

UNIVERSITETI I PRISHTINËS
“HASAN PRISHTINA”
FAKULTETI I INXHINIERISË MEKANIKE
DEPARTAMENTI : TERMOENERGJETIKË DHE
TERMOTEKNIKË



PUNIM DIPLOME –MASTER

“ANALIZA DHE DIZAJNIMI I ENËS NËN SHTYPJE DUKE
PËRDORUR NORMAT DHE SOFTUERIN VVD 2018”

Kandidati :

Bsc.Emire Gashi

Mentor:

Prof.Dr. Mustafë Muhaxheri

FALËNDERIM

Së pari falënderoj familjen time për përkrahjen morale dhe financiare gjatë studimeve ,po ashtu falënderim i veçant shkon edhe për mentorin tim Prof.Dr. Mustafë Muhaxheri i cili ishte i gatshëm të më ndihmoj në çdo rast dhe në çdo kohë dhe të cilit i jam shumë mirënjohëse që me vërejtjet dhe sugjerimet, ka ndikuar në cilësinë e këtij punimi. Falënderoj edhe anëtarët e komisionit prof .Dr. Xhemajl Fejzullahu dhe prof.Asoc.Dr. Xhevat Berisha .

PËRMBAJTJA E PUNIMIT

1. PËRMbledhje kryesore	4
2. Hyrje	
2.1.Nocionet themelore në fushën e enëve nën presion.....	6
2.2.Llojet e enëve nën presion.....	7
2.3.Materialet.....	12
3. ZHVILLIMET E STANDARDEVE PËR NDËRTIMIN E ENËVE NËN PRESION	17
4. FILOZOFIA E PROJEKTIMIT TË ENËVE NËN SHTYPJE	
4.1 Pasqyrë e përgjithshme.....	20
4.2 Konsideratat nga aspekti struktural dhe material.....	23
4.3. Faktori i sigurisë.....	28
4.4. Llogaritja në bazë të rregullave.....	29
4.5. Llogaritja në bazë të shqyrtimeve.....	29
5. KRITERET PROJEKTUESE STRUKTURALE TË ENËVE NËN PRESION	
5.1. Mënyrat e shkëputjes.....	30
5.2. Teoritë e shkëputjes.....	30
5.3. Teoritë e shkëputjes me përdorim të ASME Boiler and Pressure Vessel Code.....	33
5.4. Kufijtë e lejuar të sforcimit sipas ASME Boiler and Pressure Vessel Code.....	34
6. STANDARDET PËR LLOJET DHE KLASAT E ENËVE NËN PRESION	
6.1.Norma ASME kapitulli VIII divizioni 1 dhe 2.....	38
6.2.Enët nën presion –përcaktimi i klasës së enës.....	41

7. DETYRA PROJEKTUESE

7.1. Përshkrimi teknik.....	47
7.2. Parametrat themelor për llogaritje	48

8. LLOGARITJET SIPAS NORMAVE

8.1. Normat ASME kapitulli VIII divizioni 1 dhe 2.....	50
8.2. Normat EN 13445.....	53
8.3. Softueri MATLAB.....	57

9. APLIKIMI SOFTUERIK - VVD

9.1. Përshkrimi i softuerit	66
9.2. Llogaritjet me anë të softuerit VVD.....	73

10. KONKLUDIMI

98

11. LITERATURA.....

99

1. PËRMBLEDHJE KRYESORE

Enët, rezervuarët dhe tubacionet që mbajnë, rruajnë apo pranojnë fluide quhen enë nën presion. Definohen si enë ku presioni është i ndryshueshëm brenda dhe jashtë. Presioni i brendshëm zakonisht është më i lartë se ai i jashtëm, me përjashtim në disa situata të izoluar. Fluidet brenda enës mund të pësojnë ndryshim në gjendje siç është rasti i kaldajave me avull, ose mund të kombinohet me reagjent të tjerë si në rastin e reaktorëve kimik.

Enët nën presion zakonisht i nënshtrohen kombinimit të presioneve të larta së bashku me temperatura të larta, dhe në disa raste fluideve të djegshme apo materialeve tepër radioaktive. Për shkak të rreziqeve të tilla është e domosdoshme që llogaritja e tyre të jetë e tillë që asnjë rrjedhje nuk mund të ndodhë. Përveç kësaj këto enë duhet të jenë llogaritur me kujdes për të përballuar me temperaturat operuese dhe presionin.

Punimi përfshin shqyrtimin e parimeve themelore të projektimit të enëve nën shtypje duke i marr parasysh konsideratat nga aspekti struktural dhe material, përshkrimin e kategorive të sforcimeve dhe dizajnimin e elementeve themelore të enës cilindrike të një impianti për rikuperimin e squfurit industrial.

Pjesa e veçantë e punimit ka të bëjë me projektimin e enës cilindrike të punuar nga çeliku për enët nën presion A 516 Gr. 60, të diametrit të jashtëm $D_j=2624$ mm dhe me gjatësi $L=4700$ mm, ndërsa llogaritja të bëhet sipas normave ASME, seksioni VIII, Divizioni 1 dhe 2 si dhe të normave evropiane EN 13445 dhe EN M.E2.252/91.

Bazuar në këto norma është bërë llogaritja e trashësisë së murit të mbështjellësit të enës, kokës elipsoidale, si parametrat e krahasimit të saktësisë së llogarive me vegla softuerike, për kushtet e punës dhe kushtet testuese.

Është llogaritur edhe trashësia minimale e murit të themeleve e dhe është konstatuar se është më e madhe se trashësia minimale e pjesës fundore të mbështjellësit në kufijtë e lodhjes së murit në pjesën qendrore e_s , më e madhe se trashësia minimale të murit në pjesën e lakuar e_y , me e madhe se trashësia minimale e murit të rrumbullakuar duke i ikur deformimeve e_b .

Më tej është aplikuar edhe softueri MATLAB për llogaritjen e elementeve të njëjta me qëllim të krahasimit të llogaritjeve teknike. MATLAB është një gjuhë me performancë të lartë për informatikë teknike. Ajo integron llogaritjen, vizualizimin dhe programimin në një mjedis të lehtë për përdorim ku problemet dhe zgjidhjet shprehen në simbole matematikore të njohura.

Sipas Standardeve është bërë edhe kategorizimi i kësaj ene para se të bëhen llogaritjet në softuerin VVD duke i aplikuar faktorët ndikues. Për modelin e pazgjedhur të enës sipas detyrës projektuese në versionin 16 të softuerit VVD me modulet përkatëse për llogaritje. Pas verifikimit të të dhënave të gjeometrisë është bërë kalkulimi i mbështjellësit të enës, kokave elipsoidale dhe mbështetësve.. Trashësia minimale për shkak të presionit të jashtëm është llogaritur për gjatësinë e enës pa mbështetje kur ena i nënshtrohet presionit të jashtëm.

Llogaritjet e sforcimeve të mbështetësve llogariten sipas standardit EN 13445-3 duke marr parasysh edhe pllakat shtesë në mbështjellësin e enës cilindrike.

Nga përmbledhja përfundimtare e llogarive me softuerin VVD është konkluduar se trashësia e kerkuar minimale është 5.47 mm që është më e vogël se sa trashësitë e llogaritura me standardet ASME dhe softuerin MATLAB, por duke i marr parasysh përafrimet e supozuara gjenden në linje të njëjtë. Edhe rezultatet e presioneve maksimale të lejuara punuese janë konform standardeve të aplikuara gjë që vetëm e vërteton saktësinë e punës me softuerin VVD që rekomandohet për këtë lloj të kalkulimeve në dizajnin e enëve nën presion.

2. HYRJE

2.1 Nocionet themelore në fushën e enëve nën presion

Enët, rezervuarët dhe tubacionet që mbajnë, ruajnë apo pranojnë fluide quhen enë nën presion. Definohen si enë ku presioni është i ndryshueshëm brenda dhe jashtë. Presioni i brendshëm zakonisht është më i lartë se ai i jashtëm, me përjashtim në disa situata të izoluar. Fluidet brenda enës mund të pësojnë ndryshim në gjendje si ç'është rasti i kaldajave me avull, ose mund të kombinohet me reagjent të tjerë si në rastin e reaktorëve kimik.

Enët nën presion zakonisht i nënshtrohen kombinimit të presioneve të larta së bashku me temperatura të larta, dhe në disa raste fluideve të djegshme apo materialeve tepër radioaktive. Për shkak të rreziqeve të tilla është e domosdoshme që llogaritja e tyre të jetë e tillë që asnjë rrjedhje nuk mund të ndodhë. Përveç kësaj këto enë duhet të jenë llogaritur me kujdes për të përballuar me temperaturat operuese dhe presionin.

Duhet të kihet parasysh se dëmtimi (thyerja) enës nën presion ka mundësi për të shkaktuar lëndime fizike të gjerë dhe dëme të pronës. Integriteti dhe siguria e uzinave janë problemi themelor gjatë llogaritjes së enëve nën presion, dhe natyrisht kjo varet nga përshtatshmëria e kodeve të llogaritjes.

Kur flitet për enët nën presion gjithashtu duhet të merren në konsideratë edhe rezervuarët. Enët nën presion dhe rezervuarët dukshëm dallojnë nga pikëpamja e llogarive dhe ndërtimit të tyre: rezervuarët për dallim nga enët nën presion, janë të kufizuara ndaj presionit atmosferik; ndërsa enët nën presion zakonisht përmbajnë shtresa apo elemente të brendshme çka nuk është rasti te rezervuarët (ose ato që kanë janë të kufizuara në këmbyses të nxehtësisë apo përzierës).

Enët nën presion kanë përdorim të gjerë në industri: p.sh. në industrinë për prodhim të energjisë nga lëndët djegëse dhe energjia bërthamore, në industrinë petrokimike për ruajtjen dhe përpunimin e naftës në rezervuar si dhe ruajtjen në qendrat e shërbimit, dhe industrinë kimike (në reaktorët kimik) etj. Përdorimi i tyre është zgjeruar në të tërë botën. Në fakt, enët nën presion dhe rezervuarët janë thelbësore në industrinë kimike, e naftës, petrokimike dhe atë bërthamore. Bëjnë pjesë në grupin e pajisjeve ku ndodhin reaksionet, ndarjet, dhe ruajtja e lëndëve të para. Në përgjithësi, pajisjet nën presion janë të nevojshme në shumë aspekte për uzinat industrial për qëllime të ruajtjes dhe të prodhimit.

Madhësitë dhe format gjeometrike të enëve nën presion dallojnë shumë nga enët e mëdha cilindrike të përdorura për ruajtjen e gazit me presion të lartë dhe atyre të madhësisë së vogël që përdoren si njësi hidraulike për aeroplan. Disa janë të groposura nën dhe ose të fundosura nën oqeanë, por shumica janë të vendosura mbi tokë ose të mbështetura në platforma.

2.2. Llojet e enëve nën presion

Enët nën presion zakonisht kanë forma cilindrike ose sferike, me funde të rrumbullakuara. Në përgjithësi enët cilindrike janë më të preferuara, pasi që prodhimi i tyre është më i thjeshtë dhe shfrytëzojnë më efektivisht hapësirën që iu është dispozicion. Rezervuarët e kaldajave, këmbyesit e nxehtësisë, reaktorët kimik, etj. zakonisht janë cilindrike. Enët sferike, në krahasim me ato cilindrike, kanë përparësi pasi që për presione të caktuara ju nevojiten muret me trashësi më të hollë. Për këtë arsye ato përdoren si bartës të gazrave apo lëngjeve në sasi të mëdha, gaz të ftohtë në reaktor bërthamor, objektet për ruajtjen e mbeturinave nukleare, e kështu me radhë.

Enët kontrolluese për lëngje në presione shumë të ulët ndonjëherë janë në formën e sferoideve të lidhura ose në formën e një pike.

Kjo ofron përparësi në sigurimin e shpërndarjes së sforcimeve në mënyrën më të mirë të mundshme kur rezervuari është plot.

Konstruksioni tipik i enës nën presion është paraqitur në figurën Fig 2.1. Ena nën presion në formë sferike është paraqitur në Fig 2.2.

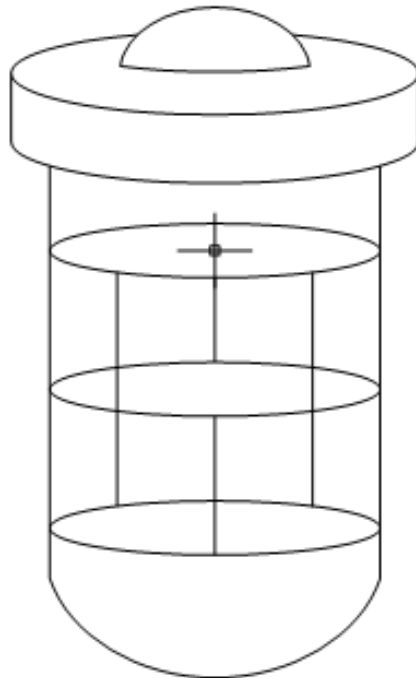


Figura 2.1 Ena tipike nën presion

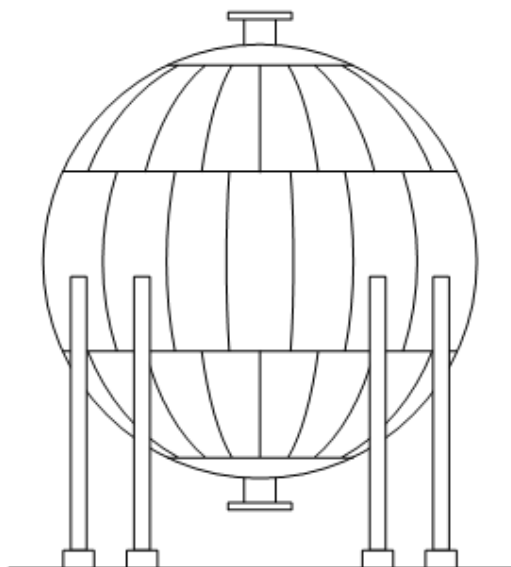


Figura 2.2 Ena sferike nën presion

Kjo është një enë nën presion e veçantë dhe me të vërtetë është një sferë për ruajtje. Praktikisht ajo vepron si rezervuar për shkak se qëllimi i saj është ta ruaj lëngun. Mirëpo pasi që e bën këtë në presion më të lartë se presioni atmosferik, ajo mund të klasifikohet si enë nën presion.

Megjithatë kjo nuk përmban presione të brendshme dhe vepron në temperaturë atmosferike. Ena nën presion në formë cilindrike e mbështetur horizontalisht me kokë hemisferike dhe me kalues konik është paraqitur në Fig. 2.3. Kjo përbëhet nga mbështjellësi kryesorë cilindrik, me koka hemisferike dhe disa kyqje të dizave.

Gjeometritë e enëve mund të ndahen në trajtë të tipit pllakë dhe guacë. Konstruksioni i tipit pllakë që përdoret në mbulesa të rrafshta (për mbylljen e enëve nën presion dhe këmbyesve të nxehtësisë) i reziston presionit në përkulje, ndërsa ato të tipit guacë, veprimi i membranës funksionon në mënyrë të ngjashme me atë çfarë ndodhë në balona nën presion.

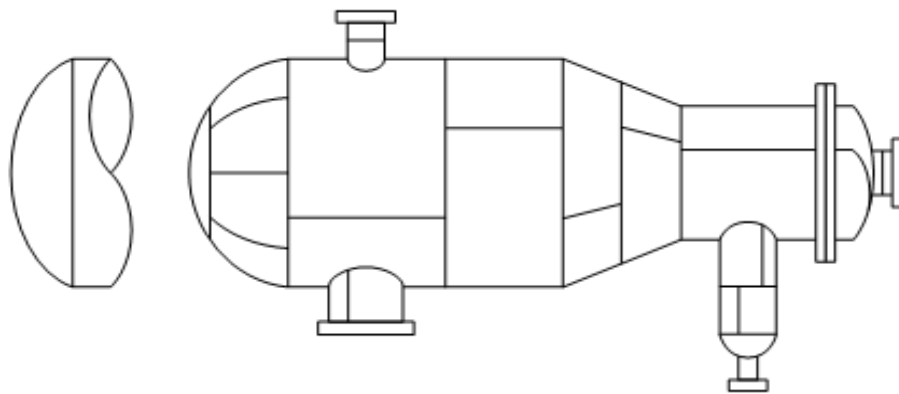


Figura 2.3 Ena nën presion horizontalisht e mbështetur

Në përgjithësi, preferohet që forma e konstruksionit të jetë e tipit guacë për shkak se trashësia e nevojshme është me e vogël (çfarë mund të demonstrohet edhe në mënyrë analitike), dhe për këtë arsye është i nevojitet më pak material gjatë prodhimit. Komponentët e tipit më mbështjellës nën presion si që janë enët nën presion dhe këmbyesit e nxehtësisë kapakët me konfiguracion të ndryshëm gjeometrik dhe dizat janë paraparë ti rezistojnë presionit në mënyrë primare me veprimin e membranës.

Enët nën presion prodhohen në forma dhe madhësi të ndryshme, duke filluar nga disa centimetra (cm) në diametër e deri në 50 metra (m) ose në më shumë në diametër. Presioni mund të jetë aq i ulët sa 0.25 kilopaskal (kPa), e deri në 2000 megapaskal (MPa). Shoqata Amerikane e Inxhinierëve të Makinerisë (ASME) Standardi për Kaldaja dhe enë nën presion, Pjesa VIII, Divizioni 1,1 përcakton një varg të presioneve të brendshme nga 0,1 MPa në 30 MPa. Pajisjet nën presion, sic janë rezervuarët për rruajtje të Institutit Amerikan të Naftës (API), janë të dizajnuara në atë mënyrë që të kufizojnë presionin e brendshëm në jo më shumë nga ai i krijuar nga presioni statik i lëngjeve brenda në rezervuar. Gjeneratori i avullit prodhon avullin që kalon nëpër turbinë, kondensator, pompat kondenzuese, pompat furnizuese, nxehtësve industrial të ujit i cili kthehet anasjelltas në gjeneratorin e avullit.

Kokat janë pjesë e rëndësishme e enëve nën presion dhe definoohen si pjesë të enes që e mbyllin mbështjellësin nga poshtë, lartë dhe nga anët. Fundet e enës janë të mbyllura me koka të enës para lëshimit të tyre në funksion.

Kokat zakonisht punohen nga materiali i njëjtë si mbështjellësi dhe mund të saldohen në vetë mbështjellësin. Ato mund të jenë edhe pjesë integrale të mbështjellësit si konstruksione të farkuara ose të derdhur. Disenji gjeometrik i kokës varet nga gjeometria e mbështjellësit si dhe nga parametrat tjerë si që janë temperatura dhe presioni operativ.

Kokat mund të jenë të tipeve të ndryshme si:

- Me fllangja
- Elipsoide
- Torisferike
- Hemisferike
- Konike dhe
- Torikonike

Tipet e ndryshme të kokave janë të paraqitura në Figurën 2.4

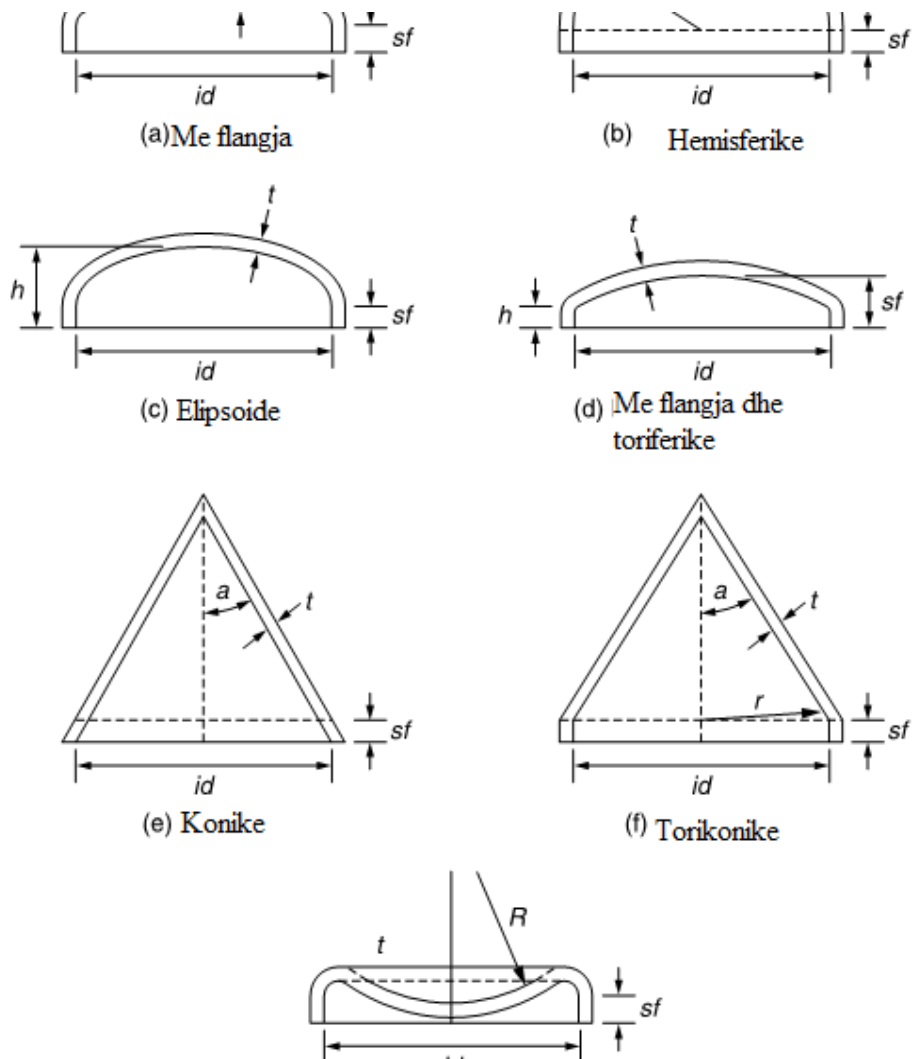


Figura 2.4

Hapjet- vrimat në enët nën presion në zonat e mbështjellësit ose të kapakëve duhet të shërbejnë për qëllime vijuese:

- Vrimat e mëdha-‘menvei’ për të lejuar personelin për të hyrë ose dalë nga ena me qëllim të mirëmbajtjes dhe riparimeve rutinore
- Vrimat për drenazh ose pastrim të enes
- Vrimat doracake që shërbejnë për inspektimin e enës nga jashtë
- Dizat që i shtohen gypave për të bartë mediumin punues brenda apo jashtë enes nën presion

Konstruksioni bartës i enës ka për qëllim që ta mbështesë enën nën presion në bazën bartëse. Konstruksioni bartës duhet të projektohet ashtu që të përballoj ngarkesat nga pesha e enës dhe ngarkesat seizmike si dhe të kufizojë bartjen e nxehtësisë nga muri i enës në bazën bartëse. Konstruksioni bartës duhet të jetë i aftë që të përballoj ngarkesat nga pesha e enës dhe të brendisë si dhe të fluidit që përmban pa përjetuar deformim permanent.

Konstruksioni bartës te enët nën presion përbëhet nga tipe të ndryshme të mbajtësve përfshirë shtrëngueset, këmbët bartëse dhe qafat apo bartëset në formë të samarit.

Bartëset në formë të pllakave lidhëse kjo është mënyrë e zakonshme e lidhjes së enëve vertikale të montuara në mbartësit me seksion **I**. Nëse ena është e punuar nga çeliku karbonik, atëherë pllakat lidhëse mund të saldohen drejtpërdrejt në enë.

Shumica e enëve vertikale nën presion mbështeten në konstruksion bartës fundor si që është paraqitur në Figurën 2.5

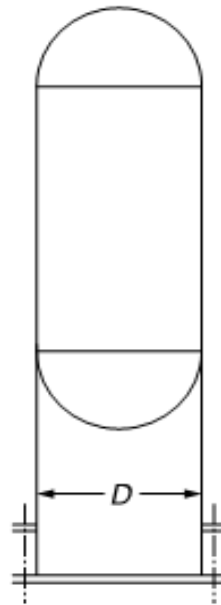


Figura 2.5

Enët horizontale nën presion zakonisht mbështeten në dy mbështetës në formë shale të vendosura në mënyrë simetrike (Fig. 2.6).

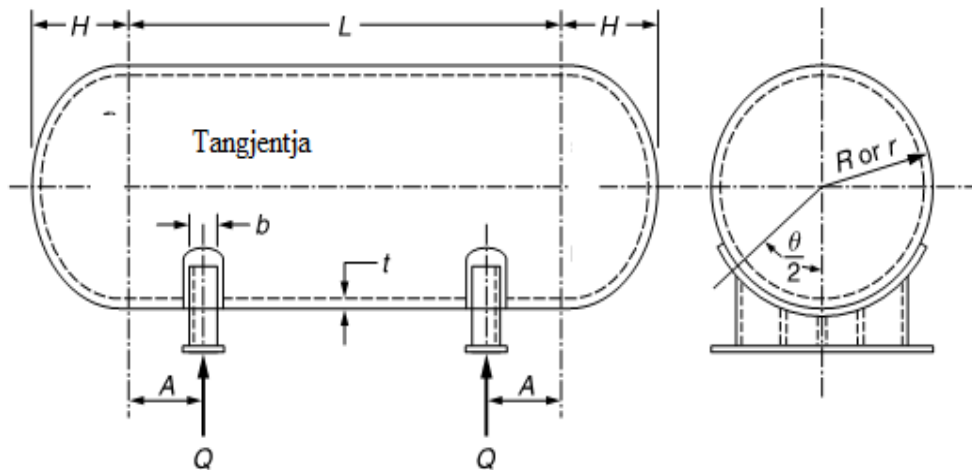


Figura 2.6

Enët nën presion si komponentë të uzinës në tërësi janë të dizajnuara të përmbushin kriteret e ndryshme të parapërcaktuar nga inxhinierët përgjegjës për projektimin e tyre si tërësi.

2.3. Materialet

Hapi i parë në procedurën e projektimit është që të zgjedh informacionin e nevojshëm përkatëse, duke krijuar në këtë mënyrë një trupin e kërkesave të projektimit, siç është paraqitur në figurën 2.8 . Pasi kërkesat e projektimit janë vendosur, bëhet zgjedhja e materiale të përshtatshme dhe standardet e specifikuar për projektim japin sforcimet e lejueshme apo nominale që duhet përdorur gjatë dimensionimit së trashësisë së enës në presion.

Rregullat e tjera të specifikuar në standarde mbulojnë pjesën e projektimit të komponentëve të ndryshme të enëve siç janë dizat, flanaxhat, dhe kështu me radhë. Duke ndjekur këto rregulla, bëhet caktimi i elementeve të ndryshme dhe shqyrtimin e tyre deri në dështim.

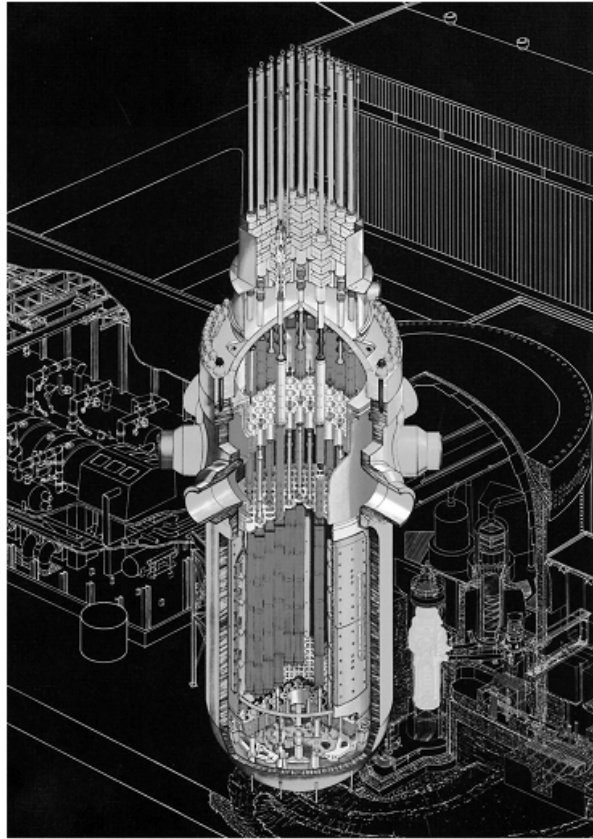


Figura 2.7 Ena nën presion e reaktorit të ujit nën presion (PWR)

Shumica e llojeve të dështimeve që janë të rëndësishme gjatë dimensionimit të enëve nën presion janë të varura nga sforcimet dhe për këtë arsye është e nevojshme të sigurohet përshtatshmëria e shpërndarjes së sforcimeve dhe të kontrollohet ndaj hipotezave së mënyrave të dështimit. Llogaria e propozuar përfundimisht iterohet derisa zgjedhja më ekonomike dhe e besueshme e elementit arrihet. Kërkesat funksionale mbulojnë parametrat gjeometrik për llogari sic janë: madhësia dhe forma, vendi i depërtimit, e kështu me radhë. Disa nga këta parametra mund të caktohen në bashkëpunim nga i tërë grupi i projektimit dh të qëndrojnë të pandryshueshëm, por në shumicën e rasteve dizajneri i enëve nën presion vepron lirisht në bazë të përvojës së tij apo asaj.

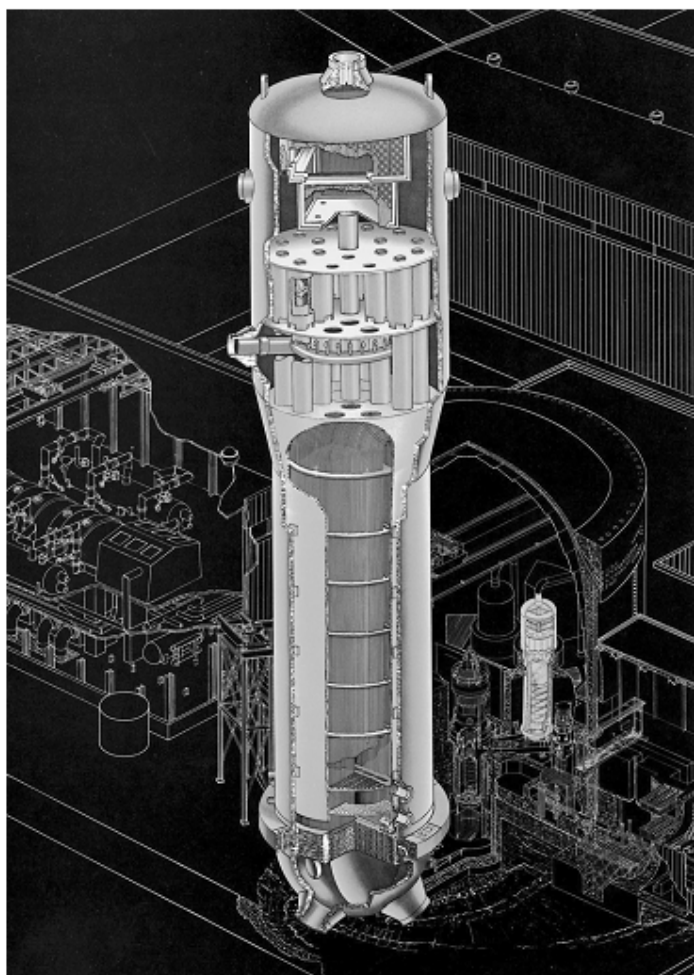


Figura 2.8 Gjeneratori i avullit i reaktorit të ujit nën presion (PWR)

Gjatë dizajnit të enëve nën presion siguria është konsiderata parësor, veçanërisht për enët nën presion për reaktorët bërthamor, për shkak të ndonjë përplasje së mundshme e ndonjë aksidenti të rrezikshëm. Sidoqoftë në përgjithësi, dimensionimi është një kompromis midis faktorit ekonomik dhe atij të sigurisë. Rreziqet e mundshme nga mënyrat e dështimit dhe pasojat e tij janë balancuar ndaj përpjekjeve të nevojshme për ta parandaluar atë. Dimensionimi përfundimtar duhet të arrijë standarde të mjaftueshme të sigurisë me kosto minimale.

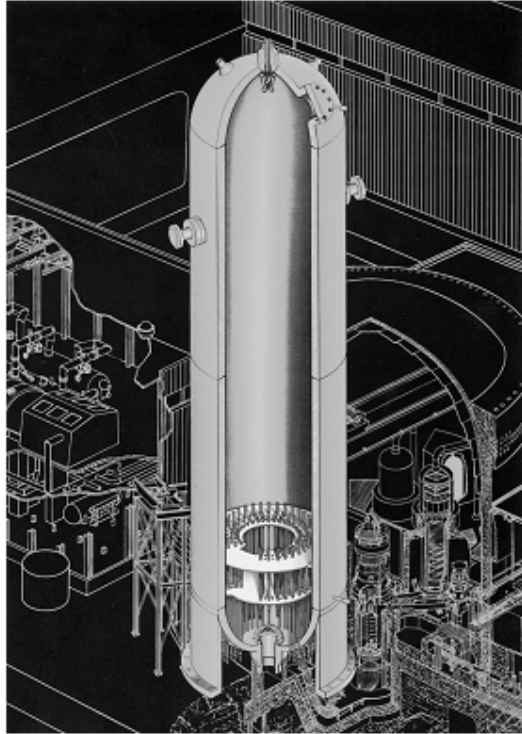


Figura 2.9 Presurizatori i reaktorit të ujit nën presion

Siguria nuk mund të garantohet absolutisht për dy arsye. Së pari, mënyra e vërtetë e ngarkimit gjatë përdorimit mund të jetë më e ashpër se sa është parashikuar gjatë fazës së dimensionimit, ku ngarkesat e parregullta dhe të paparashikuara ndodhin më mënyrë të pashmangshme gjatë përdorimit të enëve nën presion. Së dyti, njohuritë tona janë rrallë herë të mjaftueshme për të japë përgjigje cilësore në carjen e materialeve, gjendja e sforcimeve nën kushte të caktuara, e kështu me radhë.

Është e vërtetë se edhe pse mekanizmi themelor i dështimit nuk është kuptuar sa duhet, është e mundur që të vendosen masa parandaluese bazuar në metodat gjysmë empirike. Duke menduar në këtë mënyrë, enët nën presion mund të renditen sipas ashpërsisë së operimit të tyre pasi që kjo do të ndikojë në mundësinë e dështimit dhe pasojat e saj.

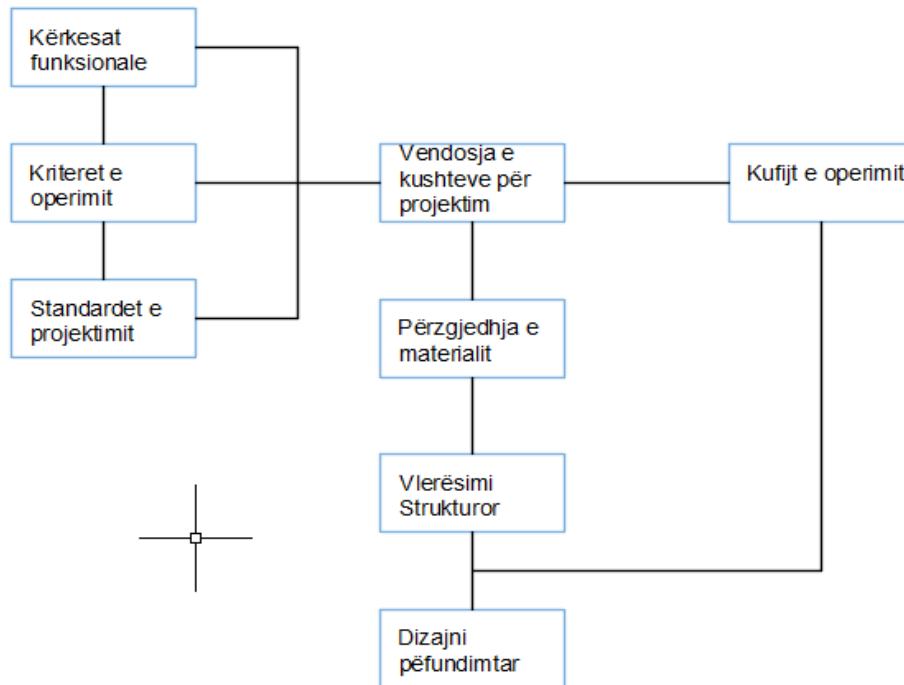


Figura 2.10 Procedura e disenjimit të enëve nën presion

Duke bërë këto konsiderata vjen deri te klasifikimi i enëve nën presion duke filluar me enët nën presion për reaktorët bërthamor në një rën anë e deri te rezervuarët e ujit në anë tjetër. Faktori i siguri së që përdoret në ASME standardin për Kaldaja dhe Enë nën Presion merr parasysh faktorët e panjohur që lidhen me dizajnimin dhe konstruktimin e pajisjes.

Formulat për llogari dhe metodat për analizë të sforcimeve në përgjithësi janë të përafërta bazuar në hipoteza të caktuar. Zakonisht supozohet se materiali është homogjen dhe isotropik. Kurse në realitet materialet përmbajnë defekte dhe nuk janë të vazhdueshëm, çka shkakton devijim nga supozimet e lartë përmendura. Në vitin 1925, në rregullat për konstruktimin e kaldajave është përdorur faktor i siguri së 5, e cila në vitin 1942 është reduktuar në 4, me qëllim për rruajtje të çelikut. Në vitin 1955, në procese të reja petrokimie shfaqet nevoja për presione të larta çka paraqet nevojën e trashësisë së mureve të enëve të jetë në mes 150 deri 200 milimetra (mm). Si rrjedhojë komiteti i ASME në standardin për enët nën presion vendosi për të formuar një grup të posaçëm për të hartuar sforcimet e lejueshme me faktor të siguri së në 3.

Qëllimi është për të zvogëluar shpenzimet e fabrikimit, me supozimet e përvetësuarat lë të kuptohet se kjo mund të aplikohet në materiale të caktuara, me shtimin e rregullave të rezistencës në thyerje (fraktura) së bashku me rregullat e dizajnit për ndikime ciklike (lodhje) dhe kjo mënyrë e detajuar a analizës së sforcimeve është përdorur në shumicën e kushteve të ngarkimit. Komiteti mendoi se standardi i enëve nën presion në teknologjinë bërthamore do të jetë më i lehtë të shkruhet se sa standardi për enët nën presion të përdorura në proceset petrokimike. Kjo është për shkak se enët nën presion që përdoren në teknologjinë bërthamore përmbajnë vetëm avull dhe ujë, dhe temperatura maksimale është 800 F (427 C).

Shumica e specifikimeve për dizajnim të centralit bërthamor tregojnë se dizajnimi nga ciklet e lodhjes llogariten në bazë të punës operative 40 vjeçare të impiantit. Në 40 vjet është bazuar në centrale bërthamore që janë në gjendje për të qëndruar dy herë më shumë se centralet nga burimet fosile (e cila zakonisht ka zgjat 20 vjet). Projektimi për funksionim ciklik është bazuar në ciklet e vlerësuar për 40 vjet, me ashpërsinë e cikleve bazuar në vlerësimet për kushtet më të këqija. Kjo metodë e projektimit ishte një përpjekje e përafërt për të siguruar çarjet nga lodhja e materialit gjatë një periudhe 40-vjeçare. Duke përdorur lakoret për lodhje të materialit nga standardet, është llogaritur një faktor i shfrytëzimit kumulativ dhe është kërkuar në mënyrë arbitrare të jetë më i vogël se 1, i cili është bazuar në vlerësimin e numrit të cikleve për periudhën e supozuar 40-vjeçare.

Kjo metodologji përmban shumë faktor të sigurisë që janë konservativ, përfshirë faktor 2 për sforcime dhe faktor 20 për cikle.

3. ZHVILLIME TË STANDARDEVE PËR NDËRTIMIN E ENËVE NËN PRESION

Shpërthime të shumta të kaldajave dhe të enëve nën presion ndodhën në fund të 1800-ve dhe në fillim të viteve 1900. Kjo çoi në miratimin e standardit të parë për ndërtimin e kaldajave me avull nga Komonuelthi i Massachusetts në 1907.

Kjo më pas rezultoi në zhvillimin dhe publikimin e standardit së ASME për kaldajat dhe enët nën presion në vitin 1914, i cili kishte për qëllim standardizim të projektimit, prodhimit dhe inspektimit të kaldajave dhe enëve nën presion. Në vitin 1921 Bordi Kombëtar i Inspektorëve për Kaldaja dhe Enë nën Presion u organizua të japë mënyra të qëndrueshme për inspektim dhe testim. Publikimi i seksionit për kaldajat e lokomotivave gjithashtu u paraqit në vitin 1921, duke ju bashkuar më 1924 edhe specifikimet për materiale nga ASME dhe ASTM (Shoqata Amerikane për Testim të Materialeve). Publikimi i parë i Seksionit VIII “enët nën presion” u paraqit në vitin 1925. Në këtë dokument është përdorur faktori i sigurisë 5. Industria e naftës nuk e konsiderojnë atë të jetë të përshtatshme për qëllimet e tyre dhe gjithashtu dëshirojë përdorimin më të mirë të materialeve. Në vitin 1928 paraqiten enët nën presion të salduara. Për presion më të larta, guacat e salduara janë punuar me trashësi më të madhe se 70 mm. Këto shfaqen nevojën për Ekzaminime Jo-Destruktive (NDE) para përdorimit. Në vitin 1934, Komiteti API dhe ASME bashkarisht publikuan botimin e parë të enëve nën presion pa djegie të brendshme (si kaldajat) veçanërisht për industrinë e naftës. Në vitin 1952 këto Standarde të ndara u bashkuan në një standard – Standardi ASME për Enët nën Presion, Seksioni VIII. Standardi ASME për Enë në Presion, Seksioni VIII, Divizioni 2: “Rregulla Alternative për Enët nën Presion,” është publikuar në vitin 1968 ndërsa standardi origjinal u bë Seksioni VIII, Divizioni 1: “Enët nën Presion”.

Nxitje e konsiderueshme e të kuptuarit së sjelljeve themelore të komponentëve së enë nën presion është dhënë gjatë zhvillimit të programit për energji bërthamore në SHBA dhe Evropë në fund të viteve 1950-ta dhe fillimit të viteve 1960-ta. Të përmendim se zhvillime të ngjashme mund të gjenden edhe në Standardet e Britanisë, Francës, Gjermanisë dhe Japonisë.

ASME seksioni III Divizioni 1 i dedikohet në tersi komponentëve të centraleve nukleare dhe gjithashtu përmban rregullat për disenjimin e pompave dhe valvulave të centraleve bërthamore. Trajtimi i veçantë i reaktorëve dhe enëve për grumbullim ka çuar drejt publikimit të Seksionit II Divizioni 2 i standardit në vitin 1975. Tri nënseksionet (NB, NC dhe ND) të ASME Seksioni III Divizioni 1 i mbulon projektimin dhe konstruktimin e pajisjeve të klasave 1,2 dhe 3. Kriteret më rigorozë janë për klasën 1 ku kërkohet projektimi në bazë të analizave. Klasa 2 lejon projektimin edhe përmes analizave dhe formulave nga standardet. Klasa 3 përfshinë projektimin në bazë të formulave dhe është ekuivalente me seksionin VIII divizionin 1. Projektuesit duhet të vlerësojnë funksionin e sigurisë për secilen enë nën presion dhe të përdorin klasat përkatëse të standardit. Disenjimi i mbështetësve për Seksionin III Divizioni 1 për enët nën presion është përshkruara në tersi në ASME Code. Seksioni 3 ka nënseksionin NF që definon projektimin e mbështetësve për enët nën presion të klasave 1,2 dhe 3. Shtojca e vitit 1976 ka ndërruar nomenklaturën e projektimit kushtet e punës normale të testimit dhe të dështimit të kushteve të punës për nivelet A,B,C dhe D.

Në shtojcën e vitit 1982 kurbat e lodhje janë zgjeruar për numrin 10^{11} të cikleve. Në shtojcën e vitit 1996 janë inkorporuar rregullat e projektimit për punën në temperaturat e larta. Në vitin 1976, është publikuar divizioni 3 që përmban rregullat e transportit të materialeve të rrezikshme. Nevoja për rregulla të unifikuara të inspektimit kontinual të centraleve bërthamore rezultojë me edicionin e vitit 1970 të seksionit XI: ‘rregullat për inspektimin kontinual të komponentëve të centraleve bërthamore.

Rregullat për projektimin, fabrikimin dhe inspektimin e enëve nën presion janë dhënë përmes standardeve dhe janë zhvilluar në mënyrë të ndryshme varësisht nga industrinë dhe qeveritë e shteteve të ndryshme si që është dhen në tabelen 3.1. Standardet e projektimit dhe të konstruktimit i kanë përcaktuar dhe rregullat për projektim, fabrikim dhe inspektim për punë të sigurt të kaldajave, enëve nën presion dhe komponentëve bërthamore. Këto standarde kanë pasur për qëllim të sigurojnë një bazë racionale për mbrojtjen e jetës dhe të pasurisë dhe gjithashtu të sigurojnë kufijtë për keqësimet gjatë punës. Tabela 3.1 përfshinë edhe standardin ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Disa përparësi të veçanta të versionit të fundit të ASME Code Section III janë:

- Trajtimit eksplisit i sforcimit termik
- Trajtimi i lodhjes si mënyrë e mundshme e shkëputjes
- Përdorimi i analizave të kufijve të plasticitetit
- Vlerësimi i shkëputjes elastike pas disa aktivitetet plastike

Janë bërë edhe shqyrtime të vazhdueshme për të kuptuar të gjitha llojet e shkëputjes dhe për të përcaktuar kufijtë e sigurisë për mbrojtje nga shkatërrimet e ndryshme. Këto baza janë të qëndrueshme dhe ndërlidhen për mënyra specifike të shkëputjeve të materialeve.

Shteti	Standardet	Autoriteti i licencuar
SHBA	ASME Boiler & Pressure Vessel Code	ASME
Britania e madhe	BS 1515 Fusion Welded Pressure Vessels	British Standard Institute
	BS 5500 Unfired Fusion Welded Pressure Vessels	
Gjermania	AD Merblatter	Arbeitsgemeinschaft Druckbehälter
Italia	ANCC	Associazione Nazionale Per Il Controllo Peula Combustione
Holanda	Regeis Voor Toestellen	Dienst voor het Stoomvezen
Suedia	Tryckkarls kommissionen	Swedish Pressure Vessel Commission
Australia	AS 1200:SAA Boiler Code AS 1210 Unfired Pressure Vessels	Standards Association of Australia
Belgjika	IBN Construction Code for Pressure Vessels	Belgian Standards Institute
Japania	MITI Code	Ministry of International Trade and Industry
Franca	SNCT Construction Code for Unfired Pressure Vessels	Syndicat National de la Chaudronnerie et de la Tuyauterie Industrielle

Tabela 3.1 Standardet për projektimin dhe konstruktimin e enëve nën presion

Duhet të merren parasysh edhe ndikimet e përparimeve teknologjike në disenjimin e enëve nën presion. Veçanërisht në tri dekadat e fundit kur janë bërë hapa të mëdhenj në llogaritjet kompjuterike dhe softuer të veçantë për llogaritje. Në vitin 1960 përdorimi i kompjuterëve ka qenë fillim i ndikimit në projektimin dhe analizën e enëve nën presion.

Zhvillimi i vullshëm i softuerëve të elementeve fundore ka ndikuar në mënyrë të veçantë në disenjimin detaj të komponentëve të enëve nën presion. Këto zhvillime të përcjellura me rritje të shpejtësisë së llogaritjes dhe ruajtjes së të dhënave ka mundësuar që procesi i projektimit të jetë i shpejtë dhe njëkohësisht të rritet saktësia e disenjimit.

Përkundër të gjitha masave kaq rigorozet rregullave dhe procedurave të larta të sigurisë, megjithatë aksidentet në enët nën presion dhe në kaldaja vazhdojnë të ndodhin. Vetëm në vitin 1980, p.sh. bordi kombëtarë i inspektorëve të kaldajave dhe enëve nën presion të SHBA, ka raportuar 1972 aksidente në kaldaja dhe enë nën presion me bilanc prej 108 të lënduarve dhe 22 të vdekur. Sot natyrisht eksplozimet e enëve nën presion janë më të ralla dhe zakonisht si pasojë e punë jo korrekte apo mbikëqyrjes së varfër të procesit të korrozionit. Siguria në kaldaja dhe enët nën presion mund të arihet përmes:

- Disenjimit dhe konstruktimit korrekt
- Mirëmbajtjes dhe konstruktimit korrekt
- Performancës korrekte të shfrytëzuesit dhe të enës

Përmirësimet e rregullave të projektimit dhe konstruktimit varen nga formulimi dhe aprovimi i standardeve dhe kodeve korrekte për konstruktim dhe instalim të enëve. Prandaj ASME Boiler and Pressure Vessel Code kërkon që të gjitha enët nën presion duhet të disenjohen për kushtet më të ralla koincidentale të presionit dhe temperaturës që mund të ndodhin gjatë procesit të paraparë nuk mund të ketë devijime nga kjo kërkesë edhe pse disa kushte të rralla janë periodike të shkurtra dhe ndodhin shumë rrallë.

Pierre dhe Baylac kanë publikuar një pasqyrë ndërkombëtare për disenjimin e enëve nën presion në vitin 1992. Ata rekomandojnë që autoritetet qeveritare duhet të jenë vigjilente përmes mbikëqyrjes konstante të statistikave të aksidenteve. Ata insistojnë edhe në autoritetet që të jenë të matur dhe të kenë qëndrim fleksibil në aplikimin e rregullativave.

4. FILOZOFIA E PROJEKTIMIT TË ENËVE NËN SHTYPJE

4.1.Pasqyrë e përgjithshme

Roli i inxhinierisë mekanike në procesin e projektimit të enëve nën presion është të jap përshkrimin e pjesëve dhe materialeve enëve nën presion nga pikëpamja e modeleve matematikore, të cilat mund të analizohen në formë të mbyllur për një numër të kufizuar të rasteve dhe shumica duhet të zgjidhen numerikisht. Madje edhe ato të ashtuquajturat modele të thjeshta që mund të zgjidhen në formë të mbyllur mund të përfshijnë matematikë komplekse. Në disa raste të caktuara, përdorimet inteligjente të parimeve të mirë njohura çojnë në thjeshtësim të koncepteve.

Këto koncepte zakonisht lehtësojnë detyrën e projektuesit. Megjithatë, në të shumtën e rasteve, veçanërisht kur material të avancuara dhe aliazhe (të përziera) janë qëllim i përdorimit, ekziston nevoja për të bërë përdorimin sa më optimal të materialeve cka bënë domosdoshmërinë e zbatimit të shqyrtimeve të avancuar strukturale. Si pasojë kompleksiteti në llogari rritet dhe pikëpamja e interpretimit të rezultateve bëhet gjithnjë e më e gjerë. Mbi të gjitha, numër i madh i këtyre modeleve supozon sjelljen e materialeve së bashku me kufirin e rrjedhshmërisë së tyre. Pasi që kuptojmë sjelljen e materialit gjithnjë e më shumë, paqartësitë dhe mungesa e faktorëve të siurisë bëhet më e dukshme. Përmirësimet do të vazhdojnë pasi që njohuritë dhe përgjegjësitë që ndikojnë në procesin e projektimit dhe në parametrat e materialit rritet, dhe këto vihen në përdorim inxhinierik dhe ekonomik.

Kërkesat e sigurisë brenda industrisë bërthamore kanë përshpejtuar studimin e sjelljes së materialeve për enët nën presion dhe të përparon teknologjinë "state of the art" për analizë të sforcimeve. Për shembull, reaktori bërthamor, me seksionet e saja të jashtëzakonshme për nga pesha dhe madhësia, mbulon fllanxhat dhe përforcon grykat që veprojnë në mjedise të ashpra me ngarkesa të përkohshme termike dhe mjedise me rrezatim bërthamor. Kjo ka përqendruar vëmendje të konsiderueshme për kërkime në këtë fushë, dhe si rezultat kanë përparuar njohuritë në sjelljen e materialeve në mjedise të veçanta dhe janë sjellë metoda të reja për analizë të sforcimeve.

Materialët me rezistencë të madhe të formuara nga elementet e përziera (aliazhe), nga mënyra të reja në proceset e prodhimit, ose trajtim me nxehtësi, janë zhvilluar në mënyrë që të përmbushin kërkesat ekonomike ose inxhinierike, siç është zvogëlimi i trashësisë së enës. Ato vazhdimisht janë duke u testuar për të caktuar kufijtë e sforcimeve gjatë projektimit në përputhje me rezistencën e tyre të madhe dhe duke ju përshtatur projektimit të enëve, pasi që njohuritë eksperimentale dhe të fabrikimit arsyetojnë përdorimin e tyre. Nuk ekziston një material i caktuar që është aq i përkryer sa që t'i përshtatet enëve nën presion për të gjitha mjediset, por përzgjedhja e materialit duhet t'i përshtatet përdorimit dhe mjedisit të caktuar. Kjo është bërë veçanërisht e rëndësishme në reaktorët kimik për shkak të efekteve të fragjilitetit nga absorpcioni i gazrave, dhe në reaktorët bërthamor për shkak të dëmtimeve nga rrezatimi të shkaktuara nga bombardimi bërthamor. Përmirësimet e mëdha, zgjerimet dhe zhvillimet në shqyrtimet analitike dhe eksperimentale të sforcimeve lejojnë përdorim më të plotë të vetive të materialeve me siguri dhe arsyetim më të lartë. Shumë nga ekuacionet e elasticitetit të pazgjedhura më parë tani mund të zgjidhen numerikisht. Këto së bashku me teknikat eksperimentale janë duke u përdorur për studim të pavazhdimësive strukturale në hapjet e grykave, lidhëseve, e kështu me radhë.

Kjo është e rëndësishme sepse 80 për qind nga të gjitha dështimet të enëve nën presion janë shkaktuar nga lokalizimi i sforcimeve në këto "lidhje të dobëta", në detaje të konstruksionit.

Zhvillimi i metodave kompjuterike (nganjëherë referuar si Computer-Aided Design, ose CAD) ka pasur një ndikim të thellë në analizën e sforcimeve dhe deformimeve të komponentët e enëve nën presion.

Përdorimi i tyre është zgjeruar për të përfshirë kriteret e vlerësimit, si dhe, nga kombinimi i përshtatshëm i post-procesimit të zgjidhjes dhe paraqitjes vizuale të rezultateve numerike. Në një numër rastesh, programet me sisteme të përparuar përkushtohen për të paraqitur animacione që ndihmojnë në paraqitjen vizuale dhe vlerësimin e mëvonshme të analizës.

Një numër i kodeve për llogari dhe shqyrtime janë zhvilluar që të vazhdojnë nga projekti ideor nëpërmjet analizës, ndonjëherë modelimin e sjelljes jolineare gjeometrike dhe të materialit. Rezultatet e tilla siç janë temperaturat, deformimet dhe sforcimet fitohen në mënyrë rutine, por shqyrtimet zakonisht zgjerohen në vlerësime të mëtejshme duke mbuluar mekanikën e zbutjes e lodhjes dhe e frakturave.

Me përmirësimet e softuerëve tredimensional CAD si dhe teknologjinë dizajnuese parametrike dhe të ndihmuar me karakteristika të materialeve është e mundur të sigurohet integriteti i projektimit me aplikimin e ndryshimeve në cilën do fazë të zhvillimit të procesit të prodhimit dhe ripërtëritjen automatike të modelit dhe të gjitha rezultateve inxhinierike. Llogaritja e enëve nën presion dikur zgjatej mesatarisht 24 orë ndërsa tani është rreth 2 orë.

Produktivitetet e tilla transmetohen në kursime të konsiderueshme në punë inxhinierike, që janë të lidhura me çdo llogari të re të enëve nën presion.

Dizajnimi tipik i një komponenti të enës nën presion do të sillte në kontrollimin e detajeve të konstruksionit nga pikëpamja e gjeometrisë dhe e prodhimit të tyre, dhe më pas në kontrollimin e ngarkesave që veprojnë në komponent. Ngarkesa që vepron nga ena është e lidhur me faktor të tillë siç është presioni llogaritës, temperatura llogaritëse dhe ngarkesat mekanike (nga pesha vetjake dhe zgjerimi termik i gypave) së bashku me ngarkesat e supozuara të përkohshme (tipike ato nga temperatura dhe presioni) që parashikohen gjatë jetës së uzinës. Këto ngarkesa të përkohshme shfaqin temperaturën e fluidit dhe presionin kalues varësisht nga mënyra e veprimit të pajisjes. Lloji i fluidit që do të mbahet në enën nën presion, sigurisht që është një parametër i rëndësishëm për llogari, veçanërisht nëse ai është radioaktiv apo toksik. Gjithashtu përfshirë është informata rreth terrenit të vendosjes që mund të sjellë ngarkesat nga termet (sizmike), dhe ngarkesat e tjera të supozuara ato nga aksidentet.

Në vlerësimin e integritetit struktural të enëve nën presion dhe pajisjes shoqëruese, mund të përdoret shqyrtimi elastik, shqyrtimi in-elastik (elasto-plastik ose plastik) ose shqyrtimi kufitar. Pastaj filozofia e dizajnit është të caktohen sforcimet me qëllim të identifikimit të koncentrimin të sforcimeve, afrimi të kufiri i rrjedhshmërisë, ose për të caktuar ngarkesat kufitare nga zhvatja “shakedown”.

Efektet nga koncentrimi i sforcimeve pastaj përdoren për vlerësim të detajuar nga lodhja e materialit për të caktuar integritetin struktural nga ngarkesat ciklike. Në disa situata mund të nevojiten edhe shqyrtimet për zhvillim të çarjes, ndërsa në situata të tjera, çështjet e stabilitetit ose epjes mund të jenë kritike. Për të treguar përshtatshmëri gjatë veprimeve ciklike, ciklet specifike dhe ngarkesa shoqëruese duhet të dihen paraprakisht.

Në këtë kontekst, është e rëndësishme për projektuesin e enëve nën presion që të kupton natyrën e ngarkesës dhe reagimin e strukturës ndaj saj. Kjo në përgjithësi vendos për shqyrtimet e nevojshme që duhet të kryhen, si dhe se çfarë është madhësia e sforcimeve ose deformimeve të lejuara. Zakonisht

ngarkesat që veprojnë në strukturë mund të ndahen në ato konstante, të kontrolluara nga deformimet, ose në ato termike. Këto tri lloje të ngarkesave mund të përdoren në mënyrë të njëtrajtshme apo ciklike.

Struktura nën veprimin e këtyre ngarkesave mund të reagon në disa mënyra:

- Kur reagimi është elastik, struktura është e sigurtë nga kollapsi (rrënim) gjërsa ngarkesa është e njëtrajtshme. Ndërsa, kur ngarkesa vepron në mënyrë ciklike, dështimi nga lodhja e materialit dështimi është i mundshëm; kjo quhet dështim nga lodhja me cikle të larta.
- Kur reagimi është elastik në disa pjesë të strukturës dhe plastik në të tjerat, është e mundshme nga të dyjat ngarkesat konstante dhe ato të kontrolluara nga deformimet formim i deformimeve të mëdha që janë të papranueshme. Ngarkesat ciklike ose shpërndajet ciklike të temperaturës mund të formojnë deformime plastike që ndryshojnë në tërheqje dhe shtypje, dhe mund të shkaktojnë dështim nga lodhja, e quajtur si dështim nga lodhja me cikle të ulëta. Shpërndarja e tillë e ngarkesave mund të jetë e asaj madhësie që mund të formon deformime plastike në disa pjesë sikurse që është aplikuar që në fillim, por nga largimi i këtyre ngarkesave këto deformime bëhen elastike, dhe ngarkesa pasuese rezulton kryesisht nga veprim elastik. Kjo quhet zhvatje “shakedown”. Në ngarkesat ciklike dështimi nga lodhja është i mundshëm dhe për shkak të veprimit elastik, kjo mund të quhet si lodhja “fatigue” me cikle të ulëta.
- Kur ngarkimi konstant (nga përkulja ose tërheqja) është i tillë që e tërë prerja tërthore bëhet plastike, atëherë kollapsi i plotë i strukturës ndodhë.
- Ngritja (ritje ciklike e stuktues që qon deri në shkatërim) prodhohet si kombinim e ngarkesave të qëndrueshme ekstencionale dhe të ngarkesave ciklike të dilatacioneve të kontrolluara ose të shpërndarjes ciklike të temperaturave që aplikohet dhe hiqet në mënyrë alternative. Kjo formon deformime ciklike të materialit e cila si kthim krijon rritje (ciklike) inkrementale (shitesë) duke cuar në atë që quhet kollaps inkremental. Kjo gjithashtu mund të cojë deri të ciklet ulëta të lodhjes
- Ngarkesat konstante në materialet e brishta “brittle, ose në materialet duktile në temperatura të ulëta mund të rezultojnë në thyerje “frakturë” të brishtë “brittle”, e cila është formë e kollapsimit të strukturës.

4.2. Konsideratat nga aspekti struktural dhe material

Përdorimi i vazhdueshëm dhe i zgjatur i enëve nën presion për prodhim të energjisë, reaksionet bërthamore ose kimike, përpunimin industrial dhe për ruajtje nevojitet që ato t'i bëjnë qëndrojnë kushteve të ashpra të shkaktuara nga presioni, temperatura dhe mjediset tjera. Kushte të tilla mjedisore përfshijnë korrozionin, rrezatimin bërthamor, fragjilitetin nga hidrogjeni, e kështu me radhë. Enët nën presion, është e nevojshme të punojnë në temperatura të larta deri në 600 C e deri në ato më të vogla -20 C, me presion llogaritës të lartë deri në 140 MPa.

Disa nga enët nën presion janë të projektuara të bartin medime jo-korrozive gjërsa të tjerat janë të projektuara t'i qëndrojnë mjedisëve shumë të ashpra korrozive dhe radioaktive. Lloji i përdorimit, qoftë i njëtrajtshëm apo ciklik, mund të ndryshon jashtëzakonisht shumë. Për secilin parametër veprues, materiali i enëve nën presion mund të jetë e nevojshme të ketë veti të caktuara. Për shembull, veprimi i enëve në temperatura shumë të ulëta paraqet nevojën e përdorimit në materialeve me

rezistencë të madhe të nyellit, ndërsa veprimi në temperatura të larta paraqet nevojën me rezistencë të madhe ndaj zbutjes. Ndaras nga vetitë mekanike, vëmendje duhet përkushtuar edhe në aftësitë e prodhimit, disponueshmëria komerciale, si dhe çmimi, duhet të merren parasysh gjatë procesit së përzgjedhjes së materialit.

Materialet që përdoren për konstruksion e enëve nën presion janë:

- Çeliku
- Materialet pa hekur “nonferrous” sic janë alumini dhe bakri
- Materialet e veçanta siç janë titaniumi dhe zirconium
- Materialit jo metalike “nonmetallic”, siç janë: platstika, kompozitët dhe betoni
- Shtresat mbrojtëse metalike dhe jo metalike

Vetitë mekanike që na interesojnë në përgjithësi, janë:

- Kufiri i rrjedhshmërisë
- Rezistenca e fundore
- Reduktimi i sipërfaqes (njësi matëse për duktilitet)
- Rezistenca në thyerje dhe rezistenca ndaj korrozionit

Dështimet që enët nën presion duhet të dizajnohen ndaj janë në përgjithësi të varura nga sforcimet. Për këtë arsye bëhet e nevojshme të llogaritet shpërndarja e sforcimeve në enët nën presion. Duhet të llogariten sforcimet vepruese nga kushtet e imponuara nga metodat analitike dhe ndonjëherë nga ato eksperimentale. Mbi të gjitha ne duhet të kuptojmë rëndësinë e këtyre sforcimeve në integritetin struktural të enës nën presion duke konsiderua vetitë e materialit së enës.

Nga zhvillimet në industrinë aeronautike, bërthamore, kimike dhe petrokimike, është vënë kërkesa që materialet për enët nën presion t’i qëndrojnë goditjeve termike, dinamike dhe veprimeve ciklike (lodhje). Njohuritë në sjelljen e materialeve janë të domosdoshme jo vetëm që të sigurojnë që ena mund t’i qëndrojë ngarkesave, por edhe të garantojë që materiai është zgjedhur dhe përdorur në mënyrë optimale.

Kërkesat që janë vënë në projektimin e enëve nën presion nga mënyra e veprimit të caktuara për uzinën në tërësi, ndahen në dy grupe. Grupi i parë përfshinë ato kërkesa që rrjedhin nga veprimi i enës nën ngarkesat shfrytëzuese, të cilat mund të jenë në kushte maksimale ose normale.

Për këtë grup është e nevojshme të ekzistojë presion i caktuar veprues (i brendshëm ose i jashtëm), që të kemi funksionim normal. Grupi i dytë përfshinë kushtet e përkohshme që ekzistojnë gjatë fillimit ose ndaljes së aktivitetit, apo përgjatë ndryshimeve të zakonshme të ngarkesave. Për këtë grup është e domosdoshme të dihet presioni maksimal shfrytëzues i cili mund të parashihet.

Temperatura e fluidit është një tjetër kërkesë bazë. Vlerat maksimale dhe minimale si dhe ndryshimet në historinë e temperaturës duhet të dihen. Përzgjedhja e materialit në një farë mase është e diktuar nga kjo kërkesë. Kërkesat e tjera mund të përfshijnë karakteristikat mjedisore siç janë korrozioni, erozioni dhe rrezatimi.

Ngarkesat mekanike në enën nën presion përfshijnë ato nga:

- Presioni
- Pesha vetjake
- Faktorët sizmik
- Tubacioni

Përveç kësaj, ngarkesat nga bora dhe era duhet të konsiderohen kudo që janë aktive. Ngarkesat e tjera nga supozimet e ndryshme të aksidenteve duhet të konsiderohen gjithashtu.

Enët nën presion dizajnohen për jetëgjatje të supozuar apo të pritur projektuese. Përveç kësaj, mundësia e inspektimit të herë pas hershëm është e rëndësishme. Për këtë arsye është e nevojshme të sigurohen hapësira për inspektim, ku mund të ketë qasje manuale ose të njeriut varësisht prej kërkesës. Përshkrimi i detajuar i mënyrës së funksionimit, definimi i normës së ndryshimit të temperaturave të lëngjeve si dhe numri i ndodhive i ngjarjeve të ndryshme të përkohshme duhet të specifikohet.

Enët duhet të projektohen në përputhje me ashpërsinë e funksionimit. Për shembull, enët nën presion për zbatim në centralët bërthamore duhet të projektohen sipas aksidenteve të supozuara dhe rrezikut të shoqëruar nga dështimi, duke përfshirë lirimimin e materialeve radioaktive.

Ky gjithashtu është rasti për enët me fluid korroziv nën presion të lartë. Energjia e liruar në rast të një dështimi katastrofik është një konsideratë e rëndësishme në projektimin e enëve. Këto konsiderata çojnë në klasifikimin e enëve që ndryshojnë nga reaktorët bërthamor në njërin anë dhe rezervuarët nëntokësor në të tjetrën. Projektuesit përdorin të drejtën personale për përdorimin e kritereve të veçanta projektuese.

Niveli i sforcimeve është mbajtur në nivelin e lejuar, i cili është bazuar në konsideratat e shumë dështimeve si për shembull, kolapsi plastik, lodhja (“fatigue”), thyerja e brishte (“brittle fracture”), ose epja.

Shqyrtimet e sforcimeve përfshijnë caktimin e marrëdhënies në mes ngarkesës së aplikuar në enë dhe reagimin e shoqëruar nga uljet, sforcimet ose deformimet.

Kur shufra i nënshtrohet testit në tërheqje mund të fitojmë lakoren sforcim-deformim të materialit përkatës. Mostra e zakonshme për testin në tërheqje është paraqitur në Figurën 4.1., dhe lakorja tipike sforcim-deformim është paraqitur në Figurën 4.2. Zakonisht lakorja përmban pjesën lineare që përshkruhet si sjellja elastike e materialit, moduli i elasticitetit që është raporti në mes sforcimit dhe deformimit në atë regjion.

Pas kësaj pjese lineare, ose pas kufirit elastik, veçoritë e sforcim-deformim janë jolineare, dhe materiali i është nënshtuar deformimeve plastike të pakthyeshme. Në 0.2 përqind të deformimeve fillon kufiri i rrjedhshmërisë dhe referohet si sforcimi i cili edhe pasi është hequr, ka krijuar deformime të përhershme prej 0.2 përqind në material. Ky është një definim praktik i kufirit të rrjedhshmërisë së materialit. Kur mostra thyhet, vlera nominale e sforcimeve është rezistenca e fundme e materialit.

Mënyrat e vjetra të llogarive së enëve nën presion janë bazuar në ngarkesa konstante dhe në konceptin e rezistencës statike të materialit. Këto mënyra ishin në përgjithësi të duhura dhe të përshtatshme, sepse ngarkesat e përsëritshme ishin të pazakonshme dhe pjesët ishin llogaritur me faktor të mjaftueshëm të sigurisë. Në vitet e fundit, me zhvillimin dhe përdorimin e fuqisë së makinave dhe pajisjeve, dështime të pashpjegueshme të materialeve duktile kanë ndodhur edhe pse sforcimet kanë

qenë nën vlerën e rezistencë së fundme dhe ndonjëherë edhe kur sforcimet kanë qenë nën kufirin e rrjedhshmërisë. Këto kanë qenë si pasojë e lodhjes së materialit, pasi që këto dështime tentojnë të shfaqen gjatë kohës së përdorimit. Është vërtetuar se faktorë më i rëndësishëm është përsëritja e sforcimeve sesa kohëzgjatja e sforcimeve në nivel të caktuar.

Paraqitja bashkëkohore e procesit të lodhjes (“fatigue”) është karakterizuar nga tri faza kryesore:

1. Fillimi çarjeve nga lodhja e materialit
2. Zhvillimi i çarjeve nga lodhja deri në masë të caktuar
3. Dështimi i sipërfaqes mbajtëse

Çarja në përgjithësi besohet të fillon në sipërfaqen e plasaritur dhe të shpërndahet nga kjo zonë gjatë rritjes së sforcimeve deri sa prerja tërthore është reduktuar mjaftueshëm që thyerja nën tërheqje është e mundshme të ndodh.

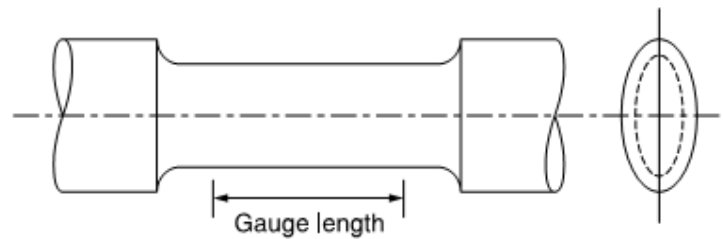


Figura 4.1. Mostra e materialit (kampioni)

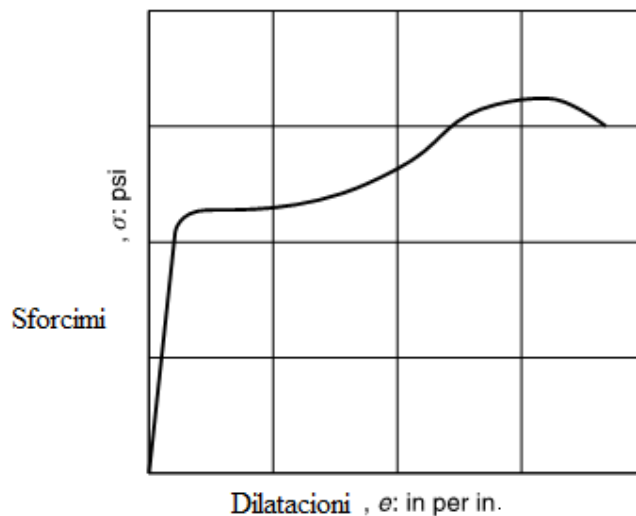


Figura 4.2 Diagrami tipik i sforcimit dhe dilatacionit(σ-ε)

Pasi që dështimi nga lodhja përfshinë efekt të kombinuara për numër të caktuar të ngjarjeve në shkallë të vogël, që ndodhin gjatë shumë cikleve të sforcimeve, është e vështirë të parashihet jetëgjatësia nga lodhja. Disa aspekte të lodhjes, sidoqoftë, mund të adresohen në mënyrë gjysmë empirike. Testet ciklike mund të kryhen për shtypje direkte dhe tërheqje, përkulje, torzion, dhe në disa raste me

kombinim të këtyre faktorëve. Metoda më e thjeshtë dhe që përdoret më së shpeshti është metoda e R.R. Moore e testimit reversibil të traut rrotullues.

Këtu, mostra e traut i nënshtrohet përkuljes nga ngarkesa e aplikuar në qendër të saj gjersa rrotullohet me shpejtësi konstante, me qëllim të krijimit të sforcimit në përkulje, tërësisht të kundërta gjatë çdo cikli të rrotullimit. Të dhënat nga ky test shënohen si lakorja S-N, ku abshisa tregon nivelin e sforcimeve ndërsa ordinate paraqet numrin e cikleve deri te dështimi. Një lakore tipike S-N është paraqitur në figurën 4.3.

Fillimisht niveli i stresit zvogëlohet me rritjen e numrit të cikleve N, pastaj lakorja afrohet asimptotikisht në vlerë konstante të sforcimit, pas së cilës nuk ndodhë zvogëlim i mëtutjeshëm i S me rritjen e N.

Kjo nuk është një e veti universale për të gjitha materialet; vetëm për disa çelique ferike ky kufiri i rezistencës realizohet në mes 10^6 deri në 10^7 cikle. Për materiale të tjera S vërehet se zvogëlohet, megjithëse në shkallë të vogël, me numrin e cikleve.

Kushtet aktuale të përdorimit zakonisht karakterizohen nga numri i cikleve së sforcimeve në madhësi të ndryshme. Një metodë për vlerësim të këtij dështimi nga sforcimet e përsëritura përfshinë nocionin e kumulimit të dëmtimeve dhe parashtron se dështimi nga lodhja e materialit ndodh kur dëmtimi i kumuluar (shuma e dëmtimeve inkrementale) është i barabartë me një. Kjo paraqitet si:

$$\sum_1^m \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2.1)$$

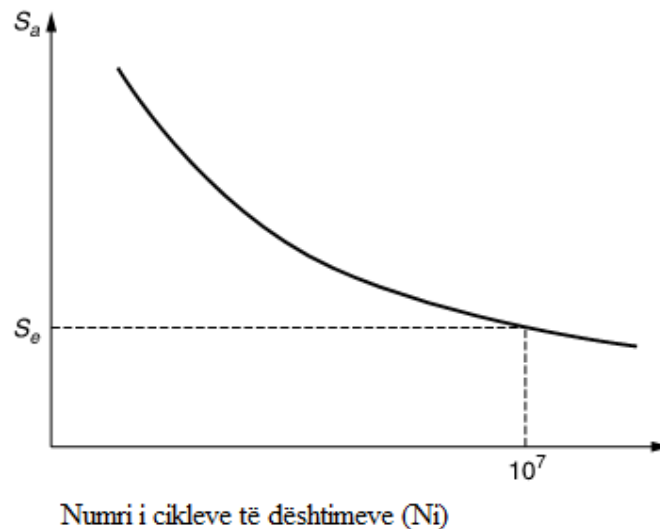


Figura 4.3 Diagrami i sforcimit dhe numrit të ngarkesave (lakorja e Veler-it)

Ku n_i është numri i cikleve në sforcimin σ_i , dhe N_i është numri i cikleve të dështimit në sforcim të njëjtë σ_i . Raporti n_i/N_i tregon dëmtimin inkremental ose raportin ciklik, dhe paraqet fraksion të jetëzgjatjes totale për çdo herës të sforcimit. Nëse shumica e të gjitha cikleve të sforcimeve të ndryshme (m) është me e vogël se një ena mund të supozohet se është e sigurt.

4.3 Faktori i sigurisë

Ekuacionet për llogaritje në standarde të ndryshme të projektimit gjithmonë përmbajnë faktorë të sigurisë. Realisht këta faktor kanë për qëllim të marrin parasysh pasiguritë në ngarkesa, në dimension dhe në vetitë e materialeve.

Qasja që konsiderohet në projektimin e enëve në presion, megjithatë, është që të përfshihen llojet e vetive të materialit në lidhje me mënyrat e ndryshme të dështimit. Këta faktorë të sigurisë varen shumë nga mënyra e dështimit, sic është e dëshmuar në ekuacionet për llogaritje. Faktorët e sigurisë në përgjithësi aplikohen për materialet e enëve nën presion, ku duhet të dëshmohet se siguria e madhe ekziston që komponentët mund të punojnë sigurt në mjedisin e caktuar.

Për shkak të kompleksitetit dhe kërkesave të shumëllojshme të vendosura në materialin e ndërtimit, sforcimet e lejueshme (duke konsideruar faktorin e sigurisë) nuk janë të bazuar në një veti të vetme të materialit, por si kombinim i një numri të caktuar të vetive. Këto veti mund të jenë rezistenca në tërheqje, rezistenca në kufirin e rrjedhshmërisë, zgjatja, e kështu me radhë. Për shembull,

Shoqata Amerikane E Inxhinierëve të Makinerisë (ASME) Standardi për Kaldaja dhe Enë nën Presion, Seksioni VIII Divizioni 1: “ Rregullat për ndërtimin e Enëve nën Presion”, që përdoren për të përcaktuar vlerën e lejuar të sforcimit, përkrahen duke përdorur vlerat më të ulëta se vijueset 25 përqind e rezistencës së specifikuar në tërheqje në temperaturë të dhomës.

- 25 përqind e rezistencës në tërheqje në temperaturë llogaritëse
- 62.5 përqind e rezistencës së specifikuar së kufirit të rrjedhjes në tërheqje në temperaturë të dhomës
- 62.5 përqind e rezistencës së kufirit të rrjedhjes në tërheqje në temperaturë llogaritëse
- Sforcimi për të formuar 1 përqind zbutje “creep” të deformimeve gjatë 100,000 orëve në temperaturë llogaritëse
- 80 përqind e sforcimeve minimale të nevojshme për të formuar thyerjen “rupture” e materialit, në fund të 100,000 orëve në temperaturë llogaritëse.

Për mjedise të lehta, kriteri i bazuar tërësisht në kufirin e rrjedhshmërisë duket e përshtatshme, për këtë arsye në standardet Evropian për ndërtimin e enëve nën presion në mënyrë tipike përdorin faktorin e sigurisë 1.5 për rezistencën e materialit në kufirin e rrjedhshmërisë.

4.4 Llogaritja në bazë të rregullave

Duke ndjekur metodat e llogaritjes në bazë të rregullave, projektuesi thjesht përcjell rregullat të shtruara në procedurat komponentë siç janë dizat, kokat, fllanxhat, e kështu me radhë. Kjo procedurë ka përparësi të madhe nga pikëpamja e thjeshtësisë dhe përputhshmërisë por ka edhe disa kufizime. Si për shembull, ka raste kur ngarkesat dhe gjeometrit janë të tilla ku procedura nuk mund të zbatohet plotësisht. Disa nga rregullat bazohen në shqyrtimin e sforcimeve elastike me disa kufizime në sforcimet maksimale. Disa bazohen në konceptin e zhvatjes pa i konsideruar në hollësi nivelet, ndërsa të tjerat bazohen në konceptin e ngarkesës kufitare me faktorë përkatës të formës. Metodot e bazuara në rregulla janë përdorur në standardet e më hershme ASME (Seksioni I dhe VIII).

Në përgjithësi, metodat e llogaritjes të bazuara në rregulla mbështeten në përvojë dhe teste. Gjatë këtij procesi nevojitet përcaktimi i ngarkesave llogaritëse, caktimi i formulave llogaritëse dhe përzgjedhja e përshtatshme e sforcimeve të lejuara për materialin e përdorur. Kjo procedurë ofron informata të nevojshme për trashësinë e murit të enës si dhe rregullat e fabrikimit dhe detajet e konstruksionit. Këto rregulla zakonisht nuk ju referohen sforcimeve termike dhe lodhje. Problemet e lodhjes konsiderohen se mbulohen nga faktorët e sigurisë.

4.5 Llogaritja në bazë të shqyrtimeve

Kjo filozofi ka filluar në vitet 1960 dhe është shtytur nga llogaritë e sofistikuar të zbatuara gjatë asaj kohe në industrinë bërthamore. Në mënyrë efektive bashkon përpjekjet për llogaritjen dhe shqyrtimin e sforcimeve dhe arsyeton se ndryshimet në gjendjen e sforcimeve kanë shkallë të ndryshme të rëndësisë.

Përveç kësaj, ky proces përfill shumicën e mënyrave të dështimit dhe jap kufi të arsyeshëm të sigurisë kundër çdo mënyre të dështimit. Procesi përfshinë vlerësimin e detajuar të sforcimeve ekzistuese duke përfshirë sforcimet termike dhe lodhjen “fatigue”. Kjo metodë jap kufi të sigurisë të arsyeshëm (jo të tepruar) bazuar në paraqitjen e profilit të sforcimeve aktuale dhe optimizon llogaritë në rruajtje të materialit, duke çuar në besueshmëri dhe siguri të qëndrueshme.

Kjo filozofi është e përshtatshme për enët nën presion që përfshijnë veprimet ciklike dhe kanë nevojë për besueshmëri të latë, dhe është e përshtatshme për enët nën presion për të cilat inspektimi i herëpashershëm është i vështirë (p.sh. enët bërthamore). Kjo pikëpamje së pari është përdorur në Standardin ASME për Kaldaja dhe Enë nën Presion, Seksioni III dhe Seksioni VIII, Divizioni 2 në 1968.

5. KRITERET PROJEKTUESE STRUKTURALE TË ENËVE NËN PRESION

5.1 Mënyrat e shkëputjes.

Shkatërrimi i strukturës së materialit me rastin e nënshtrimit ndaj ngarkesave statike në tërheqje quhet edhe shkëputje. Në procesin e projektimit të enëve nën presion trajtohen dy mënyra bazë të shkëputjes. Këto janë: (a) shkëputja elastike, që rrjedhë sipas teorisë së elasticitetit dhe (b) shkëputja plastike që rrjedhë sipas teorisë së plasticitetit. Përveç në enët nën presion me mur të trashë, në të gjitha rastet tjera supozohet se ndodh shkëputja elastike. Kur materiali tërhiqet duke rritur forcën mbi kufijtë elastik pritet të ndodh deformimi plastik ose shkatërrimi i strukturës së materialit. Vetitë relevante të materialit janë rrjedhja e materialit dhe rezistenca kufitare. Në enët reale kemi situatat e sforcimeve multiaksiale ku është shkëputja pasojë e ndikimit të komponentëve individuale të sforcimit por ndonjëherë edhe si kombinim i të gjitha komponentëve të sforcimit.

5.2. Teoritë e shkëputjes

Teoritë që zakonisht përdoren për shqyrtimin e shkëputjes janë:

- Teoria e sforcimit maksimal kryesorë
- Teoria e sforcimit maksimal tangjencial
- Teoria e energjisë maksimale të përdredhjes

Bazuar në teorinë e sforcimit maksimal kryesorë, shkëputja ndodhë kur njëri nga 3 sforcimet kryesore arinë vlerën e sforcimit të kufirit të elasticitetit si që është përcaktuar nga testi në tërheqje në një aks. Kjo teori është e plotëkutimët e për situatat e thyerjeve fragjile.

Sipas teorisë së sforcimit maksimal tangjencial, deformimi tangjencial maksimal është i barabartë me sforcimin tangjencial deri te kufiri i elasticitetit si që definohet nga nga testi në tërheqje në një aks. Në këtë rast sforcimi maksimal tangjencial është gjysma e differences në mes të sforcimeve kryesore më të mëdha (σ_1) dhe më të vogla (σ_3).

Kjo është e njohur si kriter i Tresca-së që përcakton se materiali fillon të rrejdhtë, dialtacioni të rritet kur

$$\frac{(\sigma_1 - \sigma_3)}{2} = \pm \frac{\sigma_y}{2} \quad (5.1)$$

Teoria e energjisë së përdredhjes konsideronë se shkëputja do të ndodhë kur energjia e akumuluar e përdredhjes në komponentin nën sforcim arinë kufirin e elasticitetit si që është përcaktuar nga veprimi i energjisë së përdredhjes në testin në tërheqje në një aks. Kjo teori është e njohur edhe si kriter i von Mises që përcakton se materiali fillon të rrejdhtë, dialtacioni të rritet kur

$$\frac{1}{\sqrt{2}} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] = \pm \sigma_y \quad (5.2)$$

Për ti kuptuar dallimet thelbësore mes kritereve të Tresca dhe von Mises duhet të shqyrtojmë rastin e thjeshtësuat të gjendjes së sforcimit biaksial, ku supozohet se sforcimi kryesorë σ_3 është i barabart me 0.

Së pari të shqyrtojmë rastin sipas kriterit Tresca. Duhet të supozojmë se σ_1 dhe σ_2 . Athere sipas ekuacionit (5.1) do të kemi :

$$|\sigma_1 - \sigma_3| = \sigma_y \quad (5.3a)$$

Ose

$$|\sigma_2 - \sigma_3| = \sigma_y \quad (5.3b)$$

Kjo na jepë

$$\sigma_1 = \sigma_y; \quad \sigma_1 = -\sigma_y; \quad \sigma_2 = \sigma_y; \quad \sigma_2 = -\sigma_y \quad (5.4)$$

Nëse supozojmë në shqyrtimin vijues se σ_1 dhe σ_2 kanë shenja të kundërta atëherë fillimi i rrjedhshmërisë ndodh kur :

$$|\sigma_1 - \sigma_2| = \sigma_y \quad (5.5)$$

Kjo nënkupton se

$$\sigma_1 - \sigma_2 = \sigma_y \quad (5.6a)$$

Ose

$$\sigma_2 - \sigma_1 = \sigma_y \quad (5.6b)$$

Nëse ekuacionet (5.4) dhe (6.6) i paraqesim në formë grafike ku σ_1 është abshisa ndërsa σ_2 ordinata e diagramit, atëherë përftojmë 6 vija të drejta (të paraqitura si gjashtëkëndësh me vija të ndërprera në Figuren 5.1)

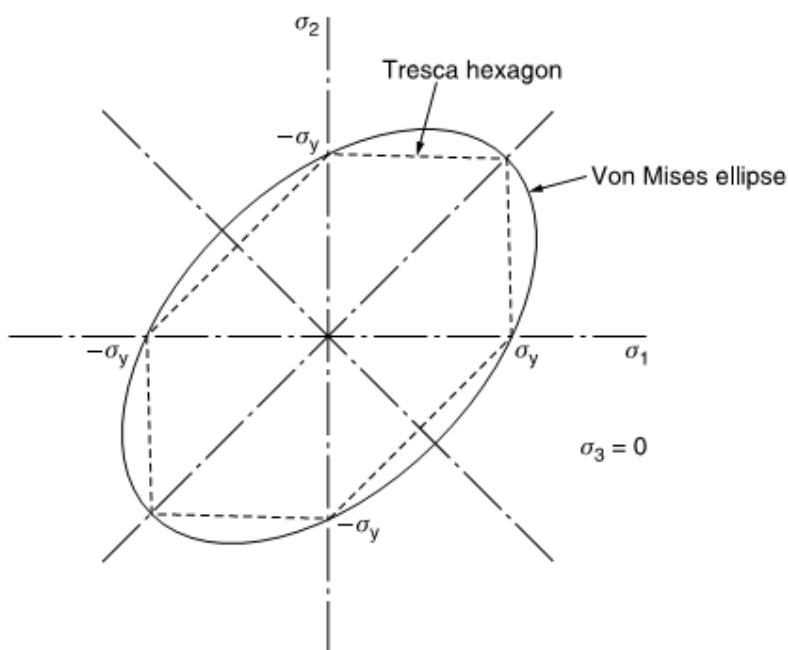


Figura 5.1 Teoritë e shkëputjes sipas Treca dhe von Mises

Vlerat për σ_1 dhe σ_2 që bienë brenda dhe jashtë gjashtëkëndëshit mund të shkaktojnë rrjedhshmërinë. Natyrisht supozohet se kufiri i rrjedhshmërisë së materialit është i abrahartë me magnituden kur materiali është nën tërheqje apo në shtypje.

Më tejë do të shqyrtojmë kriterin e von Mises. Me supozimin se $\sigma_3=0$, ekuacioni (5.2) mer formën

$$\sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_2 + \sigma_2^2 = \sigma_y^2 \quad (5.7)$$

Ky ekuacion është paraqitur në diagramin në Figuren 5.1 me koordinatat σ_1 - σ_2 , si vijë e plotë (që formon elipsen). Në bazë të kriterit të von Mises pikat që bien brenda apo jashtë elipses do të shkaktojnë rrjedhjen e materialit.

5.3 Teoritë e shkëputjes me përdorim të ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Dy teori themelore të shkëputjes përdoren në standardet ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section I, Section IV, Section III, Division 1 (nënseksionet NC, ND dhe NE) dhe Section VIII Division 1 duke përdorur teorinë e sforcimit maksimal kryesorë. Section III Division 1 (nënseksionet NB, dhe pjesërisht NC) si dhe Section VIII Division 2 përdorin teoria e sforcimit maksimal tangjencial ose kriterin e Tresca-s. Teoria sforcimit kryesorë maksimal (e quajtur edhe teoria e Rankine-it) është teori përkatëse për materialet si që janë hekuri i derdhur në temperaturën e mjedisit, si dhe për çeliqet e buta nën temperaturat zero të tranzicionit elastik (NDT). Edhe pse kjo teori është përdorur në disa standarde projektuese (si që u cek më herët) arsyeja është thjeshtësia e saj që redukton numrin e analizave por që kërkon faktorë të lartë të sigurisë.

Në parim është aprovuar se kriteri i von Mises është më i përshtatshëm për enët e zakonshme nën presion, ndërsa ASME Code zgjedh të përdorë kriterin e Tresca-es si kornizë për projektimin në bazë të procedurës të analizave për dy arsye: (a) është më konservative dhe (b) konsiderohet më e lehtë për përdorim. Mirëpo, sot kur kompjuterët përdoren për llogaritje, shprehja e von Mises është funksion kontinual dhe është i lehtë për adaptim në llogaritje, ndërsa shprehja e Tresca-s është diskontinuale (si që mund të shihet nga Figura 5.1).

Më qëllim të shmangies të pjesëtimit të dy sforcimeve, sforcimit të llogaritur dhe sforcimit në zonën e rrjedhjes, me dy, ASME Code definon nocione të reja të quajtura intensiteti i sforcimit dhe diferencë e

sforcimeve. Diferencat e sforcimeve (S_{ij}) janë thjeshtë diferencat algjebrike të sforcimeve kryesore σ_1 , σ_2 dhe σ_3 ashtu që

$$S_{1,2} = \sigma_1 - \sigma_2, S_{2,3} = \sigma_2 - \sigma_3, S_{3,1} = \sigma_3 - \sigma_1 \quad (5.8)$$

Intensiteti i sforcimit, S , është vlera absolute maksimale e ndryshimit të sforcimeve

$$S = \max(|S_{1,2}|, |S_{2,3}|, |S_{3,1}|) \quad (5.9)$$

Duke përdorur nocionin e intensitetit të sforcimit, S , kriteri Treca-s reduktohet në

$$S = \sigma_y \quad (5.10)$$

Në të gjitha procedurat dizajnuese dhe analitike sipas ASME Code janë përdorur intensitetet e sforcimit.

5.4. Kufijtë e lejuar të sforcimit sipas ASME Boiler and Pressure Vessel Code

Në përcaktimin e kufijve të lejuar të sforcimit objektivi kryesor është që të sigurohemi se enë nën presion nuk do të shpërputet brenda afatit të projektuar kohor. Arsyet që më së shpeshti janë shkaktarë të shkatërrimit, të identifikuara sipas ASME Code janë si vijon:

- Deformimi elastik ekscesiv që përfshinë jostabilitetin elastik
- Deformimi plastik ekscesiv
- Thyerja fragjile
- Thyerja nga sforcimi ose deformimi në rrjedhje jo elastik
- Jostabiliteti plastik dhe kollapsi i rritur
- Dilatacion i lartë dhe lodhja e ciklit të ulët
- Korrozion i sforcimit
- Lodhja nga korrozioni

Shkaku i parë i dështimit, përkatësisht deformimi ekscesiv elastik ka të bëjë në përgjithësi me kërkesat funksionale. Aspekti i jostabilitetit elastik lidhet me prirjen për lakim të mbështjellësve të hollë. Aspekti i deformimit ekscesiv plastik mund të shkaktojë shkatërim të plotë si që është cekur në

kapitullin e mëparëm. Ky shkak i dështimit kërkon që analizat të bëhen nga pikëvështrimi i shpërthimit dhe distorzionit të madhë nga ndikimi i vetmë një ngarkese. Mënyra e dështimit e përcjellur me thyerje fragile ka të bëjë me ashpërsinë e thyerjes dhe do të trajtohet më vonë në këtë kapitull.

Mënyra e shkëputjes e përcjellur me me carje nga sforcimi ose rrjedhja është e zakonshme për enët në presion që punojnë në temperatura të larta dhe si të tilla nuk do të trajtohen në këtë kapitull. Shkëputja e përcjellur me jostabilitetin plastik dhe kollapsin e rritur është identifikuar në kapitullin paraparak si ngritje (ritje ciklike e stuktues që qon deri në shkatërim) që shkakton rritje progresive për shkak të aplikimit ciklik të ngarkesave dhe duhet të trajtohet qysh në fazen e analizave. Dilatacionet e mëdha dhe lodhja e ciklit të ulët është një shqyrtim i rëndësishëm për ngarkesat termike ciklike. Fillimi i thyerjes nga dëmtimi i lodhjes duhet të trajtohet në këtë analizë. Mënyra e shkëputjes e përcjellur me korrozion të sforcimit dhe lodhje nga korrozioni kanë të bëjnë me çështje të mjedisit si dhe me mënyrën e punës.

Kufijtë e lejuara të sforcimit sipas ASME Code janë mbështetur në dy mënyra të dështimit dhe janë të karakterizuara si:

- Shmangja nga përdredhje e madhe ose shpërthimi
- Shmangja nga rritja ciklike e struktues që qon deri në shkatërim

Ne qëllim të definimit të ngarkesave të qëndrueshme që shkaktojnë kollapsin e struktues, është e nevojshme që ngarkesat të shkaktojnë plasticitet të plotë mbi tërë seksionin bartës të ngarkesës, duke shkaëtuar atë që zakonisht quhet 'nyje plastike'. Sforcimet që ato prdhojnë emetohen si sforcime primare.

Terësia e sforcimeve mesatare primare (ose sforcimet primare të mëmbranes) P_m , paraqesin ngarkesën e qëndrueshme që vepron në strukturë e që pjesëtohet me sipërfaqen e prerjes tërthore që i reziston asaj ngarkese. Në fakt P_m , është intensiteti i sforcimit i derivuar nga shpërndarja e sforcimit dhe si i tillë parqet ndryshimin mes sforcimeve kryesore më të mëdha dhe më të vogla. P_m përcakton ndjeshmërinë e struktues ti nënshtrohet shkatërimit me kollaps plastik.

Me qëllim të shmangies të përdredhjes totale është e nevojshme që një pjesë signifikante e murit të enës të ndahet nga mundësia për të qenë plotësisht plastike. Sipas ligjit që definon mardhenjen sforcim dhe dilatacion elastik-perfekt plastik (Figura 3.2) ena nën presion do të jetë plotësisht plastike kur sforcimi i mëmbranes arinë sforcimin e rrjedhjes. Faktori i sigurisë është gjetur të jetë 1.5 për të shmangur këtë situatë (shiko Figuren 3.3 për kufirin e projektimit P_m/S_y). Sforcimi i lejuar projektues (membrana primare) është kështu e kufizuar si sforcimi kufitar zakonisht si $2/3$ e sforcimit të rrjedhjes (që referohet në vleren e lejuar S_m të materialit).

Momentet e mëdha të lakimit që veprojnë në tërë seksionin e tërthortë mund të shkaktojnë gjithashtu kollaps struktural. Grumbulli i forcave të lakimit të gjeneruara nga momentet e qëndrueshme të lakimit emertohen si sforcime kryesore gjatë përkuljes, P_b dhe në qfarë do pike të vecanët të struktures janë intensitete të sforcimeve dhe paraqesin ndryshimet mes vlerave më të mëdha dhe më të vogla të sforcimeve primare. Forma e këtij kollapsi është përkulja, që i kundërshton zgjerimit ndërsa kollapsi do të ndodhë vetëm te rrjedhja e plotë plastike e metalit në tërë seksionin e tërthortë. Modeli i plasticitetit në këtë lidhje plastike kështu të formuar përbëhet pjesërisht nga seksioni i tërthortë që bëhet plastik nga tërheqja dhe pjesa tjetër e seksionit që bëhet plastike nga shtypja

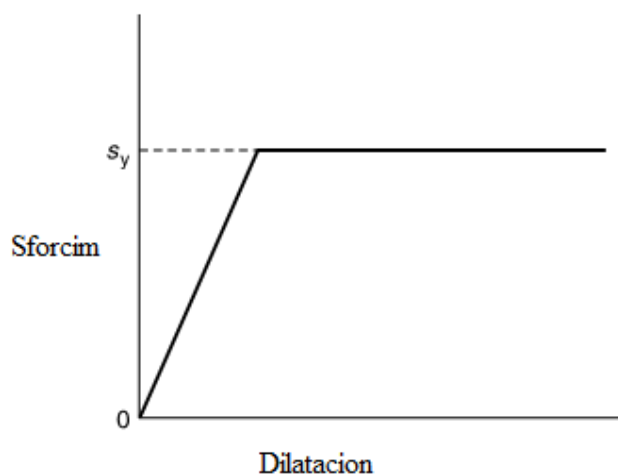


Figura 5.2 karakteristika sforcim-dilatacion për materialin elastik-perfekt plastik

Kur janë sforcimet e drejtëpërdrejta (mëmbanore) dhe ato të përkules me forcë, shmangja nga përdredhja totale ose shpërthimi në enën nën presion trajtohet njëjtë si dhe sforcimi i drejtëpërdrejtë dhe i lakimit në trarin rektangular. Nëse ky lloj trari është i ngarkuar në lakim, shkatërimi nuk do të ndodhë deri sa ngarkesa nuk rritet deri në faktorin e quajtur ‘faktor i formes’ të seksionit të tërthortë kur formohet nyeja plastike. Faktori i formes të prerjes tërthore rektangulare në lakim është 1.5.

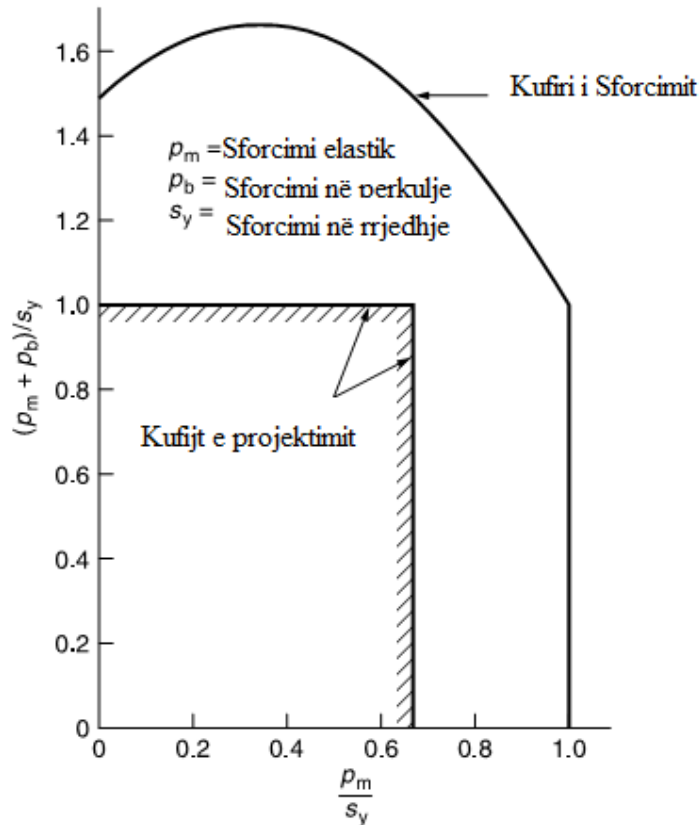


Figura 5.3 Sforcimi i membranës dhe i lakimit ndaj sforcimit të membranës për trarin rektangular

Kur sforcimi primar në seksionin katërkëndësh përbëhet nga kombinimi i tërheqjeve në lakim dhe aksiale, vlera e ngarkesës kufitare varet nga herësi mes ngarkesave elastike dhe të lakimit. Në Figurën 5.3 janë paraqitur vlerat e sforcimit maksimal të llogaritur në fibrinë e jashtëm të seksionit katërkëndësh të nevojshëm për ta prodhuar lidhjen plastike si diagram në krahasim me sforcimin plastik nëpër prerjen tërthore, me të dy vlerat të shprehura si shumëzues të sforcimit në rrjedhje S_y .

Kur sforcimi mesatar plastik P_m është i barabartë me 0, sforcimi i shkëputjes për lakim është $1.5 S_y$. Standardi ASME Code kufizon kombinimet e sforcimit membranor dhe në lakim ndaj sforcimit në rrjedhje S_y . Kjo mund të shihet nga Figura 5.3 ku janë paraqitur kufijtë variabil varësisht nga kombinimet e veçanta të sforcimeve, por është vendosur të rruhen kufijtë e thjeshtë projektues.

Dilatacionet e përsëritura plastike ose ngritja emërtohet ndonjëherë si kolaps inkremental. Nëse struktura ngarkohet në mënyrë të njëpasnjëshme deri te nivelet e larta progresive, mund të paramendohet se në disa regjione me sforcim të lartë niveli do të arrihet kur dilatacioni plastik do të akumulohet gjatë secilit cikël të ngarkimit, gjendje që duhet të shmanget. Megjithatë disa deformime fillestare plastike gjykohen të jenë të lejueshme gjatë 5 cikleve të para të ngarkimit që shkaktojnë shkatërrimin e strukturës me sjellje elastike për ciklet vijuese të ngarkimit.

6.0. STANDARDET PËR LLOJET DHE KLASAT E ENËVE NËN PRESION

6.1. Norma ASME kapitulli VIII divizioni 1 dhe 2

Shpërthime të shumta të kaldajave ndodhën në fund të 1800-ve dhe në fillim të viteve 1900. Kjo çoi në miratimin e standardit të parë për ndërtimin e kaldajave me avull nga Komonuelthi i Massachusetts në 1907.

Kjo më pas rezultoi në zhvillimin dhe publikimin e standardit së ASME për kaldajat dhe enët nën presion në vitin 1914, i cili kishte për qëllim standardizim të projektimit, prodhimit dhe inspektimit të kaldajave dhe enëve nën presion. Në vitin 1921 Bordi Kombëtar i Inspektorëve për Kaldaja dhe Enë nën Presion u organizua të japë mënyra të qëndrueshme për inspektim dhe testim. Publikimi i seksionit për kaldajat e lokomotivave gjithashtu u paraqit në vitin 1921, duke ju bashkuar më 1924 edhe specifikimet për materiale nga ASME dhe ASTM (Shoqata Amerikane për Testim të Materialeve).

Publikimi i parë i Seksionit VIII “enët nën presion” u paraqit në vitin 1925. Në këtë dokument është përdorur faktori i sigurisë 5. Industria e naftës nuk e konsiderojnë atë të jetë të përshtatshme për qëllimet e tyre dhe gjithashtu dëshirojë përdorimin më të mirë të materialeve. Në vitin 1928 paraqiten enët nën presion të salduara. Për presion më të larta, guacat e salduara janë punuar me trashësi më të madhe se 70 mm. Këto shfaqen nevojën për Ekzaminime Jo-Destruktive (NDE) para përdorimit. Në vitin 1934, Komiteti API dhe ASME bashkarishtë publikuan botimin e parë të enëve nën presion pa djegie të brendshme (si kaldajat) veçanërisht për industrinë e naftës. Në vitin 1952 këto

Standarde të ndara u bashkuan në një standard – Standardi ASME për Enët nën Presion, Seksioni VIII. Standardi ASME për Enë në Presion, Seksioni VIII, Divizioni 2: “Rregulla Alternative për Enët nën Presion,” është publikuar në vitin 1968 ndërsa standardi origjinal u bë Seksioni VIII, Divizioni 1: “Enët nën Presion”.

Nxitje e konsiderueshme e të kuptuarit së sjelljeve themelore të komponentëve së enë nën presion është dhënë gjatë zhvillimit të programit për energji bërthamore në SHBA dhe Evropë në fund të viteve 1950-ta dhe fillimit të viteve 1960-ta. Të përmendim se zhvillime të ngjashme mund të gjenden edhe në Standardet e Britanisë, Francës, Gjermanisë dhe Japonisë.

Viteve 1960 nevoja për standardizimin e enëve nën presion për impiantet nukleare komerciale fillojë të bëhet imperativ kjo rezultojë me publikimin e edicionit të vitit 1963, seksioni III ‘Enët nukleare nën presion’ ky ka qenë disenjim me analizat e standardeve me faktorin teorik të sigurisë 3.

Pas publikimit të seksioni III 'Enët nukleare nën presion' në vitin 1963, u paraqit nevoja për modifikimin e seksionit të VIII të enëve të përgjithshme nën presion ASME Code Section VIII divizioni 2 ' Rregullat alternative për Enët nën presion' ishin rezultat i këtyre analizave të bëra me faktorin e sigurisë 3. Në vitin 1971 në seksionin 3(komponentët e centraleve nukleare) u klasifikuan si (a) pompat, (b) valvulat dhe (c) tubacionet. Në këtë kapitull janë trajtuar gjithashtu sforcimet kufitare për kushtet e emergjencës dhe të gabimeve.

Në shtojce si adendum i rregullores të viti 1971 janë trajtuar edhe rezervuarët depozitues. Shtojca e vitit 1972 trajton përmes apendiksit G shkëputjet jo e elastike. Shtojca F bënë vlerësimin e kushteve të dështimit dhe gjithashtu është pjesë e rregullores së rishqyrtuar të vitit 1972. Projektimi i komponentëve bartëse dhe strukturave bartëse të bërthamës paraqiten në shtojcën e vitit 1973.

ASME section III Division 1 i dedikohet në tersi komponentëve të centraleve nukleare dhe gjithashtu përmban rregullat për disenjimi e pompave dhe valvulave të centraleve bërthamore. Trajtimi i veçantë i reaktorëve dhe neve për grumbullim ka cuar drejt publikimit të Section II Divizioni 2i standardit në vitin 1975. Tri nënseksionet (NB, NC dhe ND) të ASME Section III Division 1 i mbulon projektimin dhe konstruktimin e pajisjeve të klasave 1,2 dhe 3. Kriteret më rigorozë janë për klasën 1 ku kërkohet projektimi në bazë të analizave. Klasa 2 lejon projektimin edhe përmes analizave dhe formulave nga standardet. Klasa 3 përfshinë projektimin në bazë të formulave dhe është ekuivalente me seksionin VIII divizionin 1.

Projektuesit duhet të vlerësojnë funksionin e sigurisë për secilën enë nën presion dhe të përdorin klasat përkatëse të standardit. Disenjimi i mbështetësve për Seksionin III Divizioni 1 për enët nën presion është përshkruara në tersi në ASME Code. Seksioni 3 ka nënseksionin NF që definon projektimin e mbështetësve për enët nën presion të klasave 1,2 dhe 3. Shtojca e vitit 1976 ka ndërruar nomenklaturën e projektimit kushtet e punës normale të testimit dhe të dështimit të kushteve të punës për nivelet A,B,C dhe D. Në shtojcën e vitit 1982 kurbat e lodhje janë zgjeruar për numrin 10^{11} të cikleve. Në shtojcën e vitit 1996 janë inkorporuar rregullat e projektimit për punën në temperaturat e larta. Në vitin 1976, është publikuar divizioni 3 që përmban rregullat e transportit të materialeve të rrezikshme. Nevoja për rregulla të unifikuara të inspektimit kontinual të centraleve bërthamore rezultojë me edicionin e vitit 1970 të seksionit XI: 'rregullat për inspektimin kontinual të komponentëve të centraleve bërthamore'.

Për studentët është e rëndësishme të kuptohet organizimi i standardit ASME Boiler and Pressure Vessel Code që është si vijon:

1. Seksioni 1: Kaldajat me avull
2. Seksioni 2: Specifikimi i materialeve
 - I. Specifikimi i materialeve feroze-pjesa A
 - II. Specifikimi i materialeve joferoze-pjesa B
 - III. Specifikimi i materialit saldues elektrodave dhe materialit për mbushje-pjesa C
 - IV. Karakteristika –pjesa D

3. Seksioni 3 nënseksioni NCA: Kërkesat e përgjithshme për divizionin 1 dhe divizionin 2

I. Seksioni III divizioni 1:

- a. Nënseksioni NA: Kriteret e përgjithshme
- b. Nënseksioni NB: Klasa 1 Komponentët
- c. Nënseksioni NC: Klasa 2 Komponentët
- d. Nënseksioni ND: Klasa 3 Komponentët
- e. Nënseksioni NE: Klasa MC Komponentët
- f. Nënseksioni NF: Komponentët e mbështetësve
- g. Nënseksioni NG: Struktura mbështetëse bërthamë
- h. Shtojcat: Rasti N-47 Klasa 1: Komponentët gjatë punës në temperatura të ngritura

II. Seksioni III, Divizioni 2: Standardi për enën e reaktorit nga betoni dhe kontrollin

4. Seksioni IV: Rregullat për konstruktimin e kaldajave për ngrohje

5. Seksion V: Ekzaminimet jo-destruktive

6. Seksioni VI: Rregullat rekomanduese për kujdesin dhe punën e kaldajave për ngrohje

7. Seksioni VII: Udhërefyesi rekomandues për kujdesin e kaldajave me avull

8. Seksioni VIII

I. Divizioni 1: Enët nën presion – rregullat për konstruktim

II. Divizioni 2: Enët nën presion – rregullat alternative

9. Seksion IX: Vlerësimet e saldimeve dhe ngjitjeve

10. Seksioni X: Enët nën presion nga materialet plastike të përforcuara me fibra

11. Seksion XI: Rregullat për inspektimin kontinual të komponentëve të centraleve bërthamore

Rregullat për projektimin, fabrikimin dhe inspektimin e enëve nën presion janë dhënë përmes standardeve dhe janë zhvilluar në mënyrë të ndryshme varësisht nga industritë dhe qeveritë e shteteve.

Standardet e projektimit dhe të konstruktimit i kanë përcaktuar dhe rregullat për projektim, fabrikim dhe inspektim për punë të sigurt të kaldajave, enëve nën presion dhe komponentëve bërthamore. Këto standarde kanë pasur për qëllim të sigurojnë një bazë racionale për mbrojtjen e jetës dhe të pasurisë dhe gjithashtu të sigurojnë kufijtë për keqësimet gjatë punës. Tabela 1.1 përfshinë edhe standardin ASME Boiler and Pressure Vessel Code. Disa përparësi të veçanta të versionit të fundit të ASME Code Section III janë:

- Trajtim eksplicit i sforcimit termik
- Trajtimi i lodhjes si mënyrë e mundshme e shkëputjes
- Përdorimi i analizës të kufijve të plasticitetit
- Vlerësimi i shkëputjes elastike pas disa aktiviteteve plastike

Janë bërë edhe shqyrtime të vazhdueshme për të kuptuar të gjitha llojet e shkëputjes dhe për të përcaktuar kufijtë e sigurisë për mbrojtje nga shkatërrimet e ndryshme. Këto baza janë të qëndrueshme dhe ndërlidhen për mënyra specifike të shkëputjeve të materialeve.

Duhet të meren parasysh edhe ndikimet e përparimeve teknologjike në disenjimin e enëve nën presion. Veçanërisht në 3 dekadat e fundit kur janë bërë hapa të mëdhenj në llogaritjet kompjuterike dhe softuer të veçantë për llogaritje. Në vitin 1960 përdorimi i kompjuterëve ka qenë fillim i ndikimit në projektimin dhe analizën e enëve nën presion.

Zhvillimi i vrullshëm i softuerëve të elementeve fundore ka ndikuar në mënyrë të veçantë në disenjimin detaj të komponentëve të enëve nën presion. Këto zhvillime të përcjellura me rritje të shpejtësisë së llogaritjes dhe rruajtjes së të dhënave ka mundësuar që procesi i projektimit të jetë i shpejtë dhe njëkohësisht të rritet saktësia e disenjimit.

6.2. Enët nën presion – përcaktimi i klasës së enës

1. Lënda e standardit

Me këtë standard definohet mënyra e përcaktimit të klasës së enës nën presion në bazë të rrezikshmërisë për njerëzit, rrezikun ekonomik dhe ekologjik, në rastin e dështimit kritik të enës.

2. Definicionet

- 2.1. Klasa e enës- niveli i sigurisë së funksionimit të enës në kushtet e parapara të eksploatimit dhe jetë zgjatjen e enës. Klasës më të lartë i takon probabiliteti më i lartë i funksionimit të sigurtë, përkatësisht rreziku më i vogël i dështimit kritik të enës.

22. Klasa projektuese- niveli i kërkuar i sigurisë. Përcaktohet sipastabelës.
23. Klasa e prodhimit- niveli i realizuar i sigurisë pas fabrikimit dhe montazhit, e para eksploatimit.
24. Klasa momentale- niveli momental i sigurisë në cilin domoment
Vërejtje: Klasa e realizuar para fillimit të eksploatimit të enës nuk guxon të jetë më e ulët se klasa projektuese
25. Prishja-dështimi kritik- Thyerja e një pjese nën presion (mbështjellësi, kapakët ose gypi lidhës) ose çlirimi i bulonave për mbylljen e pjesëve kryesore të enës, kur vjen deri të lirimi i shpejtë i sasisë më të madhe të mediumit punues nga ena nën presion.

3. Përcaktimi i klasës projektuese

Klasa projektuese përcaktohet në fazën e projektimit të enës nën presion e në bazë të rrezikshmërisë për njerëz, pasurin dhe mjedisin në rast të prishjes apo dështimit kritik të enës.

4. Rreziku për mjedisin në rast të dëmtimit kritik të enës nën presion

Në rrezikun për njerëz, rrezikun ekonomik dhe ekologjik, në rast të dështimit kritik ndikojnë faktorët të cekur në pikën 5 ndërsa numri total i poenëve përcaktohet sipas pikës 6. Në bazë të numrit total të poenëve nga tabela përcaktohet klasa projektuese e enës.

5. Faktorët ndikues

- 5.1. Në pikën 5.1.1. deri në 5.1.5 janë cekur faktorët e përgjithshëm të cilët ndikojnë në rrezikun për njerëz, pasurinë dhe mjedisin rrethues. Ndikimi i tyre vlerësohet me poenë. Rrezikut më të madh i takojnë më shumë poenë.
- 5.2. Në pikat 5.2.1 dhe 5.2.3 janë cekur faktorët e lokacionit që ndikojnë në rrezikun për njerëz, pasurinë dhe mjedisin ku jetojmë dhe varën nga lokacioni i enës. Ndikimi i tyre merret parasysh me zgjidhjen e mundshme të klasës më të lartë të enës nga ajo të cilën e kërkojnë faktorët e përgjithshëm.

5.1.1 Faktorët e përgjithshëm

5.1.1.1 Presioni (p) në bar	Poenët
Deri në 4	0
Mbi 4 deri në 25	1

5.1.1.2	Vëllimi i enës (V), në m ³	
	Deri në 1,5	0
	Mbi 1,5 deri në 15	1
	Mbi 15 deri në 150	2
	Mbi 150	3
5.1.1.3	Energjia e akumuluar (p·V _g), në (bar m ³)	
	Derinë0,3	0
	Mbi 0,3 deri në 4	1
	Mbi 4 deri në 80	2
	Mbi 80 deri në 1600	3
	Mbi 1600 deri në 31500	4
	Mbi31500	5

Vërejtje: Energjia e akumuluar merret parasysh Vetëm në raste kur përmbajtja e enës është gaz ose lëngë e cila në rastin e dështimit kritik të enës do të kalojë momentalisht në gjendje të gaztë.

5.1.1.4	Temperatura (t), në ⁰ C	
	Nën-60 ⁰ C	2
	Mbi - 60 ⁰ C derinë0 ⁰ C	1
	Mbi 0 ⁰ C derinë120 ⁰ C	0
	Mbi 125 ⁰ C derinë400 ⁰ C	1
	Mbi400 ⁰ C	2

5.1.1.5 Veprimi i mediumit punues në mjedisin rrethues
Mediumi punues:

a)	Neutral (pH=6deri8)	0
b)	Agresiv	1
c)	Djegshëm	1 deri3
d)	Eksploziv	2 deri5
e)	Toksik	2 deri5
f)	Radioaktiv	2 deri6
g)	Kombinime të mundshme nga c) deri në f)	2 deri 6

5.2.1. Faktorët e lokacionit

5.2.1.1. Rreziku për njerëzit

Për zgjidhjen e dhënë projektuese dhe lokacionin vlerësohet rreziku për njerëzit në bazë të numrit të njerëzve në zonën e rrezikut. Prezenca permanente e njerëzve nënkupton prezencën mbi 4 orë në ditë.

Te vlerësimi i rrezikut për njerëz duhet të merren parasysh karakteristikat e lokacionit: afërsia e vendbanimeve, zhvillimet urbanistike të lagjeve, dendësia e banimit dhe numri i njerëzve në afërsi të enës gjatë procesit të punës.

5.2.1.2. Rreziku ekonomik

Për zgjidhjen e dhënë projektuese dhe lokacionin, rreziku ekonomik merr parasysh shpenzimet direkte dhe indirekte që mund të shkaktohen si pasojë e dështimit kritik të enës nën presion.

Te vlerësimi i rrezikut ekonomik duhet të merret parasysh edhe ndërtimi perspektiv i objekteve përreth lokacionit të enës nën presion.

5.2.1.3. Rreziku ekologjik

Për zgjidhjen e dhënë projektuese dhe lokacionin, rreziku ekologjik vlerësohet në bazë të pasojave për mjedisin ku jeton njeriu, në rast të dështimit kritik të enës nën presion. Te vlerësimi i rrezikut ekologjik duhet të merret parasysh veprimi i mediumit punues në raport me madhësinë e hapësirës, kohën dhe intensitetin e veprimit, pasojat e mundshme në organizmat individual dhe popullatën në zinxhirin biologjik.

6. Ecuria e përcaktimit të numrit total të poenëve dhe përcaktimi i klasës

- 6.1. Numri i poenëve për faktorët ndikues përcaktohet me mbledhjen e poenëve ngapikat 5.1.1 deri në 5.1.5 dhe shënohet me P.
- 6.2. Në bazë të numrit total të poenëve P dhe vlerësimit të faktorëve të lokacionit përcaktohet klasa projektuese e enës nën presion sipas tabelës:

Numri total i poenëve	Klasa	
	pa faktor të lokacionit	me faktor të lokacionit
mbi 15	I	I
mbi 10 deri në 15	II	I
mbi 5 deri në 10	III	II(I)
deri në 5	IV	III (II dhe I)

7. Mënyra parimore e përcaktimit të klasës së enës nën presion

Në parim, duke marr parasysh faktorët e përgjithshëm dhe të lokacionit, enët mund të klasifikohen në këto klasa:

Klasa I- Enët kryesore në impiantet nukleare, enët me medime punuese shumë toksike, enët më të mëdha me medium punues toksik, eksploziv dhe shumë të djegshëm;

Klasa II- Enët shumë të rëndësishme në impiantet procesore: reaktorët, kolonat, këmbyesit e nxehtësisë

Klasa III- Enët e rëndësishme në impiantet procesore : këmbyesit e nxehtësisë, kolonat, enët e mesme,

Klasa e IV- enët më të vogla me medium neutral punues

8.Enët nën presion – llogaritja e pjesëve nën presion , kërkesat e përgjithshme

1. Lënda e standardit

Me këtë standard përcaktohen kërkesat e përgjithshme, të përbashkëta, që përdorën për llogaritjen e rezistencës së pjesëve konstruktive (detajeve dhe sistemeve) të enëve nën presion dhe atë të pjesëve që i nënshtrohen presionit.

2. Fusha e aplikimit

Aplikimi i këtij standardi është paraparë për pjesët statikisht të ngarkuara të enëve stabile nën presion, përveç nëse nuk është përcaktuar ndryshe me standarde evropiane për llogaritjen e pjesëve të caktuara të enës.

Në raport me materialet ky standard vlen për pjesët e enëve nën presion të fabrikuar nga çeliqet karbonike të jo aliazhe, aliazhe të ulëta ose aliazhe të çelikut, çelikut të derdhur, hekurit të derdhur, bakrit, aluminit dhe aliazheve të bakrit dhe të aluminit. Pjesët e punuara nga aliazhet e ulëta të çelikut, si që janë çeliku i manganit dhe çeliku i krom-molibdenit, mund të kenë përmbajtjen e kromit deri në 5% ndërsa të nikelit deri në 3,5%.

Ky standard aplikohet me kusht që temperatura më e ulët e punës së enës nën presion të jetë më e lartë se sa vlera e llogaritur përkatëse, që i përgjigjet temperaturës transitive të paraqitjes së thyerjes së brishtë të materialit, të zvogëluar apo të rritur, varësisht nga trashësia e pjesëve dhe evitimit të sforcimeve si pasojë e përpunimit termik.

7. DETYRA PROJEKTUESE

Të behet projektimi i enës nën presion të çelikut, stabile, për rruajtjen dhe furnizimin me sqfur industrial e tipit horizontal nga çeliku A 516 Gr. 60, me diametrit të jashtëm $D_j=2624$ mm me gjatësi $L=4700$ mm, Presioni i brendshëm projektues në enë arrin $p=5.00$ bar , temperature maksimale e punës arrin $T=180^\circ\text{C}$, diametri i jashtëm ka vlerën $D_j=2624$ mm.

Të bëhet llogaritja të sipas normave ASME, seksioni VIII, Divizioni 1 dhe 2 si dhe të normave evropiane EN 13445 dhe EN M.E2.252/91.

7.1. Përshkrimi teknik

a) Të dhënat projektuese

- Presioni projektuese $p=5.00$ bar
- Temperatura projektuese $T=180^\circ\text{C}$
- Mediumi punues – sqfur industrial

b) Karakteristikat e enës nën presion

- Lloji i enës - horizontale , cilindrike
- Diametri i jashtëm $D = 2624$ mm
- Gjatësia $L = 4700$ mm
- Trashësia e murit $t = 12$ mm

72 Parametrat themelor për llogaritje

Parametrat themelor janë paraqit në tabelat 6.1 Vlerat nga tabela 6.1 janë në raport me konstruksionin e mbështjellësit:

Tabela 7.1 Parametrat themelor të mbështjellësit

Presioni projektues	P	5.00 bar
Temperatura projektuese	T	180°C
Gjatësia	L	4700 mm
Materiali	ASME	S A 516 Gr. 70
Shtesa në korrozion i brendshëm	CA	3 mm

Është me rëndësi të cekët se ndikimet e erës dhe dridhjeve nuk merren parasysh për shkak se është presioni projektues i brendshëm , derisa parametri i presionit projektues i jashtëm nuk hyn në llogaritje.

Për konstruksionin e enës nën presion të zgjedhet nga materiali vijues :

-ASTM SA – 516 70

-ASTM SA 3336

Tabela 7.2 Përbërja kimike SA-516 70

Carbon (C)	%	Manganese (Mn)	%	Phosphorus (P)	%
12.5mm or less	0.27	12.5mm or less		(max)	0.035
12.5 - 50mm	0.28	• Heat Analysis :	0.85-1.20		
50 - 100mm	0.30	• Product Analysis :	0.79-1.30		
100 - 200mm	0.31	Over 12.5mm			
> 200mm	0.31	• Heat Analysis :	0.85-1.20		
		• Product Analysis :	0.79-1.30		
Sulphur (S)	%	Silicon (Si)	%		
(max)	0.035	• Heat Analysis :	0.15-0.40		
		• Product Analysis :	0.13-0.45		

Tabela 7.3. Kriteret kimike

Description	Grade 70
Tensile strength (ksi)	70-90
Tensile strength (MPa)	485-620
Yield strength (ksi)	38
Yield strength (MPa)	260
Elongation in 200mm (min)(%)	17
Elongation in 50mm (min) (%)	21
Thickness (max)(mm)	205

ASTM SA -516-70 (EN 10028 –P355GH) – është material i shkëlqyeshëm për përdorim të temperaturave më të ulëta dhe më të larta se të rrethinës dhe veçanërisht i qëndrueshëm dhe shfrytëzohet si material për enë nën presion dhe për kaldaja industrial.



Figura 6.1 SA – 516 70 në depo

8. LLOGARITJET SIPAS NORMAVE

8.1. Normat ASME kapitulli VIII divizioni 1 dhe 2

Shoqata Amerikane e inxhinierëve të makinerisë e kanë themeluar këshillin në vitin 1911 me qëllim të formulimit të standardeve , që do të thotë rregullat për konstruktimin e kaldajave të avullit dhe enëve nën presion . Tash quhet këshilli për kaldaja dhe enë nën presion .

Normat ASME për kaldaja dhe enë nën presion japin rregulla për ndërtimin e kaldajave , enëve nën presion si dhe komponente nukleare. Kjo përfshin kërkesat për përpunimin e materialeve , konstruksionin , mënyrën e përpunimit , kontrollin, testimin dhe inspektimin. Prodhimet e përpunuara në përputhje me të gjitha rregulloret e përdorura të këtij standardi janë identifikuar me vulën zyrtare e cila mes tjerash

Në vazhdim të këtij kapitulli do të paraqitet llogaritja e enëve me ndihmën e standardit ASME kapitulli VIII divizioni 1. Prandaj kapitulli VIII është ndarë në tri pjesë . Pjesa e parë përmban shtojca të detyrueshme dhe të pa detyrueshme të cilat detalizohen bazat dhe kriteret shtesë të projektimit gjithashtu përmban provën pa shkatërrim dhe tjera shikime gjatë mënyrës së përvetësimit dhe shfrytëzimit të standardeve

Në pjesën e dytë kërkesat për material , konstruksion dhe provën pa shkatërrim janë të ndaluara në raport janë të ndaluara në raport me pjesën e parë.

Llogaritja me normat ASME sektori VIII divizioni 1 është përpunuar me ndihmën e paketës programore Microsoft Excel 2007. Hapi i parë është me gjetjen e shprehjeve të duhura për llogaritje çka nuk ka qenë aspak e lehtë. Me rëndësi është të cekët se si çdo element i enëve në presion llogaritet veçantë. Elementi i parë që e kam llogaritur është mbështjellësi i tamburit cilindrik pasi të llogaritet mbështjellësi pason llogaritja e mbajtësve .Theksi bien në të se edhe vetë fitimi i të gjitha të dhënave dhe shprehjeve nga normat ishte punë shumë e kërkuar kohore.

Shprehjet e shfrytëzuara për llogaritjet e këtyre enëve nën presion janë shprehje për mure të holla të enëve nën presion dhe vlejné nëse është dhënë diametri i jashtëm i enës . Për çdo rast tjetër është e nevojshme me gjet shprehje tjera dhe të fillohen llogaritjet nga fillimi me çka si rezultat jep mungesën e kësaj mënyre të llogaritjes të enëve nën presion .

8.1.1 Llogaritja e trashësisë murit mbështjellësit

Së pari llogaritet trashësia e mbështjellësi i enës , vlen të përmenden diametri i jashtëm i enës nën presion , trashësia e murit pa marr parasysh lodhjen e materialit në tërë perimetrin llogaritet sipas shprehjes :

$$t_{\phi} = \frac{PR_o}{SE - 0.6P} = 6.043mm$$

Trashësia e murit pa marr parasysh lodhjen e materialit në tërë perimetrin

$$t_x = \frac{PR_o}{2SE + 0.4P} = 5.79mm$$

Ku janë:

$D_s = 2624$ mm - diametri i jashtëm i enës

$R_o = 1303.3$ mm – Radiusi i jashtëm i mbështjellësit

$P = 5.000$ bar - presioni projektues në fund të enës

$S = 220.64$ - Presioni maksimale e lejuar gjatë temperaturës projektuese $t = 350^\circ\text{C}$

$E = 1.0$ – koeficienti i saldimit

$c_2 = 3$ mm- shtesë për shkak të korrozionit

$t = \max(t_\phi, t_x) = 6.043mm$ e plotëson kushtin

Presionet maksimale

MAWP (korrozioni , temperature projektuese) = 0.8062 MPa – presioni punues më i lart i lejuar

MAWP (jo korrodimi , temperatura projektuese) = 1.0759 MPa – presioni më i lart i lejuar

MAPNC (i ri & ftohtë) = 2.1594

Llogaritja e kokës eliptike-elipsoidale

- **Trashësia e murit të kokës elipsoidale**

Në kushtet projektuese :

$$t = \frac{P \cdot D \cdot K}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P} = 9.03mm$$

Në kushtet testuese:

$$t = \frac{P \cdot D \cdot K}{2 \cdot 0.9 \cdot S_A \cdot E - 0.2 \cdot P} = 3.829mm$$

Ku :

$D_s = 2624$ mm - diametri i jashtëm i enës

$P = 5.000$ bar - presioni projektues në fund të enës

$S = 220.64$ - Presioni maksimale e lejuar gjatë temperaturës projektuese $t = 350^\circ\text{C}$

$E = 1.0$ – koeficienti i saldimit

$K = 1.0$ – Faktori llogaritës për themele eliptike (ku mirret parasysh edhe korrodimi)

Trashësia më e vogël e nevojshme e murit e kokës eliptike duke marr parasysh shtesën me korrozion CAI :

$$t_c = t + \text{CAI} = 6.829$$

Presionet maksimale

MAWP (korrozioni , temperature projektuese) = 1.1204 MPa – presioni punues më i lart i lejuar

MAWP (jo korrodimi , temperatura projektuese) = 0.9509 MPa – presioni më i lart i lejuar

MAPNC (i ri & ftohtë) = 1.9159 MPa

82. Normat EN 13445

Llogaritjet me normën EN 13445 janë përcaktuar me ndihmën e pakos softuerike 2016.

Hapi i parë në normë është me i gjet shprehjet përkatëse për llogaritje, për dallim nga normat ASME VIII normat EN kanë paraqitur paraqitur pak probleme . Normat EN është diçka më e përgjithshme nga normat ASME në princip e përcjell njëra tjetrën .

Dallimet janë të dukshme sa i përket shenjave dhe renditjes së përshkrimit të kapitujve dhe shprehjeve për llogaritje.

8.2.1 Të dhënat hyrëse për mbështjellës

Standardi: E2.253/81

Kushtet e punës:

$D_s = 2624$ mm - diametri i jashtëm i enës

$D_u = 2606.6$ mm - diametri i brendshëm i enës

$P = 5.000$ bar - presioni projektues në fund të enës

$S = 1.5$ mm- koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës

$v = 1.0$ - koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese (të përzgjedhur gjatë rritjes së kontrolluar me kërkesat e enës të klasit të III)

$c_1 = 0.3$ mm - shtesë në lejim të kalimit të trashësisë së llamarinës

$c_2 = 3$ mm- shtesë për shkak të korrozionit

$K_{350^\circ\text{C}} = K = 162.08 \frac{N}{\text{mm}^2}$ - fortësia e projektimit për temperaturë të caktuar për një material SA 516 70

$R_{e1(20^\circ\text{C}, \text{SA516.70})} = R_{e1} = 220.64 \frac{N}{\text{mm}^2}$ - kufiri minimal i plasticitetit në temperaturën e dhomës

$R_{e1(20^\circ\text{C}, \text{A516Gr.60})} = R_m = 413.70 \frac{N}{\text{mm}^2}$ - fortësia minimale e qëndrueshmërisë

$$\frac{R_{e1}}{R_m} = \frac{220.64}{413.70} = 0.53 \frac{N}{\text{mm}^2} \Rightarrow K = R_e$$

Kusht që : $\frac{D_s}{D_u} = \frac{2624}{2606.3} = 1.007 < 1.2$ **E plotëson kushtin**

Trashësia e nevojshme e murit të mbështjellësit për kushtet e dhëna:

$$s = \frac{D_s \cdot p}{20 \cdot K \cdot \frac{v}{S} + p} + c_1 + c_2 = \frac{2624 \cdot 5 \cdot 10^5}{20 \cdot 162.08 \cdot \frac{1}{1.5} + 5 \cdot 10^5} + 0.3 + 3 = 9.357 \text{ mm}$$

$$s = 9.357$$

Kushtet testuese

$p_i = 8.794$ bar - - presioni testues në fund të enës

$S = 1.1$ - koeficienti i sigurisë në kushtet e provës

$K_{20^\circ C} = K' = 220.64 \frac{N}{mm^2}$ - fortësia e projektuar e materialit SA516 70 për kushtet e provës

Trashësia e nevojshme e murit të mbështjellës për kushtet e provës:

$$s = \frac{D_s \cdot p}{20 \cdot K \cdot \frac{v}{S} + p} + c_1 + c_2 = \frac{2624 \cdot 8.79 \cdot 10^5}{20 \cdot 220.64 \cdot \frac{1}{1.1} + 8.79 \cdot 10^5} + 0.3 + 3 = 9.04 \text{ mm}$$

$$s = 9.04 \text{ mm}$$

Trashësia e përfitur e murit mbështjellës është $S_e = 12 \text{ mm}$. (Llogaritja e trashësisë për murin mbështjellës ASME,

8.2.2 Llogaritja e trashësisë së murit të poshtëm $D_s = 2622 \text{ mm}$

Pjesa e poshtme është eliptike, 2:1

Llogaritja e pjesës fundore për presion të brendshëm

Standardi: M.E2.252/91.

Forma e pjesës së poshtme: $R = 0.8 \cdot D_s$ (shtresë e thellë)

Dimensionet e vërteta

$D_{s1} =$	2621	mm - diametri i jashtëm i pjesës së poshtme
$R =$	2345.4	mm - rrezja e brendshme e kurorës së pjesës së fundme
$R =$	403.634	mm - rrezja e brendshme e kurorës së pjesës së poshtme
$S_e =$	10.5	mm- trashësia minimale e pjesës së poshtme të përfunduar
$d_u =$	0	mm- diametri i kyçjes (shkurtuar) jashtë zonës $0.6 D_s$ në kushtet e koordinuara

Kushtet e punës:

$P =$	5.000	bar - presioni projektues në fund të enës
$S =$	1.5	- koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës
$V =$	1.0	- koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese
$c_1 =$	0	mm- shtesë në lejm të kalimit të trashësisë së llamarinës
$c_2 =$	3	mm- shtesë për shkak të korrozionit

$K_{350^{\circ}\text{C}} = K = 162.08 \frac{N}{\text{mm}^2}$ - fortësia e projektimit në një temperaturë të caktuar për një material SA 516 Gr. 60

$R_{e1(20^{\circ}\text{C}, A516\text{Gr}.60)} = 220.64 \frac{N}{\text{mm}^2}$ -kufiri minimal i plasticitetit në temperaturën e dhomës

$R_{e1(20^{\circ}\text{C}, A516\text{Gr}.60)} = 413.70 \frac{N}{\text{mm}^2}$ -fortësia minimale e qëndrueshmërisë

$$\frac{R_{e1}}{R_m} = \frac{220.64}{420.70} = 0.53 \Rightarrow K=Re$$

Kusht që : $0.001 \leq \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} \leq 0.1 \quad \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} = \frac{10.5 - 0 - 3}{2621} = 0.003$

$$\Rightarrow 0.001 \leq \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} \leq 0.1$$

$$0.001 \leq 0.003 \leq 0.1$$

E plotëson kushtin

8.2.3 Llogaritja e pjesës fundore për presion të brendshëm

Standardi: .E2.252/91.

Forma e pjesës së poshtme: $R = D_i \cdot (0.44 \cdot K + 0.02) = 2345.94$

P=	5.000	bar - presioni projektues në fund të enës
S=	1.5	- koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës
V=	1.0	- koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese
c ₁ =	0	mm- shtesë në lejim të kalimit të trashësisë së llamarinës
c ₂ =	3	mm- shtesë për shkak të korrozionit

8.2.4 Llogaritja e pjesës fundore

Trashësia minimale e murit të themeleve e është më e madhe se trashësia minimale e pjesës fundore të mbështjellësit në kufijtë e lodhjes së murit në pjesën qendrore e_s , më e madhe se

trashësia minimale të murit në pjesën e lakuar e_y , me e madhe se trashësia minimale e murit të rrumbullakuar duke i ikur deformimeve e_b .

$$e_s = \frac{p \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0.5 \cdot p} = \frac{0.5 \cdot 2345.94}{2 \cdot 164.67 - 0.5 \cdot 0.5} = 3.5643 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{C \cdot (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D)}{f} = 4.838 \text{ mm}$$

$$e_b = (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D) + \left[\frac{P}{111 \cdot f_b} \cdot \left(\frac{D}{r} \right)^{0.85} \right]^{1/1.5} = 5.47 \text{ mm}$$

Trashësia e e zgjedhur e murit merret $e_n=5.47$ mm

83. SOFTUERI MATLAB

Softueri Matlab llogaritet si gjuhë programuese e rendit të lartë dhe është mjaft e përshtatshme për përdorim në inxhinieri në përgjithësi.

MATLAB është një sistem interaktiv , element i të dhënave bazë i të cilit është një grup që nuk kërkon dimensionim. Kjo ju lejon të zgjidhni shumë probleme teknike të informatizimit, veçanërisht ato me formulime të matricës dhe vektorëve, në një pjesë të kohës që do të nevojitet për të shkruar një program në një gjuhë skalare jo-interaktive si C ose Fortran.

Baza e këtij softueri janë matricat. Emri MATLAB rrjedhe prej fjaleve Matrix LABORatory. MATLAB u shkrua fillimisht për të siguruar qasje të lehtë në softuerin e matricës të zhvilluar nga LINPACK (paketa lineare e sistemit) dhe EISPACK (Paketa e Sistemit Eigen).

Ju mund të përdorni MATLAB për një sërë aplikacionesh, duke përfshirë përpunimin dhe komunikimin e sinjalit, përpunimin e imazhit dhe videos, sistemet e kontrollit, testimin dhe matjen, financat kompjuterike dhe biologjinë kompjuterike. Më shumë se një milion inxhinierë dhe shkencëtarë në industri dhe në akademi përdorin MATLAB, gjuhën e informatikës teknike.

MATLAB është një gjuhë me performancë të lartë për informatikë teknike. Ajo integron llogaritjen, vizualizimin dhe programimin në një mjedis të lehtë për përdorim ku problemet dhe zgjidhjet shprehen në simbole matematikore të njohura. Përdorimet tipike përfshijnë:

-Matematikë dhe llogaritje

-Zhvillimi i algoritmeve

-Modelim, simulim dhe prototyping

-Analiza e të dhënave, eksplorimi dhe vizualizimi

-Grafikë shkencore dhe inxhinierike

-Zhvillimi i aplikacioneve, duke përfshirë edhe ndërtimin e Interfaqes Grafike të Përdoruesit

Ky softuer është i specializuar për rregullimin e sistemeve inxhinierike. Posedon numër mjaft të madh të moduleve (rregullatorëve) të projektuar deri më sot. Pak a shumë programimi në Matlab është i ngjashëm me programin në C, C++. Matlab posedon “Converter” përmes të cilëve e bënë përkthimin e file-ve të shkruar në C, C++ dhe ia përshtat vetvetes.

8.3.1 Llogaritja e trashësisë murit mbështjellësit

Standardi: E2.253/81

Vërejtje! Simboli * tregon vlerat e dhëna hyrëse

Vlerat hyrëse

* D_s :=2624 mm - diametri i jashtëm i enës

* R_o :=1303.3 mm - Radiusi i jashtëm i mbështjellësit

* P :=5.000 bar - presioni projektues në fund të enës

* S :=220.64 - Presioni maksimale e lejuar gjatë temperatures projektuese $t=350^{\circ}\text{C}$

* E : = 1.0 – eficiency e lidhjes , varet nga ekzaminimi radiografik që përdoret te tegelat e ndryshme të salduara të mbështjellësit

* c_2 :=3 mm- shtesë për shkak të korrozionit

$$t_{\phi} := \frac{PR_o}{SE - 0.6P} = 6.043\text{mm}$$

Trashësia e murit pa marr parasysh lodhjen e materialit në tërë perimetrin

$$t_x := \frac{PR_o}{2SE + 0.4P} = 5.79mm$$

$t = \max(t_\phi, t_x) := 6.043mm$ e plotëson kushtin

Presionet maksimale :

MAWP (korrozioni , temperature projektuese)=0.8062 MPa – presioni punues më i lart i lejuar

MAWP (jo korrodimi , temperatura projektuese)=1.0759 MPa – presioni më i lart i lejuar

MAPNC (i ri & ftohtë) =2.1594

Llogaritja e kokës eliptike

Trashësia e murit të kokës elipsoidale

* D_s :=2624 mm - diametri i jashtëm i enës

* P :=5.000 bar - presioni projektues në fund të enës

* S :=220.64- Presioni maksimale e lejuar gjatë temperatures projektuese $t=350^\circ C$

* E := 1.0 – koeficienti i saldimit E varet nga ekzaminimi radiografik që përdoret te tegelet e ndryshme të salduara të mbështjellësit.

* K := 1.0 – Faktori llogaritës për themele eliptike (ku mirret parasysh edhe korrodimi)

Në kushtet projektuese :

$$t := \frac{P \cdot D \cdot K}{2 \cdot S \cdot E - 0.2 \cdot P}$$

$$t = 9.03mm$$

Në kushtet testuese:

$$t := \frac{P \cdot D \cdot K}{2 \cdot 0.9 \cdot S_A \cdot E - 0.2 \cdot P} = 3.829 \text{ mm}$$

$$t = 3.829 \text{ mm}$$

Trashësia më e vogël e nevojshme e murit e kokës eliptike duke marr parasysh shtesën me korrozion CAI :

$$t_c = t + \text{CAI} = 6.829$$

Presionet maksimale

MAWP (korrozioni , temperature projektuese)=1.1204 MPa – presioni punues më i lart i lejuar

MAWP (jo korrodimi , temperatura projektuese)=0.9509 MPa – presioni më i lart i lejuar

MAPNC (i ri & ftohtë) =1.9159 MPa

8.3.2 Normat EN 13445

Llogaritjet me normën EN 13445 janë përcaktuar me ndihmën e programit Math Cad.

Hapi i pare në normë është me i gjet shprehjet përkatëse për llogaritje, për dallim nga normat ASME VIII normat EN kanë paraqitur pak probleme . Normat EN është diçka më e përgjithshme nga normat ASME në princip e përcjell njëra tjetrën .

Dallimet janë të dukshme sa i përket shenjave dhe renditjes së përshkrimit të kapitujve dhe shprehjeve për llogaritë!

8.3.3 Të dhënat hyrëse për mbështjellës

Standardi: E2.253/81

Kushtet e punës:

*D_s :=2624 mm - diametri i jashtëm i enës

*D_u :=2606.6 mm - diametri i brendshëm i enës

*P :=5.000 bar - presioni projektues në fund të enës

*S :=1.5 mm- koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës

*v :=1.0 - koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese (të përzgjedhur gjatë rritjes së kontrolluar me kërkesat e enës të klasit të III)

*c₁ := 0.3 mm - shtesë në lejm të kalimit të trashësisë së llamarinës

*c₂ :=3 mm- shtesë për shkak të korrozionit

*K_{350°C} = K:= 162.08 $\frac{N}{mm^2}$ - fortësia e projektimit për temperaturë të caktuar për një material SA 516 70

*R_{e1(20°C, SA516.70)} = R_{e1} :=220.64 $\frac{N}{mm^2}$ - kufiri minimal i plasticitetit në temperaturën e dhomës

*R_{e1(20°C, A516Gr.60)} = R_m := 413.70 $\frac{N}{mm^2}$ - fortësia minimale e qëndrueshmërisë

$$\frac{R_{e1}}{R_m}$$

$$\frac{R_{e1}}{R_m} := 0.53$$

$$\Rightarrow K = R_e$$

Kusht që :

$$\frac{D_s}{D_u} = \frac{2624}{2606.3} = 1.007 < 1.2 \quad \mathbf{E \text{ plotëson kushtin}}$$

Trashësia e nevojshme e murit të mbështjellësit për kushtet e dhëna:

$$s := \frac{D_s \cdot p}{20 \cdot K \cdot \frac{v}{S} + p} + c_1 + c_2$$

$$s = 9.357$$

Kushtet testuese

* $p_i := 8.794$ bar - - presioni testues në fund të enës

* $S := 1.1$ - koeficienti i sigurisë në kushtet e provës

$K_{20^\circ C} := K' = 220.64 \frac{N}{mm^2}$ - fortësia e projektuar e materialit SA516 70 për kushtet e provës

Trashësia e nevojshme e murit të mbështjellës për kushtet e provës:

$$s := \frac{D_s \cdot p}{20 \cdot K \cdot \frac{v}{S} + p} + c_1 + c_2$$

$$s = 9.04 \text{ mm}$$

Trashësia e përfituar e murit mbështjellës është $S_e = 12$ mm. (Llogaritja e trashësisë për murin mbështjellës ASME,

8.3.4 Llogaritja e trashësisë së murit të poshtëm $D_s = 2622$ mm

Pjesa e poshtme është eliptike, 2:1

Llogaritja e pjesës fundore për presion të brendshëm

Standardi: M.E2.252/91.

Forma e pjesës së poshtme: $R = 0.8 \cdot D_s$ (shtresë e thellë)

Dimensionet reale

* $D_{s1} :=$	2621	mm	- diametri i jashtëm i pjesës së poshtme
* $R :=$	2345.4	mm	- rrezja e brendshme e kurorës së pjesës së fundme
* $R :=$	403.634	mm	- rrezja e brendshme e kurorës së pjesës së poshtme
* $S_e :=$	10.5	mm	- trashësia minimale e pjesës së poshtme të përfunduar
* $R :=$	0	mm	- diametri i kyçjes (shkurtuar) jashtë zonës $0.6 D_s$ në kushtet e koordinuara

Kushtet e punës:

- *P := 5.000 bar - presioni projektues në fund të enës
- *S := 1.5 - koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës
- *V := 1.0 - koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese
- *c₁ := 0 mm - shtesë në lejim të kalimit të trashësisë së llamarinës
- *c₂ := 3 mm - shtesë për shkak të korrozionit

*K_{350°C} = K = 162.08 $\frac{N}{mm^2}$ - fortësia e projektimit në një temperaturë të caktuar për një material SA 516 Gr. 70

*R_{e1(20°C, A516Gr.70)} := 220.64 $\frac{N}{mm^2}$ - kufiri minimal i plasticitetit në temperaturën e dhomës

*R_{e1(20°C, A516Gr.70)} := 413.70 $\frac{N}{mm^2}$ - fortësia minimale e qëndrueshmërisë

$$\frac{R_{e1}}{R_m} := 0.53 \frac{N}{mm^2} \Rightarrow K = Re$$

Kusht që : $0.001 \leq \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} \leq 0.1$

$$\frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} := 0.003$$

$$\Rightarrow 0.001 \leq \frac{S_e - c_1 - c_2}{D_{s1}} \leq 0.1$$

$$0.001 \leq 0.003 \leq 0.1$$

E plotëson kushtin

*β := 2.42 - koeficienti i formës së pjesës fundme

$$\frac{d_u}{D_{s1}} := 0$$

Trashësia e murit së pjesës së poshtme për kushtet e punës

$$s := \frac{D_{s1} \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot K \cdot \frac{v}{s}} + c_1 + c_2$$

$$s = 10.388 \text{ mm}$$

Kushtet testuese:

- * $p_i := 8.794 \text{ bar}$ - presioni testues në fund të enës
- * $S' := 1.1$ - koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të testimit
- * $K_{20^\circ\text{C}}=K' := 220.64 \frac{N}{\text{mm}^2}$ - Fortësia projektuese e materialit A 516 Gr.70 për kushtet e testimit

Trashësia e murit për kushtet testuese:

$$s_i := \frac{D_{s1} \cdot p \cdot \beta}{40 \cdot K \cdot \frac{v}{s}} + c_1 + c_2$$

$s_i = 9.952 \text{ mm}$

8.3.5 Llogaritja e pjesës fundore për presion të brendshëm

Standardi: E2.252/91.

Forma e pjesës së poshtme: $R=Di \cdot (0.44 \cdot K+0.02)=2345.94$

P=	5.000	bar - presioni projektues në fund të enës
S=	1.5	- koeficienti i sigurisë gjatë kushteve të punës
V=	1.0	- koeficienti i sigurisë së lidhjeve salduese
c_1 =	0	mm- shtesë në lejimit të kalimit të trashësisë së llamarinës
c_2 =	3	mm- shtesë për shkak të korrozionit

8.3.5. Llogaritja e pjesës fundore

Trashësia minimale e murit të themeleve e është më e madhe se trashësia minimale e pjesës fundore të mbështjellësit në kufijtë e lodhjes së murit në pjesën qendrore e_s , më e madhe se trashësia minimale të murit në pjesën e lakuar e_y , me e madhe se trashësia minimale e murit të rrumbullakuar duke i ikur deformimeve e_b .

$$e_s = \frac{p \cdot R}{2 \cdot f \cdot z - 0.5 \cdot p} = \frac{0.5 \cdot 2345.94}{2 \cdot 164.67 - 0.5 \cdot 0.5} = 3.5643 \text{ mm}$$

$$e_y = \frac{C \cdot (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D)}{f} = 4.838 \text{ mm}$$

$$e_b := (0.75 \cdot R + 0.2 \cdot D) + \left[\frac{P}{111 \cdot f_b} \cdot \left(\frac{D}{r} \right)^{0.85} \right]^{1/1.5} = 5.47 \text{ mm}$$

Trashësia e e zgjedhur e murit merret $e_n=5.47$

9. APLIKIMI SOFTUERIK - VVD

9.1 Përshkrimi i softuerit

VVD është një program i njohur nga UDT. Versioni i parë i programit u prezantua në treg në vitin 1984 dhe që atëherë ai është përditësuar sistematikisht dhe është zgjeruar me funksione të reja. Aktualisht, VVD është një program i plotfuqishëm i përdorur në shumë fusha të projektimit në fushën e pajisjeve të presionit. Lista e referencës përmban, ndër të tjera Organet e notifikuara evropiane, kompanitë e projektimit dhe inxhinierisë, prodhuesit e pajisjeve nën presion, ndërmarrjet nga industritë kimike, petrokimike, industritë e ushqimit të energjisë etj.

VVD ju jep operatorëve dhe pronarëve të organizatave inxhinierike e gjithë botës shansin për dizajnimin e enëve nën presion dhe këmbysesve të nxehtësisë shpejt dhe preciz.

Programi VVD përdoret nga kompanitë në mbarë botën dhe nga më shumë se 75 Organe të ndryshme të Njoftuara. Bazohet në një koncept të dizajnit grafik shumë miqësor dhe përfshin një modul unik të vizatimit 2D dhe 3D që lejon përdoruesin të eksportoje vizatimet e tij në aplikacione të tjera për prodhimin e shpejtë të vizatimit.

VVD mund të i përshtatet projekteve të madhësive të ndryshme, konstruktimit dhe dizajnimin e enëve të ndryshme dhe ndihmon në përshejtimin e procedurës së llogaritjeve të enëve dhe pjesëve të tyre.

Është me rëndësi ti theksojmë këto karakteristika të këtij softueri:

- Manipulim i lehtë i modeleve për analiza me të hyra grafike dhe rezultate
- Ekuacionet e rëndësishme janë të instaluar te cilat janë ndihmesë për kërkesa të hulumtimit
- Paketa softuerike punon në kodet dhe standardet e mëposhtme kombëtare

- 1) Standardi Amerikan, ASME VIII
- 2) Standard britanik, PD5500
- 3) Kodi Evropian, EN13445
- 4) Standard Suedez, TKN
- 5) Standard Norvegjez, TBK2

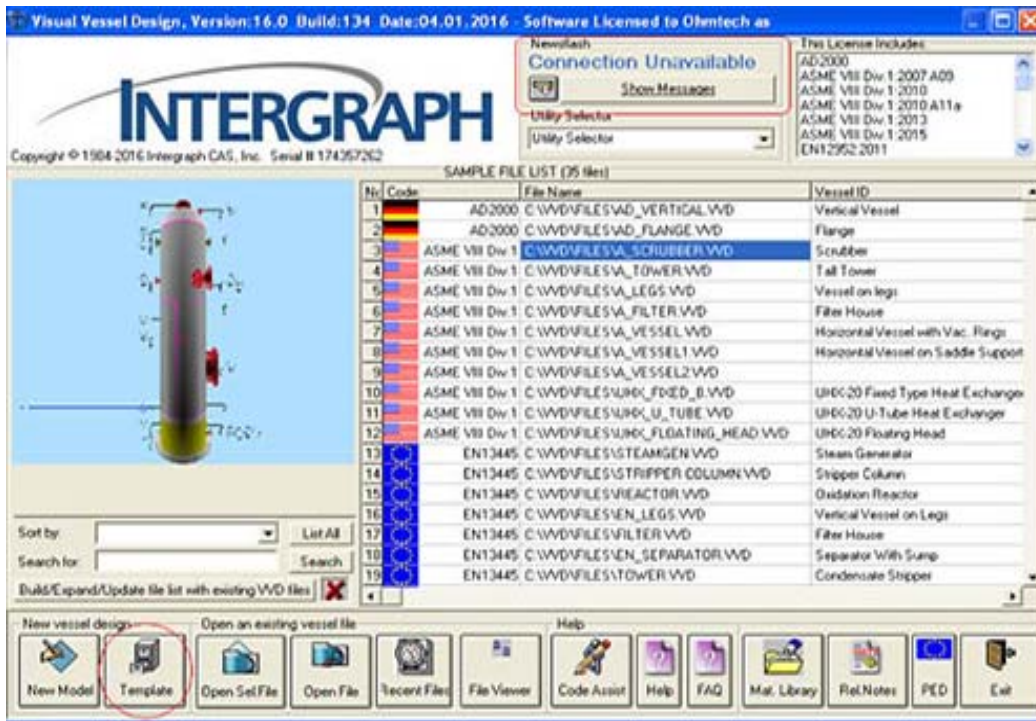


Figura 9.1. Standardet me te cilat punon pakaja softuerike

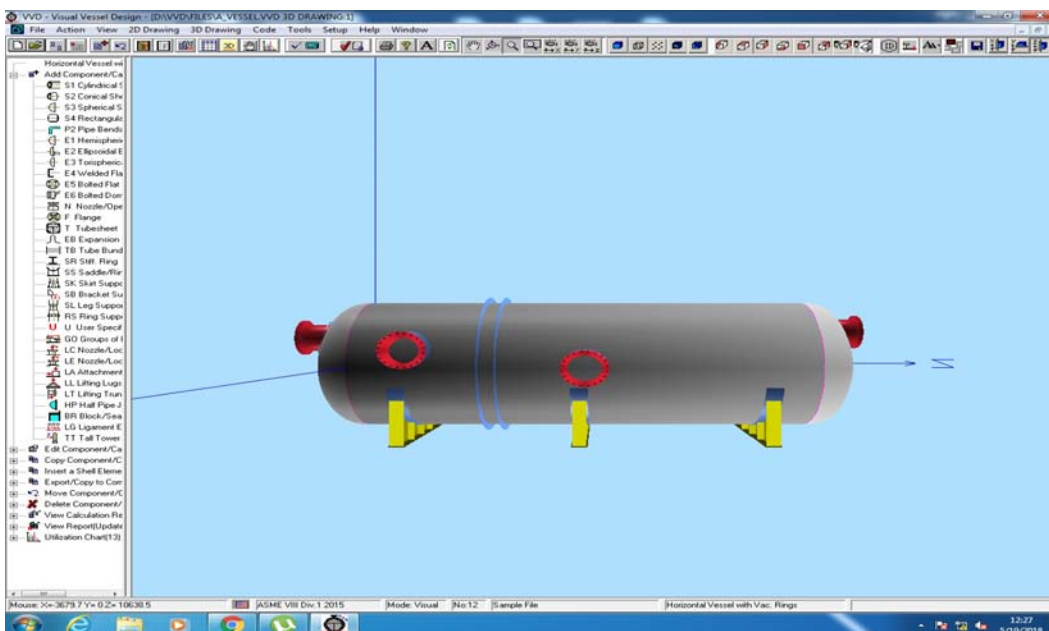


Fig. 9.2. Modeli i përpunuar për llogaritjeve

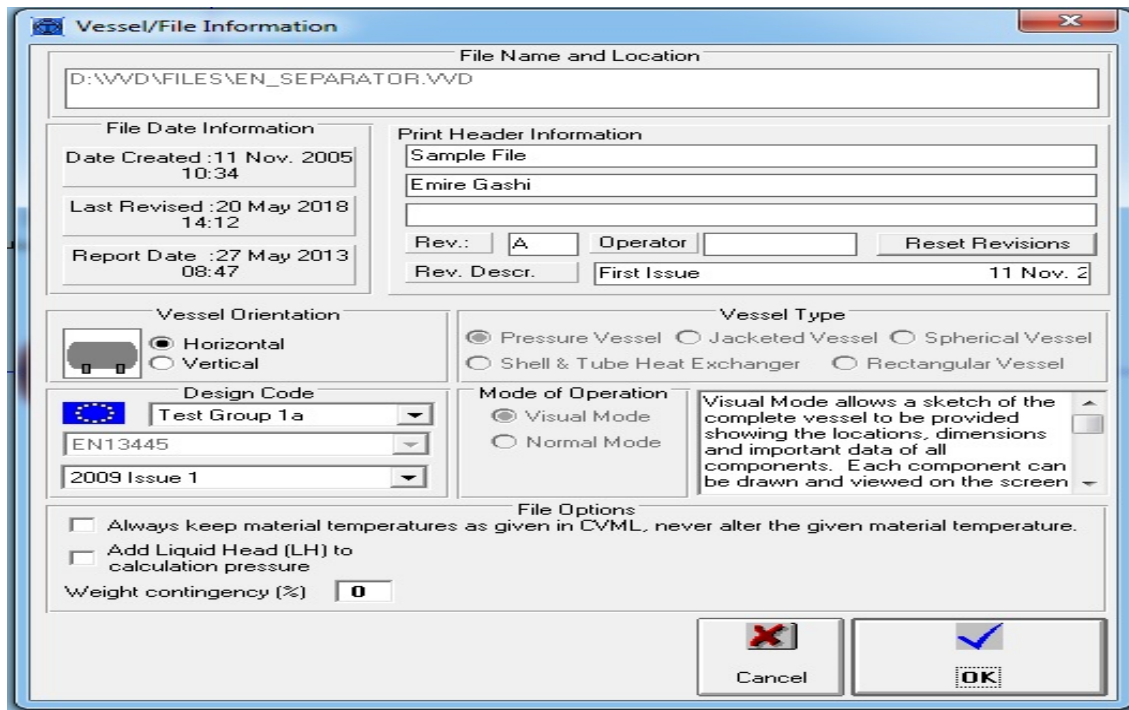


Fig. 9.3 Përzgjedhja e pozitës së enës nën presion dhe Standardit EN

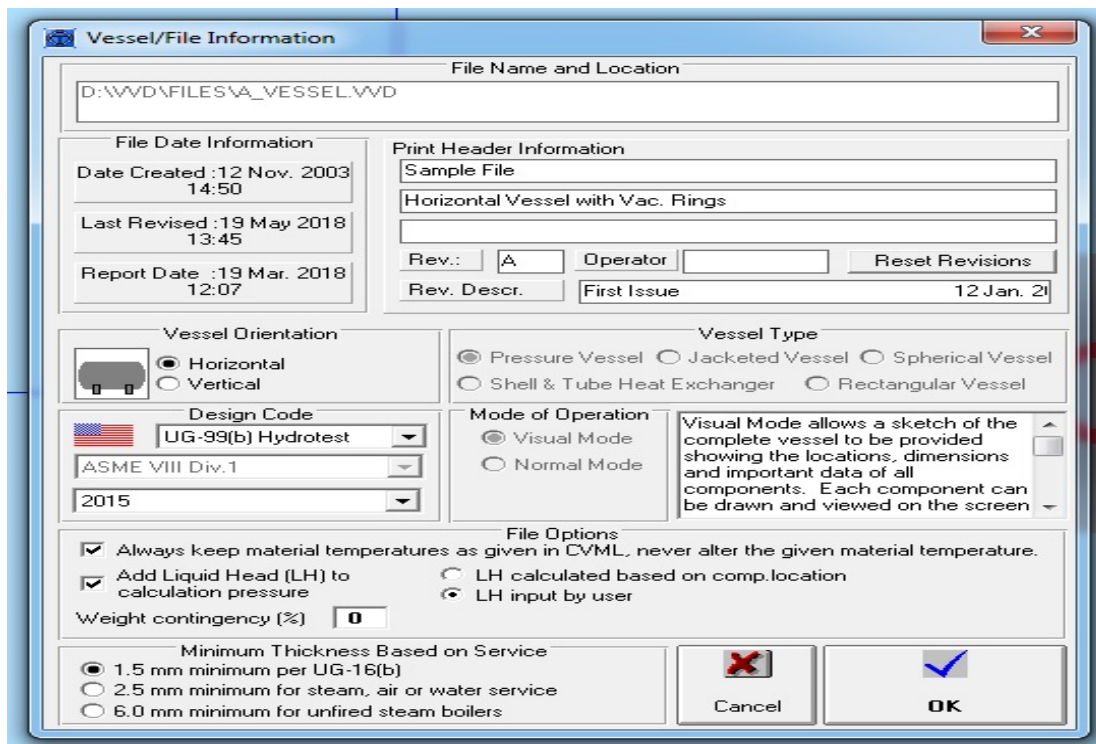


Fig. 9.4 Përzgjedhja e pozitës së enës nën presion dhe Standardit ASME

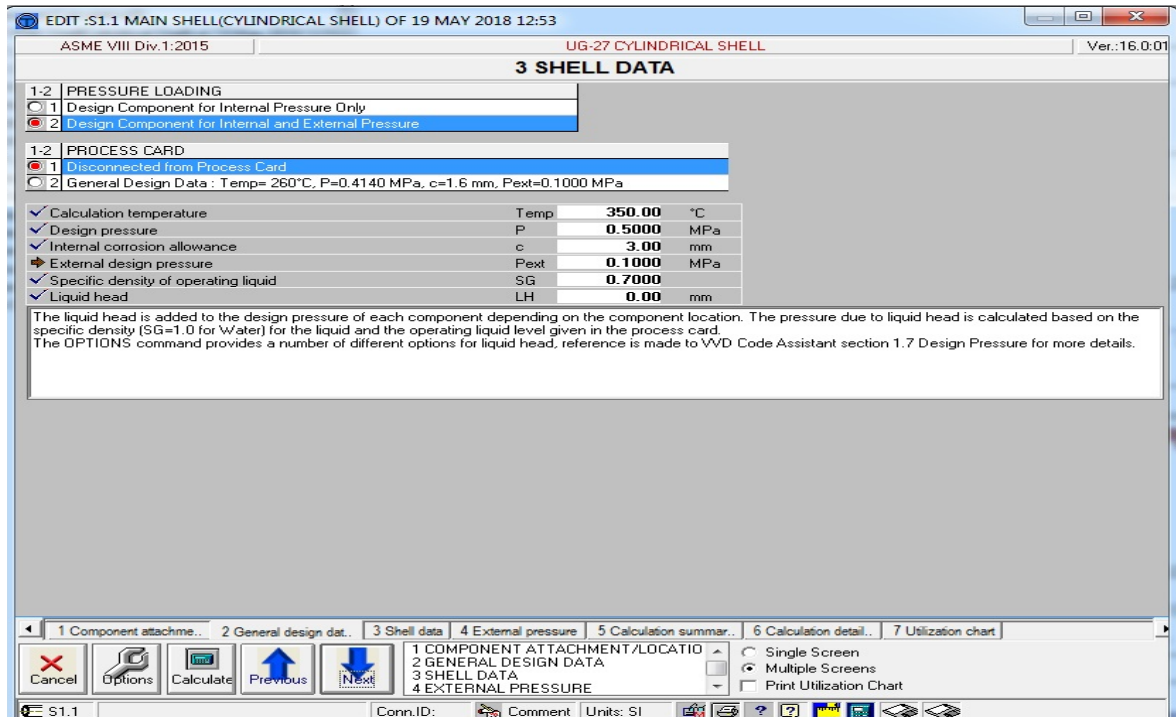


Fig.9.5 Të dhënat për mbështjellësin cilindrik

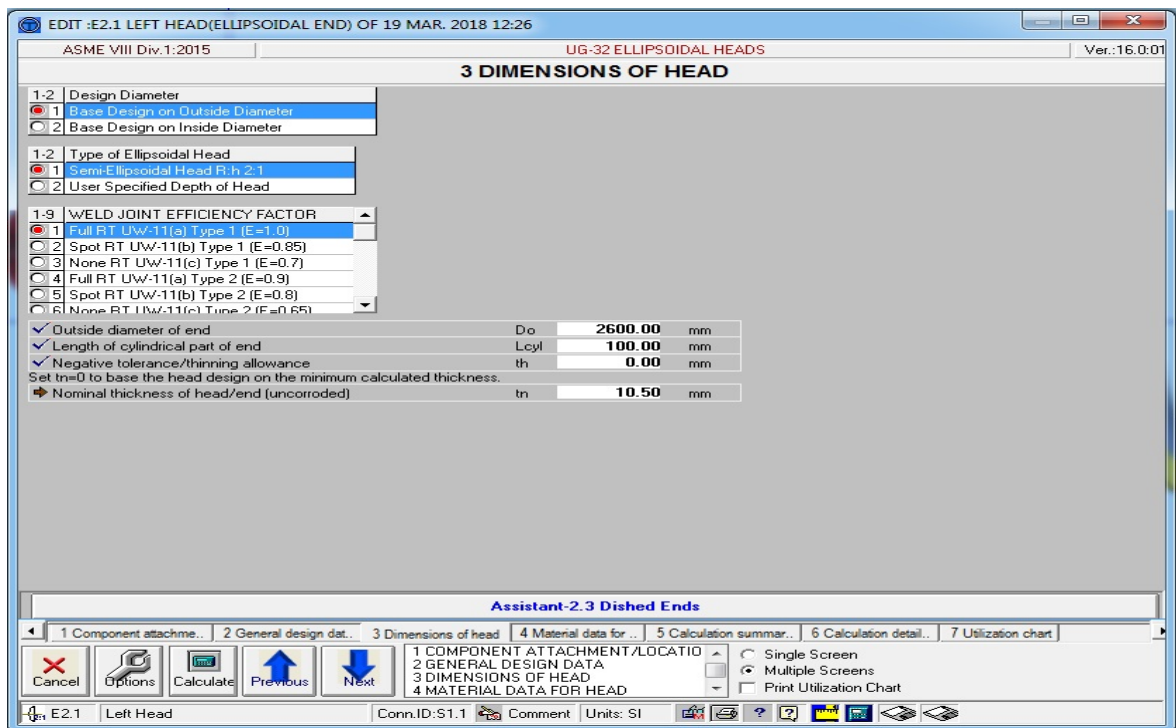


Fig.9.6 Të dhënat hyrëse për kokën elipsoide

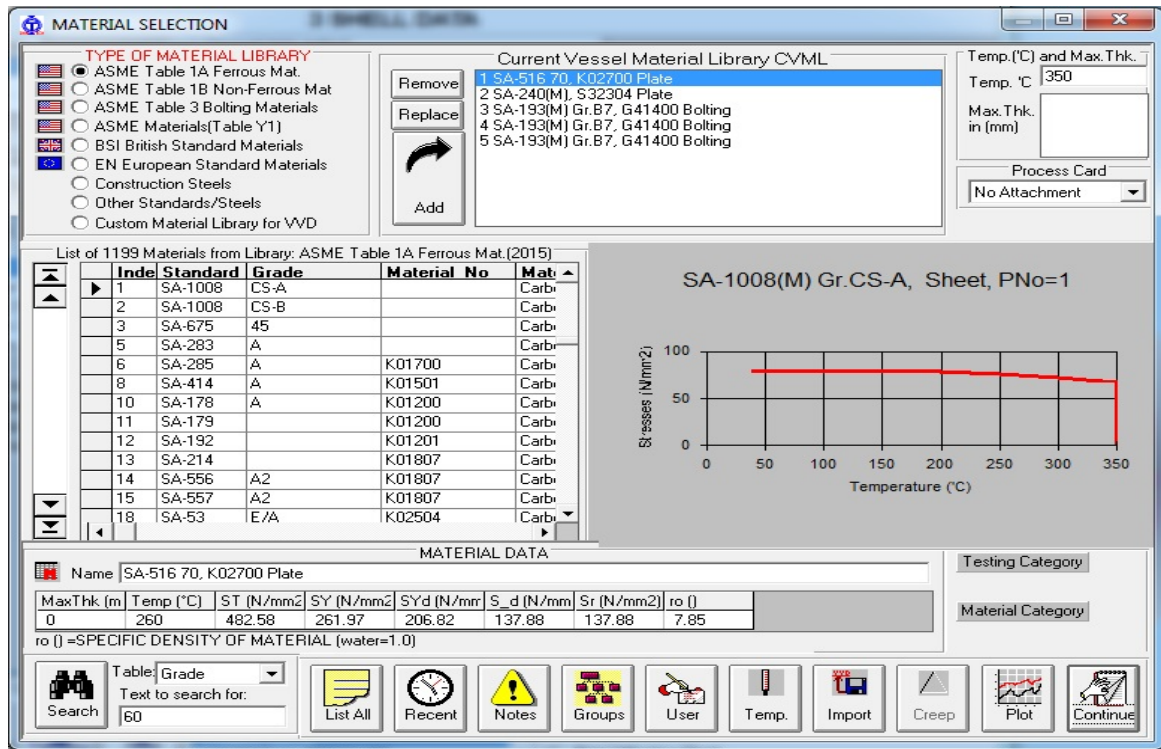


Fig.9.7. Përzgjedhja e materialit

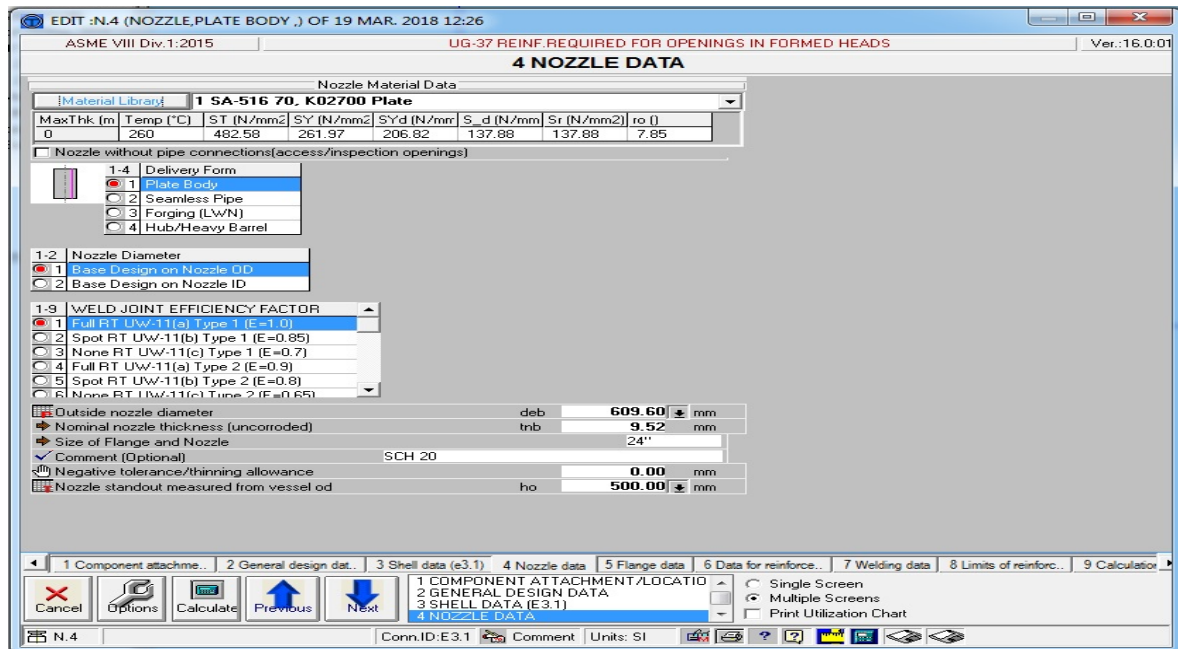


Fig . 9.8. Të dhënat hyrëse për hapjen e dizave

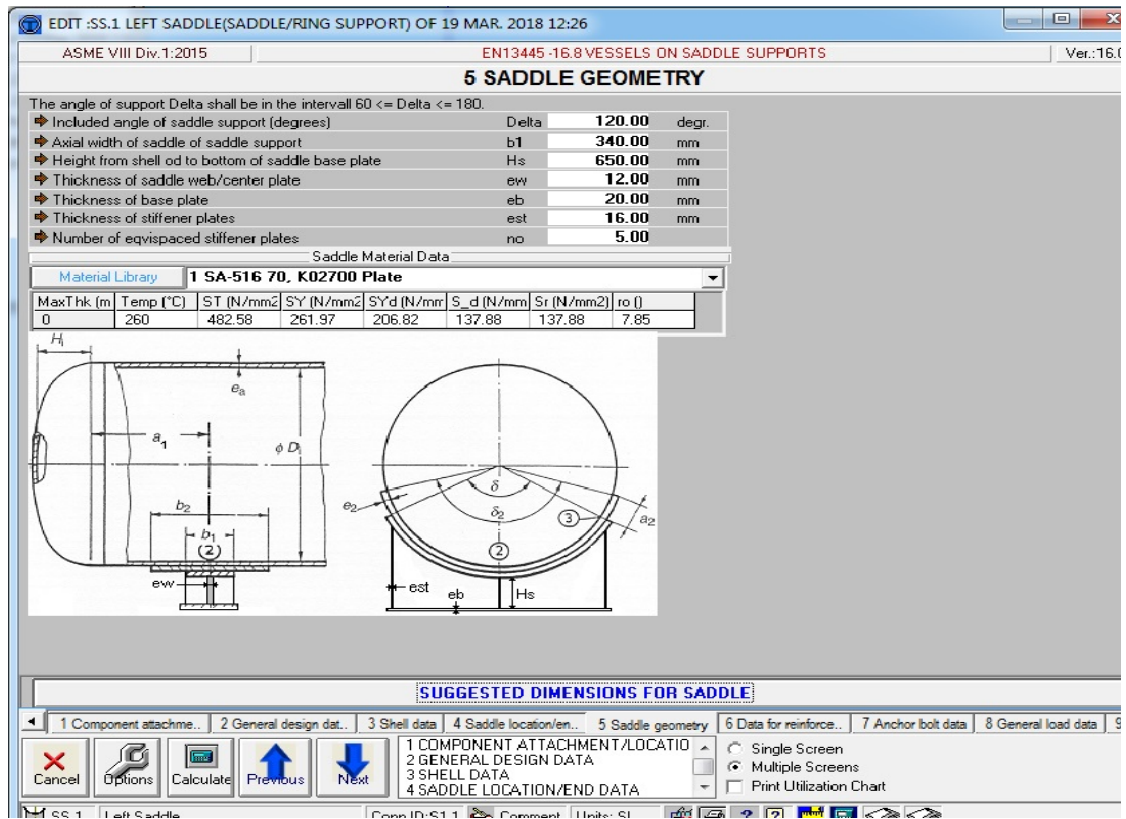


Fig.9.9 Të dhënat hyrëse për llogaritjen e mbajtësve të enës nën presion

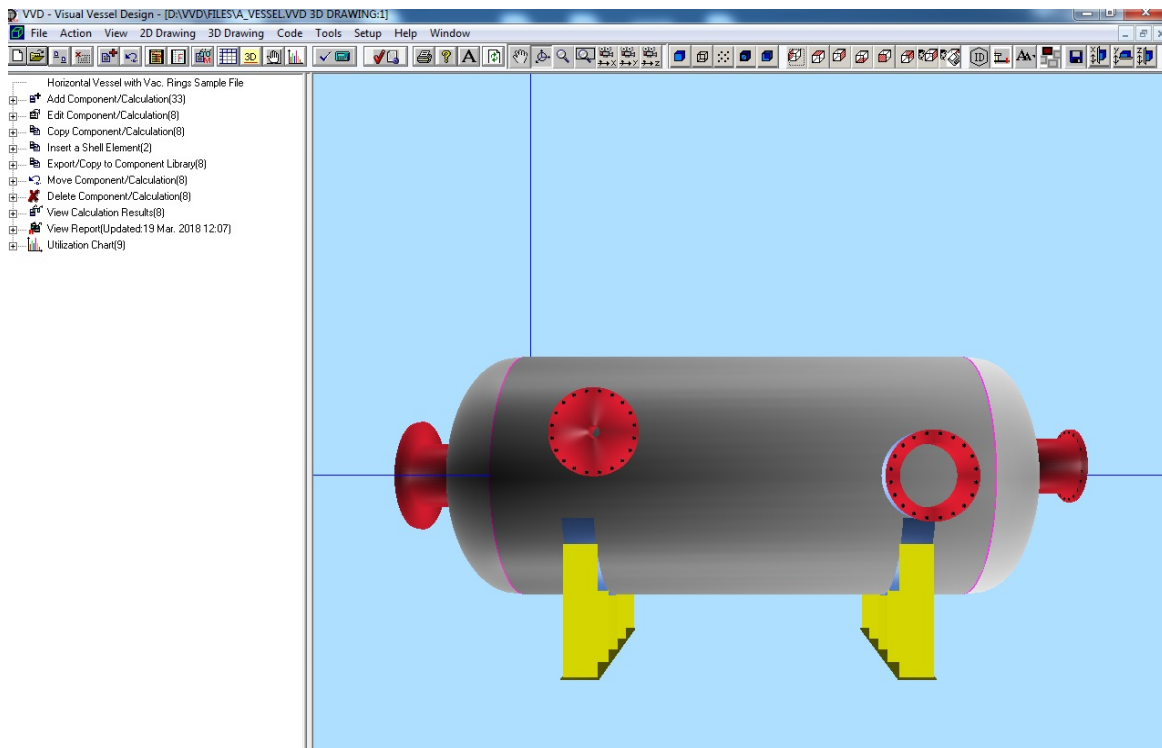


Fig.9.10 Paraqitja e modelit në 3D

Kur të gjitha të hyrat llogaritëse janë vendosur modeli është gati për llogaritje .

Fillimi i llogaritjeve kryhet me shtypjen e butonit si në figurën 8.10.

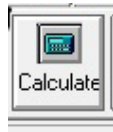


Figura 9.11. Butoni për fillimin e llogaritjeve

Gjithashtu kemi mundësin që informatat për llogaritjet e enëve nën presion ti marrim në PDF

9.2. Llogaritjet me anë të softuerit VVD

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-27 CYLINDRICAL SHELL		
S1.1 19 May 2018 14:18		
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure		
PROCESS CARD: Disconnected from Process Card		
CALCULATION TEMPERATURE.....:Temp	260.00	°C
DESIGN PRESSURE.....:P	0.5000	MPa
INTERNAL CORROSION ALLOWANCE.....:c	3.0000	mm
EXTERNAL DESIGN PRESSURE.....:Pext	0.1000	MPa
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG	0.7000	
LIQUID HEAD.....:LH	0.00	mm
SHELL DATA		
CYLINDER FABRICATION: Plate Material		
DIAMETER INPUT: Base Design on Shell Outside Diameter		
SA-516 70, K02700 Plate 260'C		
ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 S=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77	(N/mm2)	
WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR: Spot RT UW-11(b) Type 1 (E=0.85)		
OUTSIDE DIAMETER OF SHELL.....:Do	2624.00	mm
LENGTH OF CYLINDRICAL PART OF SHELL.....:Lcyl	4700.00	mm
NOMINAL WALL THICKNESS (uncorroded).....:tn	12.00	mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th	0.00	mm
Split shell into several shell courses and include welding information: NO		
EXTERNAL PRESSURE		
MODULUS OF ELASTICITY at design temp.....:E	1.87E05	N/mm2
UNSUPPORTED LENGTH OF SHELL (Fig.UG-28.1).....:L	3043.00	mm
CALCULATION DATA		
UG-27 - CYLINDRICAL SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE		
Outside Radius of Shell		
Ro = Do / 2 =2624/2=	1312.00	mm
»Thin Cylinder Check $P=0.5 \leq 0.385 * S * E=45.12[MPa]$ « » OK«		
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. tmin :		
tmin = P * Ro / (S * E + 0.4 * P)		(APP.1-1 (1))
=0.5*1312/(137.88*0.85+0.4*0.5)=	5.5878	mm
»Thin Cylinder Check $tmin=5.59 < 0.5 * R=656[mm]$ « » OK«		
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
tmina = tmin + c + NegDev =5.59+3+0=	8.5878	mm
Analysis Thickness		
ta = tn - c - NegDev =12-3-0=	9.0000	mm
Internal Pressure tmina=8.59 <= tn=12[mm]	71.5%	OK
»Shell - Min.thickness to UG-16 $Thk=9 \geq UG-16(b) (1.5mm)=1.5[mm]$ «» OK«		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :		
Inside Diameter of Shell		
Di = Do - 2 * ta =2624-2*9=	2606.00	mm
Inside Radius of Shell		
R = Di / 2 =2606/2=	1303.00	mm
MAWP HOT & CORR. (Corroded condition at design temp.)		
MAWPHC = S * E * ta / (R + 0.6 * ta)		
=137.88*0.85*9/(1303+0.6*9)=	0.8062	MPa
MAWP NEW & COLD (Uncorroded condition at ambient temp.)		
MAWPNC = Sr * E * (ta + c) / (R - c + 0.6 * (ta + c))		
=137.88*0.85*(9+3)/(1303-3+0.6*(9+3))=	1.0759	MPa
2 S1.1 Cylindrical Shell	Umax= 99.9%	Page: 2

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-27 CYLINDRICAL SHELL		
S1.1 19 May 2018 14:18		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Ptmax = SYtest * Etest * (ta + c) / (R + 0.6 * (ta + c))		
=235.77*1*(9+3)/(1303+0.6*(9+3))= <u>2.1594 MPa</u>		
UG-99(b) REQUIRED MINIMUM TEST PRESSURE: NEW AT AMBIENT TEMP. Ptmin		
Ptmin = 1.3 * Pd * Sr / S =1.3*0.5*137.88/137.88= <u>0.6500 MPa</u>		
Test Pressure Ptmin=0.65 <= Ptmax=2.16[MPa]	30.1%	OK
SECT. UG28 - CYLINDRICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
Preliminary Calculations		
Ratio1 = Do / t =2624/9= 291.56		
Ratio2 = L / Do =3043/2624= 1.1597		
Value of A from Fig.G (Part D), A =0.000238		
Value of B from External Pressure Chart CS-2(based on Temp=260) B =21.87		
Pmax = (4 / 3) * B / (Do / t) =(4/3)*21.87/(2624/9)= <u>0.1000 MPa</u>		
Maximum unsupported length for given shell thickness Lmax = 3043 mm		
External Pressure Pmax=0.1 >= Pext=0.1[MPa]	99.9%	OK
Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl.Allow.:12 mm		
Table UG-79-1 Forming Strain/Extreme Fiber Elongation		
fext = 50 * tn / Rf * (1 - Rf / INFINITY)		
=50*12/1306*(1-1306/Infinity)= <u>0.4594 %</u>		
CALCULATION SUMMARY		
UG-27 - CYLINDRICAL SHELLS UNDER INTERNAL PRESSURE		
Required Minimum Shell Thickness Excl.Allow. tmin :		
tmin = P * Ro / (S * E + 0.4 * P) (APP.1-1 (1))		
=0.5*1312/(137.88*0.85+0.4*0.5)= <u>5.5878 mm</u>		
Required Minimum Shell Thickness Incl.Allow. :		
tmina = tmin + c + NegDev =5.59+3+0= <u>8.5878 mm</u>		
Internal Pressure tmina=8.59 <= tn=12[mm]	71.5%	OK
MAWP HOT & CORR. (Corroded condition at design temp.)		
MAWPHC = S * E * ta / (R + 0.6 * ta)		
=137.88*0.85*9/(1303+0.6*9)= <u>0.8062 MPa</u>		
MAWP NEW & COLD (Uncorroded condition at ambient temp.)		
MAWPNC = Sr * E * (ta + c) / (R - c + 0.6 * (ta + c))		
=137.88*0.85*(9+3)/(1303-3+0.6*(9+3))= <u>1.0759 MPa</u>		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Ptmax = SYtest * Etest * (ta + c) / (R + 0.6 * (ta + c))		
=235.77*1*(9+3)/(1303+0.6*(9+3))= <u>2.1594 MPa</u>		
Test Pressure Ptmin=0.65 <= Ptmax=2.16[MPa]	30.1%	OK
2 S1.1 Cylindrical Shell	Umax= 99.9%	Page: 3

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-27 CYLINDRICAL SHELL		
S1.1 19 May 2018 14:18		
SECT. UG28 - CYLINDRICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
Pmax = (4 / 3) * B / (Do / t) = (4/3)*21.87/(2624/9) = <u>0.1000 MPa</u>		
Maximum unsupported length for given shell thickness Lmax = 3043 mm		
External Pressure Pmax=0.1 >= Pext=0.1[MPa]	99.9%	OK
Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl.Allow.:12 mm		
Volume:25.07 m3 Weight:3633.1 kg (SG= 7.85)		
2 S1.1 Cylindrical Shell	Umax= 99.9%	Page: 4

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-32 ELLIPSOIDAL HEADS		
E2.1	Left Head	19 May 2018 12:54 ConnID:S1.1
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell		
Location: Along z-axis zo= 0		
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure		
PROCESS CARD:		
General Design Data : Temp= 260°C, P=0.4140 MPa, c=1.6 mm, Pext=0.1000 MPa		
SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG 0.7000		
LIQUID HEAD.....:LH 0.00 mm		
DIMENSIONS OF HEAD		
Design Diameter: Base Design on Outside Diameter		
Type of Ellipsoidal Head: Semi-Ellipsoidal Head R:h 2:1		
WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR: Full RT UW-11(a) Type 1 (E=1.0)		
OUTSIDE DIAMETER OF END.....:Do 2600.00 mm		
LENGTH OF CYLINDRICAL PART OF END.....:Lcyl 100.00 mm		
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th 0.00 mm		
NOMINAL THICKNESS OF HEAD/END (uncorroded).....:tn 10.50 mm		
MATERIAL DATA FOR HEAD		
SA-516 70, K02700 Plate 260'C		
ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 S=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)		
MODULUS OF ELASTICITY at design temp.....:E 1.9993E05 N/mm2		
CALCULATION DATA		
UG-32(d) ELLIPSOIDAL HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE		
Factor K from Appendix 1 Article 1-4(c)		
K = 1 =1=		1.0000
Application of Rules for Ellipsoidal Heads:		
»Geometry Check $Di/2h=2.33 \geq 1.0=1$ « » OK«		
»Geometry Check $Di/2h=2.33 \leq 3.0=3$ « » OK«		
Required Minimum Head Thickness Excl.Allow. tmin :		
$tmin = P * Do * K / (2 * S * E + 2 * P * (K - 0.1))$ (APP.1-4(c))		
$=0.414*2600*1 / (2*137.88*1+2*0.414*(1-0.1))=$ 3.8929 mm		
Required Minimum Head Thickness Incl.Allow. :		
$tmina = tmin + c + th =3.89+1.59+0=$ 5.4800 mm		
Head - Internal Pressure $tmina=5.48 \leq tn=10.5$[mm]		52.1% OK
»Thin Cylinder Check $P=0.414 \leq 0.385 * S * E=53.08$ [MPa] « » OK«		
Straight Flange Required Thickness Excl.Allow. tminF :		
$tminF = P * Ro / (S * E + 0.4 * P)$ (APP.1-1 (1))		
$=0.414*1300 / (137.88*1+0.4*0.414)=$ 3.8987 mm		
»Thin Cylinder Check $tmin=3.9 < 0.5 * R=648.05$ [mm] « » OK«		
Straight Flange Required Thickness Incl.Corr.Allow. :		
$tminaF = tminF + c =3.9+1.59=$ 5.4900 mm		
Straight Flange - Internal Pressure $tminaF=5.49 \leq tn=10.5$[mm]		52.2% OK
3 E2.1 Ellipsoidal End	Left Head	Umax= 59.2% Page: 5

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver: 16.0- Operator : Rev.: A		
ASME VIII Div. 1: 2015 - UG-32 ELLIPSOIDAL HEADS		
E2.1 Left Head	19 May 2018 12:54 ConnID: S1.1	
»End - Min. thickness to UG-16 Thk=8.91 >= UG-16(b) (1.5mm)=1.5[mm] «» OK«		
Analysis Thickness		
ta = tn - c - th = 10.5 - 1.59 - 0 =	8.9100 mm	
Inside Diameter of Shell		
Di = Do - 2 * (tn - c) = 2600 - 2 * (10.5 - 1.59) =	2582.18 mm	
Mean Diameter of Shell		
Dm = (Do + Di) / 2 = (2600 + 2582.18) / 2 =	2591.09 mm	
h = Di / 4 + (tn - c) = 2582.18 / 4 + (10.5 - 1.59) =	654.46 mm	
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP : NEW & COLD		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta)	1.1204 MPa	
= 2 * 137.88 * 1 * 10.5 / (1 * 2582.18 + 0.2 * 10.5) =		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP : HOT & CORR		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta)	0.9509 MPa	
= 2 * 137.88 * 1 * 8.91 / (1 * 2582.18 + 0.2 * 8.91) =		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond. at ambient temp.)		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta)	1.9159 MPa	
= 2 * 235.77 * 1 * 10.5 / (1 * 2582.18 + 0.2 * 10.5) =		
UG-99(b) REQUIRED MINIMUM TEST PRESSURE: NEW AT AMBIENT TEMP. P_{tmin}		
P _{tmin} = 1.3 * P _d * S _r / S = 1.3 * 0.414 * 137.88 / 137.88 =	0.5382 MPa	
Test Pressure P_{tmin} = 0.5382 <= P_{tmax} = 1.92 [MPa]	28.0%	OK
UG-33 - ELLIPSOIDAL HEAD UNDER EXTERNAL PRESSURE		
Pmax1 = (2 * S * ta / (Di + 0.2 * ta)) / 1.67	0.5694 MPa	
= (2 * 137.88 * 8.91 / (2582.18 + 0.2 * 8.91)) / 1.67 =		
Ko from Table UG-33.1 (Based on Do/2ho = 1.986386) Ko = 0.894		
A = 0.125 / (Ko * Do / ta) = 0.125 / (0.8939 * 2600 / 8.91) =	4.7922E-04	
Value of B from External Pressure Chart CS-2 (based on Temp = 260) B = 44.03		
Pmax2 = B / (Ko * Do / ta) = 44.03 / (0.8939 * 2600 / 8.91) =	0.1688 MPa	
Max. Allowable External Pressure		
Pmax (is the least value of Pmax1 and Pmax2) Pmax =	0.1688 MPa	
External Pressure Pmax = 0.1688 >= Pext = 0.1 [MPa]	59.2%	OK
Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl. Allow.: 8.5 mm		
Table UG-79-1 Forming Strain/Extreme Fiber Elongation		
fext = 75 * tn / Rf * (1 - Rf / INFINITY)	1.8431 %	
= 75 * 10.5 / 427.27 * (1 - 427.27 / Infinity) =		
CALCULATION SUMMARY		
UG-32(d) ELLIPSOIDAL HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE		
Required Minimum Head Thickness Excl. Allow. t _{min} :		
t _{min} = P * Do * K / (2 * S * E + 2 * P * (K - 0.1))	3.8929 mm	(APP. 1-4 (c))
= 0.414 * 2600 * 1 / (2 * 137.88 * 1 + 2 * 0.414 * (1 - 0.1)) =		
Required Minimum Head Thickness Incl. Allow. :		
t _{mina} = t _{min} + c + th = 3.89 + 1.59 + 0 =	5.4800 mm	
Head - Internal Pressure t_{mina} = 5.48 <= tn = 10.5 [mm]	52.1%	OK
Straight Flange Required Thickness Excl. Allow. t _{minF} :		
t _{minF} = P * Ro / (S * E + 0.4 * P)	3.8987 mm	(APP. 1-1 (1))
= 0.414 * 1300 / (137.88 * 1 + 0.4 * 0.414) =		
Straight Flange Required Thickness Incl. Corr. Allow. :		
3 E2.1 Ellipsoidal End Left Head	Umax = 59.2%	Page: 6

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver: 16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-32 ELLIPSOIDAL HEADS		
E2.1 Left Head	19 May 2018 12:54 ConnID:S1.1	
tminaF = tminF + c = 3.9+1.59= <u>5.4900 mm</u>		
Straight Flange - Internal Pressure tminaF=5.49 <= tn=10.5[mm] 52.2% OK		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta) =2*137.88*1*10.5 / (1*2582.18+0.2*10.5)= <u>1.1204 MPa</u>		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta) =2*137.88*1*8.91 / (1*2582.18+0.2*8.91)= <u>0.9509 MPa</u>		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Pmax = 2 * S * E * ta / (K * Di + 0.2 * ta) =2*235.77*1*10.5 / (1*2582.18+0.2*10.5)= <u>1.9159 MPa</u>		
Test Pressure P_{tmin}=0.5382 <= P_{tmax}=1.92[MPa] 28.0% OK		
UG-33 - ELLIPSOIDAL HEAD UNDER EXTERNAL PRESSURE		
Max.Allowable External Pressure Pmax (is the least value of Pmax1 and Pmax2) Pmax = == <u>0.1688 MPa</u>		
External Pressure Pmax=0.1688 >= Pext=0.1[MPa] 59.2% OK		
Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl.Allow.:8.5 mm		
Volume:2.77 m3 Weight:646.7 kg (SG= 7.85)		
3 E2.1 Ellipsoidal End Left Head	Umax= 59.2%	Page: 7

Company Name -
 Sample File Horizontal Vessel with Vac. Rings
 Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A
 ASME VIII Div.1:2015 - UG-32 TORISPHERICAL HEADS
 E3.1 19 May 2018 13:06 ConnID:S1.1

INPUT DATA

COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION

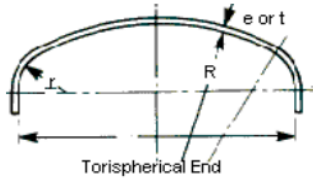
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell
 Location: Along z-axis z1= 4700

GENERAL DESIGN DATA

PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure
 PROCESS CARD:
 General Design Data : Temp= 260°C, P=0.4140 MPa, c=1.6 mm, Pext=0.1000 MPa
 SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG 0.7000
 LIQUID HEAD.....:LH 0.00 mm

DIMENSIONS OF HEAD

Design Diameter: Base Design on Outside Diameter



Type of Torispherical Head:
 Dished End KORBBOGEN DIN 28013-28014/SMS 482 (r=0.154*D, R=0.8*D)
 WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR: Full RT UW-11(a) Type 1 (E=1.0)
 OUTSIDE DIAMETER OF END.....:Do 2600.00 mm
 LENGTH OF CYLINDRICAL PART OF END.....:Lcyl 100.00 mm
 NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th 0.00 mm
 NOMINAL THICKNESS OF HEAD/END (uncorroded).....:tn 10.50 mm

MATERIAL DATA FOR HEAD

SA-516 70, K02700 Plate 260'C
 ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 S=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)
 MODULUS OF ELASTICITY at design temp.....:E 1.9993E05 N/mm2

CALCULATION DATA

UG-32(e) TORISPHERICAL HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE
 »Stress Limit Check(Para.UG-32(e)) St=482.58 <= Stlim=485[N/mm2] «» OK«

Required Minimum Head Thickness

M-factor to Article 1-4(d) of Appendix 1
 $M = (3 + \text{SQR}(L / r)) / 4 = (3 + \text{SQR}(2081.59/400.4)) / 4 = 1.3200$
 Required Minimum Thickness of Torispherical Head to Appendix 1-4 (App.1-4(d))
 $t_{min} = P * L * M / (2 * S * E - 0.2 * P) = 0.414 * 2081.59 * 1.32 / (2 * 137.88 * 1 - 0.2 * 0.414) = 4.1264 \text{ mm}$
 Required Minimum Head Thickness Incl.Allow. :
 $t_{mina} = t_{min} + c + th = 4.13 + 1.59 + 0 = 5.7200 \text{ mm}$

Head - Internal Pressure $t_{mina}=5.72 \leq t_n=10.5[\text{mm}]$	54.4%	OK
---	-------	----

Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-32 TORISPHERICAL HEADS		
E3.1 19 May 2018 13:06 ConnID:S1.1		
»Thin Cylinder Check $P=0.414 \leq 0.385 * S * E=53.08[\text{MPa}]$ « » OK«		
Straight Flange Required Thickness Excl.Allow. t_{minF} : (APP.1-1 (1))		
$t_{minF} = P * R_o / (S * E + 0.4 * P)$ =0.414*1300/(137.88*1+0.4*0.414)= 3.8987 mm		
»Thin Cylinder Check $t_{min}=3.9 < 0.5 * R=648.05[\text{mm}]$ « » OK«		
Straight Flange Required Thickness Incl.Corr.Allow. : 5.4900 mm		
»Straight Flange - Internal Pressure $t_{minA}=5.49 \leq t_n=10.5[\text{mm}]$ 52.2% OK		
»End - Min.thickness to UG-16 $Thk=8.91 \geq UG-16(b) (1.5\text{mm})=1.5[\text{mm}]$ «» OK«		
Analysis Thickness		
$t_a = t_n - c - t_h = 10.5 - 1.59 - 0 = 8.9100$ mm		
Inside Diameter of Shell		
$D_i = D_o - 2 * (t_n - c) = 2600 - 2 * (10.5 - 1.59) = 2582.18$ mm		
Mean Diameter of Shell		
$D_m = (D_o + D_i) / 2 = (2600 + 2582.18) / 2 = 2591.09$ mm		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$ =2*137.88*1*10.5/(2081.59*1.32+0.2*10.5)= 1.0530 MPa		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$ =2*137.88*1*8.91/(2081.59*1.32+0.2*8.91)= 0.8936 MPa		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$ =2*235.77*1*10.5/(2081.59*1.32+0.2*10.5)= 1.8005 MPa		
UG-99(b) REQUIRED MINIMUM TEST PRESSURE: NEW AT AMBIENT TEMP. P_{tmin}		
$P_{tmin} = 1.3 * P_d * S_r / S = 1.3 * 0.414 * 137.88 / 137.88 = 0.5382$ MPa		
»Test Pressure $P_{tmin}=0.5382 \leq P_{tmax}=1.8[\text{MPa}]$ 29.8% OK		
UG-33 - TORISPHERICAL HEAD UNDER EXTERNAL PRESSURE		
$P_{max1} = 2 * S * t_a / ((L * M + 0.2 * t_a) * 1.67)$ =2*137.88*8.91/((2081.59*1.32+0.2*8.91)*1.67)= 0.5351 MPa		
$D_o = L + 2 * t_a = 2081.59 + 2*8.91 = 2099.41$ mm		
$A = 0.125 / (K_o * D_o / t_a) = 0.125 / (1*2099.41/8.91) = 5.3051E-04$		
Value of B from External Pressure Chart CS-2 (based on Temp=260) B =48.75		
$P_{max2} = B / (K_o * D_o / t_a) = 48.75 / (1*2099.41/8.91) = 0.2069$ MPa		
Max.Allowable External Pressure		
P_{max} (is the least value of P_{max1} and P_{max2}) $P_{max} = == 0.2069$ MPa		
»External Pressure $P_{max}=0.2069 \geq P_{ext}=0.1[\text{MPa}]$ 48.3% OK		
Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl.Allow.:7.8 mm		
Table UG-79-1 Forming Strain/Extreme Fiber Elongation		
$f_{ext} = 75 * t_n / R_f * (1 - R_f / \text{INFINITY})$ =75*10.5/405.65*(1-405.65/Infinity)= 1.9413 %		
4 E3.1 Torispherical End	Umax= 54.4%	Page: 9

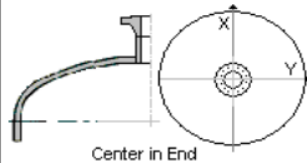
Company Name -		
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
ASME VIII Div.1:2015 - UG-32 TORISPHERICAL HEADS		
E3.1 19 May 2018 13:06 ConnID:S1.1		
CALCULATION SUMMARY		
<i>UG-32(e) TORISPHERICAL HEADS UNDER INTERNAL PRESSURE</i>		
<i>Required Minimum Head Thickness</i>		
Required Minimum Head Thickness Incl.Allow. :		
$t_{min} = t_{min} + c + t_h = 4.13 + 1.59 + 0 =$		<u>5.7200 mm</u>
Head - Internal Pressure $t_{min} = 5.72 \leq t_n = 10.5$[mm]	54.4%	OK
Straight Flange Required Thickness Excl.Allow. t_{minF} :		
$t_{minF} = P * R_o / (S * E + 0.4 * P)$		(APP.1-1 (1))
$= 0.414 * 1300 / (137.88 * 1 + 0.4 * 0.414) =$		<u>3.8987 mm</u>
Straight Flange Required Thickness Incl.Corr.Allow. :		
$t_{minAF} = t_{minF} + c = 3.9 + 1.59 =$		<u>5.4900 mm</u>
Straight Flange - Internal Pressure $t_{minAF} = 5.49 \leq t_n = 10.5$[mm]	52.2%	OK
<i>MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD</i>		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$		
$= 2 * 137.88 * 1 * 10.5 / (2081.59 * 1.32 + 0.2 * 10.5) =$		<u>1.0530 MPa</u>
<i>MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR</i>		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$		
$= 2 * 137.88 * 1 * 8.91 / (2081.59 * 1.32 + 0.2 * 8.91) =$		<u>0.8936 MPa</u>
<i>MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)</i>		
$P_{max} = 2 * S * E * t_a / (L * M + 0.2 * t_a)$		
$= 2 * 235.77 * 1 * 10.5 / (2081.59 * 1.32 + 0.2 * 10.5) =$		<u>1.8005 MPa</u>
Test Pressure $P_{tmin} = 0.5382 \leq P_{tmax} = 1.8$[MPa]	29.8%	OK
UG-33 - TORISPHERICAL HEAD UNDER EXTERNAL PRESSURE		
Max.Allowable External Pressure		
P_{max} (is the least value of P_{max1} and P_{max2}) $P_{max} =$		<u>0.2069 MPa</u>
External Pressure $P_{max} = 0.2069 \geq P_{ext} = 0.1$[MPa]	48.3%	OK
<i>Required Minimum Thickness Due to External Pressure Incl.Allow.:7.8 mm</i>		
Volume:2.78 m3 Weight:670.9 kg (SG= 7.85)		
4 E3.1 Torispherical End	$U_{max} = 54.4%$	Page: 10

Company Name -	
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : _____ Rev.:A	
ASME VIII Div.1:2015 - UG-37 REINF.REQUIRED FOR OPENINGS IN FORMED HEADS	
N.1 N1 Outlet	19 May 2018 13:10 ConnID:E2.1

INPUT DATA

COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION

Attachment: E2.1 Ellipsoidal End Left Head S1.1
 Connect this nozzle to the nozzle neck of another nozzle: NO



Orientation & Location of Nozzle: Center in End

GENERAL DESIGN DATA



Type of Opening: Standard ASME or DIN/EN Flange Attachment



Nozzle Type: Set In Flush Nozzle
 Nozzle Weld Intersect: Nozzle Does NOT Intersect with a Welded Shell Seam
 PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure
 PROCESS CARD:
 General Design Data : Temp= 260°C, P=0.4140 MPa, c=1.6 mm, Pext=0.1000 MPa
 Apply a different corrosion allowance to nozzle neck than the shell thickness.: NO
 SPECIFIC DENSITY OF OPERATING LIQUID.....:SG 0.7000
 LIQUID HEAD.....:LH 0.00 mm
 Include Nozzle Load Calculation: NO

SHELL DATA (E2.1)

Shell Type: Ellipsoidal End
 OUTSIDE DIAMETER OF SHELL.....:Do 2600.00 mm
 NOMINAL WALL THICKNESS (uncorroded).....:tn 10.50 mm
 WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR.....:E1 1.0000
 NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th 0.00 mm
 REQUIRED THICKNESS FOR EXTERNAL PRESSURE(excl.allow.):text 6.9000 mm
 DEPTH OF HEAD INCLUDING HEAD THICKNESS.....:h 654.45 mm
 SA-516 70, K02700 Plate 260'C
 ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 Sv=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)

NOZZLE DATA

SA-516 70, K02700 Plate 260'C
 ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 Sn=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)
 Nozzle without pipe connections(access/inspection openings): NO

5 N.1 Nozzle,Plate Body , N1 Outlet	Umax= 92.6%	Page: 11
-------------------------------------	-------------	----------

Company Name -

Sample File Horizontal Vessel with Vac. Rings

Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A

ASME VIII Div.1:2015 - UG-37 REINF.REQUIRED FOR OPENINGS IN FORMED HEADS

N.1 N1 Outlet 19 May 2018 13:10 ConnID:E2.1



Delivery Form: Plate Body
 Nozzle Diameter: Base Design on Nozzle OD
 WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR: Full RT UW-11(a) Type 1 (E=1.0)
 OUTSIDE NOZZLE DIAMETER.....:deb 711.20 mm
 NOMINAL NOZZLE THICKNESS (uncorroded).....:tnb 12.70 mm
 Size of Flange and Nozzle: 6"
 Comment (Optional): SCH 20
 NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....: 0.00 mm
 NOZZLE STANDOUT MEASURED FROM VESSEL OD.....:ho 500.00 mm

FLANGE DATA

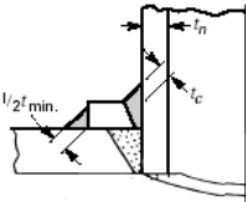
A: Flange Standard: ASME B16.5/B16.47 Flanges
 E: Pressure Class: ASME B16.5:Class 150 lbs
 C: Flange Type: WN Welding Neck
 D: Facing Sketch/ANSI facing (Table 3.8.3(2)): 1a RF Raised Face
 Flange Material Category: 1.1 C-Si :A 105 A 216 Gr. WCB A 515 Gr. 70
 ASME 150lb-Flange Rating(at 260C)= 1.172 MPa, Max.Test Pressure = 3 MPa

DATA FOR REINFORCEMENT PAD

Type of Pad: Single Pad
 THICKNESS OF THE REINFORCEMENT PAD.....:te 6.0000 mm
 WIDTH OF THE REINFORCEMENT PAD.....:Lp 60.00 mm
 SA-516 70, K02700 Plate 260'C
 ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 Sp=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)

WELDING DATA

Nozzle to Shell Welding Area: Include Area of Nozzle to Shell Weld as Min.Required



Weld Connection:
 Full Penetration Weld + Outward Fillet Weld (to=tc) + PAD Fillet Weld (tp=0.5*tmin)

LIMITS OF REINFORCEMENT

Reduction of Limits of Reinforcement: No Reduction Required

CALCULATION DATA

GEOMETRIC LIMITATIONS

Company Name -	
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : _____ Rev.:A	
ASME VIII Div.1:2015 - EN13445 -16.8 VESSELS ON SADDLE SUPPORTS	
SS.1 Left Saddle	19 May 2018 14:09 ConnID:S1.1

INPUT DATA

COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION

Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell
z-location of Centroid of Saddle/Ring Support.....:z 800.00 mm

GENERAL DESIGN DATA

Design Method: EN13445 Section 16.8
Load Analysis: Detailed Load Analysis Included(wind, seismic, blast etc.)
Type of Support: Saddle with Shell NOT Stiffened by Rings
PROCESS CARD: General Design Data : Temp= 260°C, P=0.4140 MPa, c=1.6 mm

SHELL DATA

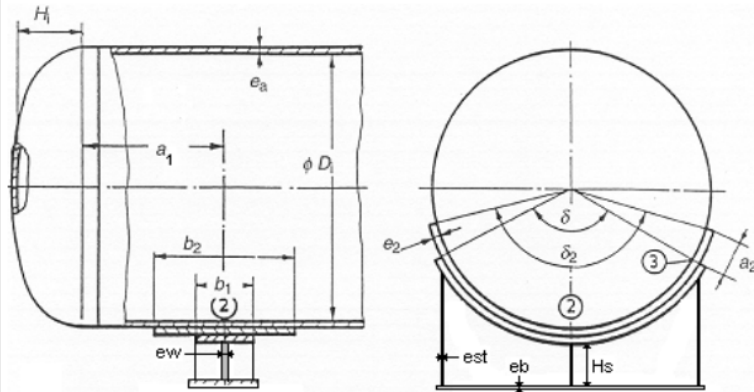
SA-516 70, K02700 Plate 260'C
ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 fs=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)
OUTSIDE DIAMETER OF SHELL.....:Do 2624.00 mm
NOMINAL WALL THICKNESS (uncorroded).....:tn 12.00 mm
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th 0.00 mm
MAXIMUM ALLOWABLE EXTERNAL PRESSURE.....:Pmax 0.1001 MPa
WELD JOINT EFFICIENCY FACTOR.....:E1 1.0000
MODULUS OF ELASTICITY at design temp.....:E 1.9993E05 N/mm2
SAFETY FACTOR (1.0 carbon and 1.25 austenitic steels):s 1.0000

SADDLE LOCATION/END DATA

DIST.FROM SADDLE SUPPORT TO ADJACENT END OF CYL.PART:a1 900.00 mm
LENGTH OF CYLINDRICAL PART OF SHELL (TAN/TAN).....:L 4700.00 mm
Z-location for the 2nd. saddle.....:z2 4000.00 mm
Design This Saddle Type: For use at both z-locations

SADDLE GEOMETRY

INCLUDED ANGLE OF SADDLE SUPPORT (degrees).....:Delta 120.00 degr.
AXIAL WIDTH OF SADDLE OF SADDLE SUPPORT.....:b1 340.00 mm
HEIGHT FROM SHELL OD TO BOTTOM OF SADDLE BASE PLATE.:Hs 650.00 mm
THICKNESS OF SADDLE WEB/CENTER PLATE.....:ew 12.00 mm
THICKNESS OF BASE PLATE.....:eb 20.00 mm
THICKNESS OF STIFFENER PLATES.....:est 16.00 mm
NUMBER OF EQUISPACED STIFFENER PLATES.....:no 5.0000
SA-516 70, K02700 Plate 260'C
ST=482.58 SY=261.97 SYd=206.82 f=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)



9 SS.1 Saddle/Ring Support Left Saddle	Umax= 100.6%	Page: 34
--	--------------	----------

Company Name -

Sample File Horizontal Vessel with Vac. Rings

Visual Vessel Design by Intergraph.Ver:16.0- Operator : Rev.:A

ASME VIII Div.1:2015 - EN13445 -16.8 VESSELS ON SADDLE SUPPORTS

SS.1 Left Saddle 19 May 2018 14:09 ConnID:S1.1

DATA FOR REINFORCEMENT PLATE/WRAPPER PLATE

Saddle Reinforcement Wrapper Plate: Included
 INCLUDED ANGLE OF SADDLE REINFORCEMENT PLATE (degr.):Delta2 144.00 degr.
 AXIAL WIDTH OF SADDLE REINFORCEMENT/WRAPPER PLATE...:b2 300.00 mm
 THICKNESS OF SADDLE REINFORCEMENT/WRAPPER PLATE...:e2 12.00 mm
 SA-516 70, K02700 Plate 260'C
 ST=482.58 SY=261.97 Syd=206.82 f2=137.88 Sr=137.88 Stest=235.77 (N/mm2)

ANCHOR BOLT DATA

This Saddle: Fixed
 COEFFICIENT OF FRICTION BETW.BASE PLATE AND FOUNDATION:my 0.2000
 Perform Calculation of Anchor Bolts: NO
 ALLOWABLE FOUNDATION BEARING PRESSURE.....:Fba 3.0000 N/mm2

GENERAL LOAD DATA

Wind Load: NO
 Seismic Load: NO
 Acceleration Loads: YES
 HORIZONTAL ACCELERATION IN AXIAL DIRECTION.....:gz 0.3000 g
 VERTICAL ACCELERATION.....:gx -1 g
 HORIZONTAL ACCELERATION IN TRANSVERSE DIRECTION.....:gy 0.3000 g
 Blast Pressure Load: NO

EXTERNAL LOAD BEARING COMPONENTS

Table COMPONENTS:

Description	ID	Do1(mm)	Do2(mm)	L(mm)	Thk(mm)	z1(mm)	z2(mm)	Kd_	A(m2)	Sp.Dens.
N1 Outlet	N.1	711.2	711.2	500	12.7	-1250	-749.2	1	0.36	7.85
Left Head	E2.1	2600	-1	100	10.5	-749.2	0	1	0.13	7.85
Main Shell	S1.1	2624	2624	4700	12	0	4700	1	12.33	7.85
	E3.1	2600	1	100	10.5	4700	5468.7	1	0.13	7.85

Table COMPONENTS Continued

Description	Weight(kg)	Vol(m3)	Material Name	fd	fa	fcd	fca	E-Module
N1 Outlet	-109.4	0.189	SA-516 70, K02700 Plate 260'C	137.9	137.9	89.6	116	199925
Left Head	646.7	2.765	SA-516 70, K02700 Plate 260'C	137.9	137.9	68.4	84.2	199925
Main Shell	3633.1	25.015	SA-516 70, K02700 Plate 260'C	137.9	137.9	70.3	87.5	199925
	670.9	2.78	SA-516 70, K02700 Plate 260'C	137.9	137.9	68.4	84.2	199925

Table COMPONENTS Continued

Description	S	Thinning(mm)	E20-Module	Pemax
N1 Outlet	1	0	199925	0
Left Head	1	0	199925	0
Main Shell	1	0	199925	0.10011
	1	0	199925	0

DESIGN LOADS

Table DESIGN LOADS:

Load Description	ID	Fx-kN	Fy-kN	Fz-kN	x(mm)	y(mm)	z(mm)

LOAD CASES/COMBINATION

Table LOAD CASES:

Description	ID	Hydrotest	Oper.Accel.
Wind Load	W	0.5	0
Seismic	S	0	0
Blast Load	B	0	0
Acceleration	A	0	1.0

Company Name -																																						
Sample File	Horizontal Vessel with Vac. Rings																																					
Vertical Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A																																						
ASME VIII Div.1:2015 - EN13445 -16.8 VESSELS ON SADDLE SUPPORTS																																						
SS.1	Left Saddle	19 May 2018 14:09 ConnID:S1.1																																				
LOAD CASE FACTORS																																						
Table LOAD CASE FACTORS:																																						
<table border="1"> <thead> <tr> <th>Description</th> <th>ID</th> <th>Hydrotest</th> <th>Oper.Accel.</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>Int.Pressure(MPa)</td> <td>P</td> <td>0.6</td> <td>0.414</td> </tr> <tr> <td>Ext.Pressure(MPa)</td> <td>Pe</td> <td>0</td> <td>0.1</td> </tr> <tr> <td>Temperature D/A</td> <td>T</td> <td>A</td> <td>D</td> </tr> <tr> <td>Corrosion (mm)</td> <td>c</td> <td>1.59</td> <td>1.59</td> </tr> <tr> <td>Stress M-Factor</td> <td>mf</td> <td>1.35</td> <td>1</td> </tr> <tr> <td>Liquid Level (mm)</td> <td>LL</td> <td>FULL</td> <td>123</td> </tr> <tr> <td>Sp.Gravity (Liq.)</td> <td>SG</td> <td>1</td> <td>0.7</td> </tr> <tr> <td>Max.Deflection d/200</td> <td>d</td> <td>1</td> <td>1</td> </tr> </tbody> </table>	Description	ID	Hydrotest	Oper.Accel.	Int.Pressure(MPa)	P	0.6	0.414	Ext.Pressure(MPa)	Pe	0	0.1	Temperature D/A	T	A	D	Corrosion (mm)	c	1.59	1.59	Stress M-Factor	mf	1.35	1	Liquid Level (mm)	LL	FULL	123	Sp.Gravity (Liq.)	SG	1	0.7	Max.Deflection d/200	d	1	1		
Description	ID	Hydrotest	Oper.Accel.																																			
Int.Pressure(MPa)	P	0.6	0.414																																			
Ext.Pressure(MPa)	Pe	0	0.1																																			
Temperature D/A	T	A	D																																			
Corrosion (mm)	c	1.59	1.59																																			
Stress M-Factor	mf	1.35	1																																			
Liquid Level (mm)	LL	FULL	123																																			
Sp.Gravity (Liq.)	SG	1	0.7																																			
Max.Deflection d/200	d	1	1																																			
CALCULATION DATA																																						
Total Length of Unit																																						
LengthOverall = Abs(zmax - zmin) =Abs(5468--1250)=		6718.00 mm																																				
16.8.3 CONDITIONS OF APPLICABILITY																																						
»a) $en/Di=0.0046 \geq 0.001$ «		» OK«																																				
»a) $en/Di=0.0046 \leq 0.05$ «		» OK«																																				
»a) $\Delta=120 \geq 60$ [Degr] «		» OK«																																				
»a) $\Delta=120 \leq 180$ [Degr] «		» OK«																																				
»b) $e2=12 \geq tn=12$ [mm] «		» OK«																																				
»b) $a2=274.78 \geq 0.1 \cdot Di=260.32$ [mm] «		» OK«																																				
»c) The saddles are loaded vertically downwards																																						
»d) If welding is not possible, care should be taken to ensure that the vessel is uniformly supported.																																						
»e) If axial displacements are to be expected, one saddle shall be fixed to the foundation while the other saddle shall be free to move in the axial direction.»f) Required minimum distance from saddle to any other local load Lmin 176.7 mm																																						
Saddle Width based on Included Angle of Support																																						
Lsw = Do * Sin(Delta / 2) =2624*Sin(120/2)=		2272.45 mm																																				
Factor K9 from Table G.3.3-5 in PD5500, K9 = .204																																						
LOAD CASE NO: 1 - HYDROTEST (z = 800)(Fixed Saddle)																																						
Summation of Total Loads for Load Case :HYDROTEST																																						
Fi (Force in Vertical Direction)= ==		182.84 kN																																				
Fht (Force in Transverse Direction)= ==		0.00 kN																																				
Fha (Force in Axial Direction)= ==		0.00 kN																																				
Qi (Shear Force)= ==		98.00 kN																																				
Mi (Moment at Saddle)= ==		24373.27 kNm																																				
Mij (Moment between Saddels)= ==		50929.09 kNm																																				
LOAD DATA																																						
Int.Pressure (MPa) :P =0.6	Ext.Pressure (MPa) :Pe=0																																					
Temperature D/A:T =A	Corrosion (mm):c =1.59																																					
Stress M-Factor :mf=1.35	Liquid Level (mm):LL=FULL																																					
Sp.Gravity (Liq.):SG=1	Max.Deflection d/200:d=1																																					
Transverse loads offset from center line of vessel CGFyX = 0.0mm																																						
Transverse Bending Moment at Saddle Base Mt																																						
Mt = Fht * (Do / 2 + Hs + CGFyX) =0*(2624/2+650+0)=		0.00 kNm																																				
Additional Vertical Force due to Horizontal Moment Mt																																						
FvMt = Mt / Lsw =0/2272.45=		0.00 kN																																				
Axial loads offset from center line of vessel CGFzX = 0.0mm																																						
Additional Vertical Force due to Axial Load Fva																																						
Fva = Fha * (Do / 2 + Hs + CGFzX) / LengthBetweenSaddles																																						
=0*(2624/2+650+0)/3200=		0.00 kN																																				
Total Vertical Force Fv																																						
9 SS.1 Saddle/Ring Support Left Saddle	Umax= 100.6%	Page: 36																																				

9.3.Informatat e llogaritjeve sipas normave EN13445

Company Name -										
Sample File Emire Gashi										
Visual Vessel Design by Intergraph,Ver:16.0 Operator : Rev.:A										
Material Data/Mechanical Properties										
ID	Material Name	Temp	Rm	Rp	Rpt	f_d	f20	f _{test}	E-mod	Note
1	EN 10028-7:2000, 1.4507 X2CrNiMoCuN25-6-3 plate and strip, H TG1, CS, Mat.Group:10.2, , Max.T= 6mm, SG=7.93	80	690	495	461.3	287.5	287.5	471.4	194876	a) d)
2	EN 10216-5:2004, 1.4507 X2CrNiMoCuN25-6-3 seamless tube, HT: TG1, CS, Mat.Group:10.2, , Max.T= 30mm, SG=7.93	80	700	500	464	291.7	291.7	476.2	194876	a)
3	EN 10269:1999, 1.4303 X4CrNi18-12 bar, bolt, HT:C700 TG1, Mat.Group:1.1, , Max.T= 35mm, SG=7.93	50	700	350	300	100	116.7	175	197420	a)
4	SA-516(M) Gr.60, K02100 Plate, PNo=1 TG1, CS, , SG=7.85	80	415	220	205	118	118	198	207515	G10, S1, T2
5	EN 10028-2:2009, 1.0425 P265GH plate and strip, HT:N TG1, CS, Mat.Group:1.1, Max.T= 16mm, SG=7.85	80	410	265	247	164.7	170.8	252.4	207515	
<p>Notation: Thickness in mm, stress in N/mm², temperature in deg.C TG : Test Group 1 to 4 Max.T: Maximum thickness for this stress set, 0 or 999 = No limit specified S/C : CS = Carbon Steel, SS = Stainless Steel SG : SG = Specific Gravity (Water = 1.0) Rm : MIN.TENSILE STRENGTH at ambient temp. Rp : MIN. PROOF STRENGTH at ambient temp. Rpt : MIN. PROOF STRENGTH at calc.temp. f_d : DESIGN STRESS at calc.temp. f₂₀ : DESIGN STRESS at ambient temp. GRP : 10.2 = Austenitic ferritic stainless steels with Cr > 24 % GRP : 10.0 = Austenitic ferritic stainless steels (duplex) GRP : 1.1 = Steels with a specified minimum specified yield strength ReH ≤ 275 N/mm² GRP : 1.0 = Steels with a specified minimum yield strength ReH ≤ 460 N/mm² a and with analysis in %:C ≤ 0,25, Si ≤ 0,60, Mn ≤ 1,70, Mo ≤ 0,70b, S ≤ 0,045, P ≤ 0,045, Cu ≤ 0,40b, Ni ≤ 0,5b, Cr ≤ 0,3 (0,4 for castings)b, Nb ≤ 0,05, V ≤ 0,12b, Ti ≤ 0,05 GRP : 1.1 = Steels with a specified minimum specified yield strength ReH ≤ 275 N/mm² GRP : 1.0 = Steels with a specified minimum yield strength ReH ≤ 460 N/mm² a and with analysis in %:C ≤ 0,25, Si ≤ 0,60, Mn ≤ 1,70, Mo ≤ 0,70b, S ≤ 0,045, P ≤ 0,045, Cu ≤ 0,40b, Ni ≤ 0,5b, Cr ≤ 0,3 (0,4 for castings)b, Nb ≤ 0,05, V ≤ 0,12b, Ti ≤ 0,05 Note : a = Because of the carbon content special precautions are necessary when the material is welded. Note : d = Welding on fasteners made of these materials is not permitted. Note : G10 = Upon prolonged exposure to temperatures above 425°C, the carbide phase of carbon steel may be converted to graphite. See Appendix A, A-240. Note : S1 = For Section I applications, stress values at temperatures of 450°C and above are permissible but, except for tubular products 75 mm O.D. or less enclosed within the boiler setting, use of these materials at these temperatures is not current practice. Note : T2 = Allowable stresses for temperatures of 400°C and above are values obtained from time-dependent properties. HT : N = normalised</p>										
PMA Requirement										
A Particular Material Appraisal (PMA) is required for the following materials: 4 SA-516(M) Gr.60, K02100 Plate, PNo=1										
									Page: 1	

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.1 20 May 2018 12:27 ConnID:S1.1		
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell		
Location: Along z-axis zo= 0		
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure		
PROCESS CARD: Disconnected from Process Card		
CALCULATION TEMPERATURE.....:Temp	80.00 °C	
DESIGN PRESSURE.....:P	0.5000 MPa	
INTERNAL CORROSION ALLOWANCE.....:c	0.00 mm	
EXTERNAL DESIGN PRESSURE.....:Pext	0.1000 MPa	
DIMENSIONS OF END		
Type of Ellipsoidal End: Semi-Ellipsoidal Head R:h 2:1		
WELD JOINT COEFFICIENT: Testing Group 1 (z=1.0)		
INSIDE SHELL DIAMETER (corroded).....:Di	2606.60 mm	
LENGTH OF CYLINDRICAL FLANGE OF END.....:Lcyl	100.00 mm	
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th	0.00 mm	
NOMINAL THICKNESS OF HEAD/END (uncorroded).....:en	15.00 mm	
MATERIAL DATA FOR END		
EN 10028-2:2009, 1.0425 P265GH plate and strip, HT:N THK<=16mm 80°C		
Rm=410 Rp=265 Rpt=247 f=164.67 f20=170.83 ftest=252.38 E=207515(N/mm2) ro=7.85		
SAFETY FACTOR (1.0 carbon and 1.25 austenitic steels):s 1.0000		
Material & Delivery Form: NOT Cold Spun Seamless Austenitic Stainless Steel		
NOZZLES IN KNUCKLE REGION TO SECTION 7.7		
Nozzles In Knuckle Region: NO		
CALCULATION DATA		
7.5.4 - ELLIPSOIDAL ENDS UNDER INTERNAL PRESSURE		
$K = Di / (2 * hi) (7.5-18) = 2606.6 / (2 * 651.65) =$		2.0000
Conditions of Applicability - Ellipsoidal Ends:		
»Geometry Check $K=2 < 2.2$ «		» OK«
»Geometry Check $K=2 > 1.7$ «		» OK«
Ellipsoidal ends shall be designed as nominally equivalent torispherical ends with:		
$r = Di * (0.5 / K - 0.08) (7.5-19) = 2606.6 * (0.5 / 2 - 0.08) =$		443.12
$R = Di * (0.44 * K + 0.02) (7.5-20) = 2606.6 * (0.44 * 2 + 0.02) =$		2345.94
7.5.3.2 Required Minimum End Thickness		
Required Thickness of End to Limit Membrane Stress in Central Part		
$es = P * R / (2 * f * z - 0.5 * P) (7.5-1)$		
$= 0.5 * 2345.94 / (2 * 164.67 * 1 - 0.5 * 0.5) =$		3.5643 mm
$fb = Rpt / 1.5 (7.5-4) = 247 / 1.5 =$		164.67 N/mm2
Required Thickness of Knuckle to Avoid Plastic Buckling		
$eb = (0.75 * R + 0.2 * Di) * ((P / (111 * fb)) * (Di / r) ^ 0.825) ^ (0.667) (7.5-3)$		
$= (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6) * ((0.5 / (111 * 164.67)) * (2606.6 / 443.12) ^ 0.825) ^ (0.667)$		
$) =$		5.4708 mm
7.5.3.5 Formulas for Calculation of Factor Beta		
$Y = \text{MIN}(emin / R, 0.04) (7.5-9) = \text{MIN}(4.85 / 2345.94, 0.04) =$		0.0021
$Z = \text{LOG}(1 / Y) (7.5-10) = \text{LOG}(1 / 0.0021) =$		2.6849
$X = r / Di (7.5-11) = 443.12 / 2606.6 =$		0.1700
$N = 1.006 - 1 / (6.2 + (90 * Y) ^ 4) (7.5-12)$		
$= 1.006 - 1 / (6.2 + (90 * 0.0021) ^ 4) =$		0.8447
2 E2.1 Ellipsoidal End	Umax= 36.4%	Page: 2

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.1 20 May 2018 12:27 ConnID:S1.1		
Beta01 = $N * (-0.1833 * Z^3 + 1.0383 * Z^2 - 1.2943 * Z + 0.837)$ =0.8447 * (-0.1833 * 2.68^3 + 1.0383 * 2.68^2 - 1.2943 * 2.68 + 0.837) =	1.0973	(7.5-15)
Beta02 = $\text{MAX}(0.5, 0.95 * (0.56 - 1.94 * Y - 82.5 * Y^2))$ =MAX(0.5, 0.95 * (0.56 - 1.94 * 0.0021 - 82.5 * 0.0021^2)) =	0.5279	(7.5-17)
beta = $10 * ((0.2 - X) * \text{Beta01} + (X - 0.1) * \text{Beta02})$ =10 * ((0.2 - 0.17) * 1.1 + (0.17 - 0.1) * 0.5279) =	0.6987	(7.5-16)
Required Thickness of Knuckle to Avoid Axisymmetric Yielding ey = $\text{beta} * P * (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}) / f$		(7.5-2)
=0.6987 * 0.5 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6) / 164.67 =	4.8387 mm	
Required Minimum End Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = emin = 5.47 =	5.4708 mm	
Required Minimum End Thickness Incl.Allow. :		
emina = emin + c + th = 5.47 + 0 + 0 =	5.4700 mm	
Internal Pressure emina=5.47 <= en=15[mm]	36.4%	OK
Analysis Thickness		
ea = en - c - th = 15 - 0 - 0 =	15.00 mm	
Outside Diameter of Shell		
De = $\text{Di} + 2 * (\text{en} - \text{c})$ = 2606.6 + 2 * (15 - 0) =	2636.60 mm	
Mean Diameter of Shell		
Dm = $(\text{De} + \text{Di}) / 2$ = (2636.6 + 2606.6) / 2 =	2621.60 mm	
7.5.3.4 - Required Minimum Thickness of Straight Cylindrical Flange		
Llim = $0.2 * \text{SQRT}(\text{Di} * \text{emin})$ = 0.2 * SQRT(2606.6 * 5.47) =	23.88 mm	
Since Lcyl > Llim, Required Thickness of Straight Cylindrical Flange to 7.4.2		
Minimum Thickness of Straight Flange Excl. Allow.		
ecyl = $P * \text{Di} / (2 * f * z - P)$		(7.4-1)
=0.5 * 2606.6 / (2 * 164.67 * 1 - 0.5) =	3.9633 mm	
Minimum Thickness of Straight Flange Incl.Corr. :		
ecyla = ecyl + c = 3.96 + 0 =	3.9600 mm	
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Ps = $2 * f * z * \text{ea} / (R + 0.5 * \text{ea})$		(7.5-6)
=2 * 170.83 * 1 * 15 / (2345.94 + 0.5 * 15) =	2.1776 MPa	
Py = $f * \text{ea} / (\text{beta} * (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))$		(7.5-7)
=170.83 * 15 / (0.6313 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =	1.7796 MPa	
PB = $111 * \text{fb} * (\text{ea} / (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))^{1.5} * (r / \text{Di})^{0.825}$		(7.5-8)
=111 * 176.67 * (15 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}		
= 2.4244 MPa		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax = 1.78 =	1.7796 MPa	
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Ps = $2 * f * z * \text{ea} / (R + 0.5 * \text{ea})$		(7.5-6)
=2 * 164.67 * 1 * 15 / (2345.94 + 0.5 * 15) =	2.0991 MPa	
Py = $f * \text{ea} / (\text{beta} * (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))$		(7.5-7)
=164.67 * 15 / (0.6313 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =	1.7155 MPa	
PB = $111 * \text{fb} * (\text{ea} / (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))^{1.5} * (r / \text{Di})^{0.825}$		(7.5-8)
=111 * 164.67 * (15 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}		
= 2.2598 MPa		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax = 1.72 =	1.7155 MPa	
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Ps = $2 * f * z * \text{ea} / (R + 0.5 * \text{ea})$		(7.5-6)
=2 * 252.38 * 1 * 15 / (2345.94 + 0.5 * 15) =	3.2172 MPa	
Py = $f * \text{ea} / (\text{beta} * (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))$		(7.5-7)
=252.38 * 15 / (0.6313 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =	2.6292 MPa	
PB = $111 * \text{fb} * (\text{ea} / (0.75 * R + 0.2 * \text{Di}))^{1.5} * (r / \text{Di})^{0.825}$		(7.5-8)
=111 * 252.38 * (15 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}		
= 3.4635 MPa		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax = 2.63 =	2.6292 MPa	
2 E2.1 Ellipsoidal End	Umax= 36.4%	Page: 3

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver.16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.1 20 May 2018 12:27 ConnID:S1.1		
EN13445-5;10.2.3.3 REQUIRED MIN.HYDROSTATIC TEST PRESSURE:Ptmin		
NEW AT AMBIENT TEMP. FOR TEST GROUPS 1, 2 and 3		
Ptmin = 1.25 * Pd * f20 / f =1.25*0.5*170.83/164.67=	0.6484 MPa	
Ptmin = 1.43 * Pd =1.43*0.5=	0.7150 MPa	
Test Pressure Ptmin=0.715 <= Ptmax=2.63[MPa]	27.1%	OK
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check , dmax		
ris = 0.44 * Di ^ 2 / (2 * (h - (en - c))) + 0.02 * Di (9.5-5)		
=0.44*2606.6^2/(2*(666.65-(15-0)))+0.02*2606.6=	2345.94 mm	
Length of Shell Contributing to Reinforcement		
Is = Sqr((2 * ris + ea) * ea) (9.5-2)		
=Sqr((2*2345.94+15)*15)=	265.71 mm	
Maximum Diameter of Unreinforced Opening in Shell Checked to Rules in Section 9		
dmax1 = (ea*Is*(f-0.5*P)/P-ris*Is)/(0.5*ris+0.5*ea) (9.5-7,22,23)		
= (15*265.71*(164.67-0.5*0.5)/0.5-2345.94*265.71)/(0.5*2345.94+0.5*15)		
= 582.23 mm		
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check		
dmax2 = 0.15 * Sqr((2 * ris + ea) * ea) (9.5-18)		
=0.15*Sqr((2*2345.94+15)*15)=	39.86 mm	
Maximum Diameter of Unreinforced Opening		
dmax = MAX(dmax1, dmax2) =MAX(582.23,39.86)=	582.23 mm	
8.7 - SPHERICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
8.4.2 Nominal Elastic Limit Sige:		
Sige = Rpt (8.4.2-1) =247=	247.00 N/mm2	
Mean Radius R:		
Rmean = De ^ 2 / (4 * h) =2636.6^2/(4*666.65)=	2606.94 mm	
MEMBRANE YIELD py		
py = 2 * Sige * ea / Rmean (8.7.1-1) =2*247*15/2606.94=	2.8424 MPa	
ELASTIC INSTABILITY pm		
pm = 1.21 * E * ea ^ 2 / Rmean ^ 2 (8.7.1-2)		
=1.21*2.0752E05*15^2/2606.94^2=	8.3130 MPa	
Value pr/py From Figure 8.5-5 Curve 2		
Value1 = ==	0.4280	
MAX. ALLOWABLE EXTERNAL PRESSURE Pmax		
pr = Value1 * py =0.428*2.84=	1.2165 MPa	
Pmax = pr / S =1.22/1.5=	0.8110 MPa	
External Pressure Pmax=0.811 >= Pext=0.1[MPa]	12.3%	OK
8.7.2 - Permissible Shape Deviations		
»The method of 8.7.1 applies to dished ends that are spherical to within 1% on radius and in which the radius of curvature based on an arc length of 2.4*Sqr(ea*Rmax) does not exceed the nominal value by more than 30%.		
CALCULATION SUMMARY		
7.5.4 - ELLIPSOIDAL ENDS UNDER INTERNAL PRESSURE		
2 E2.1 Ellipsoidal End	Umax= 36.4%	Page: 4

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver.16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.1 20 May 2018 12:27 ConnID:S1.1		
7.5.3.2 Required Minimum End Thickness		
Required Minimum End Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = emin =5.47=		<u>5.4708 mm</u>
Required Minimum End Thickness Incl.Allow. :		
emina = emin + c + th =5.47+0+0=		<u>5.4700 mm</u>
Internal Pressure emina=5.47 <= en=15[mm]	36.4%	OK
Minimum Thickness of Straight Flange Incl.Corr. :		
ecyla = ecyl + c =3.96+0=		<u>3.9600 mm</u>
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =1.78=		<u>1.7796 MPa</u>
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =1.72=		<u>1.7155 MPa</u>
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =2.63=		<u>2.6292 MPa</u>
EN13445-5;10.2.3.3 REQUIRED MIN.HYDROSTATIC TEST PRESSURE:Ptmin		
NEW AT AMBIENT TEMP. FOR TEST GROUPS 1, 2 and 3		
Ptmin = 1.25 * Pd * f20 / f =1.25*0.5*170.83/164.67=		<u>0.6484 MPa</u>
Ptmin = 1.43 * Pd =1.43*0.5=		<u>0.7150 MPa</u>
Test Pressure Ptmin=0.715 <= Pmax=2.63[MPa]	27.1%	OK
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check , dmax		
Maximum Diameter of Unreinforced Opening		
dmax = MAX(dmax1, dmax2) =MAX(582.23,39.86)=		<u>582.23 mm</u>
8.7 - SPHERICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
External Pressure Pmax=0.811 >= Pext=0.1[MPa]	12.3%	OK
Volume:2.85 m3 Weight:946.9 kg (SG= 7.85)		
2 E2.1 Ellipsoidal End	Umax= 36.4%	Page: 5

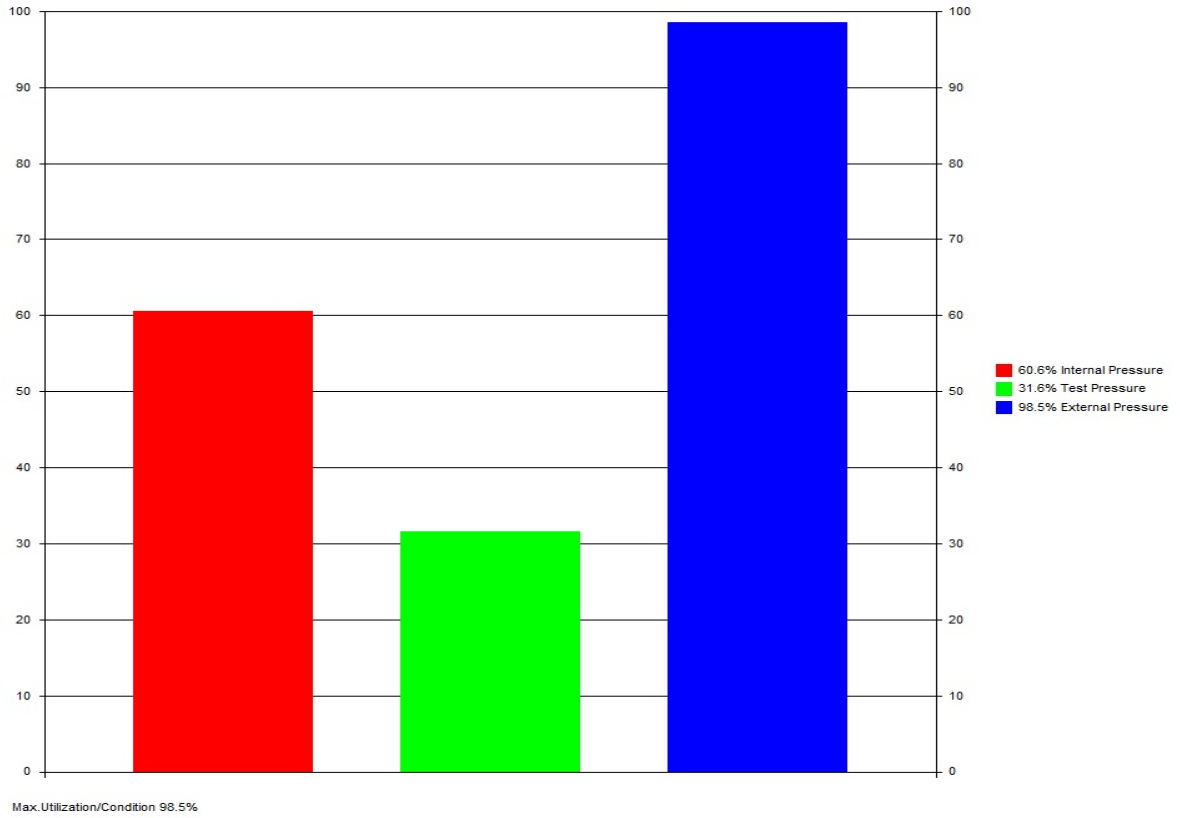
Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.2	End at Inlet	20 May 2018 12:28 ConnID:S1.1
INPUT DATA		
COMPONENT ATTACHMENT/LOCATION		
Attachment: S1.1 Cylindrical Shell Main Shell		
Location: Along z-axis z1= 4700		
GENERAL DESIGN DATA		
PRESSURE LOADING: Design Component for Internal and External Pressure		
PROCESS CARD: Disconnected from Process Card		
CALCULATION TEMPERATURE.....:Temp	80.00 °C	
DESIGN PRESSURE.....:P	0.5000 MPa	
INTERNAL CORROSION ALLOWANCE.....:c	0.00 mm	
EXTERNAL DESIGN PRESSURE.....:Pext	0.1000 MPa	
DIMENSIONS OF END		
Type of Ellipsoidal End: Semi-Ellipsoidal Head R:h 2:1		
WELD JOINT COEFFICIENT: Testing Group 1 (z=1.0)		
INSIDE SHELL DIAMETER (corroded).....:Di	2606.60 mm	
LENGTH OF CYLINDRICAL FLANGE OF END.....:Lcyl	100.00 mm	
NEGATIVE TOLERANCE/THINNING ALLOWANCE.....:th	0.00 mm	
NOMINAL THICKNESS OF HEAD/END (uncorroded).....:en	12.00 mm	
MATERIAL DATA FOR END		
EN 10028-2:2009, 1.0425 P265GH plate and strip, HT:N THK<=16mm 80'C		
Rm=410 Rp=265 Rpt=247 f=164.67 f20=170.83 fttest=252.38 E=207515(N/mm2) ro=7.85		
SAFETY FACTOR (1.0 carbon and 1.25 austenitic steels):s 1.0000		
Material & Delivery Form: NOT Cold Spun Seamless Austenitic Stainless Steel		
NOZZLES IN KNUCKLE REGION TO SECTION 7.7		
Nozzles In Knuckle Region: NO		
CALCULATION DATA		
7.5.4 - ELLIPSOIDAL ENDS UNDER INTERNAL PRESSURE		
K = Di / (2 * hi) (7.5-18)	=2606.6/(2*651.65)=	2.0000
Conditions of Applicability - Ellipsoidal Ends:		
»Geometry Check K=2 < 2.2«	» OK«	
»Geometry Check K=2 > 1.7«	» OK«	
Ellipsoidal ends shall be designed as nominally equivalent torispherical ends with:		
r = Di * (0.5 / K - 0.08) (7.5-19)	=2606.6*(0.5/2-0.08)=	443.12
R = Di * (0.44 * K + 0.02) (7.5-20)	=2606.6*(0.44*2+0.02)=	2345.94
7.5.3.2 Required Minimum End Thickness		
Required Thickness of End to Limit Membrane Stress in Central Part		
es = P * R / (2 * f * z - 0.5 * P) (7.5-1)	3.5643 mm	
=0.5*2345.94/(2*164.67*1-0.5*0.5)=	164.67 N/mm2	
fb = Rpt / 1.5 (7.5-4)	247/1.5=	
Required Thickness of Knuckle to Avoid Plastic Buckling		
eb = (0.75*R+0.2*Di)*((P/(111*fb))*(Di/r)^0.825)^(0.667) (7.5-3)	5.4708 mm	
=(0.75*2345.94+0.2*2606.6)*((0.5/(111*164.67))*(2606.6/443.12)^0.825)^(0.667)	=	
)=	=	
7.5.3.5 Formulas for Calculation of Factor Beta		
Y = MIN(emin / R, 0.04) (7.5-9)	=MIN(4.85/2345.94,0.04)=	0.0021
Z = LOG(1 / Y) (7.5-10)	=LOG(1/0.0021)=	2.6849
X = r / Di (7.5-11)	=443.12/2606.6=	0.1700
N = 1.006 - 1 / (6.2 + (90 * Y) ^ 4) (7.5-12)	0.8447	
=1.006-1/(6.2+(90*0.0021)^4)=	0.8447	
3 E2.2 Ellipsoidal End	End at Inlet	Umax= 45.5%
		Page: 6

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.2	End at Inlet	20 May 2018 12:28 ConnID:S1.1
Beta01 = $N * (-0.1833 * Z^3 + 1.0383 * Z^2 - 1.2943 * Z + 0.837)$ (7.5-15) = $0.8447 * (-0.1833 * 2.68^3 + 1.0383 * 2.68^2 - 1.2943 * 2.68 + 0.837) =$ 1.0973 Beta02 = $MAX(0.5, 0.95 * (0.56 - 1.94 * Y - 82.5 * Y^2))$ (7.5-17) = $MAX(0.5, 0.95 * (0.56 - 1.94 * 0.0021 - 82.5 * 0.0021^2)) =$ 0.5279 beta = $10 * ((0.2 - X) * Beta01 + (X - 0.1) * Beta02)$ (7.5-16) = $10 * ((0.2 - 0.17) * 1.1 + (0.17 - 0.1) * 0.5279) =$ 0.6987 Required Thickness of Knuckle to Avoid Axisymmetric Yielding ey = $beta * P * (0.75 * R + 0.2 * Di) / f$ (7.5-2) = $0.6987 * 0.5 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6) / 164.67 =$ 4.8387 mm Required Minimum End Thickness Excl.Allow. emin : emin = $emin = 5.47 =$ 5.4708 mm Required Minimum End Thickness Incl.Allow. : emina = $emin + c + th = 5.47 + 0 + 0 =$ 5.4700 mm		
Internal Pressure emina=5.47 <= en=12[mm]		45.5% OK
Analysis Thickness ea = $en - c - th = 12 - 0 - 0 =$ 12.00 mm Outside Diameter of Shell De = $Di + 2 * (en - c) = 2606.6 + 2 * (12 - 0) =$ 2630.60 mm Mean Diameter of Shell Dm = $(De + Di) / 2 = (2630.6 + 2606.6) / 2 =$ 2618.60 mm		
7.5.3.4 - Required Minimum Thickness of Straight Cylindrical Flange		
Llim = $0.2 * SQRT(Di * emin) = 0.2 * SQRT(2606.6 * 5.47) =$ 23.88 mm Since Lcyl > Llim, Required Thickness of Straight Cylindrical Flange to 7.4.2 Minimum Thickness of Straight Flange Excl. Allow. ecyl = $P * Di / (2 * f * z - P)$ (7.4-1) = $0.5 * 2606.6 / (2 * 164.67 * 1 - 0.5) =$ 3.9633 mm Minimum Thickness of Straight Flange Incl.Corr. : ecyla = $ecyl + c = 3.96 + 0 =$ 3.9600 mm		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Ps = $2 * f * z * ea / (R + 0.5 * ea)$ (7.5-6) = $2 * 170.83 * 12 / (2345.94 + 0.5 * 12) =$ 1.7432 MPa Py = $f * ea / (beta * (0.75 * R + 0.2 * Di))$ (7.5-7) = $170.83 * 12 / (0.6479 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =$ 1.3872 MPa PB = $111 * fb * (ea / (0.75 * R + 0.2 * Di))^{1.5} * (r/Di)^{0.825}$ (7.5-8) = $111 * 176.67 * (12 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}$ = 1.7348 MPa Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = $Pmax = 1.39 =$ 1.3872 MPa		
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Ps = $2 * f * z * ea / (R + 0.5 * ea)$ (7.5-6) = $2 * 164.67 * 12 / (2345.94 + 0.5 * 12) =$ 1.6803 MPa Py = $f * ea / (beta * (0.75 * R + 0.2 * Di))$ (7.5-7) = $164.67 * 12 / (0.6479 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =$ 1.3372 MPa PB = $111 * fb * (ea / (0.75 * R + 0.2 * Di))^{1.5} * (r/Di)^{0.825}$ (7.5-8) = $111 * 164.67 * (12 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}$ = 1.6170 MPa Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = $Pmax = 1.34 =$ 1.3372 MPa		
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Ps = $2 * f * z * ea / (R + 0.5 * ea)$ (7.5-6) = $2 * 252.38 * 12 / (2345.94 + 0.5 * 12) =$ 2.5754 MPa Py = $f * ea / (beta * (0.75 * R + 0.2 * Di))$ (7.5-7) = $252.38 * 12 / (0.6479 * (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6)) =$ 2.0494 MPa PB = $111 * fb * (ea / (0.75 * R + 0.2 * Di))^{1.5} * (r/Di)^{0.825}$ (7.5-8) = $111 * 252.38 * (12 / (0.75 * 2345.94 + 0.2 * 2606.6))^{1.5} * (443.12 / 2606.6)^{0.825}$ = 2.4783 MPa Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = $Pmax = 2.05 =$ 2.0494 MPa		
3 E2.2	Ellipsoidal End End at Inlet	Umax= 45.5% Page: 7

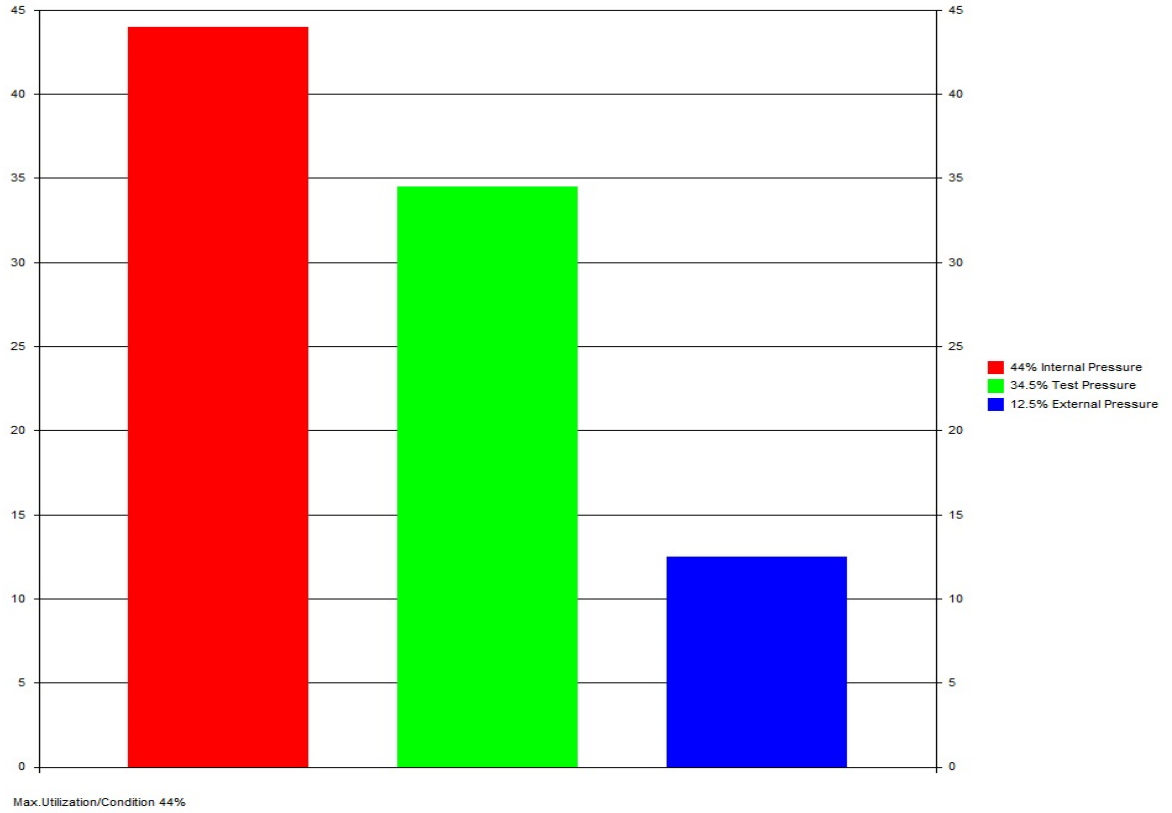
Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver: 16.0- Operator : Rev.: A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.2	End at Inlet	20 May 2018 12:28 ConnID:S1.1
EN13445-5; 10.2.3.3 REQUIRED MIN. HYDROSTATIC TEST PRESSURE: P_{tmin}		
NEW AT AMBIENT TEMP. FOR TEST GROUPS 1, 2 and 3		
P _{tmin} = 1.25 * P _d * f ₂₀ / f = 1.25*0.5*170.83/164.67=	0.6484 MPa	
P _{tmin} = 1.43 * P _d = 1.43*0.5=	0.7150 MPa	
Test Pressure P_{tmin}=0.715 <= P_{tmax}=2.05[MPa]	34.8%	OK
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check , d_{max}		
ris = 0.44 * D _i ^ 2 / (2 * (h - (e _n - c))) + 0.02 * D _i (9.5-5)		
= 0.44*2606.6^2 / (2*(663.65-(12-0))) + 0.02*2606.6=	2345.94 mm	
Length of Shell Contributing to Reinforcement		
I _s = Sqr((2 * ris + e _a) * e _a) (9.5-2)		
= Sqr((2*2345.94+12)*12)=	237.58 mm	
Maximum Diameter of Unreinforced Opening in Shell Checked to Rules in Section 9		
d _{max1} = (e _a *I _s *(f-0.5*P)/P-ris*I _s)/(0.5*ris+0.5*e _a) (9.5-7,22,23)		
= (12*237.58*(164.67-0.5*0.5)/0.5-2345.94*237.58)/(0.5*2345.94+0.5*12)		
= 322.46 mm		
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check		
d _{max2} = 0.15 * Sqr((2 * ris + e _a) * e _a) (9.5-18)		
= 0.15*Sqr((2*2345.94+12)*12)=	35.64 mm	
Maximum Diameter of Unreinforced Opening		
d _{max} = MAX(d _{max1} , d _{max2}) = MAX(322.46, 35.64)=	322.46 mm	
8.7 - SPHERICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
8.4.2 Nominal Elastic Limit Sige:		
Sige = R _{pt} (8.4.2-1) = 247=	247.00 N/mm ²	
Mean Radius R:		
R _{mean} = D _e ^ 2 / (4 * h) = 2630.6^2 / (4*663.65) =	2606.82 mm	
MEMBRANE YIELD p _y		
p _y = 2 * Sige * e _a / R _{mean} (8.7.1-1) = 2*247*12/2606.82=	2.2740 MPa	
ELASTIC INSTABILITY p _m		
p _m = 1.21 * E * e _a ^ 2 / R _{mean} ^ 2 (8.7.1-2)		
= 1.21*2.0752E05*12^2/2606.82^2=	5.3208 MPa	
Value p _r /p _y From Figure 8.5-5 Curve 2		
Value1 = ==	0.3671	
MAX. ALLOWABLE EXTERNAL PRESSURE P_{max}		
p _r = Value1 * p _y = 0.3671*2.27=	0.8348 MPa	
P _{max} = p _r / S = 0.8348/1.5=	0.5565 MPa	
External Pressure P_{max}=0.5565 >= P_{ext}=0.1[MPa]	17.9%	OK
8.7.2 - Permissible Shape Deviations		
»The method of 8.7.1 applies to dished ends that are spherical to within 1% on radius and in which the radius of curvature based on an arc length of 2.4*Sqr(e _a *R _{max}) does not exceed the nominal value by more than 30%.		
CALCULATION SUMMARY		
7.5.4 - ELLIPSOIDAL ENDS UNDER INTERNAL PRESSURE		
3 E2.2 Ellipsoidal End	End at Inlet	U _{max} = 45.5%
		Page: 8

Company Name -		
Sample File	Emire Gashi	
Visual Vessel Design by Intergraph, Ver:16.0- Operator : Rev.:A		
EN13445:2009 Issue 1 - 7.5 DOMED ENDS		
E2.2	End at Inlet	20 May 2018 12:28 ConnID:S1.1
7.5.3.2 Required Minimum End Thickness		
Required Minimum End Thickness Excl.Allow. emin :		
emin = emin =5.47=		<u>5.4708 mm</u>
Required Minimum End Thickness Incl.Allow. :		
emina = emin + c + th =5.47+0+0=		<u>5.4700 mm</u>
Internal Pressure emina=5.47 <= en=12[mm]	45.5%	OK
Minimum Thickness of Straight Flange Incl.Corr. :		
ecyla = ecyl + c =3.96+0=		<u>3.9600 mm</u>
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :NEW & COLD		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =1.39=		<u>1.3872 MPa</u>
MAXIMUM ALLOWABLE WORKING PRESSURE MAWP :HOT & CORR		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =1.34=		<u>1.3372 MPa</u>
MAX TEST PRESSURE (Uncorroded cond.at ambient temp.)		
Pmax (is the least of Ps, Py and Pb) = Pmax =2.05=		<u>2.0494 MPa</u>
EN13445-5;10.2.3.3 REQUIRED MIN.HYDROSTATIC TEST PRESSURE:Ptmin		
NEW AT AMBIENT TEMP. FOR TEST GROUPS 1, 2 and 3		
Ptmin = 1.25 * Pd * f20 / f =1.25*0.5*170.83/164.67=		<u>0.6484 MPa</u>
Ptmin = 1.43 * Pd =1.43*0.5=		<u>0.7150 MPa</u>
Test Pressure Ptmin=0.715 <= Pmax=2.05[MPa]	34.8%	OK
Maximum diameter of Opening Not Requiring Reinforcement Check , dmax		
Maximum Diameter of Unreinforced Opening		
dmax = MAX(dmax1, dmax2) =MAX(322.46,35.64)=		<u>322.46 mm</u>
8.7 - SPHERICAL SHELL UNDER EXTERNAL PRESSURE		
External Pressure Pmax=0.5565 >= Pext=0.1[MPa]	17.9%	OK
Volume:2.85 m3 Weight:755.5 kg (SG= 7.85)		
3 E2.2 Ellipsoidal End End at Inlet	Umax= 45.5%	Page: 9

UTILIZATION CHART - S1.1 MAIN SHELL



Diagrami i mbështjellësit për presion të brendshëm, presion testues dhe presion të jashtëm



Diagrami për kokën torisferike për presion te brendshëm, presion testues dhe presion të jashtëm .

10. KONKLUDIMET

Analiza e dispozitave të Standardeve relevante dhe pastaj realizimi i llogarive teknike të dizajnit të enës së dhënë nën shtypje dhe krahasimi i rezultateve përmes softuerit VVD 2018 në tërësi ka vërtetuar hipotezat tona të vendosura në fillim të trajtimit të problemit se aplikimi i pakos softuerike në fazën e dizajnit të enës nën presion sipas të dhënave hyrëse projektuese përveç shpejtësisë për llogaritje tregon se rezultatet e kalkulimeve tabelore dhe manuale dhe llogaritja e shprehjeve matematikore nuk do të dallojnë shumë mes vete dhe se gabimet do të jenë minore duke pas parasysh rrumbullakimin e rezultateve.

Në tërësi është arritur qëllimi kryesor që përmes kësaj llogarive teknike të elementeve themelore të enës nën shtypje të dimensioneve të dhëna dhe krahasimit me kalkulimet nga softueri Visual Vessel Design të identifikohen mangësitë dhe përparësitë e këtyre teknikave si dhe të rekomandohen kushtet të cilat duhet respektuar gjatë hartimit të dokumentacionit teknik të dizajnit të enës nën shtypje.

Rekomandohet lartë përdorimi i softuerit VVD versioni 2018 për shkak se i integron të gjitha Standardet relevante në fushën e dizajnit të enëve nën presion ASME VIII Div. 1: 2015 Edition. Ky softuer mundëson që projektuesi të përdor cilin do fajll ekzistues si model për dizajn të ri. Përdoruesi mundet në dokumentin ekzistues të ndërron lehtë kodin e projektit, kushtet e punës, materialet dhe/ose dimensionet kryesore

Për më tepër edhe në rastet e avarive dhe rikonstruimit të dëmtimeve nga gabimet projektuese, manipulimi i gabuar me enën nën shtypje ose kushtet ekscesive të cilat cojnë në dëmtimin fundor të enës së instaluar nën shtypje.

Rekomandohet që edhe institucionet kosovare e veçanërisht Inspektorati për Enët nën presion që sipas Ligjit mbi pajisjet nën presion të përdorin këtë metodologji për verifikimin e dizajneve dhe funksionit të enëve të instaluara, duke i analizuar parimet themelore që mundësojnë garantimin e sigurisë së punës së pajisjeve dhe instalimeve nën presion si dhe kushtet dhe kërkesat themelore të sigurisë që duhet të respektohen nga operatorët ekonomik që prodhojnë, administrojnë apo shfrytëzojnë enët e nën presion, pajisjet nën presion, pajisjet transportuese nën presion apo aerosolët.

11. LITERATURA E SHQYRTUAR

- [1] Muhaxheri, M “ Enët nën shtypje” Ligjërata të autorizuara, Prishtinë 2008
- [2] Numikon Research Group “ Visual Vessel Design” 2018
- [3] Annaratone, Donatello: Pressure Vessel Design. Italy; Springer, 2007.,
- [4] Moss, Dennis: Pressure Vessel Design Manual. United Kingdom; Elsevier,2004.
- [5] Chattopadhyay, Somnath: Pressure Vessels – Design and practice. USA; CRC Press, 2005.,
- [6] Megyesy, Eugene: Pressure Vessel Handbook. Oklahoma; Tulsa, PV Publishing, 2001.,