe mai multe modele cu diferite lungimi de brațe. S—au considerat opt variante dimensionale de liră, prezentate în tabelul 4.2. Modelele 2...8 au fost realizate prin intercalarea succesivă în modelul de bază a unor module cilindrice având lungimi egale cu $n(4 \times 50) \text{ mm}$, $n = 1...7$. Au fost analizate numai acele elemente componente în care s-au constatat valori ridicate pentru tensiuni la încărcarea combinată, și anume: perete, manșon, cordoanele de sudură și lira de dilatare.

Tabel 4.2

	Lungime brațe [mm]
1	800
2	1000
3	1200
4	1400
5	1600
6	1800
7	2000
8	2200

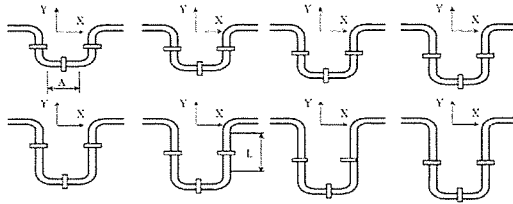


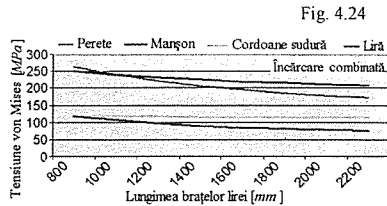
Fig. 4.23

După efectuarea succesivă pe model a modificărilor dimensionale ale lirelor, arătate schematic în figura 4.23, și după efectuarea calculului, s-a constatat că zonele cu tensiuni maxime pentru fiecare

element constructiv al sistemului au aproximativ aceleași poziții. Valorile tensiunilor sunt prezentate în tabelul 4.3.

Tabel 4.3

Lungime braț [mm]	800	1000	1200	1400	1600	1800	2000	2200
Element	Tensiune [MPa]							
Perete	263	240	222	207	195	185	177	171
Manșon	249	240	232	226	220	215	211	208
Cordoane sudură	120	118	116	115	114	114	114	114
Liră	117	106	98	90	83	80	77	75



Situația comparativă a tensiunilor maxime pe elementele constructive ale sistemului de conducte este prezentată grafic în figura 4.24. Se observă că odată cu creșterea lungimii brațelor lirei apare fenomenul de reducere a tuturor tensiunilor maxime care apar în pereți și în elementele trecerii etanșe. Alura asimptotică a graficului față de unele valori ale tensiunii, specifice fiecărui element, conduce la concluzia că o creștere a lungimii brațelor lirei peste o anumită valoare nu este judicioasă, deoarece efectul de reducere al tensiunilor devine nesemnificativ.

4.1.3.2 Rigidizarea suplimentară a pereților etanși la trecerea tubulaturii

Cea mai intens solicitată zona a sistemului de tubulaturi este îmbinarea manșon-perete etanș. Trecerea etanșă, în ansamblul ei, constituie un suport fix pentru tubulatură, influențându-se reciproc cu aceasta. Întrucât zonele cu tensiuni ridicate sunt relativ restrânse în toate cazurile de încărcare, pentru uniformizarea tensiunilor și atenuării "hot spot-urilor" se pot monta elemente locale de rigidizare (bracheți) – care fac legătura între zonele intens solicitate și cele cu tensiuni mai reduse.

Realizarea practică, pe model, s-a efectuat prin montarea între perete, manșon și montați a doi bracheți, în planul XY, de o parte și de alta (diametral) a decupării peretelui, pe fața din compartiment a peretelui. În prelungirea bracheților, de cealaltă parte a montaților, au fost montate două gusee, așa cum se arată în figura 4.25.

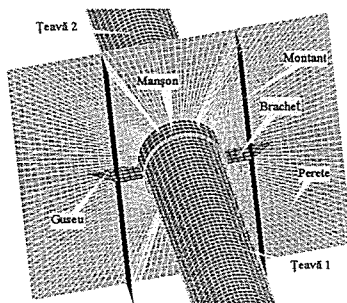


Fig. 4.25

Datele obținute (fig. 4.26) arată că în urma modificărilor efectuate, la încărcare termică, tensiunile în perete, cordoane de sudură și liră cresc ușor, scăzând semnificativ cele din manșon. La încărcare combinată, efectele montării bracheților sunt mult mai vizibile, manifestându-se în sensul uniformizării distribuției de tensiuni între elementele constructive ale trecerii. Se observă scăderea semnificativă a tensiunii la perete și manșon, o creștere sensibilă însă acceptabilă la cordoane de sudură și o creștere neînsemnată la lira de dilatare. În figura 4.27 sunt prezentate comparativ valorile obținute pe modelul rigidizat la fiecare tip de încărcare. Se observă că cea mai solicitantă este încărcarea combinată.

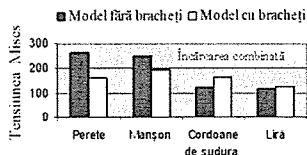


Fig. 4.26

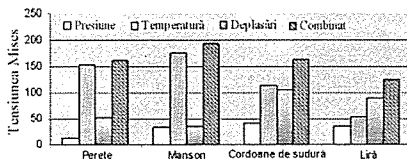


Fig. 4.27

4.1.3.3 Modificarea formei capacelor de obturare

Tensiunile mari care apar în capacele de obturare apar în principal datorită încovoierii dată de presiunea interioară din conductă. Pornind de la principiul că cea mai avantajoasă solicitare a capacului se obține într-o stare apropiată de cea de membrană, acesta s-a remodelat considerând forma semisferică (4.28).

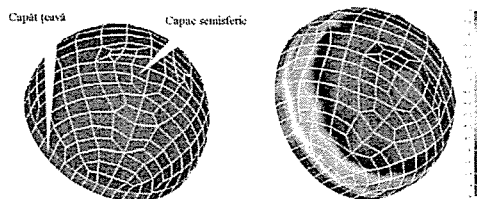


Fig. 4.28

Fig. 4.29

Schimbarea formei capacului a condus la reducerea dramatică a tensiunilor de la 372 MPa la 21 MPa (încărcare combinată, figura 4.29). Aproximativ similar stau lucrurile la încărcarea cu presiune. La încărcarea termică, tensiunile în capac sunt nesemnificative. Tensiunile maxime apar pe conturul de fixare al capacului. În practică, forma semisferică este greu de obținut dar se pot realiza forme intermediare, cu diverse raze de curbură, ale căror tensiuni vor avea valori cuprinse între valorile înregistrate pentru cele două forme limită. Capacele de forme semisferice pot fi rigidizate, la rândul lor, cu întărituri fixate radial.

4.2 MODELUL SISON 3. REZULTATE ȘI ANALIZELE ACESTORA

Sunt prezentate rezultatele obținute în urma calculului efectuate cu programul FEMAP v. 8.1 pe modelul SISON3. Calculele au fost efectuate pentru aceleași încărcări ca și cele aplicate modelului SISON1 și anume: presiune, temperatură, deplasări impuse și combinarea acestora. În urma efectuării calculului s-a constatat că soluția optimă de dispunere a lirelor de dilatare la modelul cu trei compartimente, din punct de vedere al solicitării pereților, este pe aceeași parte a navei (în același bord).

4.2.1 Încărcări simple

4.2.1.1 Dilatări termice împiedicate

Solicitarea cordoanelor de sudură este relativ uniformă în cadrul fiecărui cordon dar diferă substanțial între cordoanele aceleiași îmbinări. Tensiunile maxime (cca. 90 MPa) se datorează solicitării axiale și radiale produse de tendința de dilatare axială respectiv radială a tubulaturii împiedicată de manșon și perete.

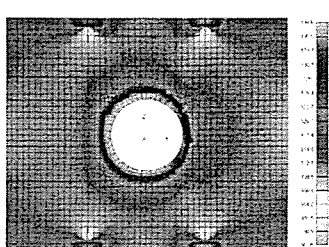


Fig. 4.30

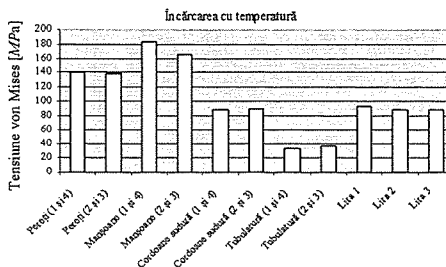


Fig. 4.31

Manșoanele trecerilor etanșe reprezintă cele mai solicitate elemente constructive ale sistemului, cu valori maxime ale tensiunii superioare cu cca. 10% la trecerile 1 și 4 (cca. 180 MPa), comparativ cu trecerile 2 și 3 (aproximativ 166MPa), treceri numerotate de la pupa la prova. Distribuția tensiunilor la pereții este similară celor de la modelul SISCON1 constatându-se însă, la noul model, un grad de uniformitate mai mare a distribuției pe circumferința decupărilor pentru treceri, la pereții centrali (2 și 3). În figura 4.30 este prezentată distribuția tensiunilor la peretele trecerii nr. 3.

În lire apar tensiuni maxime în zonele laterale ale coturilor exterioare (cca. 50 MPa). Valorile și distribuția acestora nu diferă semnificativ între cele trei lire ale modelului. Se înregistrează creșteri ale tensiunilor von Mises maxime pentru trecerile de capăt față de cele de mijloc (1 și 4, față de 2 și 3): 12% pentru tubulaturi, 10% pentru lire de dilatare, 1% pentru cordoane de sudură, 10% pentru manșoane și 2% pentru pereți etanși. În figura 4.31 sunt prezentate tensiunile von Mises maxime pe elementele SISCON3 pentru încărcarea dată de variația de temperatură.

4.2.1.2 Deplasări impuse

Analiza stării de tensiuni a sistemelor de conducte la bordul navei se face după calcularea deformației generale a corpului navei. Calculele efectuate pe modelul SISCON3 arată că în pereții de la capetele tronsonului analizat (pereții 1 și 4) tensiunile au valori superioare față de cele din pereții intermediari și o repartizare mai neuniformă. În figura 4.32 sunt prezentați pereții 3 (stânga) și 4 (dreapta). Procentual, tensiunea dintr-un perete central (2 sau 3) reprezintă cca. 25 % din tensiunea pereților de capăt (1 sau 4).

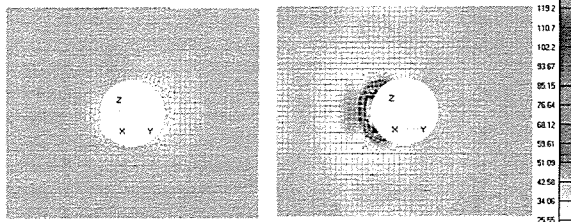


Fig. 4.32

Aceeași situație se întâlnește la manșoanele trecerilor etanșe. Dacă manșoanele intermediare sunt încărcate cu tensiuni de până la 35 MPa, la capetele tubulaturii se ajunge la valori, de până la 60 MPa. Este de remarcat faptul că dacă tensiunile maxime pentru manșonul și peretele trecerii etanșe nr.4 sunt pe aceeași parte a axei Y, pentru trecerea etanșă nr. 3 această regulă nu mai este valabilă. Dacă montarea lirei în compartimentul de mijloc al modelului s-ar face în bordul opus celorlalte lire de dilatare (din compartimentele alăturate) atunci tensiunile maxime din manșoane și pereții trecerilor intermediare (2 și 3) ar apare în același loc dar tensiunile ar crește la valori comparabile cu cele existente în pereții de capăt (1 și 4).

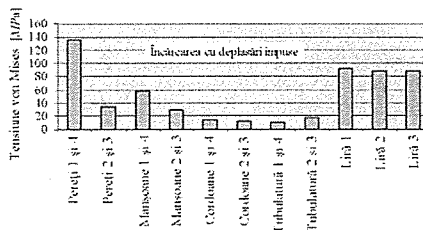


Fig. 4.33

Solicitarea locală a tubulaturilor sudate în trecerea etanșă este departe de valorile periculoase iar cordoanele de sudură ale trecerilor etanșe au solicitări reduse (cca. 12 MPa la trecerile 2, 3 și cca. 15 MPa la trecerile 1, 4).

Toate lirele de dilatare sunt solicitate cu tensiuni ale căror valori sunt în jurul a 88 MPa.

Valorile efective ale tensiunilor von Mises maxime pe elementele sistemului de tubulaturi pentru încărcarea dată de deplasări impuse de deformarea generală a navei sunt date în graficul din figura 4.33.

4.2.2 Încărcări combinate. Analize comparative

Cel mai dezavantajos caz de încărcare combinată este cel cu deformata navei în arc (hogging), în condițiile existenței dilatărilor împiedicate și al presiunii interioare în sistemul de conducte. Creșterile tensiunii în acest caz de încărcare apar ca urmare a suprapunerii efectelor de comprimare datorate deformării navei și dilatărilor termice împiedicate. Tensiuni maxime apar în manșoane și pereți, la trecerile prova și pupa (nr. 1 și 4), asemănător cazului cu deplasări impuse. Astfel, în manșoanele 1 și 4 tensiunile maxime sunt de cca. 240 MPa, în 2 și 3 sunt de cca. 185 MPa iar în pereții etanși tensiunea maximă variază de la 235 MPa (pereții extremi) la 145 MPa (pereții centrali). În cordoanele de sudură tensiunile maxime au valori apropiate în toate trecerile etanșe (cca. 115 MPa), cu ușoare modificări de distribuție. La fel și în lirele de dilatare, tensiunile sunt aproximativ egale (cca. 120 MPa), dispuse în părțile laterale ale coturilor inferioare. Repartiția și valorile lor sunt asemănătoare celor obținute pe modelul SISON1. În tubulaturii, tensiunile au valorile maxime la capetele fixate în manșoane cu două cordoane de sudură (cca. 54 MPa).

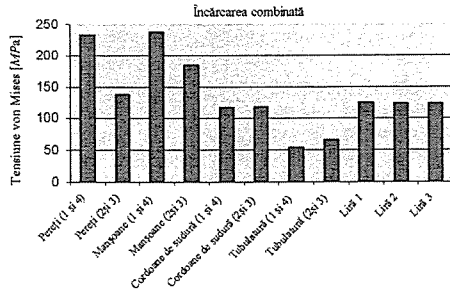


Fig. 4.34

	Tensiune [MPa]			
	Presiune	Temperatură	Deplasări impuse	Combinat
Pereți 1 și 4	11	141	136	234
Pereți 2 și 3	11	138	35	159
Manșoane 1 și 4	33	183	58	237
Manșoane 2 și 3	32	166	29	185
Cordoane de sudură	29	89	117	118
Tubulatură 1 și 4	30	34	19	54
Tubulatură 2 și 3	29	38	18	67
Lire 1, 2, 3	34	≈ 54	≈ 90	≈ 124

se produc în

Variația tensiunii pe elemente componente pentru încărcarea combinată a modelului SISON3 este prezentat în figura 4.34. Analizând aceste valori se constată diferențe substanțiale atât între elementele componente ale sistemului cât și între cazurile de încărcare. Solicitarea dată de presiunea interioară produce în general valori mici ale tensiunii, nepericuloase.

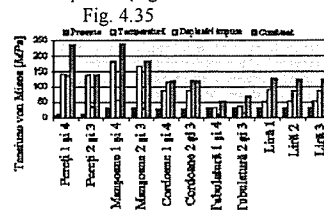
Tensiunile maxime termice

Tabel 4.4

elementele trecerilor etanșe (manșoane și pereți). Apar diferențe între tensiunile din manșoanele trecerilor etanșe de la capete și cele din zona centrală a tronsonului (185 MPa față de 166 MPa)). Încărcarea cu deplasări impuse produce în general tensiuni inferioare față de cele termice, dependente însă de amplasare. În pereții intermediari (2 și 3) tensiunile reprezintă cca. 26% din tensiunile care solicită pereții de capăt (1 și 4), procentul fiind de aproximativ 50% pentru manșoane. Alte cazuri de încărcare apar diferențe importante. Avantajele modelului SISON3 sunt evidente în privința influenței unui tronson asupra celor alăturate. În tabelul 4.4 sunt prezentate comparativ tensiunile maxime pe elemente în cele patru cazuri de încărcare iar în figura 4.35 este reprezentată dependența grafică a acestora.

Tabel 4.5

Element	Trecerea			
	1	2	3	4
	Tensiune [MPa]			
Pereți	157,7	34,4	34,6	136,2
Manșon	73,6	29,4	29,4	58,2
Sudură	13,2	12,5	12,5	14,5
Teavă	15,51	17,8	17,8	10,5



4.2.3 Rezultate obținute pe modelul derivat SISCON 3R

Frecvența de apariție în exploatare a diverselor cazuri de încărcare este diferită. Solicitarea dată de variația de temperatură și de presiunea interioară se întâlnește la staționarea navei în port (cu ocazia efectuării operațiilor de încărcare descărcare) iar încărcarea combinată apare accidental. Solicitarea dată de deplasările impuse are însă o frecvență mult superioară celorlalte cazuri de încărcare și poate produce deteriorări ale sistemului de conducte prin oboseala materialului. Analizând datele din coloana corespunzătoare încărcării date de deplasările impuse din tabel 4.4 rezultă că tensiunea maximă apare în pereții 1 și 4 ai trecerilor etanș.

În vederea obținerii unor rezultate cât mai precise privind tensiunile maxime din elementele peretelui pupa (nr.1) a fost realizat modelul SISCON3R prin modificarea modelului SISCON 3 în sensul creșterii rafinării elementelor rețelei în zona trecerii etanș nr. 1. Modelarea noii structuri s-a efectuat în cea mai mare parte cu elemente finite identice cu cele din cazul cu trecerea printr-un singur compartiment etanș. Pentru a surprinde mai în detaliu tensiunile ce apar în elementele unei treceri etanș a fost rafinată rețeaua de noduri în zona vârfurilor de tensiune – trecerea etanș din pupa (nr.1). Rafinarea rețelei s-a efectuat pe o zonă suficient de mare din jurul trecerii etanș (1200 × 1100 mm). Modelarea peretelui s-a refăcut cu elemente având dimensiunile aproximativ egale cu grosimea tablei. Valorile tensiunilor maxime pe elementele fiecărei treceri etanș, pentru solicitarea dată de deformata generală a corpului navei în sagging sunt prezentate în tabelul 4.5. În figura 4.36 este prezentată distribuția tensiunilor pentru peretele trecerii nr.1 (din pupa tronsonului de tubulatură). Tensiunile maxime din acesta sunt cu aproximativ 20 MPa mai

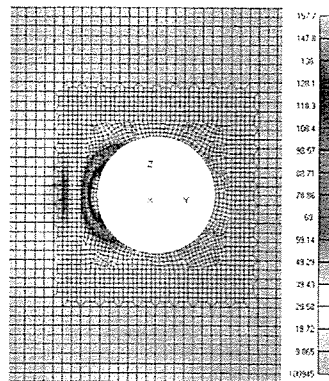


Fig. 4.36

mari decât cele ale peretelui trecerii nr. 4 (din prova tronsonului), ambele fiind superioare tensiunilor maxime care apar în pereții intermediari la încărcarea dată de momentul de încărcare în apă calmă însumat cu momentul de val. Rețeaua peretelui din pupa fiind mai rafinată, se obțin date cu precizie superioară față de modelul peretelui din prova.

4.3 ANALIZA VIBRAȚIILOR SISTEMULUI DE CONDUCTE PE MODELELE SISCON 1 ȘI SISCON 3

Determinarea frecvențelor proprii de vibrație a unui sistem de conducte încă din faza de proiectare reprezintă condiția de bază pentru prevenirea și controlul situațiilor nefavorabile. În situația când frecvența proprie de vibrație are valori apropiate cu cele ale unei surse de vibrații exterioare (motoare, elice, corpul navei etc.) sau interioare (curgere pulsatorie, variație de sarcină în funcționarea agregatelor montate pe conductă), pot apare fenomene de rezonanță.

Tabel 4.6

S-au analizat vibrațiile libere ale modelului SISCON 1 pentru trei variante constructive: sisteme cu lire de dilatare având lungimile $L = 800 \text{ mm}$ și $L = 2200 \text{ mm}$ precum și varianta rigidizată, având lira tot de 800 mm , la care s-au montat bracheți pentru rigidizare. Valorile frecvențelor obținute pentru primele două armonici sunt prezentate în tabelul 4.6. Aceste valori au fost obținute considerând conducta fără lichid.

Caz	Modelul instalației tubulare	Frecvența [Hz] armonice	
		1	2
1	Lira cu $L = 800 \text{ mm}$	0,0881	0,235
2	Lira cu $L = 2200 \text{ mm}$	0,0782	0,192
3	Lira cu $L = 800 \text{ mm}$, rigidizat	0,1143	0,258

Modurile de vibrație pentru o armonică dată (1 sau 2) sunt asemănătoare pentru toate cele trei variante constructive. Ele sunt prezentate (amplificate) în figurile 4.37 (armonica 1) și 4.38 (armonica 2). Se observă că cele două moduri de vibrație se produc în plan orizontal.

Datorită rigidității mult mai mari a sistemului de conducte în plan vertical, este de așteptat ca modurile de vibrații în plan vertical să se producă la frecvențe mult superioare față de cele din tabelul 4.6.



Fig. 4.37



Fig. 4.38

Aplicând relațiile de calcul a frecvențelor de vibrație liberă de ordinul 1 pentru corpul navei (v. p. 2.5.2.1) se obțin valorile $0,95 \text{ Hz}$ în plan vertical și $1,24 \text{ Hz}$ în plan orizontal. Rezultă că primele două frecvențe libere ale sistemului de conducte, în toate variantele analizate, se află într-un domeniu suficient de depărtat față de frecvențele principalelor surse care ar putea induce vibrații forțate în sistemul de conducte-corpul navei. Prezența în conductă a lichidului cu densitatea ρ_l poate fi considerată prin introducerea densității echivalente $\rho_{ech} = \rho_{ol} (1 + R\rho_l / (2s\rho_{ol}))$ pentru materialul conductei, în locul celei reale (ρ_{ol}), unde R este raza medie iar s grosimea conductei.

Calculul frecvențelor de vibrații libere pentru tronsonul extins pe trei compartimente s-a efectuat cu programul FEMAP v8.1, având o lungime a brațelor lirezor de dilatare de $L = 800 \text{ mm}$. Calculul a fost efectuat pentru armonica fundamentală și pentru armonicile de ordinul doi, trei, patru și cinci. Deformatele primelor trei moduri de vibrație sunt prezentate în figurile 4.39, 4.40 respectiv 4.41 iar valorile frecvențelor de vibrații libere pentru primele cinci armonici, în tabelul 4.7.

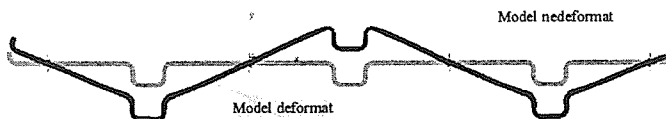


Fig. 4.39

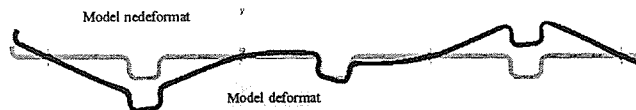


Fig. 4.40

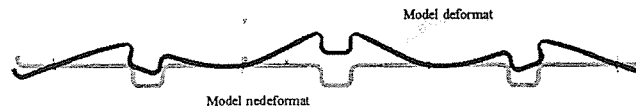


Fig. 4.41

Tabel 4.7

Se observă că vibrațiile pentru ambele modele au valori ale frecvenței proprii apropiate între ele, situate în afara domeniilor periculoase unde se încadrează frecvențele care ar putea excita sistemul de tubulatură.

Armonica	1	2	3	4	5
Frecvența [Hz]	0,071	0,091	0,126	0,221	0,246

4.4 CONCLUZII

Solicitările complexe care solicită sistemele navale de conducte induc în componentele acestora tensiuni cu distribuții și valori neuniforme. Modelarea cu elemente finite permite obținerea unor rezultate cu grad ridicat de precizie.

Tensiunile cauzate de presiunea interioară din instalațiile de transfer marfă au valori ridicate doar în capace de închidere (flanșe oarbe), în restul elementelor tensiunile fiind reduse.

Tensiunile produse de variația de temperatură au valori ridicate, în special la trecerile prin pereți etanși. Lirele sau alte tipuri de compensatoare reduc efectele dilatărilor longitudinale dar nu au efect în ce privește dilatarea radială a elementelor componente ale sistemului de tubulatură.

Deformarea generală a corpului navei determină în punctele de trecere/fixare rotiri și deplasări pe două direcții. Prin treceri etanșe, acestea se transmit integral sistemelor de conducte montate la bordul navei. În punctele de fixare prin coliere, se transmit sistemului de conducte numai deplasările verticale, nu și cele orizontale și nici rotirile. Tensiunile datorate acestor deplasări impuse sunt comparabile cu cele cauzate de variația de temperatură. Tensiunile din trecerile prin pereții din zona centrală a tronsonului de conducte sunt mult mai mici comparativ cu cele dezvoltate în trecerile de la capetele tronsonului (uneori cu 75%).

Tensiunile rezultate din încărcarea combinată au cele mai ridicate valori. Prin suprapunerea efectelor de împiedicare a dilatărilor și de preluare a deformării corpului navei se poate obține o creștere sau scădere a tensiunilor din sistemul de conducte, în funcție de sensurile pe care acestea le au.

Elementele cele mai solicitate în cazul sistemelor de conducte de transfer marfă de la navele tip petrolier sunt elementele trecerilor etanșe, în special manșoanele și local pereții transversali, în restul elementelor tensiunile fiind mai reduse.

Soluțiile constructive care se pot adopta privind elasticitatea sistemului de conducte conduc la scăderea tensiunilor provenite din deformațiile longitudinale împiedicate (cauzate de dilatare sau deformația navei). Pentru scăderea tensiunilor provenite din dilatarea radială împiedicată se prevăd rigidizări locale care conduc la descărcarea tensiunilor din elementele trecerii pe elemente structurale ale navei cu o rigiditate mai mare. Rigidizarea locală trebuie analizată cu atenție deoarece o soluție incorectă poate conduce numai la o deplasare a zonei cu tensiuni ridicate fără a reduce valorile periculoase, putându-le chiar majora.

Calculul cu elemente finite permite determinarea cu precizie ridicată a deplasărilor în sistemul de conducte, ceea ce are o importanță deosebită pentru alegerea tipurilor de suporturi utilizate. La instalațiile de încălzire, determinarea precisă a deplasărilor este necesară și pentru alegerea corectă a soluțiilor de izolare a conductei. Existența unor deplasări relative ale conductei față de izolație poate duce la distrugerea acesteia din urmă. Rezultatele obținute prin calculul pe modele cu elemente finite permit elaborarea unor instrucțiuni în care să fie precizate zonele (cu tensiuni ridicate) care ar putea necesita o verificare mai atentă în timp.

Sistemele de conducte cu diametre mari nu ridică probleme deosebite în ceea ce privește vibrațiile, întrucât frecvențele vibrațiilor libere de primul ordin și de ordine superioare ale acestora sunt suficient de depărtate față de frecvențele vibrațiilor corpului navei.

5 STĂRI LIMITĂ ALE SISTEMELOR DE CONDUCTE

5.1 ÎNCĂRCĂRI LIMITĂ ALE CONDUCTEI

5.1.1 Introducere

Ținând seama de multitudinea și complexitatea factorilor și condițiilor de încărcare și de funcționare ce trebuie luate în seamă la proiectarea sistemelor de conducte navele, în prezent se impune tot mai frecvent (ca în multe alte domenii ale proiectării structurale) luarea în considerare a stărilor limită ale acestora. Într-o astfel de abordare este necesar a fi avute în vedere toate scenariile de încărcare posibile precum și caracterul variabil al solicitărilor induse în sistemul de conducte de încovoierea generală a navei. Scopul final urmărit este evitarea scurgerilor de petrol prin prevenirea apariției și dezvoltării diverselor forme de deteriorare structurală precum și a fisurilor de oboseală care pot favoriza colapsul local al conductei sau altor elemente ale sistemului de conducte. Stările limită ale unei conducte depind de mai mulți parametri, dintre care cei mai importanți sunt raportul diametru/grosime, tensiunea de curgere a materialului, imperfecțiuni geometrice, concentrările de tensiune, procedeul tehnologic de elaborare a conductei și imperfecțiunile de material, temperatură. La conducte obișnuite din instalațiile de transfer marfă ale navelor de tip petrolier, primii trei factori pot fi incluși cu relativă ușurință în relații analitice de calcul a încărcărilor limită.

5.1.2 Încărcări simple de colaps

Analizele anterioare arată că presiunea și întinderea-compresiunea conductei pot fi considerate solicitări adiționale față de solicitarea de încovoiere, care este predominantă. Se evaluează colapsul conductei la acțiunea unei singure încărcări: moment de încovoiere pură (fig. 5.1, *a*), presiune interioară (fig. 5.1, *b*), forță de întindere (fig. 5.1, *c*₁), forță de compresiune (fig. 5.1, *c*₂), presiune exterioară (fig. 5.1, *d*).

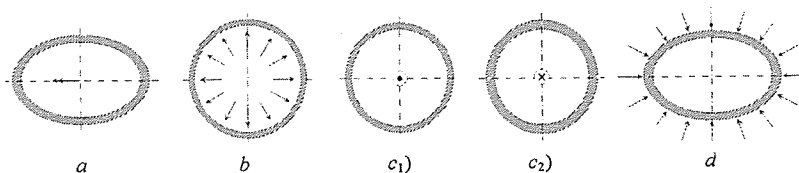


Fig. 5.1

5.1.2.1 Încovoiere pură

Colapsul conductei supusă unui moment de încovoiere pură se produce prin plastifierea totală a secțiunii, (fig. 5.2, unde χ este curbura conductei). La valoarea M_c a momentului are loc ovalizarea secțiunii transversale prin pierderea stabilității locale și apariția deformațiilor plastice. Rigiditatea conductei (panta diagramei moment-curbură) scade apoi la zero după care devine negativă. Momentul M_c corespunde valorii până la care nu se produc deformații permanente globale ale secțiunii. Dincolo de valoarea M_c , deformațiile globale nu mai dispar după descărcare și nici forma transversală a conductei nu va reveni la cea inițială.

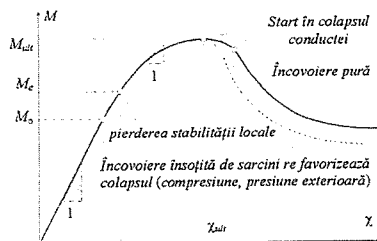


Fig. 5.2

După inițierea colapsului prin pierderea stabilității locale continuă să se producă deformații globale, însă o energie din ce în ce mai mare se consumă în zona de deformare locală având ca rezultat final atingerea momentului ultim, M_{ult} , după care curbura în zona colapsului crește chiar dacă momentul descrește. În prezența unor forțe axiale de compresiune sau/și presiunile exterioare, colapsul catastrofal începe imediat ca a fost atins momentul ultim (curba reprezentată punctat în figura 5.2). În absența unor astfel de încărcări adiționale ce favorizează colapsul, acesta are loc la atingerea valorii momentului plastic, M_{pl} .

Dimensiunile D , s (diametrul respectiv grosimea) și raportul acestora influențează atât asupra modului de inițiere a colapsului cât și a valorii M_{pl} . Ignorând deformația secțiunii conductei, acceptând modelul constitutiv al lui Prandtl și considerând că limitele de curgere la tracțiune și compresiune sunt egale, momentul plastic al

secțiunii tubulare este dat de relația $M_{pl}^o \cong \sigma_T \pi R s$. $4R/\pi = 4R^2 s \sigma_T$, valabilă pentru valori mici ale raportul D/s . În [94] se recomandă pentru tensiunea longitudinală limită expresia

$$\sigma_{t,L} = 1,05 - 0,0015 \sigma_T / D/s$$

dependentă de raportul D/s . Înlocuind σ_T cu $\sigma_{t,L}$, se obține

σ_T [Pa]	D [m]	D/s	M_{pl} [Nm]
4.50E+08	6.00E-01	10	10060200
4.50E+08	6.00E-01	20	4957200
4.50E+08	6.00E-01	30	3256200
4.50E+08	6.00E-01	40	2405700
4.50E+08	6.00E-01	50	1895400
4.50E+08	6.00E-01	60	1555200

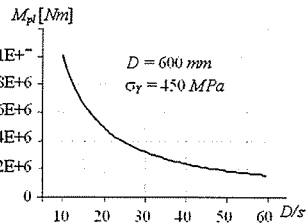


Fig. 5.3

$$M_{pl} = 4R^2 s \sigma_{t,L} = \sigma_T D^3 (1,05 - 0,0015 D/s) / (D/s) \quad (5.1)$$

Considerând conducta de la modelele SISCONI-3, confecționată din oțel cu $\sigma_T = 450 \cdot 10^6$ Pa, având diametrul de 600 mm și diverse grosimi, în fig. 5.3 sunt date valorile momentului M_{pl} în funcție de raportul D/s și graficul funcției $M_{pl}(D/s)$. Se observă că M_{pl} descrește hiperbolic odată cu creșterea raportului D/s .

5.1.2.2 Presiune interioară

Sub acțiunea unei presiuni interioare, conducta își extinde diametrul și își micșorează grosimea, reducerea grosimii fiind însoțită de creșterea tensiunilor circumferențiale. Conform API (American Petroleum Institut) [92], colapsul conductei se consideră atins atunci când presiunea interioară atinge valoarea

$$P_{L,i} = 0,5(\sigma_T + \sigma_T) 2s / D = (\sigma_T + \sigma_T) / (D/s) \quad (5.2)$$

unde tensiunea limită circumferențială la colaps este media tensiunilor minimă de curgere și convențională de rupere σ_T (Specified Minimum Tensile Strength). Și în acest caz, $P_{L,i}$ descrește hiperbolic cu D/s . Pentru conducta de mai sus, la care $\sigma_T = 530 \cdot 10^6$ Pa. Graficul $P_{L,i}(D/s)$ este prezentat în figura 5.4.

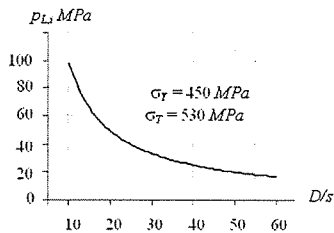


Fig. 5.4

5.1.2.3 Întindere/compresiune

Colapsul conductei supusă la tracțiune pură se produce datorită reducerii grosimii, ca și în cazul presiunii interioare, forța limită fiind dată de relația

$$N_L = 0,5(\sigma_T + \sigma_T) A = [0,5 \pi (\sigma_T + \sigma_T) D^2] / (D/s) \quad (5.3)$$

unde A este aria secțiunii transversale a conductei iar $0,5(\sigma_T + \sigma_T)$, tensiunea limită de colaps la întindere. Pentru conducta considerată anterior, în figura 5.5 sunt date valorile și este reprezentată funcția $N_L(D/s)$.

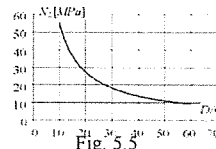


Fig. 5.5

5.1.2.4 Presiune exterioară

Imperfecțiunile geometrice sau/și de material conduc la ovalizarea conductei supuse unei presiuni exterioare monoton crescătoare, având ca efect final colapsul întregii secțiuni. Cele mai uzual folosite relații de calcul a presiunii exterioare de colaps sunt cele ale lui Timoshenko [82] și Haagsma [30], care reprezintă limita inferioară respectiv superioară pentru presiunea de colaps. În ambele relații se ține seama de abaterea de la circumferențialitate prin parametrul adimensional $f_o = (D_{max} - D_{min})/D$. Presiunea exterioară $(p_{e,L})_T$ la care sunt inițiate deformațiile plastice, considerată ultimă după Timoshenko, este rădăcina ecuației de gradul al doilea $(p_{e,L})_T^2 - [p_{pl} + (1 + 1,5 f_o D/s) p_{el}] (p_{e,L})_T + p_{el} p_{pl} = 0$, iar după Haagsma, presiunea exterioară $(p_{e,L})_H$ la care apar deformații plastice pe toată grosimea peretelui se determină ca rădăcină a ecuației

$$(p_{e,L})_H^3 - p_{el} (p_{e,L})_H^2 - (p_{pl}^2 + p_{el} p_{pl} f_o D/s) (p_{e,L})_H + p_{el} p_{pl}^2 = 0 \quad (5.6)$$

în care $p_{el} = 2E(s/D)^3/(1-\nu^2)$, $p_{pl} = 2\sigma_y \eta_{fabr} s/D$ iar factorul de reducere η_{fabr} depinde de procedeul de fabricație a conductei. Pentru conducte la care prin aceste procedee se introduc neliniarități datorită tensiunilor reziduale, efectului Baushinger etc., DNV [95] recomandă reducerea cu (7...15) % a presiunii limită. Pentru conducta considerată anterior, în figura 5.6 sunt date valorile și graficul $(p_{e,L})_H$ în funcție de (D/s) .

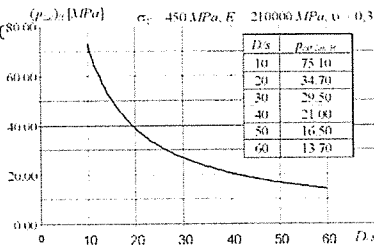


Fig. 5.6

5.1.3 Colapsul conductei supusă la încărcări combinate

5.1.3.1 Criteriul de colaps

La acțiunea combinată a momentelor încovoietoare, forțelor axiale și presiunilor, nivelul tensiunilor la colaps va fi dat de o relație între tensiuni longitudinale și circumferențiale – relație care exprimă un criteriu de colaps, similar criteriilor de curgere (Tresca, von Mises etc.). Neglijând tensiunile de lunecare și radiale, în [95] se propune criteriu de colaps

$$\frac{\sigma_l^2}{\sigma_{l,L}^2} - 2\alpha \frac{\sigma_l}{\sigma_{l,L}} \frac{\sigma_c}{\sigma_{c,L}} + \frac{\sigma_c^2}{\sigma_{c,L}^2} = 1 \quad (5.4)$$

care ține seama de factorul α de anizotropie a rezistenței, pentru care se propune $\alpha = \pi D^2 |p_L / N_L| / 4$, unde pentru p_L se ia $p_{i,L}$ sau $p_{e,L}$, în funcție de natura presiunii – interioară sau exterioară; σ_l , σ_c și $\sigma_{l,L}$, $\sigma_{c,L}$ sunt tensiuni aplicate și limită longitudinale respectiv circumferențiale, la acțiunea lor separată.

5.1.3.2 Momentul încovoietor ultim al conductei în prezența unei presiuni și unei forțe axiale

Criteriul de colaps (5.4) permite obținerea relației de interacțiune la limită între forțe axiale, presiuni și momente încovoietoare. Când aceste eforturi acționează

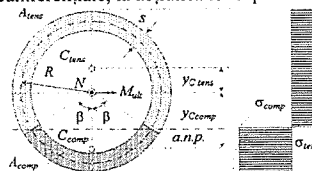


Fig. 5.7

simultan, momentul ultim este notat $M_{ult}(N, p)$. Forța axială N și presiunea interioară p se exprimă în funcție de σ_l , σ_c prin relațiile $N = 2\pi R s \sigma_l$ respectiv $p = s \sigma_c / R$. Considerând distribuția din figura 5.7 pentru tensiuni (se neglijează modificarea formei secțiunii), momentul ultim are expresia

$$M_{ult}(N, p) = M_{pl} \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) \frac{p^2}{p_L^2}} \frac{N / N_L - \alpha p / p_L}{\sqrt{1 - (1 - \alpha^2) p^2 / p_L^2}} \cos \pi / 2 \quad (5.5)$$

unde presiunea p se ia cu plus când acționează din exterior (reduce momentul limită față de situația când ar lipsi) și cu minus când este interioară (majorează momentul limită).

Excluzând factorul α din categoria parametrilor, ecuația (5.5) reprezintă o suprafață în 3-D, dependentă de parametrii adimensionali M_{ult}/M_{pl} , N/N_L , p/p_L . Păstrând constant parametrul N/N_L sau p/p_L , se obțin curbe limită $M_{ult}/M_{pl} - p/p_L$ și $M_{ult}/M_{pl} - N/N_L$, (figurile 5.8 a și b, în care $N = 0$ respectiv $p = 0$).

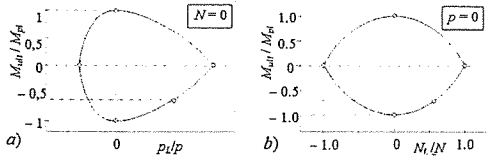


Fig. 5.8

5.1.3.3 Încercări experimentale la colaps a conductei solicitată axial și la presiune interioară

Studii experimentale privind colapsul conductelor au fost efectuate în cazul unor scenarii particulare de încărcare, cum ar fi compresiunea însoțită de o presiune interioară. În [32] sunt obținute rezultate pentru 6 experimente efectuate pe eșantioane de conductă cu lungime de 1 m, diametru de 406.4 mm, $D/s = 43.2, 64.0$ și $\sigma_T/\sigma_T = 0.80, 0.94, 0.96$, supuse la mari presiuni interioare menținute constante până la colapsul obținut prin creșterea progresivă a forței axiale de compresiune (tabel 5.1).

Caz	σ_y (MPa)	σ_T (MPa)	σ_y/σ_T	D (mm)	l (mm)	D/s	p (MPa)
1	660	702	0.94	406.4	9.4	43.5	10
2	691	721	0.96	406.4	6.4	64.0	70
3	621	649	0.96	406.4	9.4	43.5	7.0
4	578	617	0.94	406.4	6.4	64.0	5.3
5	589	733	0.80	406.4	9.4	43.5	10
6	589	733	0.80	406.4	9.4	43.5	0.0

Tabel 5.1

Presiunea interioară a fost astfel aleasă încât să creeze o tensiune circumferențială egală cu $0,4\sigma_T$ în cazurile 1, 2, 5 și $0,3\sigma_T$ în cazurile 3 și 4. În cazul 6, presiune interioară a fost nulă.

Deformația specifică nominală de compresiune s-a determinat cu relația $\epsilon_{nom} = \Delta l / l$ (Δl - deplasarea axială de compresiune), forța de compresiune s-a măsurat cu un traductor de forță iar deformațiile specifice locale $|\epsilon_{local}|$ au fost obținute cu ajutorul traductoarelor electro-rezistive pentru domeniu plastic, montate echidistant (la 50 mm) pe patru generatoare ale conductei.

Pentru conductele testate, în figura 5.9, a sunt reprezentate variațiile forței de compresiune cu deformația specifică nominală. Valorile $\epsilon_{nom b}$ pentru care N are valoarea maximă, admisă ca forță de colaps, sunt date în tabelul 5.2 în care mai sunt prezentate și valorile deformațiilor specifice locale maxime măsurate de traductoarele electro-rezistive în momentul în care diagrama $F-\epsilon_{nom}$ începe să descrească ($|\epsilon_{max}|$). Relația completă $|\epsilon_{local}| - \epsilon_{nom b}$ rezultă din figura 5.9, b.

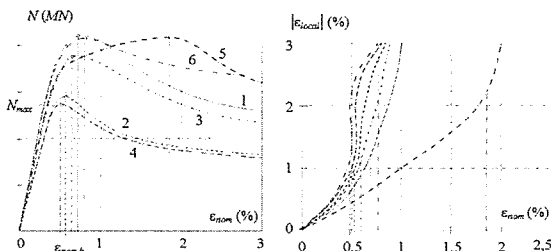


Fig. 5.9

Caz	$\epsilon_{nom b}$ (%)	$ \epsilon_{max} $ (%)
1	0,69	1,3
2	0,52	1,0
3	0,58	1,2
4	0,49	0,89
5	1,8	2,2
6	0,76	3,0

Tabel 5.2

Se observă că deformațiile specifice $\epsilon_{nom b}$ corespunzătoare pierderii capacității portante sunt de câteva ori mai mari față de limita de curgere a materialului. De ademenă se observă că deformabilitatea conductei este mult mai mică în primele patru cazuri, unde raportul $\sigma_T/\sigma_T = 0.94-0.96$, față de cazul 5, unde același raport este 0.8.

5.1.4 Încărcări admisibile. Analiză numerică

În proiectarea la limită (*limit design*), momentul efectiv se compară cu o valoare admisibilă stabilită pe baza relației (5.5), ținând seama de incertitudinile care pot apărea în proiectare, construcție și exploatare,

$$M_{adm}(N, p) = \frac{\eta_M}{\gamma} M_{pl} \sqrt{1 - (1 - \alpha^2) p^{*2} / \eta_p^2} \cos \frac{\pi}{2} \frac{\gamma N^* / \eta_N - \alpha p^* / \eta_p}{\sqrt{1 - (1 - \alpha^2) p^{*2} / \eta_p^2}} \quad (5.6)$$

În (5.6) s-au notat cu η rezervele de siguranță ce țin seama de incertitudinile care apar inevitabil în determinarea parametrilor M_{pl} , N_L , p_L și cu γ coeficientul de siguranță privind sarcinile aplicate. Pentru conducte de transfer marfă pot fi adoptate

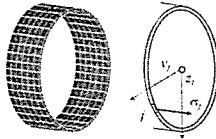


Fig. 5.10

recomandările DNV date în tabelul 5.3. S-au mai folosit notațiile $N^* = N / N_L$, $p^* = p / p_L$, unde N și M se determină pe baza tensiunilor longitudinale obținute prin MEF, folosind relațiile

$$N = \sum_{j=1}^{j=n_e} (b s \sigma)_j, \quad M = \sqrt{\left[\sum_{j=1}^{j=n_e} (b s \sigma z)_j \right]^2 + \left[\sum_{j=1}^{j=n_e} (b s \sigma y)_j \right]^2} \quad (5.7)$$

în care s_j , b_j și y_j , z_j ($j = 1, n_e$) reprezintă dimensiunile respectiv coordonatele tuturor celor n_e elemente din secțiunea de calcul (v. și figura 5.10). La o modelare cu elemente PIPE, valorile N și M rezultă direct.

În urma efectuării calculului pentru conducta care a fost folosită la modelul SISCON1 rezultă valorile limită $p_L = 26 \cdot 10^6$ Pa, $N_L = 14,8 \cdot 10^6$ Pa, $M_{pl} = 2,58 \cdot 10^6$ Nm, $\alpha = 0,5$ iar pe baza rezultatelor obținute în cazul de încărcare combinată se obține $N = 2,15 \cdot 10^6$ Pa, $M = 0,34 \cdot 10^6$ Nm. Considerând condițiile de navigație în mare agitată, din tabelul 5.3 se iau valorile $\gamma = 1,07$, $\eta_M = 0,65$, $\eta_N = 0,80$, $\eta_p = 0,90$. Rezultă $M_{adm}(N, p) = 0,34 \cdot 10^6$ Nm. Se observă că momentul efectiv este mult mai mic decât cel admisibil. Analizele FEM pe modele SISCON arată însă că există zone cu nivel foarte ridicat al tensiunilor, apropiat de limita de curgere. Rezultă că proiectarea/evaluarea calității unui sistem de conducte din punct de vedere al rezistenței mecanice pot fi incorecte dacă se bazează pe analize cu elemente obișnuite de bară sau tip PIPE. În aceste cazuri analizele trebuie continuate cu mai rafinate pentru a surprinde concentrările de tensiuni din conductă și alte elemente structurale. Modelările tip SISCON permit evidențierea hot spot-urilor unde sunt necesare verificări la oboseală, ținând seama de caracterul variabil al solicitărilor impuse de deformațiile corpului navei.

5.2 VERIFICAREA LA OBOSEALĂ A UNUI SISTEM DE CONDUCTE

5.2.1 Introducere

Zonele din sistemele de conducte cu nivele ridicate de solicitare reprezintă surse potențiale de rupere prin oboseală și din acest motiv trebuie examinate special. Comportarea la oboseală a unui sistem de conducte este înțeleasă în sensul capacității de rezistență la un număr mare de cicluri de solicitare, ținând seama că pe durata de viață a unei nave au loc $5 \cdot 10^6 - 10^7$ cicluri. În evaluarea oboselei detaliilor structurilor la nave se utilizează în general abordarea bazată pe curbe S - N, dar nu este exclusă nici abordarea bazată pe conceptele mecanicii ruperilor. În diagrama din figura 5.11 sunt prezentate după [90] etapele principale ale procesului de evaluare a rezistenței la oboseală. În abordarea S - N, rezistența la oboseală poate fi evidențiată sub formă de curbe, tabele sau ecuații care reprezintă numărul de cicluri (N) la care apare colapsul *) prin oboseală la un interval constant al tensiunilor (stress range), notat S în ABS

*) În abordarea S-N, colapsul corespunde uzual cu prima fisură străpunsă complet pe grosime.

	Nivel de siguranță		
	scăzut	mediu	înalț
γ	Mare agitată 1,07	1,07	1,07
	Mare liniștită 1,0	1,0	1,0
η_M	Moment plastic, M_{pl} 0,80	0,73	0,65
η_N	Forță axială, N 0,90	0,85	0,80
η_p	Prosiune, p 0,95	0,93	0,90

Tabel 5.3

([90]) și $\Delta\sigma$ în DNV ([97]). Curbele S – N se trasează de obicei în coordonate dublu logaritmice (fig. 5.12). Ele pot fi fără prag de oboseală (I și IV) sau cu prag de oboseală (cu palier – II, III sau biliniare – V).

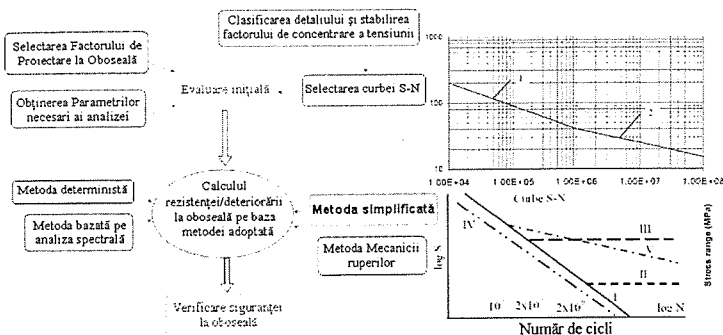


Fig. 5.11

Fig. 5.12

Diagramele S – N se obțin prin încercări efectuate în anumite condiții de mediu, pe epruvete având o grosime referință (notată t_{ref} în DNV și t_R , în ABS), rezultând seturi de curbe de referință. Ele trebuie utilizate cu atenție deoarece pot în funcție de laborator, metodică, criteriile adoptate (probabilitate de supraviețuire, 90 – 95 %). Detaliile structurale sunt împărțite în clase și categorii. Din punct de vedere al geometriei, solicitării, tehnologiei de fabricație, potențiale direcții de fisurare și condiții de inspectare, în DNV sunt introduse 15 clase de detalii: B1, B2, C, C1, C2, D, E, F, F1, F3, G, W1, W2, W3, T iar în ABS, 8 clase (nominale): B, C, D, E, F, F2, G, W. Curbelor de referință ale detaliilor structurale concrete le sunt aplicate corecții de coroziune (corrosiveness) și corecții de grosime (effect of thickness), ultima constând din modificarea intervalului de tensiune S conform relației $S_f = S(t/t_R)^{-q}$, unde S este intervalul de tensiune nemodificat iar q (notat cu k în DNV) este un coeficient de grosime. În ABS, t_{ref} este 22 mm iar în DNV (și în Asociația Franceză A.R.S.E.M.) $t_{ref} = 32$ mm pentru îmbinări tubulare și 32 mm pentru detalii sudate, altele decât cele tubulare. Pentru $t < t_{ref}$, se consideră $t = t_{ref}$, adică nu se aplică relația de corecție. Din punct de vedere al coroziunii, curbele S-N sunt grupate, atât în DNV cât și în ABS, în trei categorii: coroziune "in - air" (notate în ABS cu ABS-(A)), coroziune în "seawater with cathodic protection" (notate în ABS cu ABS-(CP)) și coroziune în "seawater with Free Corrosion" (notate în ABS cu ABS-(FC)). Raportul dintre tensiunea locală și cea nominală este factorul de concentrare a Tensiunilor (Stress Concentration Factor, SCF); în general, SCF este supraunitar, însă poate fi și subunitar. În figura 5.13 și tabelul 5.4 sunt date, după DNV, curbele S-N "in-air" și parametrii acestora.

Tabel 5.4

Clasa	$N \leq 10^7$		$N > 10^7$		$S_Q = S_{N=10^7}$	Exponent de grosime, k	SCF
	m_1	$\log \bar{a}_1$	m_2	$\log \bar{a}_2$			
B ₁	4.0	15.117	5.0	17.146	106.97	0.00	
B ₁	4.0	14.885	5.0	16.856	93.59	0.00	
C	3.0	02.592	5.0	16.320	73.10	0.15	
C ₁	3.0	12.449	5.0	16.081	65.50	0.15	
C ₂	3.0	12.301	5.0	15.835	58.48	0.15	
D	3.0	12.164	5.0	15.606	52.63	0.20	1.0
E	3.0	12.010	5.0	15.350	46.78	0.20	1.13
F	3.0	11855	5.0	15.091	41.52	0.25	1.27
F ₁	3.0	11.699	5.0	14.832	36.84	0.25	1.43
F ₃	3.0	11.546	5.0	14.576	32.75	0.25	1.61
G	3.0	11.398	5.0	14.330	29.24	0.25	1.80
W ₁	3.0	11.261	5.0	14.101	26.32	0.25	2.0
W ₂	3.0	11.107	5.0	13.845	23.39	0.25	2.25
W ₃	3.0	10.970	5.0	13.617	21.05	0.25	2.50
T	3.0	12.164	5.0	15.606	52.63	0.25 for SCF ≤ 10 0.30 for SCF > 10	1.0

În abordările S - N, rezistența la oboseală se obține pe baza regulii Palmgren-Miner de acumularea liniară a deteriorărilor. Se acceptă deci că deteriorarea produsă în detaliul structural de un interval de tensiune S este dat de raportul dintre numărul de cicluri n având valoarea S și numărul de cicluri N de aceeași valoare S care ar cauza ruperea prin oboseală (prima fisură complet străpunsă pe grosime) a detaliului, conform curbei S - N. Deteriorarea totală (sau cumulată) D se obține prin însumarea deteriorărilor individuale corespunzătoare tuturor intervalelor de tensiune. Se face observația că în analiza la oboseală a detaliilor sudate pe baza curbelor S-N se consideră numai intervalul de tensiuni (stress range) adică se neglijează tensiunea medie. Dacă o distribuție pe termen lung a solicitărilor este exprimată printr-o histogramă constând dintr-un număr convențional de J blocuri, fiecare bloc constând din n_i cicluri cu intervalul de tensiune S_i , deteriorarea cumulată este $D = \sum_{i=1}^J n_i / N_i$, unde N_i este numărul de cicluri la care se produce colapsul prin oboseală la intervalul de tensiune $S_i = \text{const}$.

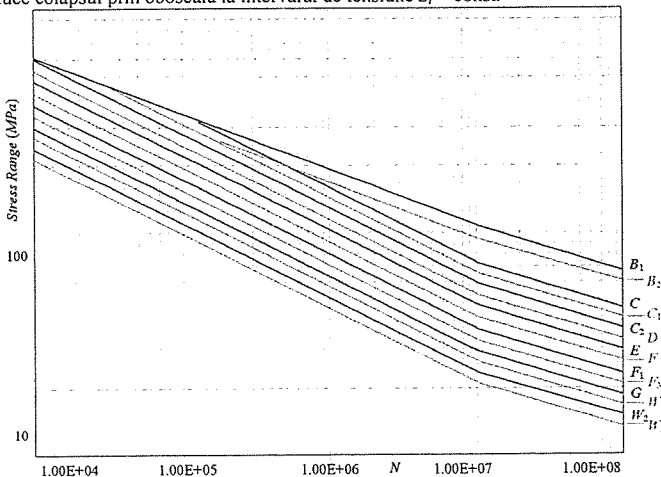


Fig. 5.13

5.2.2 Metodologia simplificată agreeată de Registre

Metoda simplificată, numită și metoda intervalului de tensiuni permisibil sau admisibil (permissible or allowable stress range method) se bazează pe limitarea sub o valoare admisibilă a intervalului S (notat $\Delta\sigma$ în DNV) = $\sigma_{max} - \sigma_{min}$ (stress range), definit probabilistic.

Metoda simplificată este o metodă indirectă de evaluare a oboselei deoarece rezultatul aplicării metodei nu este în mod necesar o valoare a deteriorării la oboseală sau o valoare a duratei de viață. Rezoluția (admisibil/inadmisibil) este dată în funcție de raportul în care se află intervalul efectiv de tensiuni față de cel admisibil. Metoda este adesea utilizată ca o tehnică voolată de verificare la oboseală (screening technique) a admisibilității structurale, fiind rapidă și conservativă. Dacă rezistența detaliului structural este adecvată conform acestui criteriu, nu mai este necesară nici o analiză ulterioară. Dacă detaliul structural nu satisface criteriul, este necesar a fi continuată verificarea la oboseală, folosind tehnici mai rafinate.

Verificarea la oboseală se poate face în termenii deteriorării totale, a duratei de viață sau a intervalului de tensiuni admisibil. Când verificarea se face pe baza deteriorării totale, criteriul de siguranță la oboseală pentru detaliul structural analizat este satisfăcut dacă este îndeplinită relația $D \cdot FDF \leq 1$, unde $FDF \geq 1$ este factorul de proiectare la oboseală (Fatigue Design Factor) care reduce intervalul de tensiuni admisibil. Inversul factorului de proiectare la oboseală este definit ca factorul de utilizare, η ; dacă durata de viață este 20 ani, $\eta_{20ani} = 1/FDF$. El ține seama de calitatea proiectării, incertitudinile din procesul de evaluare a comportării la oboseală (ipoteze, aproximări), importanța și consecințele colapsului detaliului structural (criticalitate), dificultățile de inspecție și reparare; valorile FDF sunt recomandate pentru diferite structuri și detalii. Când verificarea la oboseală se face pe baza duratei de viață, detaliul este în siguranță dacă $T_f \geq T \cdot FDF$ sau $N_f \geq N_T \cdot FDF$, în care cu T (în ani) sau N_T (în număr de cicluri) s-a notat durata de viață necesar a fi asigurată prin proiect (Design Life) iar cu T_f sau N_f s-a notat durata de viață la oboseală pentru detaliul structural, considerând curbele $S - N$ adecvate (Calculated Fatigue Life).

În verificarea la oboseală pe baza intervalului de tensiuni admisibile, intervalul efectiv S_f nu trebuie să depășească intervalul de tensiune recomandat (permisibil, admisibil) S_R ,

$$S_f \leq S_R \quad (5.8)$$

În metoda simplificată, distribuția pe termen lung a intervalului de tensiuni se modelează prin distribuția Weibull cu doi parametri. Astfel, DNV consideră probabilitatea de excedență a intervalului de tensiuni $\Delta\sigma$, $Q(\Delta\sigma) = \exp[-(\Delta\sigma/q)^h]$, unde parametrul de scară $q = S_R(\ln N_R)^{-1/h}$ (numărul de cicluri de "referință" N_R se consideră 10^8 pentru 20 ani) iar pentru parametrul de formă se recomandă $h = h_o + h_a$, unde h_o este parametrul de formă de bază (basic shape parameter) având expresia $h_o = 2,21 - \log L$, iar factorul adițional h_a are în general valoarea 0,05. Pe baza distribuției Weibull și a ipotezei Palmgren-Miner se obține o expresie explicită pentru deteriorarea de oboseală sau intervalul de tensiuni admisibil.

5.2.3 Evaluarea comportării la oboseală a sistemului de conducte

Pentru tubulatura examinată în capitolul 4, cele mai ridicate nivele de tensiune apar la îmbinările manșon-perete. Avându-se în vedere îmbinarea din pupa sistemului de conducte, rețeaua de noduri a fost rafinată în concordanță cu recomandările ghidurile elaborate de Registre ABS și DNV ([90], [97]). Evaluarea comportării la oboseală se efectuează pe baza variantei (5.8) a metodologiei simplificată.

Intervalul admisibil de tensiuni. Conform DNV, îmbinarea considerată a fost încadrată în clasa D a setului de curbe de referință S-N pentru condiții de coroziune în aer. Cu relația $h_o = 2,21 - \log L$ se calculează parametrul de formă al distribuției Weibull, obținându-se $h = 0,886$. Pentru $\eta = 1$ ($FDF = 1$) și o durată de viață de 20 ani, din tabelul 5.5 (după DNV) se obține prin interpolare liniară $S = \Delta\sigma_{ad, 1,20} = 328,8$ MPa. Acceptând o valoare a factorului de proiectare $FDF = 3$ și o durată de viață de 25 ani, din tabelul 5.6 (după DNV) din Anexa 2 rezultă $\eta = 0,27$, iar din tabelul 5.7 (după DNV), pentru $\eta = 0,27$ și $h = 0,886$, se obține prin interpolare liniară, valoarea de 0,702 pentru factorul de reducere (corectare) a

intervalului admisibil de tensiuni. Intervalul de tensiuni admisibil corectat, pentru grosimea $t_{ref} = 25 \text{ mm}$, are valoarea

$$S = \Delta\sigma_{ad,2,25} = 328,8 \cdot 0,702 = 231 \text{ [MPa]} . \quad (5.9)$$

Deoarece $t = 20 \text{ mm} < 25 \text{ mm} = t_{ref}$, nu este necesară corecția de grosime.

Tabel 5.5 Tensiuni admisibile [MPa] după DNV, detalii "in air", $\eta = 1$ (10^8 cicluri)

S-N curves	Weibull shape parameter h							
	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20
B1	1449.3	1092.2	861.2	704.7	594.1	512.9	451.4	403.6
B2	1266.1	955.7	753.6	616.6	519.7	448.7	394.9	353.1
C	1319.3	919.6	688.1	542.8	445.5	377.2	326.9	289.0
C1	1152.0	824.0	618.5	486.2	399.2	337.8	292.9	256.0
C2	1055.3	735.6	550.3	434.1	356.3	301.6	261.5	231.1
D and T	949.9	662.1	495.4	390.7	320.6	271.5	235.4	208.1
E	843.9	586.3	440.2	347.2	284.9	241.2	209.2	184.9
F	749.2	522.3	390.6	309.2	253.0	214.1	185.6	164.1
F1	664.8	463.4	346.7	273.5	224.5	190.0	164.7	145.6
F3	591.1	412.0	305.3	243.2	199.6	169.0	146.5	129.4
G	527.6	367.8	275.2	217.1	178.2	150.5	130.8	115.6
W1	475.0	331.0	247.8	195.4	160.4	135.8	117.7	104.0
W2	422.1	294.1	220.1	173.6	142.5	120.6	104.6	92.5
W3	379.9	264.8	198.2	156.0	128.2	108.6	94.2	83.2

Tabel 5.6 Factori de utilizare η în funcție de durata de viață și DFF (DNV)

DFF	Design life in years						
	5	10	15	20	25	30	50
1	4.0	2.0	1.33	1.00	0.80	0.67	0.40
2	2.0	1.0	0.67	0.50	0.40	0.33	0.20
3	1.33	0.67	0.44	0.33	0.27	0.22	0.13
5	0.50	0.40	0.27	0.20	0.16	0.13	0.08
10	0.40	0.20	0.13	0.10	0.08	0.07	0.04

Tabel 5.7 Factori de reducere a tensiunilor admisibile pentru $\eta < 1$, detalii C - W3 (DNV)

Fatigue damage utilisation η	Weibull shape parameter h							
	0.50	0.60	0.70	0.80	0.90	1.00	1.10	1.20
0.10	0.497	0.511	0.526	0.540	0.552	0.563	0.573	0.582
0.20	0.609	0.620	0.632	0.642	0.652	0.661	0.670	0.677
0.22	0.627	0.638	0.648	0.659	0.668	0.677	0.685	0.692
0.27	0.661	0.676	0.686	0.695	0.703	0.711	0.719	0.725
0.30	0.688	0.697	0.706	0.715	0.723	0.730	0.737	0.743
0.33	0.708	0.717	0.725	0.733	0.741	0.749	0.754	0.760
0.40	0.751	0.758	0.765	0.772	0.779	0.785	0.790	0.795
0.50	0.805	0.810	0.816	0.821	0.826	0.831	0.835	0.839
0.60	0.852	0.856	0.860	0.864	0.866	0.871	0.875	0.878
0.67	0.882	0.885	0.888	0.891	0.894	0.897	0.900	0.902
0.70	0.894	0.897	0.900	0.902	0.905	0.908	0.910	0.912
0.80	0.932	0.934	0.936	0.938	0.939	0.941	0.942	0.944
1.00	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000	1.000

Intervalul efectiv de tensiuni. Peste solicitările date de încărcarea navei în apă calmă se suprapun cele date de valuri. Un prim caz de încărcare se referă la încărcarea în apă calmă ce produce încovoierea în arc (hogging), peste care se suprapune solicitarea dată de val iar un al doilea caz se referă la încărcarea în

apă calmă care produce încovoierea în contra arc (sagging), peste care se suprapune solicitarea din val. Detaliul cel mai solicitat al sistemului de tubulatură este dispus la trecerea etanșă 1, reprezentată și în figura 5.14.

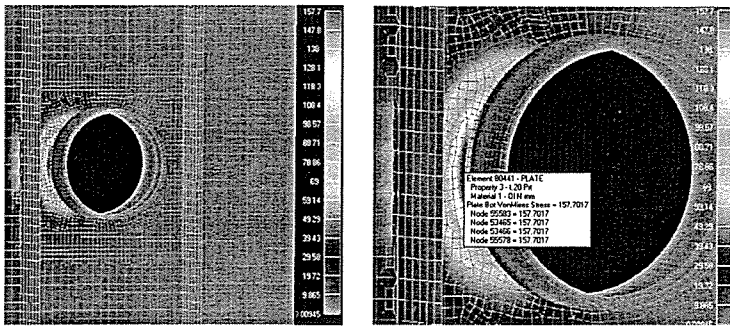


Fig. 5.14

Tensiunile $\sigma_{MSO\ hog}$, $\sigma_{MSO\ sag}$ apar datorită momentelor de încovoiere în apă calmă (în condiții de hogging respectiv sagging) - calculate cu relații de registru (p. 3.2.1.1) iar $\sigma_{M\ hog}$, $\sigma_{M\ sag}$ apar datorită momentelor însumate în apă calmă și a celor de val în condiții de hogging respectiv sagging (p. 3.2.1.1).

Oboseala este cauzată de solicitările variabile impuse de deformația navei pe val. Tensiunile datorate încărcării în apă calmă precum și cele cauzate de dilatarea termică împiedicată și de presiunea interioară pot fi considerate neavând caracter variabil.

Tensiunile von Mises $\sigma_{M\ hog}$, $\sigma_{M\ sag}$ determinate în capitolul 4 au aceeași valoare absolută, deoarece momentele M_{hog} și M_{sag} sunt egale în modul. Examinând zona de îmbinare mașon-perete, rezultă tensiunea $157,7\ N/mm^2$ pentru elementul 80441 (cu dimensiunea cca. $20\ mm$ măsurată normal pe linia de îmbinare, fig. 5.15). Pentru elementele învecinate (80440 și 80439) tensiunile în centru au valorile $138\ N/mm^2$ respectiv $102\ N/mm^2$. Se face extrapolarea conform recomandărilor DNV și din ecuația liniei de trend din figura 5.15 se obține $173,12\ N/mm^2$.

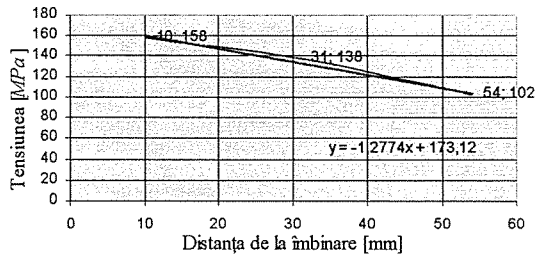


Fig. 5.15

Pentru a calcula tensiunile datorate momentelor $M_{SO\ sag}$ și $M_{SO\ hog}$, se determină mai întâi, corespunzător acestor momente, deplasările și rotirilor din punctele de fixare a tubulaturii - folosind relațiile stabilite la capitolul 3. Introducând apoi în modelul SISCON3R condițiile la limită corespunzătoare, se obțin (în elementul 80441) tensiunile echivalente $\sigma_{MSO\ sag} = 58,9\ MPa$, $\sigma_{MSO\ hog} = 66,6\ MPa$. Rezultă

$$S_{ef} = \Delta\sigma_{ef} = \sigma_S + \sigma_H = (\sigma_{M\ sag} - \sigma_{MSO\ hog}) + (\sigma_{M\ hog} - \sigma_{MSO\ hog}) = 222,2\ N/mm^2.$$

Comparând valorile S_{ef} și S_R se observă că

$$S_{ef} = (222,2 \text{ N/mm}^2) < S_R = (231 \text{ N/mm}^2),$$

deci durata de viață la oboseală depășește cu puțin valoarea de proiectare admisă de 25 ani.

5.3 CONCLUZII

La conductele instalațiilor de transfer marfă la nave de tip petrolier, pot fi luate în considerare două stări limită: o stare limită a conductei propriu-zise, considerând ca solicitare de referință încovoierea cauzată de deformarea corpului navei și o stare limită de oboseală a detaliilor cele mai solicitate ale sistemului.

Momentele încovoietoare de colaps ale conductei propriu-zise în prezența forțelor axiale și a presiunii interioare se situează cu mult peste valorile efective. Din acest motiv analizele efectuate pe modele de bară cu elemente PIPE pot conduce la concluzii neverosimile, defavorabile pentru siguranță, deoarece analizele amănunțite efectuate pe modele tip SISCON – cum sunt cele folosite în teză – scot în evidență prezența unor hot spot-uri în care apar zone cu valori foarte mari ale tensiunilor.

Analizele arată că vârfurile de tensiune apar în zonele de trecere ale tubulaturii (manșoane) și în structurile adiacente (pereți transversali etanși). Ținând seama de caracterul variabil al solicitărilor sistemului de tubulatură, pentru aceste detalii se impun verificări la oboseală.

Modelul rafinat SISCON 3R adoptat pentru analiza sistemului de conducte și metodologia de stabilire a solicitării acestuia datorită deformării generale a navei permit utilizarea metodei simplificate agreate de Registrele DNV și ABS pentru determinarea intervalului de tensiuni (stress range) la oboseală și a celui admisibil, precum și a intervalului efectiv al tensiunilor, pe baza cărora se evaluează durata de viață.

6 CONCLUZII GENERALE ȘI CONTRIBUȚII PERSONALE

6.1 CONCLUZII GENERALE

– Instalațiile cu tubulatură folosite în domeniul naval se încadrează într-o gamă variată de tipuri, clase și materiale. Relațiile de calcul a tensiunilor care apare în conducte ca urmare a presiunii interioare și variației radiale a temperaturii sunt aplicabile numai în condiții de simetrie axială. Normele din diverse state privind evaluarea grosimii conductelor se bazează în general pe teoria de membrană și sunt asemănătoare ca structură, diferind prin coeficienți de siguranță și adausurilor de coroziune prevăzute. Se impune folosirea teoriei de momente pentru verificarea tensiunilor în zonele de trecere și fixare a conductei.

– O problemă importantă pentru funcționarea în siguranță a sistemelor de conducte este cea a dilatărilor și elasticității acestora. Utilizarea compensatoarelor și în special a celor de tip lîră reprezintă o soluție frecvent adoptată la instalațiile cu tubulatură din domeniul naval. Metodele tradiționale de calcul (în particular metoda centrului elastic) pot oferi numai o evaluare aproximativă a solicitărilor din elementele sistemului de conducte și structurile adiacente, datorate în principal dilatărilor termice. Luarea în considerare a tuturor factorilor care influențează comportarea sistemelor de conducte este posibilă numai pe modele complexe bazate pe utilizarea elementelor finite.

– Relațiile analitice de calcul a frecvențelor vibrațiilor libere ale sistemelor simple de conducte au un grad de aproximare destul de ridicat, bazându-se pe acceptarea unor ipoteze simplificatoare. Pentru

instalații cu configurații geometrice și condiții de fixare complexe, este necesar să se apeleze la metodele numerice oferite de programele bazate pe utilizarea elementelor finite. Pentru aprecierea influenței vibrațiilor libere ale corpului navei asupra sistemelor navale de conducte, în stadiu de proiect preliminar pot fi utilizate cu rezultate satisfăcătoare relațiile aproximative pentru frecvențele vibrațiilor libere ale corpului navei.

– Proiectarea unui sistem de conducte navale este un proces complex iterativ. El necesită cunoștințe de arhitectură și structuri navale, echipamente și tehnologii navale, legislație. Utilizarea sistemelor automate reduce efortul de luare a deciziilor. În dezvoltarea sistemelor automate de proiectare a tubulaturilor navale un rol important îl are modelarea informațiilor introduse în baza de date, informații extrase din legislația de proiectare și experiența proiectanților și constructorilor. Prin introducerea continuă de informații în baza de date, sistemele automate de proiectare a tubulaturilor devin instrumente extrem de utile pentru o proiectare eficientă. Simulările de trasee permit proiectantului să aleagă varianta cea mai convenabilă.

– Comportarea mecanică a sistemelor de conducte de la bordul navelor este strâns legată de interacțiunea acestora cu elementele structurale ale navei. Alegerea traseului conductei, a numărului și modului de dispunere a elementelor de fixare, a dimensiunilor, și modului de amplasare a compensatoarelor au o mare importanță în realizarea sistemelor de conducte fiabile și cu costuri de construcție și exploatare minime. Sistemele de conducte și sistemele obișnuite de bare au unele asemănări dar mai ales deosebiri privind comportarea la solicitări mecanice. Principala asemănare este de ordin geometric. Dacă barele au rolul esențial de a prelua încărcări, conductele mai au în plus și rolul de a conduce fluide la o anumită temperatură și presiune. La conducte, datorită modului specific de distribuire a materialului în secțiune, apar pronunțate efecte locale – mai ales în situații apropiate de cele limită. În stabilirea stării de tensiuni cauzate de dilatări termice împiedicate sau impuse, pot fi asimilate cu sisteme de bare numai sistemele de conducte de diametre mici, deoarece deformațiile în coturile sunt nesemnificative. La diametre mari, modelele de calcul valabile pentru sistemele de bare nu mai oferă rezultate acceptabile pentru sisteme de conducte, fiind necesar a se ține seama de elasticitatea și deformațiile coturilor și celorlalte componente constructive ale sistemului.

– La fixări și treceri etanșe (care în general nu sunt simetrice axial) apar și tensiuni de încovoiere, teoria de membrană devenind inutilizabilă. Diversitatea fiecărui caz concret de fixare/trecere asimetrizează distribuția încărcărilor mecanice și pe lungimea conductelor. Necunoașterea elasticității trecerilor prin pereții etanși impun analize cu elemente finite pe modele complexe. În sistemele de tubulatură navale se induc prin punctele de trecere și fixare deplasări cauzate de deformațiile generale ale corpului navei. Ele se determină, în condiții de hogging și sagging, cu ajutorul programelor specializate. La nave de tipul petrolierelor, cu zonă cilindrică extinsă mult pe lungime, deformațiile generale ale corpului se pot estima satisfăcător pe baza momentelor încovoietoare și a momentului de inerție efectiv al secțiunii transversale date de Regulile de Registru. Deplasările și rotirile corpului navei nu se transmit în totalitate sistemelor de conducte de la bord decât în secțiunile corespunzătoare trecerilor etanșe. Brides de fixare permit deplasarea axială și rotirea conductei.

– Calcule efectuate pe modele analitice simplificate au scos în evidență aspecte utile pentru modelări și analize mai complexe cu elemente finite a sistemelor navale de tubulatură :

- dacă tubulatura se deformează solidar cu nava și lipsesc compensatoarele, cea mai mare tensiune în tubulatura de fund apare datorită încovoierii generale a grinzii navă ; urmează tensiunea produsă de dilatări termice împiedicate (cca. 40% din prima, pentru o variație a temperaturii de 30°C) și apoi cea cauzată de presiunea interioară (cca. 15% din prima, pentru 16 daN/cm²);

- în ipoteza că tubulatura se deformează solidar cu nava dar deplasările axiale sunt libere (prin utilizarea compensatoarelor de deformație) tensiunile induse de încovoierea generală a navei și cele din greutatea proprie a tubulaturii și lichidului vehiculat sunt neglijabile ;

- pentru condițiile normale de funcționare a instalațiilor de transfer marfă, alungirea maximă a tubulaturii datorită încovoierii navei (pe val) este superioară celei produse de variația temperaturii (cca. 60%, pentru o lungime de tubulatură de 24 m la $\Delta T = 30^{\circ}C$);

- forțele axiale dezvoltate în tubulatură ca urmare a deformațiilor generale ale navei precum și datorită variației de temperatură conduc la solicitarea intensă a pereților transversali etanși traversați de tubulatură; pentru a evita pierderile de stabilitate prin deformarea plastică a tubulaturii sau pereților sunt necesare măsuri constructive care să compenseze aceste efecte.

- În elementele componente ale sistemele de conducte navale apar tensiuni cu distribuții și valori neuniforme, induse de solicitările complexe la care acestea sunt supuse. Modelarea cu elemente finite permite obținerea unor rezultate cu grad ridicat de precizie. Analizele efectuate arată că:

- tensiunile cauzate de presiunea interioară din instalațiile de transfer marfă au valori ridicate doar în capace de închidere (flanșe oarbe), în restul elementelor tensiunile fiind reduse;

- tensiunile produse de variația de temperatură au valori ridicate, în special la trecerile prin pereți etanși; lirele sau alte tipuri de compensatoare reduc efectele dilatărilor longitudinale dar nu au efect în ce privește dilatarea radială a elementelor componente ale sistemului de tubulatură;

- deformarea generală a corpului navei determină în punctele de trecere/fixare rotiri și deplasări pe două direcții; prin treceri etanșe, acestea se transmit integral sistemelor de conducte montate la bordul navei. În punctele de fixare prin coliere, se transmit sistemului de conducte numai deplasările verticale, nu și cele orizontale și nici rotirile; tensiunile datorate acestor deplasări impuse sunt comparabile cu cele cauzate de variația de temperatură; tensiunile din trecerile prin pereții din zona centrală a tronsonului de conducte sunt mai mici comparativ cu cele dezvoltate în trecerile de la capetele tronsonului (uneori cu 75%);

- tensiunile rezultate din încărcarea combinată a celei mai ridicate valori; prin suprapunerea efectelor de împiedicare a dilatărilor și de preluare a deformării corpului navei se poate obține o creștere sau scădere a tensiunilor din sistemul de conducte, în funcție de sensurile pe care acestea le au;

- cele mai solicitate elemente ale sistemelor de conducte de transfer marfă de la navele tip petrolier sunt cele aparținând trecerilor etanșe, în special manșoanele și local pereții transversali, în restul elementelor tensiunile fiind mai reduse.

- Soluțiile constructive care se pot adopta privind elasticitatea sistemului de conducte conduc la scăderea tensiunilor provenite din deformațiile longitudinale împiedicate (cauzate de dilatare sau deformația navei). Pentru scăderea tensiunilor provenite din dilatarea radială împiedicată se prevăd rigidizări locale care conduc la descărcarea tensiunilor din elementele trecerii pe elemente structurale ale navei cu o rigiditate mai mare. Rigidizarea locală trebuie analizată cu atenție deoarece o soluție incorectă poate conduce numai la o deplasare a zonei cu tensiuni ridicate fără a reduce valorile periculoase, putându-le chiar majora.

- Calculul cu elemente finite permite determinarea cu precizie ridicată a deplasărilor în sistemul de conducte, ceea ce are o importanță deosebită pentru alegerea tipurilor de suporturi utilizate. Determinarea corectă a deplasărilor este necesară și pentru alegerea corectă a soluțiilor de izolare a conductei. Existența unor deplasări relative ale conductei față de izolație poate duce la distrugerea acesteia din urmă. Rezultatele obținute prin calculul pe modele cu elemente finite permit elaborarea unor instrucțiuni de exploatare în care să fie precizate zonele cu tensiuni ridicate care ar putea necesita o verificare mai atentă în timp.

- Sistemele de conducte cu diametre mari nu ridică probleme deosebite în ceea ce privește vibrațiile, întrucât frecvențele vibrațiilor libere de primul ordin și de ordine superioare ale acestora sunt suficiente de depărtate față de frecvențele vibrațiilor corpului navei.

- La conductele instalațiilor de transfer marfă la nave de tip petrolier, pot fi luate în considerare două stări limită: o stare limită a conductei propriu-zise, considerând ca solicitare de referință încovoierea cauzată de deformarea corpului navei și o stare limită de oboseală a detaliilor celei mai solicitate ale sistemului:

- momentele încovoietoare de colaps ale conductei propriu-zise în prezența forțelor axiale și a presiunii interioare se situează cu mult peste valorile efective ; din acest motiv analizele efectuate pe modele de bară cu elemente PIPE pot conduce la concluzii neverosimile, defavorabile pentru siguranță, deoarece analizele amănunțite efectuate pe modele tip SISCON – cum sunt cele folosite în teză – scot în evidență prezența unor hot spot-uri în care apar zone cu valori foarte mari ale tensiunilor ;

- analizele arată că vârfurile de tensiune apar în zonele de trecere ale tubulaturii (manșoane) și în structurile adiacente (pereți transversali etanși) ; ținând seama de caracterul variabil al solicitărilor sistemului de tubulatură, pentru aceste detalii se impun verificări la oboseală ; modelul rafinat SISCON3R adoptat pentru analiza sistemului de conducte și metodologia de stabilire a solicitării acestuia datorită deformării generale a navei permit utilizarea metodei simplificate agreate de Registrele DNV și ABS pentru determinarea intervalului de tensiuni (stress range) la oboseală și a celui admisibil, precum și a intervalului efectiv al tensiunilor, pe baza cărora se evaluează durata de viață.

6.2 CONTRIBUȚII PERSONALE

- Analiza literaturii de specialitate legată de problematica comportării mecanice a sistemelor de conducte : lucrări de referință din domeniul calculului analitic de rezistență a conductelor, prevederile Registrelor de Clasificare și Construcție a navelor privind proiectarea și construcția sistemelor navale de conducte, concepții noi de calcul și sisteme specializate de proiectare a sistemelor de conducte navale, utilizarea metodei elementelor finite și soft-urilor care pot fi utilizate în calculul mecanic al sistemelor de conducte.

- Realizarea a trei modele complexe (SISCON1 și SISCON3-3R, pentru tronsoane extinse pe unul respectiv 3 compartimente) cu elemente finite pentru tronsoane de tubulatură ale instalațiilor de transfer marfă la nave petroliere, utilizate la stabilirea stării de tensiuni în condiții reale de exploatare. Stabilirea metodologiilor de modelare cu elemente finite a componentelor sistemelor de tubulatură navale și structurilor adiacente acestora. Modelele rezolvă problema încastrării elastice la trecerile prin pereții transversali etanși și pot fi utilizate ca elemente modulare într-un model structural integrat al întregii nave.

- Elaborarea metodologiei de determinare a deplasărilor impuse sistemelor de tubulatură de deforțarea generală a corpului navei și implementarea pe modele a condițiilor la limită corespunzătoare.

- Efectuarea de analize numerice detaliate (la tronsoanele SISCON1 și SISCON3, extinse pe 1 respectiv 3 compartimente) pentru încărcări date de presiunea interioară, temperatură și - specific domeniului naval - deforțarea generală a corpului navei. Analiza comparativă a stării de tensiuni din fiecare componentă a sistemului de tubulatură (țevi, lire, manșoane, cordoane de sudură, pereți, bride de fixare) în funcție de tipul solicitării.

- Obținerea de informații și recomandări practice utile în proiectare și în activitatea Registrelor de Clasificație și Construcție și construcție a navelor, privind:

- efectele amplasării lirelor de dilatare asupra frecvențelor vibrațiilor libere ale tronsoanelor modelate ;
- amplasarea lirelor de dilatare în instalațiile cu tubulatură în scopul reducerii stării de tensiune din sistem ;

- aplicarea unor rigidizări pentru reducerea stării locale de tensiune în zona de trecere a tubulaturii prin pereți etanși.

- Stabilirea momentului încovoietor de colaps a conductei propriu-zise în prezența presiunii interioare și forței axiale, considerând ca solicitare de referință încovoierea cauzată de deforțarea corpului navei.

- Adaptarea metodei simplificate agreate de Registrele DNV și ABS pentru verificarea la oboseală a detaliilor sistemului de conducte în care apar vârfuri de tensiune evidențiate în analizele efectuate pe modelul SISCON3R. Stabilirea metodei de determinare a intervalului efectiv de tensiuni (stress range) la oboseală și a celui admisibil, pe baza cărora se face evaluarea duratei de viață.

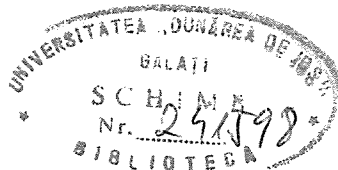
Bibliografie

- 1 Aldea M., Antonescu G., Chițu I., *Cazane de abur și recipiente sub presiune*, Ediția a II-a. București, Editura Tehnică, 1972
- 2 Antaki George, *Fitness for Service Evaluations for Piping and Pressure Vessels*, Mc Graw-Hill Professional Publishing, Hardcover, 1995
- 3 Batte, D., B. Fu, M. G. Kirkwood and D. Vu, *Advanced methods for integrity assessment of corroded pipelines*, Pipes & Pipelines International, Jan/Feb 1997
- 4 Banke L., *Flexible Pipe and Fitting*, Technical University of Denmark, Ph. D., 2000
- 5 Beleş, A., Voinea, R., *Rezistența materialelor II*, Ed. Tehnică, București, 1958
- 6 Berge, S., Kihl, D., Lotsberg, I., Maherault, S., Mikkola, T. P. J., Nielsen, L. P., Paetzold, H., Shin, C. -H., Sun, H. -H and Tomita, Y., *Fatigue Strength Assessment*, Special Task Committee VI.2, 15th ISSC, San Diego, 2003
- 7 Beschea Nicolae, *Rezistența materialelor, Capitole speciale*, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1971
- 8 Bia C., Ilie V., Soare M. V., *Rezistența materialelor și teoria elasticității*, București, Editura Didactică și Pedagogică, 1983
- 9 Bidoae I., Ionaș O., *Complemente de arhitectură navală*, Galați, Porto-Franco, 1998
- 10 Blumenfeld Matty, *Introducere în metoda elementelor finite*, București, E.T., 1995
- 11 Buzdugan Gheorghe, *Rezistența materialelor*, București, Editura Academiei RSR, 1986
- 12 Buzdugan, Gh., Beleş Aurel, Mițescu Camil. *Rezistența materialelor-Aplicații*, București, Editura Academiei Române, 1991
- 13 Buzdugan Gh., Fetcu Lucia, Radeș Mircea, *Vibrațiile sistemelor mecanice*, București, Editura Academiei Române, 1975
- 14 Chirică Ionel, *Analiza cu elemente finite în ingineria structurilor*, Galați, Editura Fundației Universitare "Dunărea de Jos", 2001
- 15 Christopher T., *Fracture behaviour of maraging steel tensile specimens and pressurized cylindrical vessels*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures, Volume 27, Issue 3, Page 177-186, Mar. 2004
- 16 Cioclov D. D., *Recipiente sub presiune - Analiza stării de tensiune și deformație*, București, Editura Academiei Române, 1983
- 17 Datta T. K., Basu A. K., *Stress analysis of submarine pipelines*. London, Proc. Inst. of Civil Engrs., 1977
- 18 Dima E., *Compensatoare lenticulare de dilatație*, București, Editura Tehnică, 1976
- 19 Domnișoru Leonard, *Metoda elementului finit în construcții navale*, București, Editura Tehnică, 2001
- 20 Domnișoru Leonard, Eugen Găvan, Ovid Popovici, *Analiza structurilor navale prin metoda elementului finit*, Editura Didactică și pedagogică, R.A., București, 2005
- 21 Drăghici N. N., *Conducte pentru transportul fluidelor*, București, Editura Tehnică, 1971
- 22 Dumitrescu Emil, *Vibrațiile sistemelor de conducte*, București, Editura Printech, 2000
- 23 Escoe Keith, *Mechanical Design of Process Systems, Vol. 1., Piping and Pressure Vessels*, Gulf Publishing Company, 1994
- 24 Evans, J. H., *Ship Structural Design Concept*, MIT., Cornell Maritime Press Inc., Cambridge-Maryland, 1975
- 25 Fabian O., *Elastic - plastic Collapse of Long Tubes Under Bending and Pressure Load*, Ph. D., Technical University of Denmark, 1980
- 26 Florențiu AL, *Calculul mecanic al sistemelor de conducte cu dilatări termice*, București, Editura Tehnică, 1985
- 27 Gașteanu M., Poterașu Victor Florin, Mihalache Nicu, *Elemente finite și de frontieră cu aplicații la calculul organelor de mașini*, București, Editura Tehnică, 1987
- 28 Gavrilescu I., Mocanu C., *Analiză cu elemente finite*, Galați, Editura Fundației Universitare "Dunărea de Jos", 1999

- 29 Gere J.M., Timoshenko S.P., *Mechanics of Materials* – 4th Edition, PWS Publishing Company, Boston, 1997
- 30 Haagsma S. C. and Shaap D., *Collapse Resistance of Submarine Lines Studies*, Oil & Gas Journal, Fer, 1961
- 31 Hamblin M., *Fatigue of cantilevered pipe fittings subjected to vibration*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures, Volume 26, Issue 8, Page 695-August, 2003
- 32 Hiroshi Yatanabe, Naoki Fukuda, Tomoki Masuda, Masao Toyoda, *Effect of Material Stress-Strain Behavior and Pipe Geometry on the Deformability of High-Grade Pipelines*, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, Febr., 2004
- 33 Hughes, O.F., *Ship Structural Design: A Rationally-based, Computer-aided Optimization Approach*, The Society of Naval Architects and Marine Engineers, New Jersey, 1988.
- 34 Jianqiu S. Shiming, *A study on the reliability assessment methodology for pressure piping containing circumferential defects: v. 1, Computation method of probability failure of welded joint containing circumferential defects, 679-684 Z; v. 2, Reliability analysis method of a pressure piping system 685-691 Z; v. 3, The determination method of acceptable failure probability of a certain pressure piping, 693-697 Z*
- 35 Kannappan Sam, *Introduction to Pipe Stress Analysis*, Malabar, FL. Krieger Pub. Co., 1992
- 36 Kellog, *Design of piping Systems*, Third Edition, John Willey Sons, Inc., 1964
- 37 Kim, Joon-Ho, *Knowledge-based Modeling for Arrangement Design Expert System*, M.S. Thesis, Chungnam University, Korea, 1994
- 38 Leca A., *Conducte și rețele termice*, București, Editura Tehnică, 1974
- 39 Leca A., ș. a., *Conducte pentru agenți termici - Indreptar*, București, Ed. Tehnică, 1986
- 40 Lee, Jong-Gab, *An Expert System (MADES) to Help Engine-room Arrangement Design of Ships*, Report of Korea Research Institute of Ships and Ocean Engineering, 1994
- 41 Maier Viorel, *Mecanica și construcția navei*, vol. I,II,III, București, Ed. Tehnică, 1985
- 42 Maier Viorel, *Solicitări generale în arhitectura navală modernă*, București, Editura Tehnică, 1997
- 43 Mateescu D., Ivan M., *Conducte metalice circulare cu diametru mare*, București, Editura Tehnică, 1985.
- 44 Mocanu D. R., *Rezistența materialelor*, București, Editura Tehnică, 1980
- 45 Mircea Modiga, Alina Dimache, Daniel Olaru, *Statica structurilor de nave 1 – Sisteme de bare*, Ed. Academica, Galați, 2005
- 46 Modiga M., *Mecanica construcțiilor de nave*, Univ. Galați, 1980
- 47 Modiga M., Dimache A., Murineanu A., *The Collapse of Ship Piping under Simple Loads*, The XXX-th National Conference of Solid Mechanics MECSOL 2006, Constantza, Sept 15-16, 2006
- 48 Modiga M., Murineanu A., Dimache A., *Design and Collapse Analysis of Ship Piping Subjected to Combine Loads*, The XXX-th National Conference of Solid Mechanics MECSOL 2006, Constantza, Sept 15-16, 2006
- 49 Modiga M., Murineanu A., Dimache A., *Stress Reducing in Pipe Line Elements, based on FEM Complex Modeling*, The 11-th International Conference of Stress Analysis And Testing Of Materials, 13-14th Oct., 2006, Bacău, Romania, 2006
- 50 Murineanu A., *Privind proiectarea automată a sistemelor navale de tubulaturi*, Analele Universității Ovidius din Constanța, 2002
- 51 Murineanu Andrei Modiga Mircea, *Complex Finite Element Modeling of a Ship Piping System*, The Annals of “Dunarea de Jos” University of Galati, Fascicle X, Applied Mechanics, ISSN 1221-4612
- 52 Murineanu A., Anghel L., Modiga M., *Optimization of Pipe Line Elasticity in Oil Carrier*, The 11-th International Conference of Stress Analysis And Testing Of Materials, 13-14th Oct., 2006, Bacău, Romania, 2006
- 53 Murineanu Andrei, Modiga Mircea, Study regarding the Influence of the Geometry of the Selfadjuting Elements upon Behavior of Marine Piping, Constanta Maritime University Annals, Year VII, Vol. 9

- 54 *Murineanu Andrei, Modiga Mircea*, Loads In Piping Systems Due To General Hull Girder Deformation Constanta Maritime University Annals, Year VII, Vol. 9
- 55 *Murphey C. E., Langner C. G.*, *Ultimate pipe Strength under Bending Colaps and Fatigue*, Proc. Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1985
- 56 *Năstase C.*, *Calculul și construcția navei*, București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1964
- 57 *Năstăsescu V.*, *Metoda elementelor finite*, Ed. Academiei Tehnice Militare, 1995
- 58 *Olaru V. V.*, *Modelare numerică cu elemente finite*, București, Editura Tehnică, 1986
- 59 *Panțuru, D.* *Recipiente și aparate tubulare - Calcul mecanic*, Univ. Galați, 1986
- 60 *Pascariu Ioan*, *Elemente finite - Concepte, aplicații*, București, Editura Militară, 1985
- 61 *Ponomariov S. D.* ș.a., *Calculul de rezistență în construcția de mașini* – vol. I, II, III (trad. din limba rusă), Editura Tehnică, București, 1960, 1963, 1964
- 62 *Popa Bazil, ș. a.* *Solicitări termice în construcția de mașini*. București, Editura Tehnică, 1978
- 63 *Popescu M.*, *Fluajul și materialele rezistente la temperaturi ridicate*, București, Editura Tehnică, 1958
- 64 *Posea Nicolae*, *Rezistența materialelor*, București, Ed. Didactică și Pedagogică, 1979
- 65 *Posea N., Anghel Al., Grigore N.*, *Metodă generală pentru determinarea stării reale de tensiuni în conducte calde*, Lucrările sesiunii de comunicări științifice "Tehnologii moderne în industria petrolieră și petrochimică", I. P. G. Ploiești, 21-22 octombrie, 1988
- 66 *Posea N., Mincu V.*, *Statica și dinamica sistemelor de conducte*, București, Editura Academiei Române, 1996
- 67 *Posteucică R.*, *Cerințe privind atenuarea vibrațiilor prin dezacordarea mecanică a sistemelor de conducte*, S.C. I. P. I. P. S.A., Ploiești, 1991
- 68 *Poterașu V. F., Mihalache N., Mangeron D.*, *Metode numerice în elasticitate și plasticitate*, București, Editura Academiei Române, 1993
- 69 *Resiga Romeo*, *Metode numerice Lucrări practice*, Universitatea Tehnică din Timișoara, 1994
- 70 *Rumbaugh, J., Blaha, M., Premrlani, W., Eddy, F., Lorensen, W.*, *Object-Oriented Modeling and Design*, Englewood Cliffs : Prentice Hall, 1991
- 71 *Silaș Gheorghe*, *Mecanică - Vibrații mecanice*, Ed. Didactică și Pedagogică, 1968
- 72 *Soare Mircea V., Ilie Vasile, Bia Cornel*, *Rezistența materialelor în aplicații*, București, Editura Tehnică, 1996
- 73 *Soren R. Hauch, Yong Bai*, *Bending Moment Capacity of Pipes*, Journal of Offshore Mechanics and Arctic Engineering, 1985
- 74 *Sorohan Șt, Constantinescu I. N.* *Practica modelării și analizei cu elemente finite*, Politehnica Press, București, 2003
- 75 *Stoicescu L.*, *Rezistența materialelor*, vol. II, Editura Evrika, Brăila, 2004
- 76 *Suh, Nam P.*, *The Principles of Design*, Oxford Univ. Press, New York 1990
- 77 *Talkington J., Harwig D., Castner H., Joseph A., Spencer R., Grimmitt B.*, *Advances in Titanium Pipe Welding and Inspection Technology for Navy Ships*, Journal of Ship Production, Volume 18, Number 1, 1 February 2002
- 78 *Tassoulas J. L., Karamanos S. A., Nogueira A. C., Mansour G.*, *Finite element analysis of tube stability in deep water*, *Advances in Computational Mechanics Intern. Conf. Proc.*, Edinburgh, 1994
- 79 *Teodorescu P. P., Ilie V.*, *Teoria elasticității și introducerea în mecanica solidelor deformabile*, I, II, III, Dacia, Cluj, 1976, 1979, 1980
- 80 *Timoshenko S. P., Goodier J. N.*, *Theory of Elasticity*, McGraw-Hill Intern. Ed., Eng. Mechanics Series, New York, 1970
- 81 *Timoshenko S. P. and Gere J. M.*, *Theory of elastic stability*, McGraw-Hill International Book Company, New York
- 82 *Timoshenko S.P., Woinowsky-Krieger S.*, *Teoria plăcilor plane și curbe*, Editura tehnică, București, 1968
- 83 *Tudose I., Atanasiu C., Iliescu N.V.*, *Rezistența materialelor*, Editura Didactică și Pedagogică București, 1981

- 84 *Tollenaere, M., Chambon, R., Automated AI-Based Mechanical Design of Hydraulic Manifold Blocks*, CAD, Vol.23, No.3, pp. 213-222, 1991
- 85 *Twigg Ronald, Inspection Guidelines for Pressure Vessels and Piping*, Hardcover, 1996
- 86 *Visarion Viorel, Calculul stărilor de tensiune în teoria plăcilor curbe - Cilindri cu secțiune arbitrară, suprafețe de arie minimă*, Editura Academiei RSR, București, 1969
- 87 *Voinea R., Voiculescu D., Simion F. Introducere în Mecanica solidului deformabil cu aplicații în inginerie*, Ed. Acad., București, 1989
- 88 *Yan Q. J., 3D Analysis of Pipelines During Laying*, Offshore Technology Conference Houston, 1986
- 89 *Yoo Ando, Circumferential inner fatigue crack growth and penetration behaviour in pipe subjected to a bending moment*, Fatigue & Fracture of Engineering Materials and Structures, Volume 23, Issue 1, Page 1-8, Jan 2000
- 90 *** *A.B.S., Guide For The Fatigue Assessment Of Offshore Structures*, April 2003
- 91 *** *A.B.S., Rules for Building and Classing Steel Vessels*, 2003
- 92 *** *API, 1998, Design, Construction, Operation and Maintenance of Offshore Hydrocarbon Pipelines (Limit State Design)*, American Petroleum Institut, Washington DC
- 93 *** *Bureau Veritas, Cyclic Fatigue Of Steel Ship Welded Joints*, Marine Branch, 1986
- 94 *** *D.N.V., Rules for Classification of Ships*, 2000
- 95 *** *DET NORSE VERITAS, 2000, Submarine Pipeline Systems, Offshore Standard OS-F101*
- 96 *** *Det Norske Veritas, Fatigue Assesment of Ship Structures, Classification Notes - Note no. 30.7*, Hovik, January, 2001
- 97 *** *Det Norske Veritas, Recommended Practice Rp-C203, Fatigue Design Of Offshore Steel Structures*, august 2005
- 98 *** *Documentație FEMAP*, v. 8.3
- 99 *** *Lloyd's Register, Structural Design*, London 1985
- 100 *** *Manual pentru calculul construcțiilor*, Editura Tehnică, București, 1977
- 101 *** *National Research Council (U.S.), Committee on the Safety of Marine Pipelines. Improving the Safety of Marine Pipelines*, Washington DC, National Academy Press, 1994
- 102 *** *Reguli pentru Construcția și Clasificarea Navelor*, R.N.R., 1995
- 103 *** *STAS R 8542-79, Alegerea oșelurilor pentru construcții sudate*
- 104 *** *SUPERB, 1996, Buckling and Collapse Limit State*, Joint industry project, SINTEF Report STF22 F96741, Dec

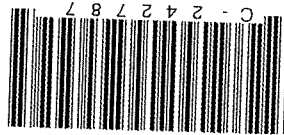


II 37.566

Ministerul Educației și Cercetării
Universitatea „Dunărea de Jos” din Galați

REZUMATUL TEZEI DE DOCTORAT

**STUDIU PRIVIND CONSERVAREA CEREALELOR LA
TEMPERATURI SCAZUTE**



Autor: ing. Octavian Bara

Conducător științific: Prof.dr.ing. Ioan Tofan

Galați 2006

