

TEZĂ DE DOCTORAT

ANALIZA TENSIUNILOR ȘI DEFORMAȚIILOR APĂRUTE ÎN VANELE CU JET TUBULAR

369^{642.453}
E

Conducător științific:

Prof. Univ. Dr. Ing. Eur Ing Tiberiu Dimitrie Babeu

Membru titular A.S.T.R.

Doctorand:

Ing. dipl. Zeno-Iosif Praisach

2004

CUPRINS

1. STADIUL ACTUAL AL STUDIILOR PENTRU VANELE CU JET TUBULAR.....	4
1.1. Introducere	4
1.2. Istoricul evoluției vanelor de reglare și obturare	7
1.3. Vana cu jet tubular	14
1.3.1. Prezentare generală	14
1.3.2. Amenajarea Wonorejo – Indonezia. Caracteristici generale	16
1.3.3. Descriere constructivă a vanelor cu jet tubular	18
1.3.4. Coeficientul de descărcare și căderea pe vană	31
1.3.5. Coeficienți de siguranță. Materiale folosite	36
1.3.6. Probele uzinale pentru vana cu jet tubular cu acționare hidraulică.....	39
1.3.7. Vopsirea vanelor cu jet tubular	41
1.3.8. Transportul vanelor cu jet tubular	44
1.3.9. Operații de revizie și întreținere în timpul exploataării	44
1.3.10. Masa estimativă	49
2. METODE NUMERICE DE CALCUL A TENSIUNILOR ȘI DEFORMAȚIILOR ÎN VANELE CU JET TUBULAR.....	51
2.1. Introducere	51
2.2. Modele de calcul pentru metode exacte de rezolvare	52
2.2.1. Prezentare generală	52
2.2.2. Calculul corpului amonte al vanelor cu jet tubular.....	54
2.2.3. Calculul obturatorului vanelor cu jet tubular.....	56
2.3. Modele de calcul pentru metode numerice aproximative.....	58
2.3.1. Metoda diferențelor finite	58
2.3.2. Metoda elementelor de frontieră	59
2.3.3. Metoda elementelor finite	60
2.4. Discretizarea modelelor solide	65

2.5. Calculul vanei cu jet tubular prin metoda elementelor finite.....	71
2.5.1. Calculul obturatorului modelului vanei cu jet tubular.....	71
2.5.2. Calculul obturatorului vanei cu jet tubular.....	89
2.6. Metoda elementelor finite pentru modele în contact.....	107
2.6.1. Suprafața de etanșare obturator – corp amonte la vana model.....	107
2.6.2. Suprafața de etanșare a vanei cu jet tubular Dn 1600.....	116
3. REZULTATE EXPERIMENTALE ÎN STUDIUL VANELOR CU JET TUBULAR.....	122
3.1. Introducere	122
3.2. Schema de amplasare a traductoarelor eletrotensometrice rezistive	123
3.3. Aparatură necesară. Caracteristici tehnice.....	124
3.4. Pregătirea modelului pentru testare	127
3.5. Teste experimentale.....	131
3.6. Rezultate obținute	132
3.6.1. Testul 111 – Regim static, presiune apă 2 bar	132
3.6.2. Testul 112 – Regim static, presiune apă 1,5 bar	135
3.6.3. Testul 113 – Regim static, presiune apă 1,2 bar	137
3.6.4. Testul 114 – Regim dinamic, presiune apă 1,2 bar.....	139
3.7. Compararea rezultatelor.....	140
4. SINTEZA ȘI CONCLUZII FINALE.....	145
BIBLIOGRAFIE	149
ANEXE	156
Anexa 1: Încercări de laborator pentru modelul vanei cu jet tubular	157
Anexa 2: Fabricarea vanelor cu jet tubular	159
Anexa 3: Probe uzinale	166
Anexa 4: Montaj și punere în funcțiune. Centrala Wonorejo – Indonezia	171

1. STADIUL ACTUAL AL STUDIILOR PENTRU VANELE CU JET TUBULAR

1.1. Introducere

Vanele sunt organe de obturare și / sau reglare a debitului de apă ce traversează conductele din cadrul amenajărilor hidraulice.

Amplasarea vanelor, ca organe de obturare, se face la intrarea în conductă și pe traseul conductei.

Vanele de reglare și obturare se amplasează [30] la capătul aval al conductei, conductă care în acest caz poate fi golire de fund sau conductă de denisipare. Aceste vane [51] funcționează (închid și deschid) "în curent", această funcționare a vanelor este considerată cel mai greu regim de lucru.

Amplasarea vanelor în amenajările hidraulice [51] trebuie să satisfacă cerințele impuse de exploatare precum și condițiile de funcționare sigură în cazul avariilor ce pot surveni în conductă sau la consumatorii aval de vană.

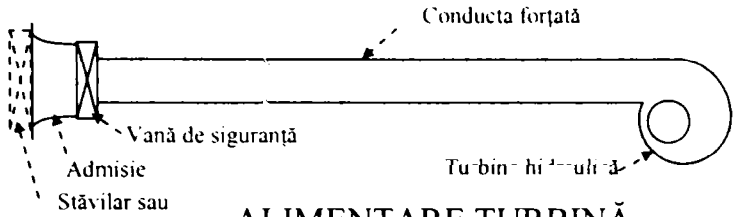
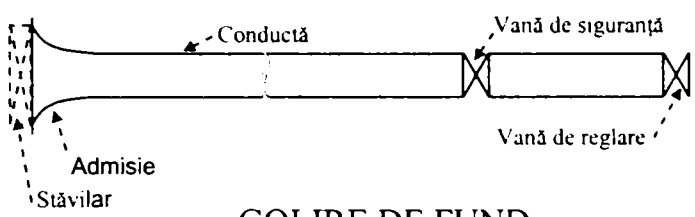
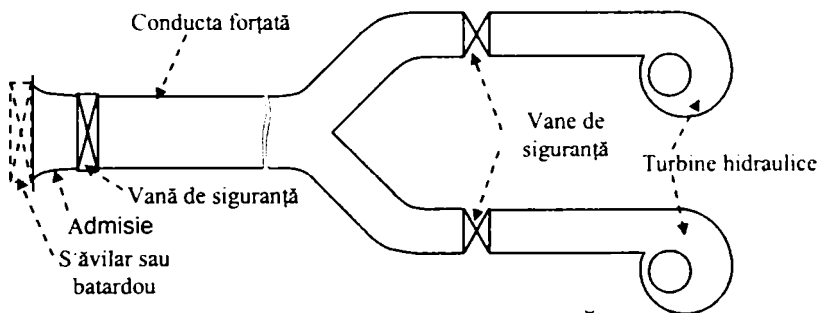
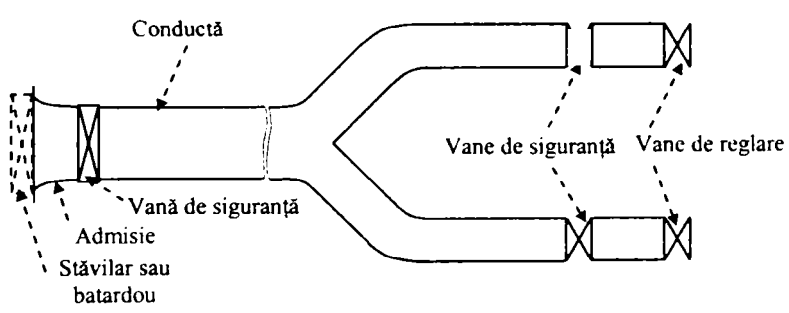
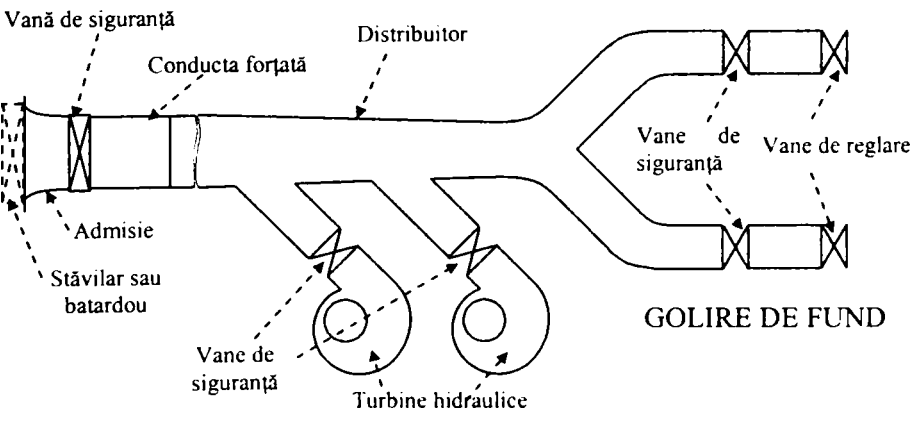
Pentru conductele lungi de golire și de umplere, pentru care durata de golire și umplere este mare [51], se impune instalarea a cel puțin două vane: una la intrarea în conductă (admisie) și a doua chiar la capătul conductei.

Prima vană întrerupe accesul apei în caz de revizie și reparație a conductei sau întrerupe accesul apei la avarierea conductei. A doua vană permite obturarea sau reglarea și obturarea apei la ieșirea din conductă, în condiții de funcționare normală. Pentru cazuri de revizie, sau avarie a vanelor amplasate la capătul conductelor de golire de fund, în amonte de ele se amplasează o vană de siguranță.

Vanele de reglare și obturare [30], [95], amplasate la capătul aval al conductei, au întotdeauna în amonte de ele amplasată o vană de siguranță.

Soluțiile de bază [30] pentru orice tip de conductă dintr-o amenajare hidraulică sunt prezentate în tabelul 1.1.1.

Tabelul 1.1.1. Schematizarea tipurilor de amenajări hidraulice

VANE ÎN AMONTE	REPREZENTARE SCHEMATICĂ SENSUL CURENTULUI DE APĂ →	VANE ÎN AVAL
AMENAJARE SINGULARĂ Vană de siguranță și/sau stăvilor / batardou	 <p style="text-align: center;">ALIMENTARE TURBINĂ</p>	Aparat director turbină
AMENAJARE SINGULARĂ Stăvilor	 <p style="text-align: center;">GOLIRE DE FUND</p>	Vană de siguranță și vană de reglare
AMENAJARE BIFURCĂTĂ Vană de siguranță și/sau stăvilor / batardou	 <p style="text-align: center;">ALIMENTARE TURBINĂ</p>	Vane de siguranță și aparat director turbină
AMENAJARE BIFURCĂTĂ Vană de siguranță și/sau stăvilor / batardou	 <p style="text-align: center;">GOLIRE DE FUND</p>	Vane de siguranță și vane de reglare
AMENAJARE MULTIPLĂ Vană de siguranță și/sau stăvilor / batardou	 <p style="text-align: center;">ALIMENTARE TURBINE</p>	<p>GOLIRE DE FUND</p> <p>Vane de siguranță și vane de reglare</p> <p>ALIMENTARE TURBINE</p> <p>Vane de siguranță și aparat director turbină</p>

Principiile de bază pe care trebuie să le îndeplinească o amenajare hidraulică sunt crearea unei rezerve de apă cu un volum și o cădere suficientă pentru ca apa stocată să poată fi întrebuințată rațional și să satisfacă necesitățile din aval, cum ar fi: irigații, necesarul de apă pentru domeniul public, controlul debitului din aval și producția de energie.

Conductele, țevile sau conductele forțate folosite la căderi mari sunt de obicei metalice și au prevăzute la intrarea în conductă și în puncte intermediare sau la capătul aval organe de obturare și reglare numite vane. Multe tipuri de amenajări prezintă combinații de astfel de soluții, dar obligatoriu, la intrarea în conductă sau în puncte intermediare este prevăzută o vană de siguranță, iar la capătul aval al conductei este prevăzută o vană de reglare și obturare.

Sunt 6 (șase) elemente de bază [1] care trebuie luate în considerare la proiectarea acestor amenajări: (1) intrarea în conductă (punctul de admisie); (2) conducta, țeava sau conducta forțată; (3) căderea sau presiunea apei din conductă; (4) viteza curentului de apă ce trece prin conductă; (5) tipul și amplasarea vanelor utilizate pentru controlul debitului de apă; (6) modul de disipare a energiei apei la ieșirea din conductă (vană).

Legat de termenii ce apar în tabelul 1.1.1 se impun câteva lămuriri, și anume:

1. Vana plană – este un dispozitiv de reglare și obturare în care obturatorul sau organul de închidere se deplasează transversal pe direcția de curgere a apei, din poziția superioară (vană complet deschisă) înspre poziția inferioară (vană complet închisă) realizând astfel reglarea și obturarea debitului;
2. Vana – este un dispozitiv de reglare și obturare la care obturatorul sau organul de închidere se deplasează axial pe direcția de curgere a apei, printr-o mișcare de rotație sau translație, în vederea reglării și obturării jetului de apă;
3. Vana de siguranță – funcționează în poziție complet deschisă sau în poziție complet închisă ca vană secundară pentru obturarea curentului de apă în cazul în care vanele de serviciu din aval devin inoperabile. Vanele de siguranță în mod obișnuit funcționează în presiuni egalizate cu excepția cazurilor de avarie a vanelor de reglare din aval;

4. Vane pentru reglare – funcționează în curent și permit reglarea debitului de apă în domenii largi;
5. Stăvilarul – este de obicei instalat la intrarea în conductă (în amonte) pentru obturarea conductei în cazul inspecțiilor și reviziilor și este de regulă manevrat în condiții de presiuni egalizate;
6. Batardoul – are aceeași funcțiune și același loc de amplasare ca și stăvilarul doar că este constituit din mai multe elemente (segmente) pentru o manevrare mai ușoară;
7. Vane de performanță de cădere mare – acest termen nu poate fi definit cu strictețe ci doar ca element de comparație. Din aceste considerente, acest concept a fost deseori modificat de-a lungul anilor. Ceea ce inițial a fost considerat drept vană de cădere mare, sau vană de performanță, în cazul golirilor de fund, azi acest domeniu de cădere este considerat drept cădere medie – joasă. Actualmente, în domeniul vanelor de reglare, termenul de cădere mare se referă la căderi mai mari de 30 mca.

1.2. Istoricul evoluției vanelor de reglare și obturare

Cu excepția câtorva exemple remarcabile [30], cum ar fi vanele din centralele Roosevelt, Arrowrock, Pathfinder, Buffalo Bill și Owyhee din SUA, cele mai multe instalații de vane au fost proiectate pentru căderi considerate azi relativ mici, mai puțin de 30 mca. În cazul acestor căderi, la vremea respectivă, vanele erau considerate ca vane de performanță ce lucrau la căderi mari și care s-au comportat relativ bine în exploatare, fenomenul de cavitație era neglijat, iar pagubele produse prin eroziunea cavitațională nu erau semnificative.

Montarea acestor tipuri de vane pe conducte cu căderi peste această limită (de 30 mca) a dat serioase probleme firmelor care proiectau și produceau vane, datorită regimului cavitațional la care aceste vane erau supuse să lucreze, a implicațiilor pe care acest fenomen le-a generat și prin lipsa cunoștințelor privind efectele distrugătoare pe care le produce cavitația.

Problemele legate de discontinuitățile profilului hidraulic de curgere cu care erau proiectate aceste vane, discontinuități ce induceau regimuri cavitaționale tolerabile la căderi mici, cu trecerea acestui prag de cădere, au apărut eroziuni masive și pagube în materiale însemnate, vibrații și zgomote anormale în regimul de lucru al vanelor, scoaterea prematură a acestora din funcțiune. Consecințele au fost dezastruoase, costurile cu reparațiile și întreținerea vanelor au fost radical modificate, iar în unele cazuri o serie de astfel de instalații de vane au fost efectiv abandonate și înlocuite cu alte tipuri de vane.

Vane plane sertar cu diametre nominale între 1500 și 3000 mm și căderea de 73 mca au fost montate în 1908 la barajul Roosevelt – SUA cu scopul de reglare al debitului. Scurt timp după punerea lor în funcțiune la căderi sub 73 mca au apărut avarii serioase de material excavat în elementele vanei ce formau traseul hidraulic și în piesele din aval de obturator. Vanele au fost remaniate, iar după darea lor în folosire avariile au luat proporții. Concluzia comisiei de anchetă din perioada aceea a hotărât că acest tip de vane este nesatisfăcător pentru condițiile de lucru la care sunt supuse și vanele au fost abandonate. Tunelul de alimentare al acestor vane a fost umplut cu beton și s-a construit un nou tunel unde au fost instalate vane plane ca vane de siguranță și vane ac montate la capătul conductei ca vane de serviciu pentru reglarea debitului. În 1909 la centrala Pathfinder din SUA au fost instalate pentru reglarea debitului tot vane plane sertar. Și aici după o scurtă perioadă de funcționare avariile la vane au fost serioase, drept urmare folosirea acestui tip de vană în reglajul debitului a fost oprită, vanele fiind trecute drept vane de siguranță, în aval de ele au fost montate vane ac pentru reglajul debitului.

Vana ac care inițial oferea soluții foarte bune pentru reglajul debitului de apă, dar care ulterior a fost supusă unor căderi tot mai mari și la diametre de intrare tot mai mari s-a dovedit tot necorespunzătoare, vana suferind diferite modificări ale soluției constructive. Principiul vanei ac a fost inventat de H. O. Ensign în 1908. Traseul hidraulic al vanei ac nu elimină problemele cavitaționale, iar întreținerea și revizia vanei este foarte dificilă. Vana ac a fost modificată de Larnier și Johnson și această soluție modificată a fost implementată la centrala Hoover din SUA. Condițiile grele de lucru la care vana lucrează, impuse de mărimea barajului, au dus la apariția pronunțată a eroziunii cavitaționale pe suprafețele active ale vanei. Soluția de remaniere propusă: încărcarea suprafețelor de etanșare prin sudură cu electrozi din oțel inoxidabil, soluție care se prevede azi direct din faza de proiectare, ca măsură de creștere a rezistenței la uzură cavitațională și abrazivă.

O soluție alternativă la problemele apărute la vana Larner – Johnson a fost proiectarea vanei ac tubulară. Vana ac tubulară este în esență o vană ac la care a fost eliminată porțiunea aval. Această soluție a eliminat oarecum apariția cavitației în zonele active ale vanei, dar la ieșirea din vană jetul de apă este foarte instabil. Cu toate acestea o astfel de vană cu diametrul de 2600 mm a fost montată la centrala Shasta din SUA pentru reglarea apei la ieșirea din conductă. Prin introducerea unei mari cantități de aer la ieșirea din vană s-a reușit stabilizarea jetului de apă. Pentru a evita vibrațiile pronunțate care apar la deschiderea maximă a vanei, cursa vanei a fost limitată la 96% din deschiderea totală.

Alternativă la acest tip de vană a fost vana plană cu jet cu rezultate mult mai bune în funcționare ceea ce a și dus la înlocuirea vanei ac tubulare din centrala Shasta cu vane plane cu jet cu diametrul de 2450 mm. Astfel de vane plane cu jet au fost montate și la centralele Canyon Ferry, Trinity din SUA, Bhakra în India și Tumut Pond în Australia.

Soluții constructive mai moderne, mai fiabile și mai ieftine ale vanei ac au fost oferite de C. H. Howell și Howard Bunger cu vana conică cu con fix. La acest tip de vană conul este fix, iar reglarea debitului de apă se realizează prin glisarea axială pe exterior a obturatorului cilindric ce execută o mișcare de translație înspre amonte pentru deschiderea maximă.

Altă soluție îmbunătățită a vanei ac a fost oferită de B. H. Staats și G. J. Hornsby în 1940 prin vana cu jet tubular [30]. Vana cu jet tubular este utilizată la reglarea și obturarea debitului de apă. Obturatorul, de forma unui ac, execută mișcarea de translație de-a lungul axei vanei înspre aval pentru deschiderea maximă.

Atât vana conică, cât și vana cu jet tubular s-au dovedit a fi vane excelente pentru reglarea și obturarea debitului. Aceste vane se montează la capătul aval al conductei, ca ultim organ de lucru.

Urmare a celor prezentate mai sus se impun enumerate câteva criterii de bază în alegerea și proiectarea vanelor de mare cădere folosite pentru reglarea și obturarea curentului de apă [30]:

1. Traseul hidraulic și modul de etanșare al vanei trebuie cu atenție stabilit și proiectat pentru a asigura condiții sigure de funcționare și suprafețe cât mai line pentru a evita apariția și dezvoltarea regimului cavitațional;
2. Vanele trebuie să fie simple și robuste, prevăzute cu elemente de etanșare ușor remaniabile sau înlocuibile;

3. Conducele trebuie ventilate, iar admisia de aer la ieșirea din vană nu trebuie omisă;
4. Trebuie prevăzute condițiile pentru ca vanele să poată fi inspectate, verificate, întreținute și remaniate ușor.

Aceste criterii de bază constituie reguli ce trebuiesc respectate la orice amenajare unde vor fi amplasate vane de reglare și obturare a debitului de apă.

Vanele de reglare și obturare de performanță, sau de cădere mare, care se proiectează și fabrică la ora actuală în lume sunt:

- vana plană de presiune de tip rectangular care se amplasează pe conducte circulare, dar care în amonte și aval de vană prezintă două tronsoane de trecere de la secțiunea circulară la secțiunea rectangulară și invers, tronsoane necesare racordării conductei circulare la forma obturatorului vanei;
- vana plană de presiune de tip circular teșit, asemănătoare constructiv cu vana de tip rectangular cu deosebirea că tronsoanele amonte și aval de trecere de la secțiunea circulară la secțiunea rectangulară lipsesc iar obturatorul vanei are muchia de etanșare inferioară teșită la 30° ;
- vana plană cu jet montată pe conducte de secțiune circulară, cu obturatorul de formă dreptunghiulară și etanșarea în amonte prin folosirea unui inel de etanșare. Avantajul acestui tip de etanșare constă în faptul că carcasa vanei și corpul aval al vanei nu sunt supuse presiunii apei din amonte;
- vana cu jet tubular de secțiune circulară, cu obturatorul în formă de ac, realizează etanșarea pe corpul amonte prin deplasarea axială a obturatorului în contra curent;
- vana conică de secțiune circulară este caracterizată printr-un con fix pe care are loc descărcarea apei, reglarea și obturarea se realizează prin deplasarea unei virole în sensul curgerii apei;
- vana conică manșon submersibilă este de secțiune circulară, semănătoare ca funcționare cu vana conică cu diferența că descărcarea apei se realizează într-un disipator, iar vana este înecată.

O comparație între principalele tipuri de vane folosite în mod curent pentru reglarea și obturarea debitului de apă este prezentată în tabelul 1.2.1.

Tabelul 1.2.1. Comparație privind cele mai uzuale vane de reglare a debitului

TIP ASPECT	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP RECTANGULAR)	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP CIRCULAR - TEȘIT)	VANĂ PLANĂ CU JET	VANĂ CU JET TUBULAR	VANĂ CONICĂ	VANĂ CONICĂ MANȘON (MANȘON EXTERIOR)
SCHEMA VANEI						
PARTICULARITĂȚI	<ul style="list-style-type: none"> Amplasată pe conductă de secțiune rectangulară, sau amplasată la capătul conductei. Necesită conductă de tranziție în amonte și în anumite cazuri și în aval. Datorită etanșării în aval, corpul superior trebuie să reziste la presiunea apei din conductă. Deschiderea vanei trebuie să fie cât mai mică pentru a se evita apariția cavitației. 	<ul style="list-style-type: none"> Amplasată pe conductă de secțiune circulară. Scaunul de etanșare și partea inferioară a obturatorului au teșituri plane la 30° împreună cu suprafața interioară a conductei circulare. Micșorarea deschiderii vanei este condiția de cota de amplasare a vanei. 	<ul style="list-style-type: none"> Amplasată pe conductă la capătul aval al conductei de secțiune circulară. Apa se descarcă printr-un ajutoraj conic la 45° rezultând un jet ce iese liber din vană. Datorită etanșării în amonte, corpul superior nu este supus presiunii apei din conductă. 	<ul style="list-style-type: none"> Amplasată la capătul aval al conductei de secțiune circulară. Descărcarea apei prin vană este controlată de poziția obturatorului (vanei). Jetul apei la ieșirea din vană are formă tubulară. 	<ul style="list-style-type: none"> Amplasată la capătul aval al conductei de secțiune circulară. Descărcarea apei prin vană este controlată de poziția virolei mobile (obturatorului). Jetul de apă la ieșirea din vană are forma unui con foarte expandat. 	<ul style="list-style-type: none"> În principiu vana este asemănătoare cu vana conică dar montată în poziție verticală. Există două tipuri constructive: un tip în care manșonul este exterior și se deplasează de-a lungul conductei centrale; celălalt tip în care manșonul este în interiorul vanei și se deplasează de-a lungul conductei centrale.

Tabelul 1.2.1. Comparație privind cele mai uzuale vane de reglare a debitului

TIP ASPECT	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP RECTANGULAR)	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP CIRCULAR - TEȘIT)	VANĂ PLANĂ CU JET	VANĂ CU JET TUBULAR	VANĂ CONICĂ	VANĂ CONICĂ MANȘON (MANȘON EXTERIOR)
CAPABILITATE DE ETANȘARE (PIERDERI)	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal pe părțile laterale și sus. • Etanșare metal / cauciuc în partea inferioară. 	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal pe părțile laterale și sus. • Etanșare metal / cauciuc în partea inferioară. 	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal realizată pe un contur circular. • La căderi mici pot exista mici pierderi de apă. 	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal realizată pe un contur circular. • Deoarece suprafața de etanșare stă în curentul de apă, ea trebuie ferită de abraziune. 	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal realizată pe un contur circular. • Deoarece suprafața de etanșare stă în curentul de apă, ea trebuie ferită de abraziune. 	<ul style="list-style-type: none"> • Etanșare tip metal / metal realizată pe un contur circular. • Deoarece suprafața de etanșare stă în curentul de apă, ea trebuie ferită de abraziune.
COEFICIENTUL DE DECĂRCARE	0.94 ~ 0.97	0.94 ~ 0.97	0.80 ~ 0.85	0.80 ~ 0.85	0.85	0.73
CĂDEREA MAXIMĂ (APROXIMATIV)	10 m	90 m	160 m	160 m	165 m	75 m
LIMITĂRI PRIVITOARE LA REGLAJUL DEBITULUI	Nu mai puțin de 1/2 din grosimea obturatorului până la 100% din cursă.	Nu mai puțin de 1/2 din grosimea obturatorului până la 100% din cursă.	Nu sunt, dar se va evita menținerea îndelungată a vanei pentru mai puțin din 5% cursă spre deschidere.	5% ~ 100%	5% ~ 85%	5% ~ 100%
LIMITĂRI PRIVIND VITEZA APEI PRIN VANĂ	Nu sunt	Nu sunt	Nu sunt	Nu sunt	Nu sunt	Soluția dreaptă: $V < 12 \text{ m/s}$ Soluția cu cot: $V < 6 \text{ m/s}$
VARIAȚIA DEBITULUI DESCĂRCAT	Debitul descărcat variază liniar funcție de cursa obturatorului.	Debitul descărcat variază liniar funcție de cursa obturatorului.	Debitul variază aproximativ sinusoidal funcție de cursa obturatorului	Variație aproximativ liniară a debitului funcție de cursă până spre cursa maximă.	Variație aproximativ liniară a debitului funcție de cursă până spre cursa maximă.	Variație aproximativ liniară a debitului funcție de cursă până spre cursa maximă.
DECĂRCAREA APEI LA IEȘIREA DIN VANĂ	Vana poate descărca atât în atmosferă cât și în condiții de imersiune. Vana nu este influențată de energia disipată de apă la ieșirea din vană.	Vana poate descărca în condiții de imersiune. Dacă nu există limitare de spațiu, energia apei la ieșirea din vană este disipată sub forma unui curent de întoarcere, ceea ce este considerată o funcționare normală a vanei.	Vana poate descărca în condiții de imersiune. Dacă nu există limitare de spațiu, energia apei la ieșirea din vană este disipată sub forma unui curent de întoarcere, ceea ce este considerată o funcționare normală a vanei.	Deoarece forma apei la ieșirea din vană este de jet tubular, admisia de aer în interiorul jetului duce la disiparea energiei hidraulice și previne apariția cavității. În condiții de imersiune este necesară completarea cu aer a la descărcarea vanei.	Jetul de apă ce se descarcă prin vană are o formă conică cu o dispersie considerabilă. În condiții de funcționare imersată apar vibrații și zgomote puternice în corpul vanei, ceea ce necesită în timpul proiectării, testarea pe model în laborator a soluției adoptate.	Este utilizată doar în condiții de imersiune. Descărcarea apei se face într-o cameră de liniștire pentru disiparea energiei apei descărcate.
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>
	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>	<input type="checkbox"/>

Tabelul 1.2.1. Comparație privind cele mai uzuale vane de reglare a debitului

ASPECT	TIP	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP RECTANGULAR)	VANĂ PLANĂ DE PRESIUNE (TIP CIRCULAR – TEȘIT)	VANĂ PLANĂ CU JET	VANĂ CU JET TUBULAR	VANĂ CONICĂ	VANĂ CONICĂ MANȘON (MANȘON EXTERIOR)
CAPACITATEA DE DENISIPARE A VANEI		Deoarece nu există praguri în circuitul hidraulic al vanei, capacitatea de denisipare este foarte bună. <input checked="" type="checkbox"/>	Deoarece nu există praguri în circuitul hidraulic al vanei, capacitatea de denisipare este foarte bună. <input checked="" type="checkbox"/>	Deoarece jetul de apă este descărcat liber prin ajutorul conic, capacitatea de denisipare este foarte bună. <input checked="" type="checkbox"/>	Nu există praguri în circuit iar capacitatea de denisipare este bună. Obturatorul vanei rămâne în curent și poate fi rămas în curent și poate fi rămas abraziunii. <input checked="" type="checkbox"/>	Nu există praguri în circuit iar capacitatea de denisipare este bună. Obturatorul vanei rămâne în curent și poate fi rămas abraziunii. <input checked="" type="checkbox"/>	Nu există praguri în circuit hidraulic, dar nisipul și impuritățile rămân în disipatorul de energie al vanei, ceea ce nu e bine. <input checked="" type="checkbox"/>
EFECTUL ABRAZIUNII ȘI A COROZIUNII APEI		Deoarece nu există părți ale vanei care să rămână în curentul de apă, etanșarea vanei poate fi deteriorată foarte rar. Reparația în caz de deteriorare este dificil de efectuat <input checked="" type="checkbox"/>	Deoarece nu există părți ale vanei care să rămână în curentul de apă, etanșarea vanei poate fi deteriorată foarte rar. Reparația în caz de deteriorare este dificil de efectuat <input checked="" type="checkbox"/>	Deoarece nu există părți ale vanei care să rămână în curentul de apă, etanșarea vanei poate fi deteriorată foarte rar. Deteriorarea la ajutorul conic duce la pierderi de apă prin vană. <input checked="" type="checkbox"/>	Pentru a evita deteriorarea nervurilor ce se găesc în curentul de apă, împotriva impurităților mari se prevăd grătare la priză amonte a vanei. <input checked="" type="checkbox"/>	Pentru a evita deteriorarea nervurilor ce se găesc în curentul de apă, împotriva impurităților mari se prevăd grătare la priză amonte a vanei. <input checked="" type="checkbox"/>	Pentru a evita deteriorarea nervurilor ce se găesc în curentul de apă, împotriva impurităților mari se prevăd grătare la priză amonte a vanei. <input checked="" type="checkbox"/>
ZGOMOT ÎN FUNCȚIONARE		Mic <input checked="" type="checkbox"/>	Mic <input checked="" type="checkbox"/>	În cazul descărcării imersate, relativ mic <input checked="" type="checkbox"/>	Mare <input checked="" type="checkbox"/>	Mare <input checked="" type="checkbox"/>	Foarte mic <input checked="" type="checkbox"/>
ETANȘARE OBTURATOR		În caz de avarie și vana este complet închisă, există posibilitatea verificării vizuale a obturatorului, etanșării, ghidajelor, etc. <input checked="" type="checkbox"/>	În caz de avarie și vana este complet închisă, există posibilitatea verificării vizuale a obturatorului, etanșării, ghidajelor, etc. <input checked="" type="checkbox"/>	În caz de avarie și vana este complet închisă, există posibilitatea verificării vizuale a obturatorului, etanșării, ghidajelor, etc. <input checked="" type="checkbox"/>	În caz de avarie și vana este complet închisă, există posibilitatea verificării vizuale a etanșării, obturatorului, etc. Pentru verificarea lor, vana trebuie demontată, iar verificarea se face piesă cu piesă. <input checked="" type="checkbox"/>	În caz de avarie și vana este complet închisă, există posibilitatea verificării vizuale a etanșării, obturatorului, etc. Pentru verificarea lor, vana trebuie demontată, iar verificarea se face piesă cu piesă. <input checked="" type="checkbox"/>	Pentru verificarea vanei este necesară scoaterea apei din disipatorul de energie al vanei, ceea ce nu este tocmai ușor. Deoarece disipatorul de energie are un volum mare. <input checked="" type="checkbox"/>
ACTIONARE		Este dificil de verificat, deoarece subsansamblele acționării se găsesc amplasate în corpul vanei <input checked="" type="checkbox"/>	Acționarea este ușor de verificat, deoarece ea este instalată în camera de comandă a vanei. <input checked="" type="checkbox"/>	Acționarea este ușor de verificat, deoarece ea este instalată în camera de comandă a vanei. <input checked="" type="checkbox"/>	Este dificil de verificat, deoarece subsansamblele acționării se găsesc amplasate în corpul vanei <input checked="" type="checkbox"/>	Este dificil de verificat, deoarece subsansamblele acționării se găsesc amplasate în corpul vanei <input checked="" type="checkbox"/>	Este dificil de verificat, deoarece subsansamblele acționării se găsesc amplasate în corpul vanei <input checked="" type="checkbox"/>
PREȚ DE FABRICAȚIE [PROCENTAJ %]		130 (și conducta de tranziție)	110	110	140	100	100
EVALUARE TOTALĂ		○	△	⊙	△	△	△

Legendă: ○ - foarte bună;

△ - bună;

× - satisfăcătoare.

1.3. Vana cu jet tubular

1.3.1. Prezentare generală

Vanele cu jet tubular, derivate din vanele ac, prezintă un preț de fabricație mult scăzut, exploatare și întreținere mult mai economică decât a vanelor ac. Aceste tipuri de vane pot fi acționate atât mecanic (electromecanic) cât și hidraulic cu ulei sub presiune.

Vana cu jet tubular [68] este utilizată ca vană de reglare a debitului. Vana se montează la capătul aval al conductei și este concepută să descarce în atmosferă liberă. Vana nu poate descărca în condiții de imersiune, sau dacă acest lucru nu se poate evita, cota aval nu trebuie să depășească axa conductei pe care este montată vana.

Obligativ, în amonte vanelor cu jet tubular se montează o vană de siguranță, care poate fi o vană plană sertar, o vană ochelari sau o vană plană cu jet și a cărei funcționare se face doar în presiuni egalizate. Pentru situații de avarie aceste vane de siguranță pot fi acționate și în curent. În mod frecvent vanele cu jet tubular sunt montate pe suporturi de fixare care permit rotirea cu 90^0 a vanei în vederea simplificării operațiilor de montare, mentenanță sau demontare.

O parte din centrale hidroelectrice [98] unde au fost montate vane cu jet tubular, ca vane de reglare și obturare a debitului, sunt prezentate în tabelul 1.3.1.1. Informațiile prezentate în tabelul 1.3.1.1 sunt culese de pe rețeaua Internet.

În tabelul 1.3.1.1. sunt trecute și vanele cu jet tubular proiectate și executate de către S.C. U.C.M. Reșița S.A., vane care au fost montate și care funcționează: pe conducta de denisipare din centrala Renun – Indonezia [93] (vană cu diametrul de intrare Dn 600 mm, acționată electromecanic), pe conducta de golire de fund a centralei Wonorejo din Indonezia [92], [94] (vane cu diametrul de intrare Dn 1600 mm și Dn 250 mm, cu acționare hidraulică) și vane care vor fi montate pentru: centrala Bao Shan din Taiwan (vană cu diametrul de intrare Dn 1500 mm, acționată electromecanic) și vana pentru centrala Taham Dam din Iran (vană cu diametrul de intrare Dn 450 mm, acționată electromecanic).

Tabel 1.3.1.1. Amplasarea vanelor cu jet tubular în centrale hidroelectrice

Nr. crt.	Denumire centrală – Țară	Diametrul nominal [mm]	Cădere statică [mca]	Debit descărcat [m ³ /s]	Utilizare	Nr. buc.	An punere în funcț.
1.	Pacoima – SUA	760	150,200	10,2	reglare debit	2	1956
		760	100,000	10,4	reglare debit	3	1956
		760	50,500	10,2	reglare debit	4	1956
		250	122,000	1,1	vană serviciu	2	1956
2.	Santa Anita – SUA	1220	48,800	7,3	reglare debit	2	1980
		1220	54,900	8,5	reglare debit	3	1975
		1220	35,400	6,0	reglare debit	4	1975
3.	Big Tujungă – SUA	1220	42,400	19,5	reglare debit	1	1957
		305	35,000	1,1	vană serviciu	2	1973
4.	San Gabriel – SUA	1220	94,450	18,6	reglare debit	1	1975
		2135	94,150	77,0	reglare debit	2	1956
5.	Big Dalton – SUA	305	28,600	1,0	vană serviciu	1	1973
6.	Sawpit – SUA	760	72,950	6,7	reglare debit	2	1973
7.	Devil's Gate – SUA	455	23,200	2,2	reglare debit	1	1962
8.	Cogswell – SUA	355	64,300	2,1	vană serviciu	2	1940
9.	Bonny – SUA	610	48,200	5,6	reglare debit	2	1948
10.	Beardsley – SUA	1220	78,300	19,8	reglare debit	1	1957
11.	Granby – SUA	760	28,600	10,8	reglare debit	1	1994
12.	Glen Canyon – SUA	2450	163,000	425,0	reglare debit	4	1964
13.	Flamingo Gorge	1680	138,600	113,0	reglare debit	2	1963
14.	Navajo – SUA	1830	118,200	119,0	reglare debit	2	1963
15.	Blue Mesa – SUA	2135	104,200	141,5	reglare debit	2	1967
16.	Yellow Tail – SUA	2135	30,500	51,0	reglare debit	2	1967
17.	Trinity – SUA	2135	24,400	19,8	reglare debit	2	1967
18.	Hungry Horse – SUA	2450	140,000	394,0	reglare debit	1	-
19.	Renun – Indonezia	600	42,753	6,5	vană serviciu	1	2000
20.	Wonorejo – Indonezia	1600	67,278	26,0–43,0	reglare debit	1	2001
		250	67,278	0,5	vană serviciu	1	2001
21.	Bao Shan – Taiwan	1500	48,400	35,0	vană serviciu	1	2004
22.	Taham Dam – Iran	450	131,000	3,2	vană serviciu	1	2004

Tot în cadrul vanelor cu jet tubular proiectate și executate la U.C.M. Reșița se menționează și modelul de vană cu jet tubular [13], [66] cu diametrul nominal Dn 200 mm cu acționare mecanică, model pe care s-au stabilit profilul hidraulic al vanei, coeficienții de descărcare [85] și s-au efectuat încercările de tensometrie electrică rezistivă.

În lucrarea de față se analizează vana cu jet tubular cu diametrul nominal Dn 1600 mm cu acționare hidraulică pentru amenajarea Wonorejo din Indonezia, considerată ca vană de performanță, iar pentru celelalte vane cu jet tubular proiectate și executate la U.C.M. Reșița se fac doar referiri din punctul de vedere al particularităților pe care le prezintă.

1.3.2. Amenajarea Wonorejo – Indonezia. Caracteristici generale

Amenajarea multifuncțională Wonorejo [92], [93], [94] este amplasată la granița regiunilor Tulungagung și Trenggalek, în estul insulei Java, la aproximativ 200 km sud – vest de localitatea Surabaya din Indonezia. Amenajarea constă din:

- Barajul Wonorejo format din arocamente de 100 m înălțime, baraj ridicat pe râul Gondang, un afluent al râului Ngrowo – care este afluentul râului Brantas;
- Ramificația Segawe, care deviază râul Song (un alt afluent al râului Ngrowo) în acumularea Wonorejo și care furnizează apa necesară zonei Surabaya prin turnul de apă și canalul Tiudan;
- Stația de pompare Tulungagung de pe râul Brantas.

Amenajarea Wonorejo asigură:

- apa necesară pentru zona socială și industrială Surabaya prin turnul de apă Tiudan, canalul Tiudan și stația de pompare de pe râul Brantas;
- regularizarea în aval a râului Gondang, a râului Song prin ramificația spre acumularea Wonorejo printr-un tunel de 765 m lungime;
- producerea curentului electric la centrala hidroelectrică Wonorejo.

Nivelele de apă ale barajului Wonorejo luate față de nivelul mării sunt:

- Nivelul de deversare: 185 m
- Nivelul maxim al apei: 183 m
- Nivelul normal de funcționare al turbinei hidraulice: 173 m

- Nivelul minim de funcționare al turbinei hidraulice: 153 m
- Nivelul minim de apă pentru furnizarea apei: 141 m
- Nivelul sedimentelor după 100 ani: 138,5 m

Vanele cu jet tubular montate pe conducta de golire de fund, respectiv pe derivația acesteia, trebuie să asigure un debit de 43 m³/s pentru cota de 183 m, un debit de 26 m³/s pentru cota de 141 m la vana cu diametrul nominal de 1600 mm, respectiv debitul de 0,5 m³/s la vana cu diametrul nominal de 250 mm.

Amenajarea Wonorejo este amplasată la 8^o latitudine sudică, în zona cu climat tropical. Temperatura medie anuală este de 25,6 °C, umiditatea relativă a aerului de 82%, iar anul se împarte în două sezoane: unul secetos, din luna mai până în luna octombrie, și un sezon ploios caracterizat prin ploi tropicale.

Compoziția fizico – chimică a apei din bazinul Ngrowo, stabilită în 23.01.1979 în laboratorul Kesehatan din Surabaya pe 4 (patru) probe este redată în tabelul 1.3.2.1.

Tabel 1.3.2.1. Compoziția fizico – chimică a apei, bazinul Ngrowo - Indonezia

Element	UM	Nr. probă			
		1	2	3	4
Aspectul apei	-	Turbure; Cu sedimente; Fără miros.	Turbure; Cu sedimente; Fără miros.	Turbure; Cu sedimente; Fără miros.	Turbure; Cu sedimente; Fără miros.
PH	-	8,4	8,4	8,1	8,4
Particule solide	mg/l	398	496	390	498
NH ₄	mg/l	0,4	0,4	0,4	0,4
NO ₃	mg/l	0,3	0,0	0,0	0,0
NO ₂	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
H ₂ S	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
SO ₄	mg/l	24,6	24,6	14,3	24,4
CO ₂ (inactiv)	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
HCO ₃	mg/l	257,5	232,9	208,4	236,0
Cl	mg/l	11,1	10,4	10,4	12,5
Cl ₂ (inactiv)	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
Cupru	mg/l	<0,04	0,0	0,0	0,0

642.453 17 / 175
369 E

Element	UM	Nr. probă			
		1	2	3	4
Mn	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
Fe	mg/l	1,76	5,92	1,48	1,04
Ca	mg/l	48,5	40,9	22,9	40,9
Mg	mg/l	7,6	6,4	7,2	8,8
Cr ⁶⁺	mg/l	0,0	0,0	0,0	0,0
Pb	mg/l	<0,1	0,0	0,0	0,0
Materie organică (KMnO ₄)	mg/l	<1,8	5,4	6,9	7,1

1.3.3. Descriere constructivă a vanelor cu jet tubular

În decursul anilor 1999 – 2001 la U.C.M. Reșița au fost proiectate și fabricate 3 (trei) tipo-dimensiuni de vane cu jet tubular ca vane prototip. Astfel:

- 1 (una) vană cu jet tubular cu diametrul nominal Dn=600 mm și căderea statică H=42,753 mca cu acționare electromecanică , care este montată pe conducta de denisipare din centrala Renun – Indonezia;
- 2 (două) vane cu jet tubular cu acționare hidraulică, una cu diametrul nominal Dn=1600 mm (fig. 1.3.3.2), a doua cu diametrul nominal Dn=250 mm, cu căderea statică H=67,247 mca, amplasate pe golirea de fund (vana cu Dn=1600 mm), respectiv pe o derivație a acesteia (vana cu Dn=250 mm) la centrala Wonorejo – Indonezia.

În anul 2003 au fost proiectate la U.C.M. Reșița 2 (două) tipo-dimensiuni de vane cu jet tubular:

- 1 (una) vană cu jet tubular cu diametrul nominal Dn=1500 mm și căderea statică H=50,373 mca cu acționare electromecanică (fig. 1.3.3.1), cu poziția de funcționare a vanei înclinată cu 24⁰ în jos față de axa orizontală, vană ce urmează a fi montată în centrala Bao Shan din Taiwan. Această vană are și o cameră de egalizare a presiunii apei pe fețele obturatorului. Este o vană prototip;

- 1 (una) vană cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=450$ mm și căderea statică $H=131$ mca cu acționare electromecanică, cu poziția de funcționare a vanei înclinată cu 24° în jos față de axa orizontală, vană ce urmează a fi montată în centrala Taham Dam din Iran.

O vedere de ansamblu cu secțiune prin vană pentru vana cu jet tubular cu acționare mecanică și cameră de egalizare a presiunii pe obturator este prezentată în figura 1.3.3.1. Figura 1.3.3.1. prezintă o modelare 3D a vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1500 mm pentru centrala Bao Shan din Taiwan, vana fiind prezentată cu obturatorul în poziția maxim deschis.



Fig. 1.3.3.1. Vana cu jet tubular cu acționare mecanică

O vedere de ansamblu cu secțiune prin vană pentru vana cu jet tubular cu acționare hidraulică este ilustrată în fig. 1.3.3.2. Figura 1.3.3.2. prezintă o modelare 3D a vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1600 mm pentru centrala Wonorejo din Indonezia, vana fiind prezentată cu obturatorul în poziția maxim deschis.

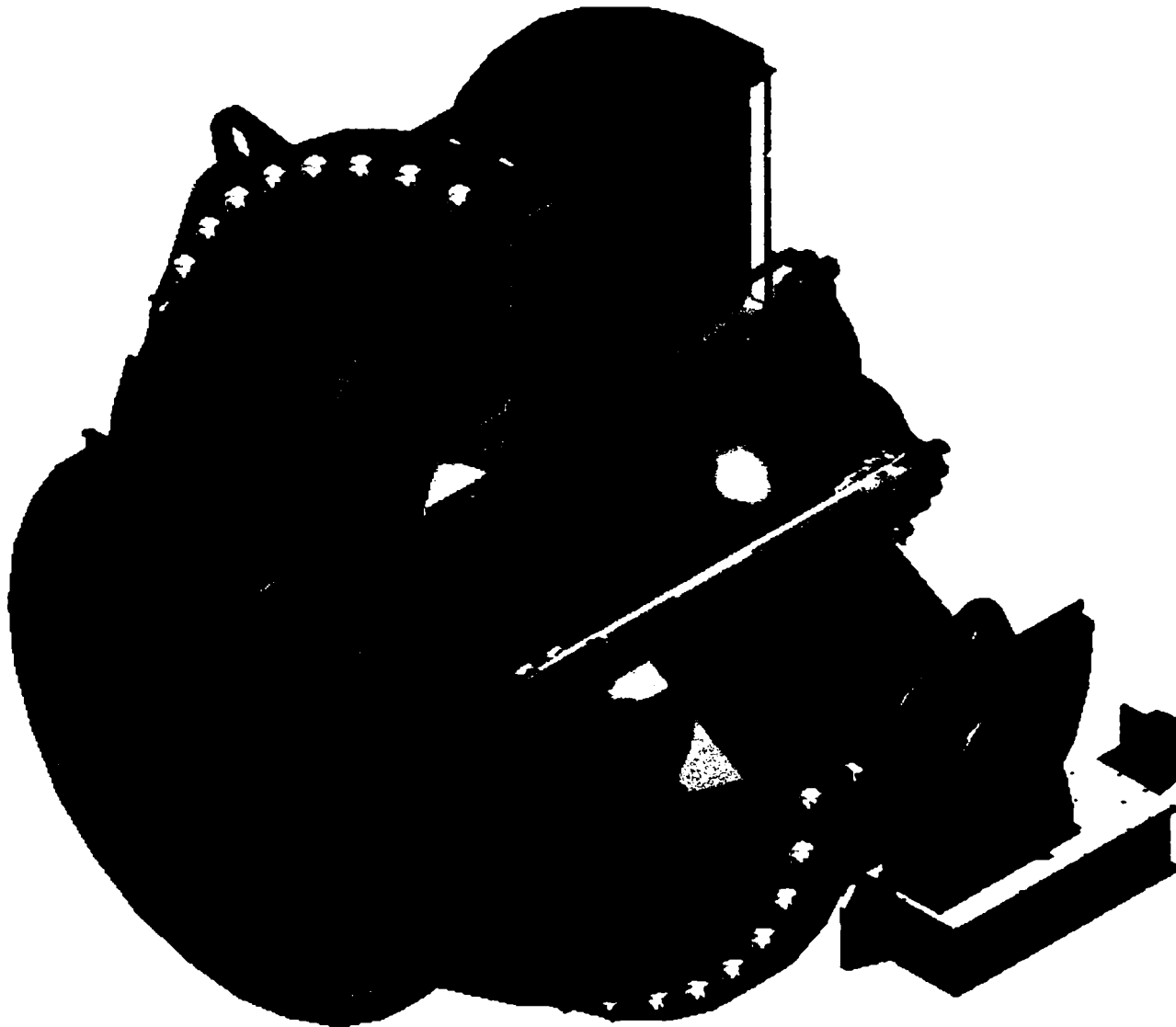


Fig. 1.3.3.2. Vana cu jet tubular cu acționare hidraulică

Urmărind figurile 1.3.3.1. și 1.3.3.2. se poate remarca că atât vanele cu jet tubular cu acționare mecanică și cameră de egalizare a presiunii pe obturator cât și vanele cu jet tubular cu acționare hidraulică, în principal, au aceleași părți componente principale, diferențele constructive sunt impuse de tipul acționării.

Vana cu jet tubular (figura 1.3.3.3.) se compune [11], [30], [68], [92], [93], [94], [95] din următoarele părți componente principale:

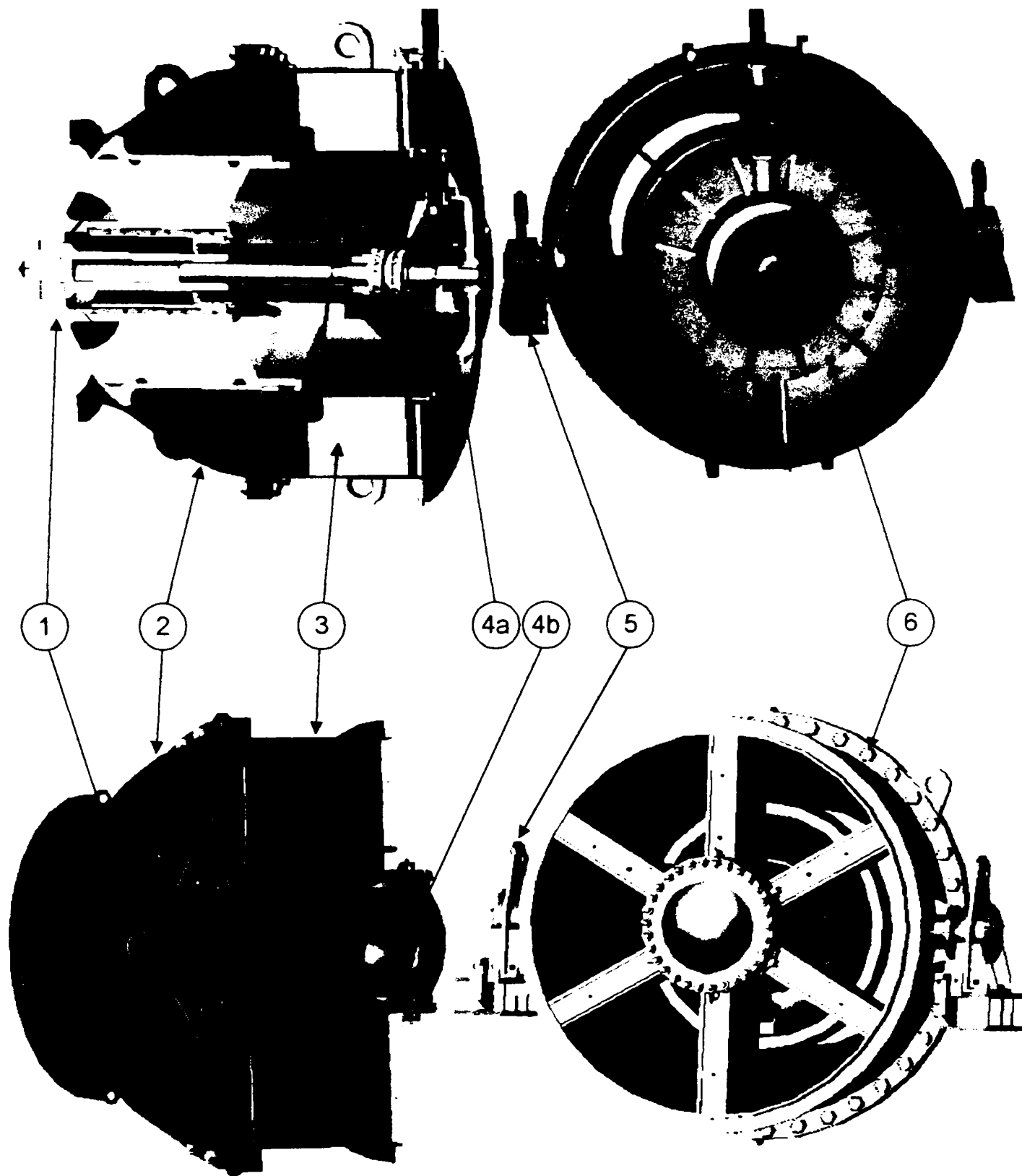


Fig. 1.3.3.3. Principalele elemente componente ale unei vane cu jet tubular

1. Obturatorul (acul) vanei – este confecționat din oțel turnat, rezistent la coroziune [1], [11], [53], [73], marca A 352 grade LCC (cod ASTM) [7]. Pe circumferința exterioară a obturatorului se găsește suprafața de etanșare, de formă tronconică, realizată prin încărcare cu electrozi din oțel inoxidabil. Suprafața de curgere a fluidului trebuie să fie lină, fără trepte, iar rugozitatea maximă admisă $R_a=6,3 \mu\text{m}$. Profilul amonte al obturatorului determină circuitul hidraulic al apei.

În figura 1.3.3.4. este prezentat obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1600 \text{ mm}$ de la centrala Wonorejo – Indonezia, împreună cu plungerul și pistonul de acționare, această vană fiind cu acționare hidraulică.

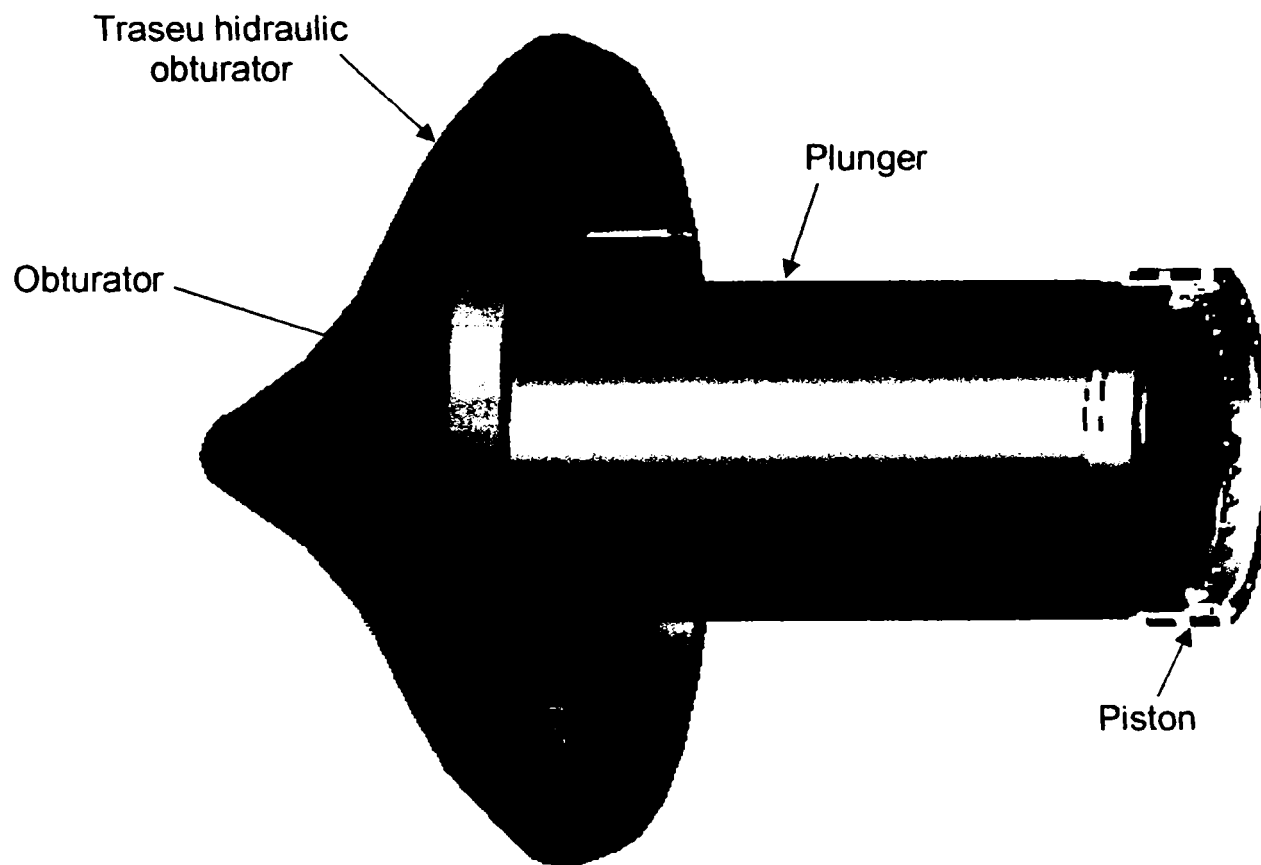


Fig. 1.3.3.4. Modelare obturator, plunger și piston pentru vana cu $D_n=1600 \text{ mm}$

În figura 1.3.3.5 este ilustrat obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1500 \text{ mm}$ de la centrala Bao Shan – Taiwan, împreună cu camera de egalizare a presiunii apei, această vană fiind cu acționare electromecanică. Camera de egalizare a presiunii are rolul de a descărca presiunea statică a apei de pe fața amonte a obturatorului pe un suport rigid, astfel că forța necesară manevrării obturatorului se reduce considerabil.

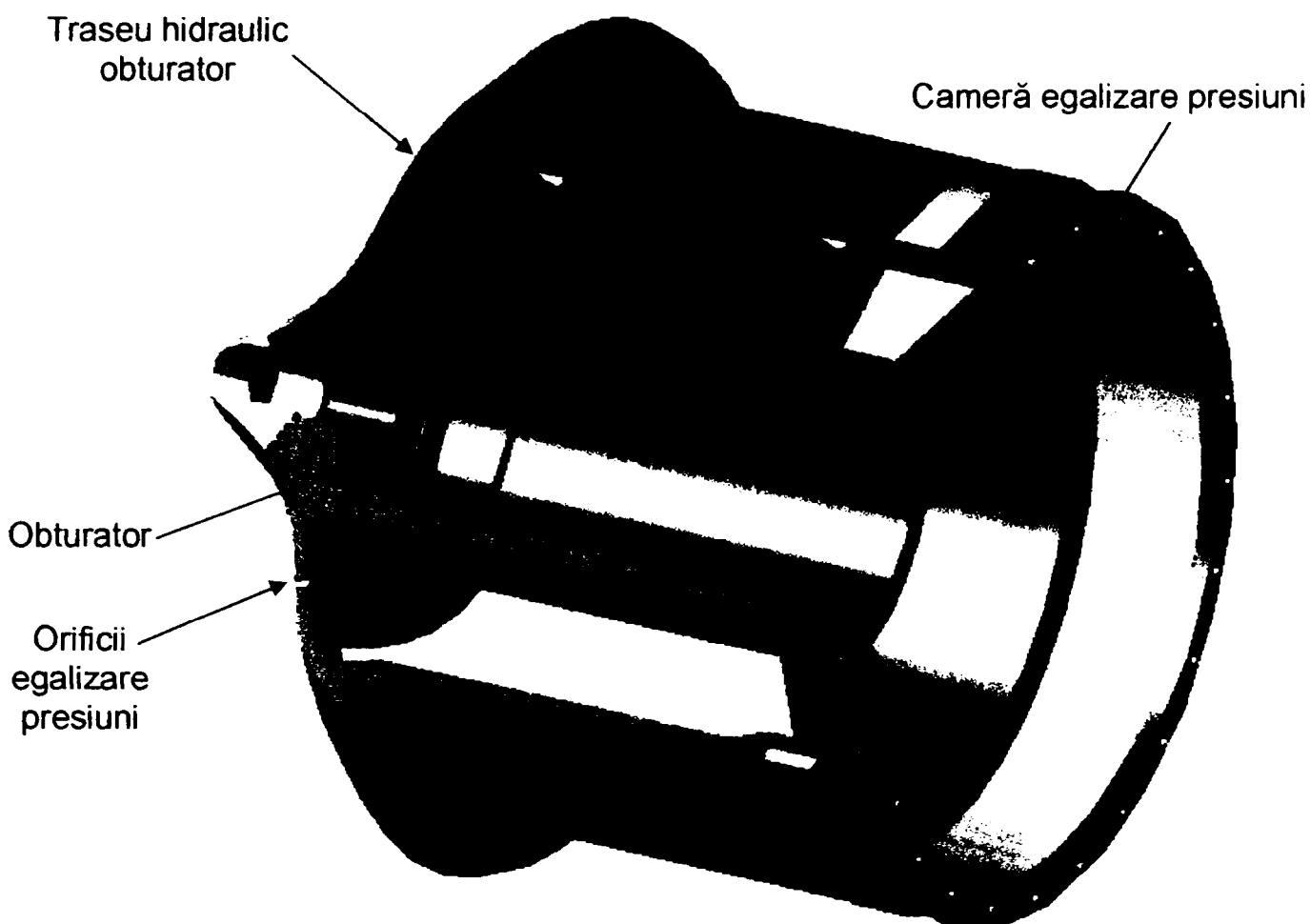


Fig. 1.3.3.5. Modelare obturator și cameră egalizare presiuni pentru vana cu $D_n=1500$ mm

2. Corpul amonte – este din oțel rezistent la coroziune [1], [11], [53], [73], în construcție turnată, și are prevăzut înspre aval scaunul de etanșare al vanei de formă toroidală, realizat prin încărcătură cu electrozi din oțel inoxidabil. Ambele capete ale corpului amonte sunt prevăzute cu flanșe în vederea conectării acestuia cu conducta în amonte, respectiv cu corpul aval înspre aval. Etanșarea dintre flanșe este realizată de garnituri tip inel O din cauciuc. Suprafața interioară a corpului amonte reprezintă traseul exterior de curgere apei și această suprafață trebuie să fie continuă, fără trepte și cu rugozitate de maxim $R_a=6,3 \mu\text{m}$.

Figura 1.3.3.6. prezintă corpul amonte al vanei cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1600$ mm. Pe fața interioară a corpului amonte este ilustrată, cu culoare închisă, suprafața de etanșare. Această suprafață este situată pe traseul hidraulic al corpului amonte.

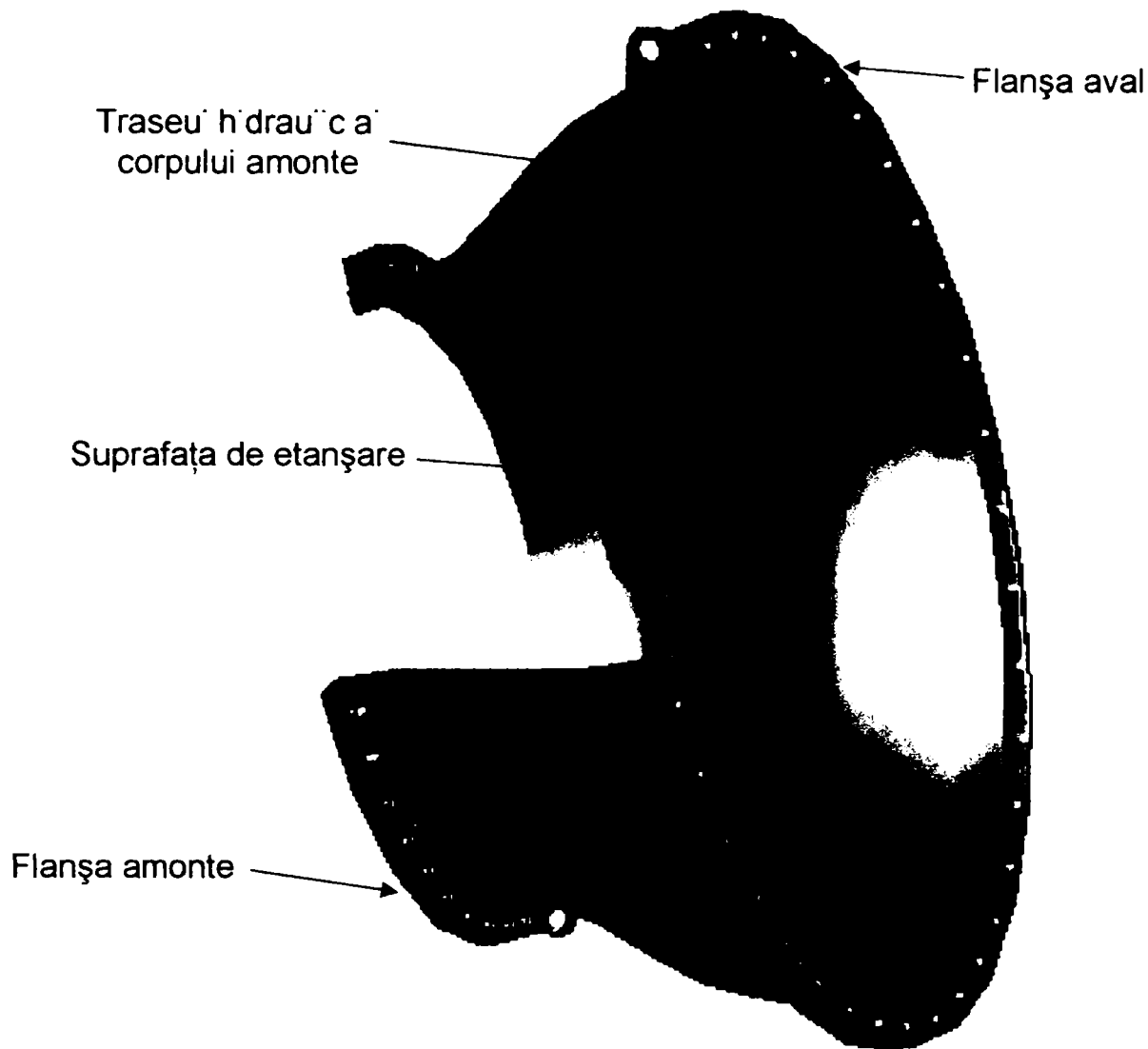


Fig. 1.3.3.6. Modelare corp amonte vana cu jet tubular cu $D_n=1600$ mm

3. Corpul aval – este format din două virole [30], o flanșă în amonte și o rigidizare în aval. Este executat în construcție sudată, din table laminate. Suprafața interioară a virolei exterioare are rugozitatea $R_a=6,3 \mu\text{m}$. Partea amonte a corpului aval are prevăzută o flanșă pentru conectarea cu corpul amonte. În interiorul corpului aval, se găsește virola interioară în care se găsește mecanismul de acționare al vanei. Înspre aval, corpul are prevăzută o rigidizare. Corpul aval are rolul de a conduce și evacua jetul de apă rezultat din traseul hidraulic corp amonte – obturator și de a permite aportul de aer necesar în interiorul jetului, astfel încât jetul de apă să fie stabil la ieșirea din vană. Legătura dintre virola exterioară și virola interioară se realizează prin intermediul a 6 (șase) sau 8 (opt) nervuri radiale profilate hidrodinamic. Nervurile radiale profilate prezintă două funcțiuni:

- a. rigidizează corpul aval și susțin virola interioară împreună cu mecanismul de acționare al vanei și cu obturatorul vanei;
- b. permit aportul de aer necesar în interiorul jetului de apă la ieșirea din vană. Lipsa aerului în jetul de apă face ca vana să funcționeze cu vibrații puternice, iar jetul de apă la ieșirea din vană este foarte instabil. Practic, fără acest aport de aer vana cu jet tubular nu poate funcționa datorită instabilității jetului de apă datorat vidului ce se creează în interiorul jetului.

Figura 1.3.3.7 prezintă corpul aval al vanei cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1600$ mm, corp aval cu 6 (șase) nervuri, iar în figura 1.3.3.8 este arătat corpul aval al vanei cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1500$ mm, corp aval cu 8 (opt) nervuri.

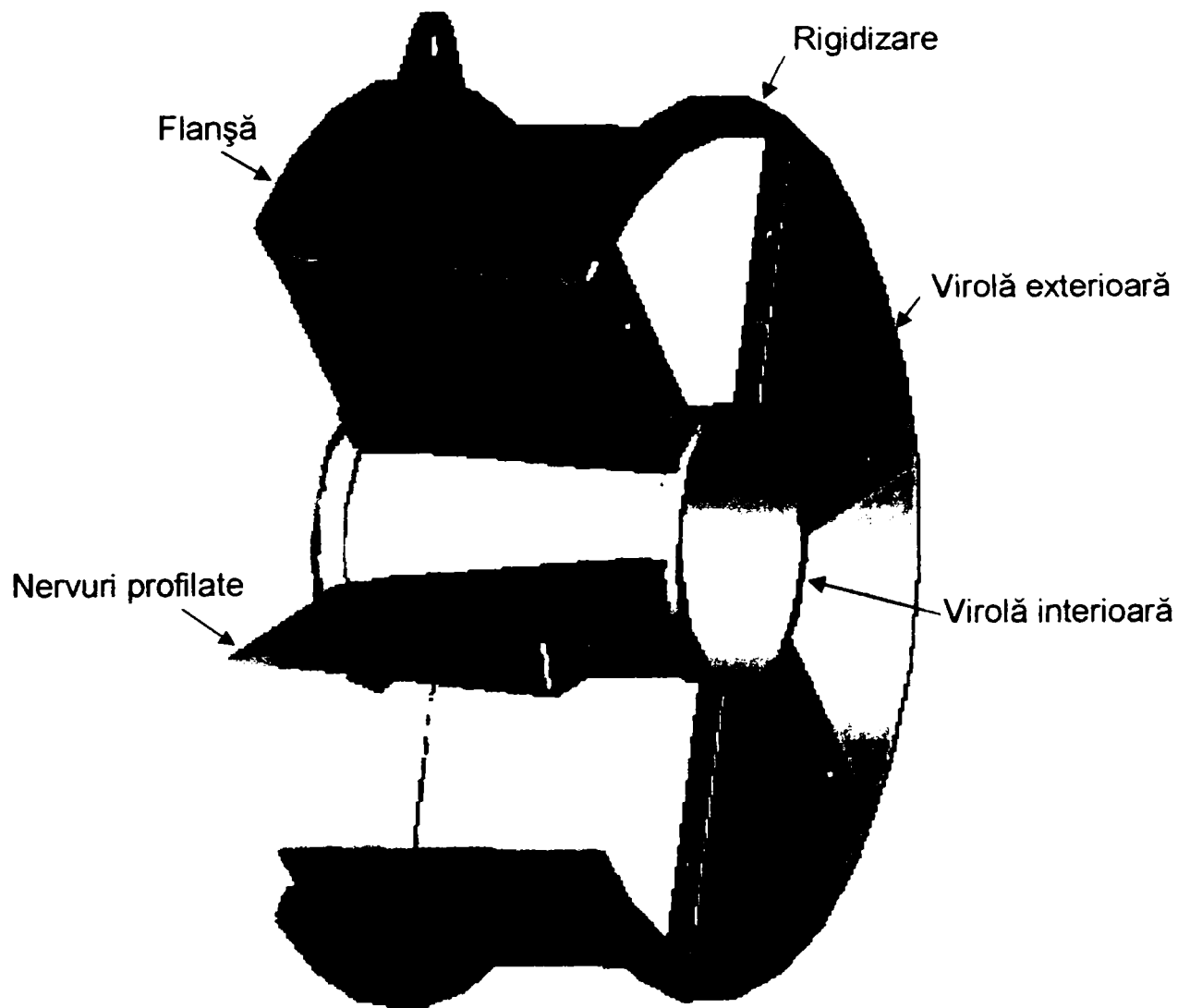


Fig. 1.3.3.7. Modelare corp aval (6 nervuri) vana cu jet tubular cu $D_n=1600$ mm

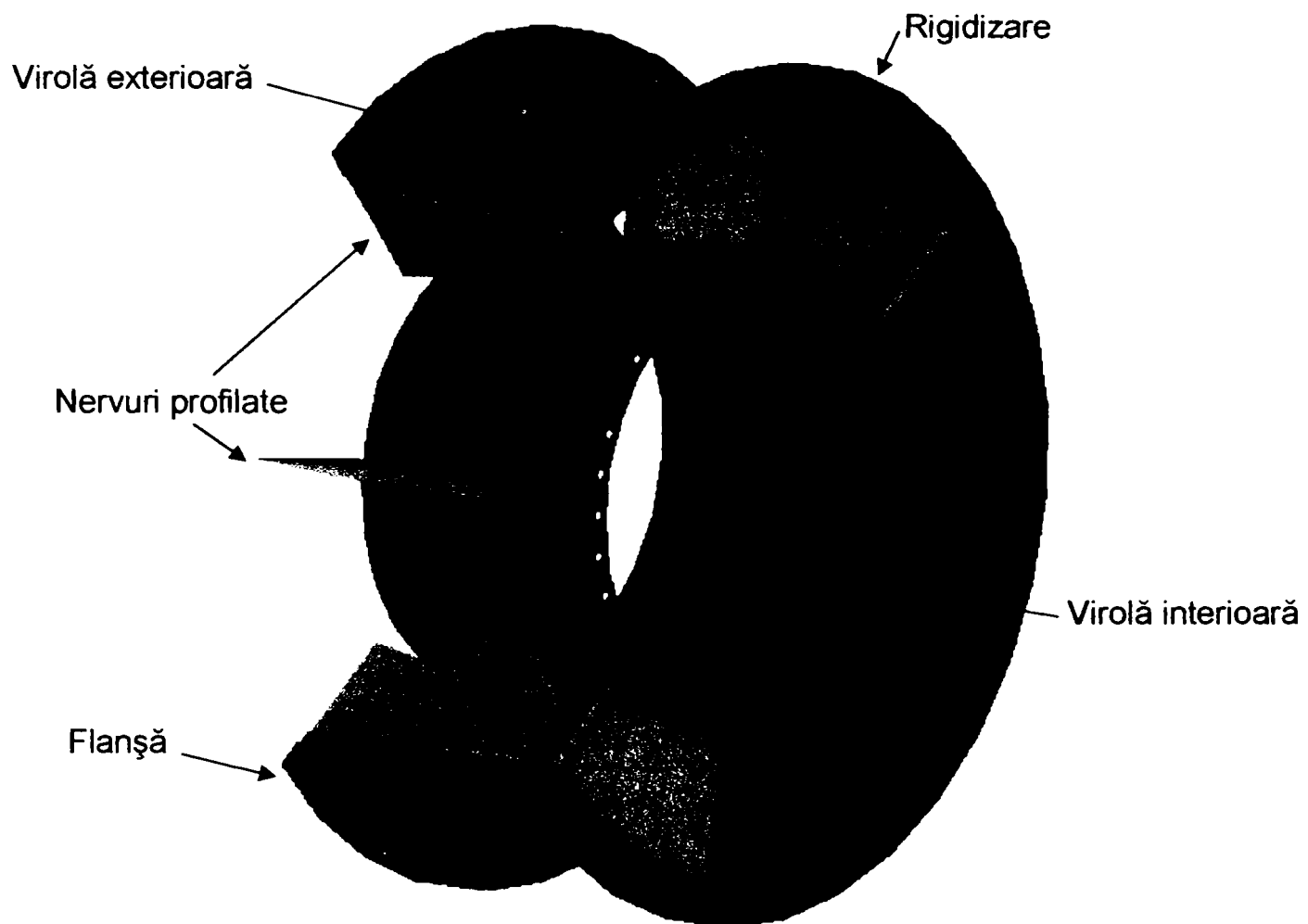


Fig. 1.3.3.8. Modelare corp aval (8 nervuri) vana cu jet tubular cu $D_n=1500$ mm

4. Mecanismul de acționare al vanei. Aici se disting două tipuri de acționări:

- a. Acționarea mecanică [30], [60], [73], [90] (fig. 1.3.3.9) – este amplasată în interiorul corpului aval, în camera angrenajului și este formată dintr-un angrenaj cu roți dințate conice ce transmit momentul de torsiune la un mecanism șurub – piuliță sub forma forței axiale spre obturator, deci mișcarea de rotație a angrenajului conic, respectiv a șurubului este transformată în mișcare de translație a piuliței care este solidară cu obturatorul vanei. Angrenajul conic primește mișcarea de rotație de la un mecanism moto-reductor prin intermediul unui arbore (ax cardanic). Camera angrenajului este înecată în ulei, iar acest ulei este asigurat prin cădere liberă de un rezervor de ulei amplasat deasupra vanei, astfel încât la manevrele de închidere – deschidere ale vanei, când volumul din camera angrenajului are valoare maximă, respectiv minimă, uleiul este absorbit din rezervor, respectiv refulat în rezervorul de ulei.

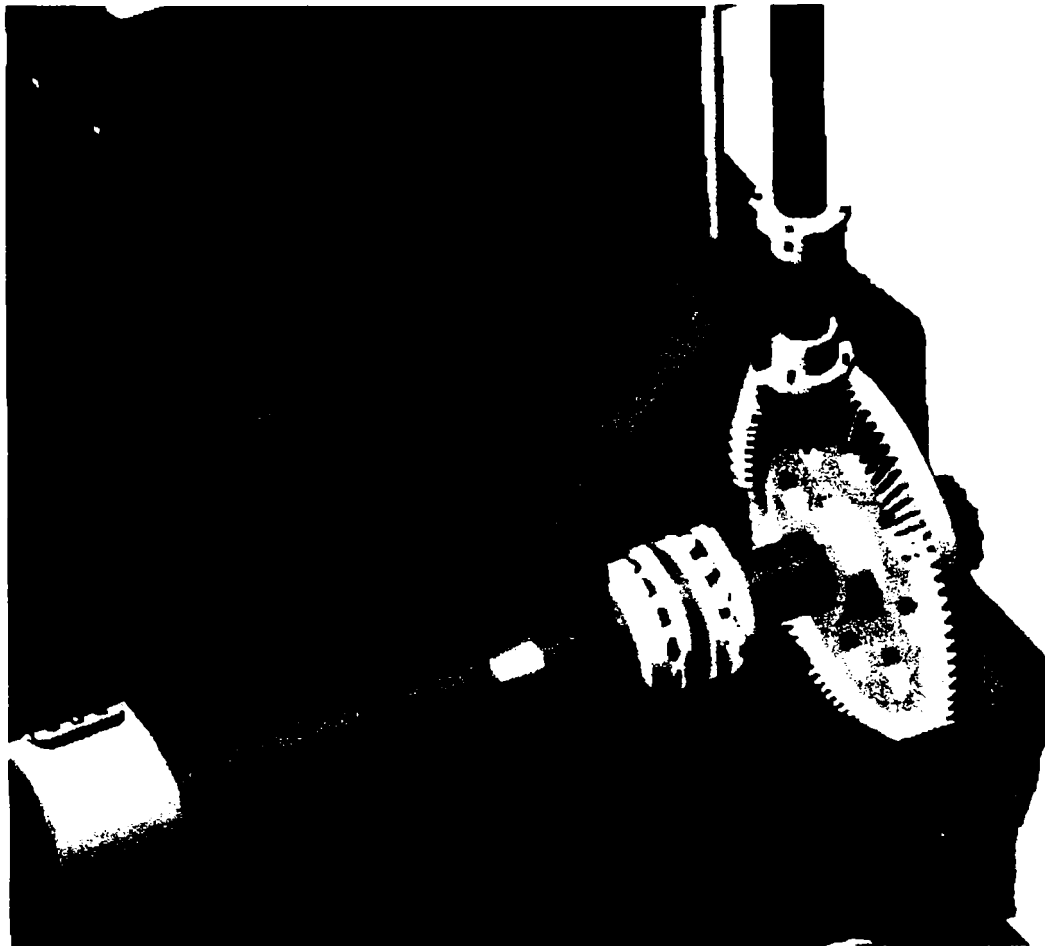


Fig. 1.3.3.9. Acționarea mecanică a vanei cu jet tubular

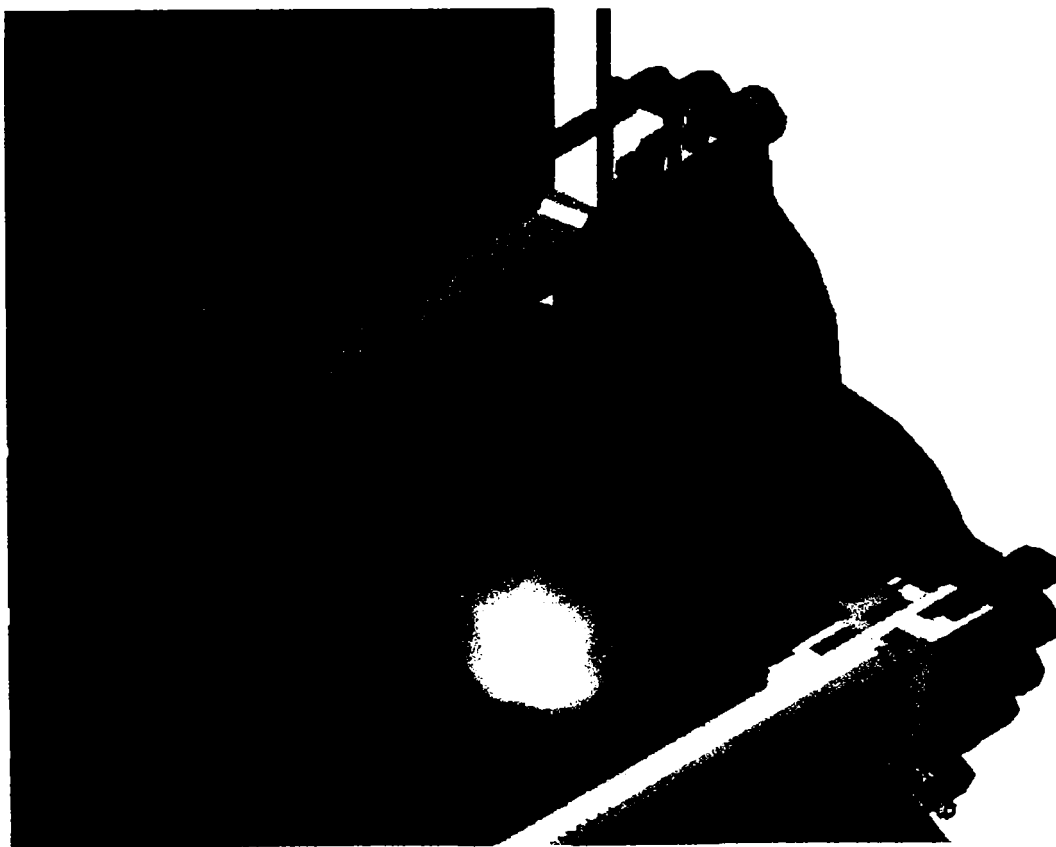


Fig. 1.3.3.10. Acționarea hidraulică a vanei cu jet tubular

b. Acționarea hidraulică [1], [30] (fig. 1.3.3.10) – constă dintr-un cilindru hidraulic amplasat pe corpul aval al vanei, un plunger solidar cu obturatorul vanei, rezervor de ulei, pompă hidraulică, aparatură hidraulică de acționare și circuit hidraulic de acționare. Funcție de dimensiunile vanei, plungerul se poate executa atât în variantă turnată cât și în variantă sudată. Suprafața exterioară a plungerului este încărcată cu electrozi din oțel inoxidabil pentru a preveni coroziunea. Cilindrul hidraulic împreună cu plungerul trebuie să asigure coaxialitatea dintre obturatorul vanei și corpul amonte pentru a se putea realiza etanșarea vanei la poziția complet închis. Suprafața interioară a cilindrului trebuie să aibă rugozitatea de maxim $R_a=0,8 \mu\text{m}$. Etanșarea dintre plunger și cilindru, piston și cilindru se realizează cu set de manșete V, iar la ieșirea plungerului din cilindru se prevede un inel raclor care împiedică introducerea impurităților pe suprafața de lucru a plungerului. În figura 1.3.3.11 este ilustrată soluția de etanșarea a pistonului pentru vana cu jet tubular cu $D_n=1600 \text{ mm}$ Wonorejo – Indonezia.

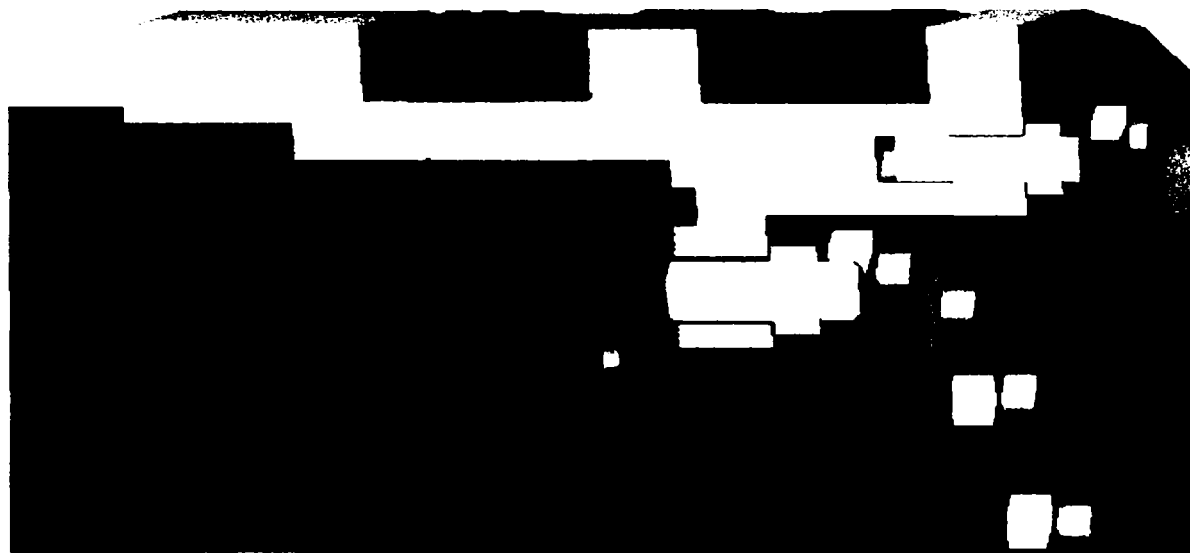


Fig. 1.3.3.11. Etanșarea pistonului pentru vana cu acționare hidraulică

Acționarea vanei se face cu ulei hidraulic sub presiune, ulei filtrat la maximum $25 \mu\text{m}$. Uleiul hidraulic este pompat dintr-un rezervor de ulei și prin intermediul aparaturii hidraulice de comandă se execută operațiile de închidere – deschidere sau de reglare ale vanei. În cazul amenajării Wonorejo, a fost proiectat un singur grup de pompare care acționa vana cu jet tubular cu diametrul de 1600 mm , vana de siguranță cu diametrul de

1600 mm cât și vana cu jet tubular cu diametrul de 250 mm și vana de siguranță cu diametrul de 250 mm. Figura 1.3.3.13 reprezintă schema hidraulică de acționare a vanelor pentru amenajarea Wonorejo din Indonezia.

5. Suporturi de fixare și rotire [1], [30], [60] – îndeplinesc două funcțiuni. În primul rând fixează vana pe fundație, iar în al doilea rând permit rotirea vanei cu 90° și poziționarea vanei pentru operațiile de întreținere, revizie și reparație a vanei, transportul vanei de la uzina producătoare și până pe șantier, respectiv montajul vanei.

Figura 1.3.3.12 prezintă suportul de fixare și rotire al vanei cu jet tubular cu diametrul nominal de 1600 mm.

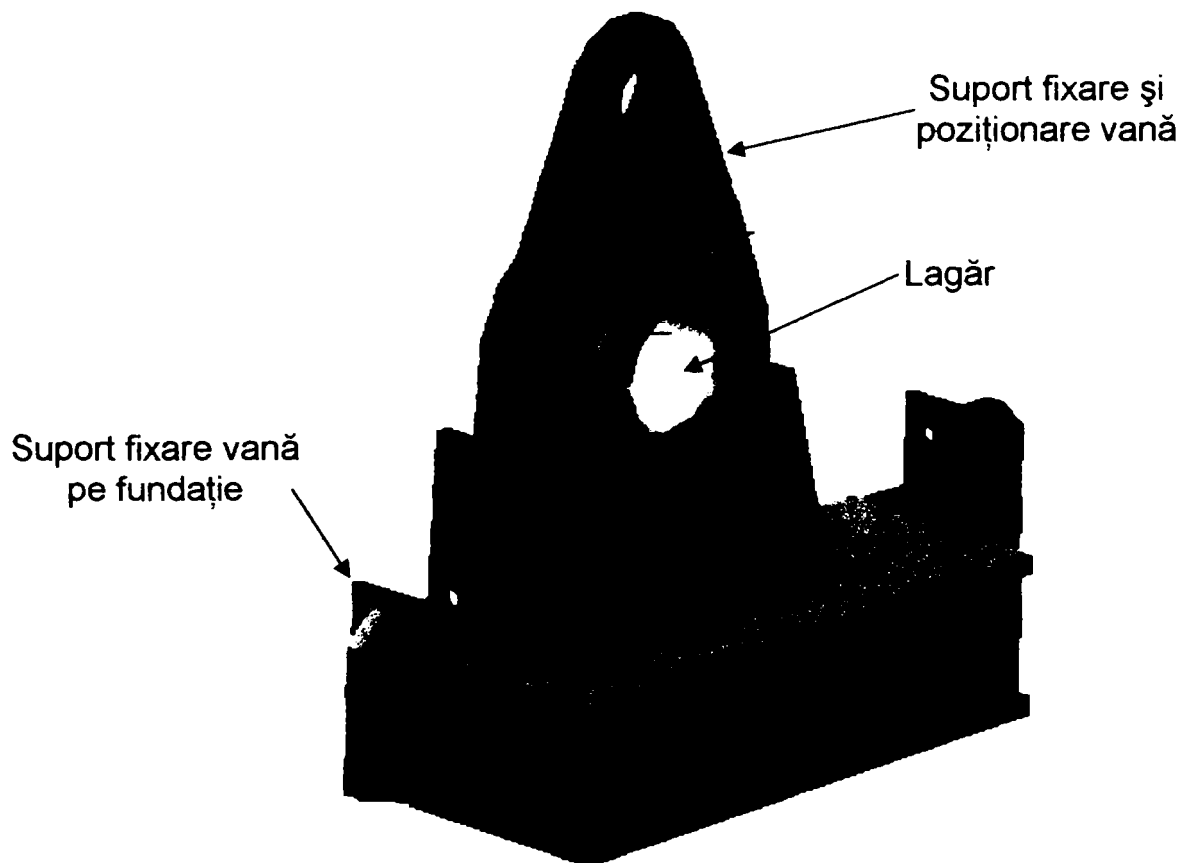


Fig. 1.3.3.12. Modelare suport fixare și rotire vană cu jet tubular.

6. Elemente de asamblare – asigură legătura vanei cu conducta amonte, fixarea pe fundație a vanei, racordarea vanei la sistemul hidraulic de acționare.

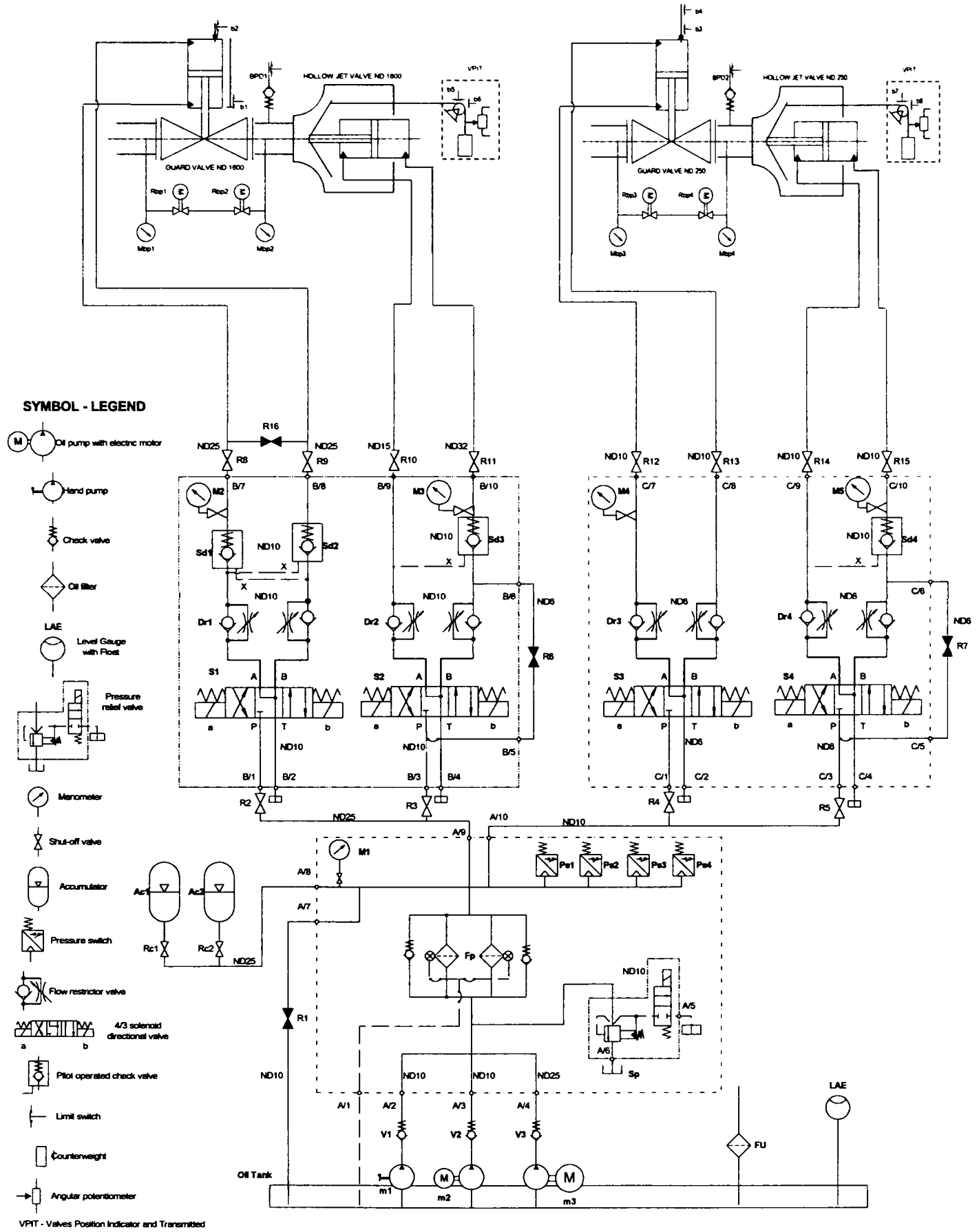


Fig. 1.3.3.13. Schema de acționare a vanelor de pe golirea de fund CHE Wonorejo

În esență, o vană cu jet tubular este o jumătate de vană ac, partea amonte a vanei ac, la care obturatorul, care este organul de reglare și obturare, se deplasează axial contra curentului apei. La vanele cu jet tubular forma curentului de apă la ieșirea din vană este de jet fără miez, jet tubular, care este tăiat pe generatoare de nervurile radiale ale corpului aval permițând astfel introducerea aerului în interiorul jetului, fapt pentru care forma jetului la ieșirea din vană dă senzația de cilindru plin.

Datorită vitezelor mari ale apei la ieșirea din vană, aproximativ 20 m/s pentru vana cu jet tubular cu diametrul nominal $D_n=1600$ mm, vana funcționează cu zgomot, fără vibrații, jetul de apă își menține forma cilindrică (tubulară).

Reglarea debitului prin vana cu jet tubular este recomandat să se facă pentru deschideri ale vanei cuprinse între 5% și 100% din cursa obturatorului [30], [76], [85]. Menținerea timp îndelungat a vanei la deschideri mai mici de 5% din cursă este de evitat, deoarece pentru aceste deschideri în vană se creează condiții de apariție a cavitației, ceea ce duce la deteriorarea suprafeței de etanșare de pe obturator.

Vana cu jet tubular nu are voie să descarce înecat, deoarece nu se mai asigură aportul de aer necesar stabilizării jetului de apă la ieșire din vană. Vana însă poate funcționa semiînecat, adică cota aval a apei să fie maxim până la axa vanei.

1.3.4. Coeficientul de descărcare și căderea pe vană

Coeficientul de descărcare al vanelor reprezintă o evaluare asupra capacității de obturare a vanei în calea debitului descărcat. Ideal ar fi ca acest coeficient să tindă spre valoarea unitară, dar practic această valoare la vanele cu jet tubular este imposibil de obținut.

Calculul coeficientul de descărcare la vanele cu jet tubular se poate face cu relația:

$$C = \frac{Q}{A \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H_{st}}} \quad (1)$$

unde:

Q [m^3/s] – debitul descărcat;

A [m^2] – suprafața conductei la intrarea în vană;

g [m/s^2] – accelerația gravitațională;

H_{st} [mca] – căderea statică la intrarea în vană.

Graficul de variație a coeficientului de descărcare funcție de deschiderea vanei în procente după [30] este prezentat în figura 1.3.4.1.

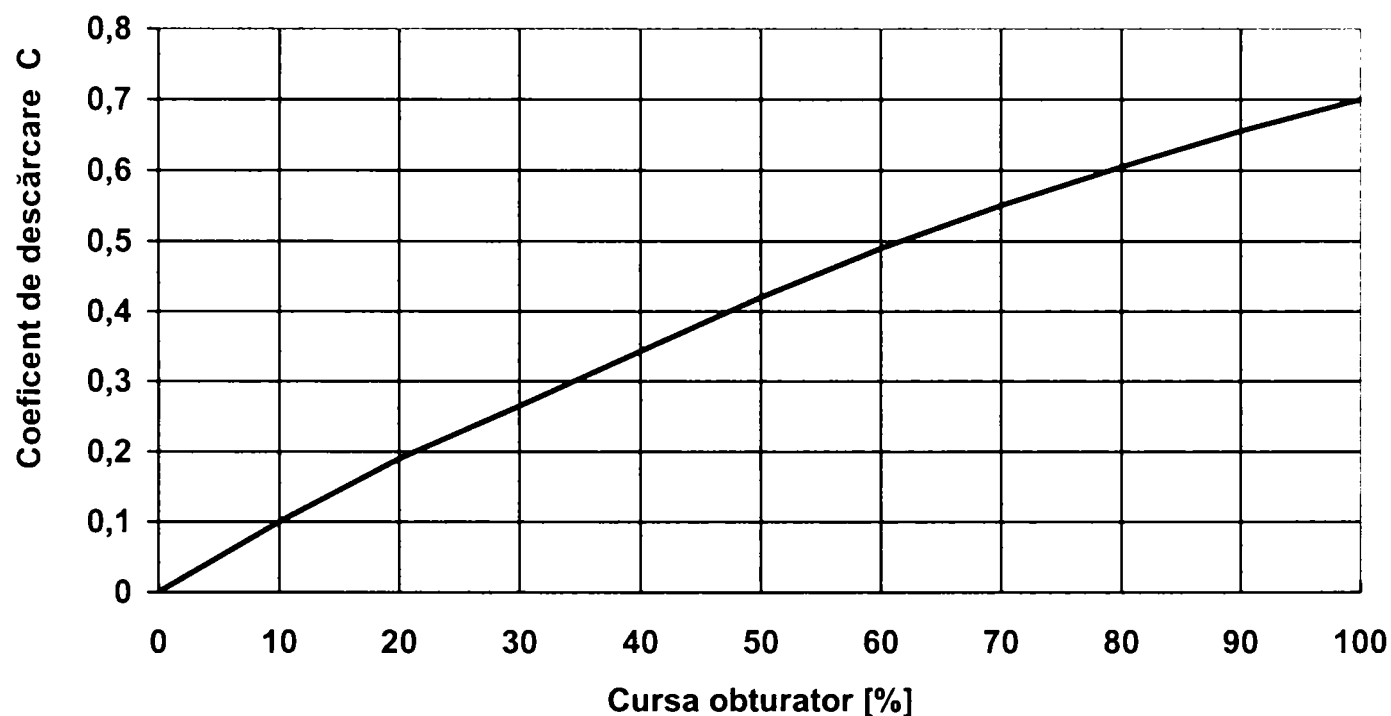


Fig. 1.3.4.1. Variația coeficientului de descărcare funcție de deschiderea vanei după Davis și Sorensen K.E. 1969.

Studiind graficul oferit de [30] se poate observa că valoarea maximă a coeficientului de descărcare este de 0,7 la 100% cursă obturator.

Experimentările pe 3 (trei) modele diferite de obturatoare cu diametrul exterior de $\phi 108,3$ și 2 (două) modele diferite pentru corpul amonte au fost făcute de universitatea Kyoto din Japonia la cererea firmei japoneze SAKAI Iron Works Co. Ltd, în anul 1979 [76]. Aceste experimente au condus la coeficienți de descărcare pentru vanele cu jet tubular mai mari decât cei prezentați în fig. 1.3.4.1. Fiecare corp amonte a fost testat separat cu cele trei obturatoare, rezultând astfel 6 (șase) modele de vane, fiecare cu altă geometrie și alt traseu hidraulic. Aceste modelele au fost denumite 1 – 1, 1 – 2, 1 – 3, 2 – 1, 2 – 2 și 2 – 3, în care primul număr simbolizează corpul amonte iar cel de-al doilea număr, obturatorul. Modelele au fost încercate pentru diferite căderi iar rezultatele obținute sunt prezentate în tabelul 1.3.4.1.

Tab. 1.3.4.1. Coeficienți de descărcare pentru vanele cu jet tubular (1979)

Model	Coeficient de descărcare maxim	Căderea de presiune pe suprafața interioară a corpului amonte (m)	Căderea maximă la care poate funcționa vana (m)
1 – 1	0,837	~ 0,188	53
1 – 2	0,830	~ 0,127	79
1 – 3	0,800	~ 0,030	333
2 – 1	0,850	~ 0,095	105
2 – 2	0,835	~ 0,080	125
2 – 3	0,805	~ 0,007	∞

Rezultatele obținute în anul 1979 pe modelele japoneze pentru vanele cu jet tubular au dat valori mai mari de 0,8 pentru coeficientul de descărcare.

În anul 2000, la U.C.M. Reșița [85] a fost proiectat și executat un model de vană cu jet tubular (fig. 1.3.4.2) cu diametrul nominal $D_n=200$ mm și cursa $s=90$ mm. Acest model cu acționare mecanică a fost testat în laboratorul propriu la căderea de $H=20$ mca și debitul maxim $Q=270$ dm³/s.

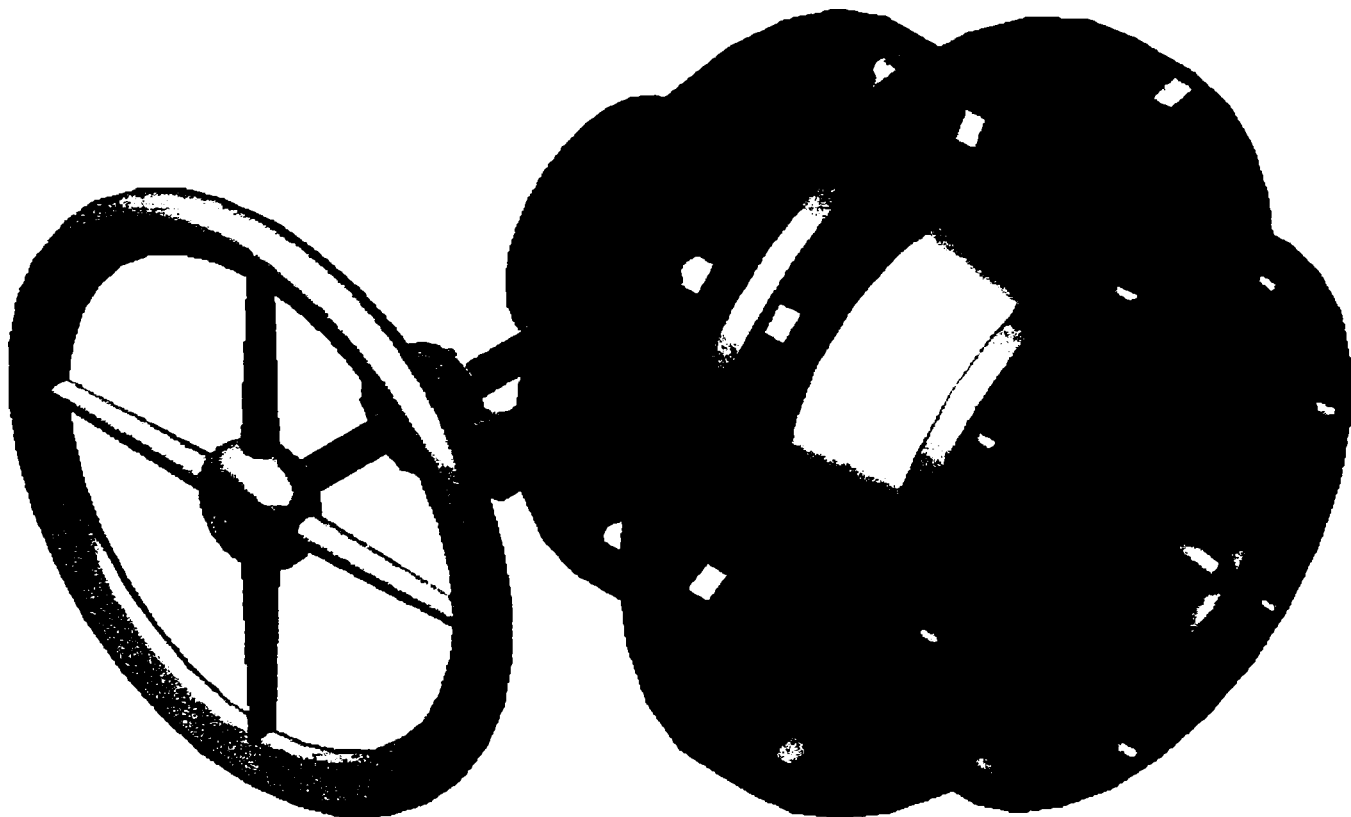


Fig. 1.3.4.2. Modelul vanei cu jet tubular de la U.C.M. Reșița

În tabelul 1.3.4.2 sunt prezentate valorile coeficientului de descărcare (C) funcție de cursa obturatorului (s) obținute pe modelul vanei cu jet tubular conceput la U.C.M.R.

Tab. 1.3.4.2. Coeficienți de descărcare obținuți în laboratorul U.C.M.R. în anul 2000

s (%)	19,5	25,5	32,0	38,3	44,7	51,1	57,5	64,0	70,3	83,0	90,0	96,0	100
C	0,20	0,28	0,36	0,45	0,54	0,62	0,69	0,75	0,81	0,85	0,87	0,88	0,89

Din tabelul 1.3.4.2 se poate observa că valoarea maximă pentru coeficientul de descărcare este 0,89 la poziția complet deschis a vanei.

Se poate remarca din analiza celor de mai sus, că modelul vanei cu jet tubular de la U.C.M. Reșița, respectiv traseul hidraulic al modelului vanei cu jet tubular testat în laboratorul U.C.M. Reșița, prezintă valori superioare în privința coeficientului de descărcare în comparație cu valorile cunoscute în literatura de specialitate.

Graficul de variație a coeficientului de descărcare [85] funcție de deschiderea vanei, în procente, pentru modelul U.C.M. Reșița este prezentat în figura 1.3.4.4.

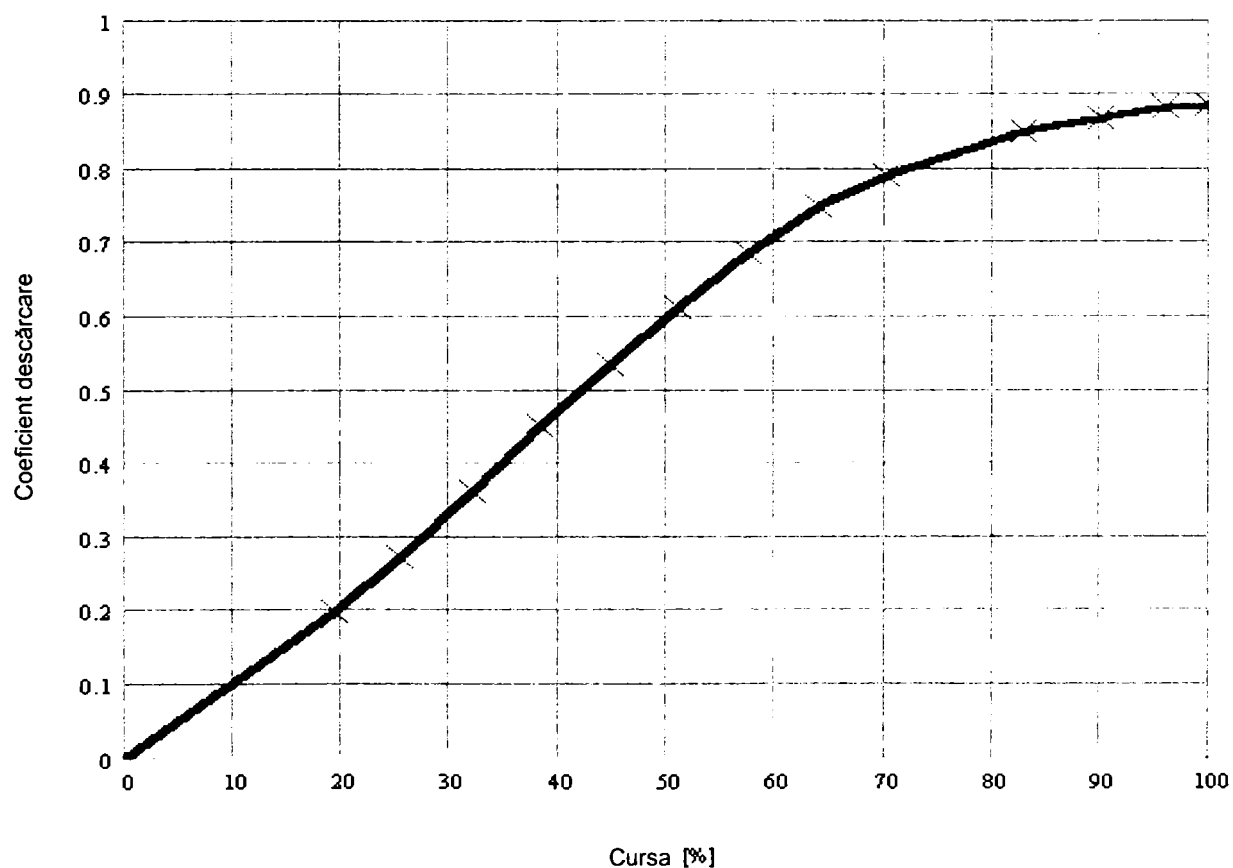


Fig. 1.3.4.4. Variația coeficientului de descărcare funcție de deschiderea vanei pentru modelul de la U.C.M. Reșița

Legat de coeficientul de descărcare se poate defini pierderea de presiune pe vană, sau căderea pe vană [30], care reprezintă diferența de presiune dintre punctul amonte la intrarea în vană și punctul aval la ieșire din vană și care se poate determina cu relația:

$$H = \left(\frac{1}{C^2} - 1 \right) \cdot H_{st} \quad (2)$$

unde:

H [mca] – pierderea de presiune prin vană;

C – coeficientul de descărcare al vanei;

H_{st} [mca] – căderea statică la intrarea în vană.

Etanșarea vanei cu jet tubular este de tip metal / metal. Suprafețele de etanșare ale vanei sunt situate pe:

1. Obturator și are o formă tronconică, realizată prin încărcătură cu electrozi din oțel inoxidabil, simbolul electrozilor după standardele americane de sudură, respectiv standardele americane de inginerie mecanică este AWS / ASME SFA 5.4 / E – 308L – 15;
2. Corpul amonte și are formă toroidală, realizată tot prin încărcătură din oțel inoxidabil, simbolul electrozilor după standardele americane de sudură, respectiv standardele americane de inginerie mecanică este AWS / ASME II / C, SFA 5.4 / E 410 NiMo – 15.

Pentru o întreținere rațională a suprafețelor de etanșare, duritatea suprafeței de etanșare de pe obturator trebuie să fie mai mică cu cel puțin 50 HB decât duritatea suprafeței de etanșare de pe corpul amonte.

1.3.5. Coeficienți de siguranță. Materiale folosite

În literatura de specialitate [30], [95], precum și în documentația tehnică de proiectare pentru vanele cu jet tubular [92], [93], [94], sunt specificați coeficienții de siguranță minimi recomandați pentru diferite categorii de materiale. Coeficienții de siguranță recomandați la proiectarea vanelor cu jet tubular pentru materialele folosite sunt prezentați în tabelul 1.3.5.1.

Tab. 1.3.5.1. Coeficienți de siguranță pentru materiale

Material	Coeficienți de siguranță		
	Rezistența la rupere	Compresiune	Forfecare
Oțel laminat, structuri sudate	5	5	8,7
Oțel carbon forjat	5	5	8,7
Oțel carbon laminat	5	5	8,7
Oțel rezistent la coroziune	5	5	8,7
Oțel carbon turnat	5	5	8,7
Fontă cenușie	10	5	10
Bronzuri	8	8	10

De asemenea, literatura de specialitate [30], [95], [92], [93], [94], recomandă și adaosurile minime de material care țin cont de coroziunea apei. Ele sunt prezentate în tabelul 1.3.5.2.

Tab. 1.3.5.2. Adaosul de material datorită coroziunii

Element	Adaos datorită coroziunii (mm)
Suprafețe în contact cu aerul	1,0
Conducte și țevi	1,5
Obturator, corp amonte, corp aval	2,0
Suprafețe în contact permanent cu apa	3,0

Coeficienții de frecare între suprafețele mobile și de etanșare recomandați de literatura de specialitate [30], [95], sunt prezentați în tabelul 1.3.5.3.

Tab. 1.3.5.3. Coeficienți de frecare utilizați în proiectarea vanelor cu jet tubular

	Coeficienți pentru frecare statică (la pornire)	Coeficienți pentru frecare cinetică (lunecare sau rostogolire)
Etanșări metalice	0,5	0,4
Etanșări cu cauciuc	1,5	0,7
Suprafețe în contact cu bronzurile	0,5	0,2
Bucșe cu autolubrifiere	0,2	0,1

Randamentele mecanice pentru diferite mecanisme utilizate în acționarea vanelor cu jet tubular și recomandate de literatura de specialitate [30], [95], au valorile din tabelului 1.3.5.4.

Tab. 1.3.5.4. Randamente pentru diferite mecanisme de acționare

Mecanism	Randament (%)
Angrenaj conic	0,95
Angrenaj conic în baie de ulei	0,97
Angrenaj melcat cu autoblocare	0,50
Angrenaj melcat fără autoblocare	0,75
Reductor cu raportul 1/59 – 1/11	0,8 – 0,85
Reductor cu raportul 1/121 – 1/87	0,65 – 0,75
Arbori și fusuri	0,20 – 0,40
Scripeți cu rulmenți	0,98
Tamburi pentru cablu	0,95

Principalele materialele folosite de U.C.M.R. pentru execuția vanelor cu jet tubular sunt prezentate în tabelul 1.3.5.5.

Tab. 1.3.5.5. Materiale utilizate în construcția vanelor cu jet tubular

Element	Cod ASTM	Normă europeană	
Obturator, corp amonte, capac servomotor, plunjer	A 352 gr. LCC	-	
Corp aval, suportți de fixare, nervuri radiale	-	S 355 J2G3 S 275 J2G3 S 235 J2G3	EN 10025
Cilindru hidraulic	-	P 355 NH	EN 10028 – 3
Fusuri	-	1 C 35	EN 10083 – 1
Elemente de asamblare	-	34 Cr Mo 4	EN 10083 – 1
		X 20 Cr 13	EN 10088 – 3
Racorduri	-	X 12 Cr 13	EN 10088 – 3
Țevi de alimentare cu ulei	-	X 6 Cr Ni Ti 18 - 10	EN 10088 – 3
Bucșe din bronz	B 148 Alloy 954	-	

Controalele la care se supun materialele din care sunt executate principalele repere ale vanelor cu jet tubular: obturatorul, corpul amonte, plungerul, cilindrul hidraulic și capacul servomotorului sunt:

- examinare vizuală cu lupă cu putere de mărire cel puțin 4x;
- examinare cu particule magnetice 100%, conform cod ASTM E 125, cl.3, Apendice 7, Secțiunea VIII;
- examinare ultrasonică 100%, conform cod ASME, Secțiunea V SA 609, cu criteriile de acceptare conform cod ASME, Secțiunea VIII.

Subansamblele sudate și piesele care au suprafețe încărcate cu sudură se vor detensiona.

1.3.6. Probele uzinale pentru vana cu jet tubular cu acționare hidraulică

Probele uzinale [83], [84] se vor face cu vana complet asamblată (fig. 1.3.6.1), cu vana montată în poziție orizontală (de funcționare în SITU) și cu vana asigurată împotriva rotirii din suportii de fixare și rotire.

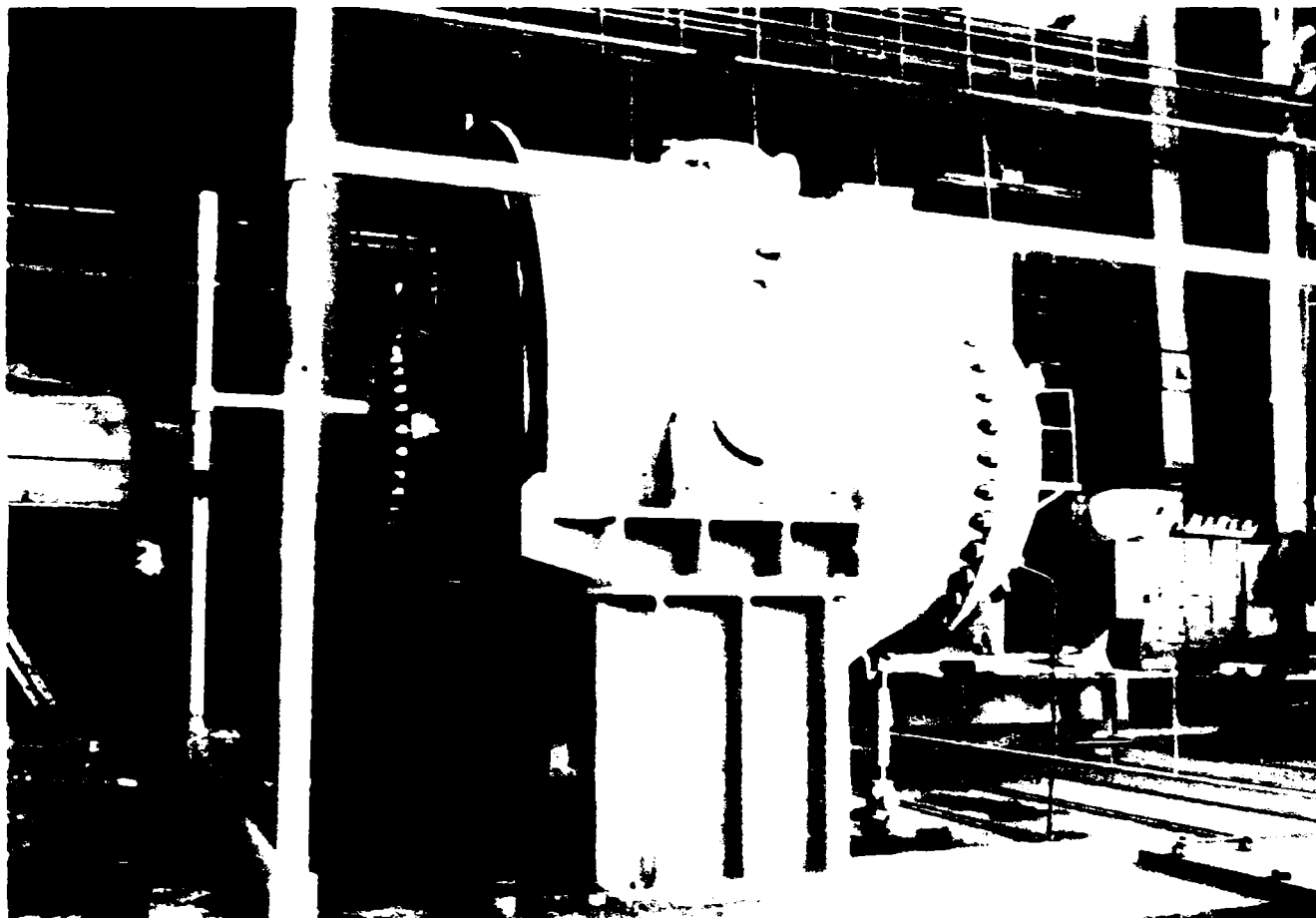


Fig. 1.3.6.1. Vana cu jet tubular Dn 1600. Probe uzinale

Vana se supune la trei probe în uzină:

- proba funcțională;
- proba de rezistență și etanșare a servomotorului din interiorul vanei;
- Proba de etanșare a vanei.

Proba funcțională a vanei se face împreună cu grupul de pompare și dulapul de comandă.

Comenzile de închidere – deschidere vană se dau de la dulapul de comandă.

Se racordează servomotorul din interiorul vanei la grupul de pompare, acordând o atenție deosebită curățeniei circuitului hidraulic și părților în mișcare ale vanei.

Cu obturatorul în poziție întredeschis se introduce ulei din grupul de pompare în camera de deschidere și de închidere a vanei. În cadrul acestei operații se scoate aerul din cele două incinte.

Se racordează grupul de pompare la cele două racorduri de la servomotor, după care se închid orificiile de aerisire; se ridică presiunea uleiului și începe proba cinematică.

Se fac 3 – 5 curse complete închis – deschis verificându-se ca deplasarea obturatorului să se facă lin, fără întreruperi și fără variații pronunțate ale presiunii de acționare. Presiunea maximă de acționare a vanei nu trebuie să depășească presiunea maximă prescrisă de acționare din circuit.

În timpul manevrelor se măsoară cursa totală a obturatorului – acordându-se atenție deosebită capătului de cursă (spre complet deschis) pentru a evita tamponarea.

Se măsoară și se verifică cursa vanei cu jet tubular.

Proba hidraulică de rezistență și etanșare a servomotorului din interiorul vanei (camera de închidere și camera de deschidere)

După efectuarea probelor funcționale se va ridica presiunea uleiului în spațiul din spatele pistonului (camera de închidere a vanei) la 1,5 ori presiunea maximă de acționare și se va menține timp de 10 min. Nu se admit pierderi prin material.

Se coboară presiunea uleiului la valoarea maximă de acționare și se menține timp de 30 min. Debitul pierdut în interior prin setul de manșete "V", colectat prin camera de deschidere nu trebuie să depășească $60 \text{ cm}^3 / 30 \text{ min}$.

Se deplasează obturatorul în poziția complet deschis și se ridică presiunea uleiului din camera de deschidere la 1,5 ori presiunea maximă de acționare și se menține timp de 10 min. Nu se admit pierderi prin material.

Se coboară presiunea uleiului la valoarea maximă de acționare și se menține 30 min. Debitul pierdut prin setul de manșete din capătul amonte al pistonului se va verifica vizual și măsură. Debitul pierdut prin toate seturile de manșete nu trebuie să depășească $60 \text{ cm}^3/30 \text{ min}$.

Proba de etanșare cu apă a vanei cu jet tubular

Pe flanșa amonte a corpului amonte se montează fundul de probă. Cu obturatorul în poziție complet închis, poziție menținută cu ulei sub presiune, se umple cu apă această incintă și se ridică presiunea la valoarea prestabilită în proiect. Presiunea de apă se menține timp de 30 min. Nu se admit pierderi prin obturator și corpul amonte.

Debitul pierdut prin etanșarea obturator – corp amonte nu trebuie să depășească $500 \text{ cm}^3/30 \text{ min}$.

Măsurători și verificări

În timpul probelor funcționale și hidraulice se fac următoarele măsurători și verificări:

- a) Viteza de deschidere și închidere a obturatorului vanei. În literatura de specialitate această viteză este recomandată între valorile $0,1 \div 0,3 \text{ m/s} \pm 10\%$;
- b) Realizarea cursei prescrise a obturatorului;
- c) Valoarea presiunii uleiului din circuitul de acționare;
- d) Funcționarea vanei fără zgomote anormale și vibrații în timpul probei cinematice.

1.3.7. Vopsirea vanelor cu jet tubular

Tipurile de vopsire [3], [74] utilizate pentru protecția vanelor cu jet tubular sunt:

A. (pentru suprafețele în contact cu apa)

- 1 sau 2 straturi grund epoxidic cu zinc FRIAZINC R

- 2 sau 3 straturi vopsea epoxigudronică INERTOL POXITAR F

B. (pentru suprafețele exterioare expuse agresiunii mediului)

- 1 sau 2 straturi grund epoxidic cu zinc FRIAZINC R

C. (pentru suprafețele interioare în contact permanent cu uleiul)

- 1 sau 2 straturi email epoxidic ICOSIT K 24 Thick

Pentru suprafețele exterioare stropite de ulei:

- 1 strat de grund epoxidic cu zinc FRIAZINC R
- 1 sau 2 straturi cu email epoxidic ICOSIT K 24 Thick

D. pentru suprafețele expuse mediului exterior

- 1 sau 2 straturi cu FRIAZINC PUR
- 1 sau 2 straturi vopsea intermediară poliuretanică cu oxid micaceous de fier ICOSIT PUR 4
- 1 strat vopsea de finisare poliuretanică ICOSIT PUR 4

Suprafețele metalice care urmează a fi vopsite trebuie să fie cât mai netede, lipsite de scursori de metal, fisuri, muchii tăietoare sau stropi de sudură (țunder) astfel încât pelicula protectoare aplicată să fie compactă, continuă, netedă, fără bășici, rezistentă la șocuri, stabilă din punct de vedere chimic în condițiile regimului de lucru impus, întreținerea acestora să fie cât mai ușoară, iar posibilitățile de refacere în caz de deteriorare să fie cât mai simple.

Pregătirea suprafețelor din oțel pentru vopsire include:

- polizarea proeminențelor sau bavurilor de turnare, tăiere, sudură, prelucrări metalice, etc.
- rotunjirea muchiilor ascuțite și răzuirea suprafețelor
- curățirea cu peria de sârmă a oxizilor, în zonele greu accesibile (local) și suflarea cu aer comprimat trecut prin separatorul de apă și ulei, sau aspirarea prafului depus pe piese
- degresarea suprafețelor metalice curățate cu solvenți organici sau agenți de spălare emulsionați
- sablarea suprafețelor metalice, degresate și uscate, în vederea îndepărtării țunderului și ruginii formate în timpul tratamentului termic și al proceselor de coroziune

Procedeul de sablare utilizat (nisip, alicie, zgură) trebuie să asigure gradul de curățire cel puțin Sa 2 ½, conform SIS 055900 respectiv ISO 8501 – 1 și o rugozitate de aproximativ 50 μm.

Suprafețele metalice sablate se degresează în vederea acoperirii cu sistemul de protecție anticorozivă prevăzut în documentație și nu se mai ating cu mâna.

Primul strat de grund anticoroziv trebuie să se aplice în maxim 4 (patru) ore de la sablare – degresare.

În uzină și/sau pe șantier, se va face o pregătire secundară a suprafeței în zonele care au fost sudate sau nituite, pentru îndepărtarea zgurii stropilor de sudură, murdăriei prin polizare sau periere mecanică sau manuală, urmată de degresare și refacerea locală a stratului de grund și/sau vopsea.

Aplicarea materialelor de vopsire se va face în locuri special amenajate (vopsitorii), lipsite de fum, praf sau abur, unde temperatura mediului să fie mai mare de 5 – 10 °C (maxim 25 – 30 °C), iar umiditatea relativă să nu depășească 60 – 70 °C. În condiții de umiditate relativă de 80 – 85 % este obligatorie o bună ventilație, iar temperatura suportului metalic să fie cu cel puțin 3 °C peste punctul de rouă.

Aplicarea materialelor de vopsire, în spații exterioare, expuse radiațiilor intense solare nu este permisă decât în cazul în care suprafețele pieselor de vopsit sunt protejate împotriva acțiunii directe a radiațiilor solare.

Piese vopsite în spații exterioare deschise se vor feri de acțiunea precipitațiilor (ploaie, ceață) înainte ca pelicula de vopsea să fie uscată.

Nu este permisă vopsirea când temperatura suprafeței metalice a piesei este mai mare de 45 – 50 °C (în acest caz se poate forma spumă în pelicula de vopsea).

Primul strat de grund trebuie aplicat întotdeauna cu ajutorul pensulei în vederea asigurării unei bune aderențe la suportul metalic. Intervalul de timp între straturi necesar uscării și întăririi (timpul de reacoperire minim – maxim) stratului anterior, depinde de condițiile de temperatură ale mediului și este corespunzător datelor din fișa tehnică a produsului.

Dacă între straturi a trecut un interval de timp mai mare de 5 (cinci) zile, suprafața suportului va fi activată prin polizare ușoară – hârtie emeri urmată de degresare, desprăfuire și apoi reacoperire.

La suduri, grundul și emailul se aplică prin frecare cu pensula, în straturi duble, având grijă ca toate locurile denivelate, pe sudură și în jurul niturilor, să fie acoperite cu grund sau vopsea.

Pentru a evita deteriorarea peliculei de vopsea de finisare în timpul manipulării, transportului sau depozitării operațiile tehnologice de vopsire vor fi corelate cu ambalarea și termenul de livrare al echipamentului.

Pregătirea materialelor de vopsire în vederea aplicării trebuie să se facă în conformitate cu recomandările producătorului prezentate în fișa tehnică a produselor.

1.3.8. Transportul vanelor cu jet tubular

Transportul vanei cu jet tubular se face cu obturatorul în poziție verticală prin rotirea vanei din suportii de fixare și rotire. În timpul transportului obturatorul vanei este în poziție deschisă.

1.3.9. Operații de revizie și întreținere în timpul exploatării

Principalul rol al vanelor cu jet tubular este acela de a regla debitul de apă la ieșirea din conductă, rolul de obturare este considerat ca fiind secundar.

Operațiile de revizie și întreținere pentru vanele cu jet tubular recomandate în timpul exploatării [4], [14], [71], [98], (fig. 1.3.8.1), sunt sistematizate în tabelul 1.3.8.1.

Tab. 1.3.8.1. Schematizarea inspecțiilor și reviziilor

Inspecții și revizii	Intervalul de timp	
	Anual	La cinci ani
1. Inspecția generală	x	x
2. Suprafețele de etanșare	x	x
3. Corpul vanei și obturatorul	x	x
4a. Acționarea mecanică	x	x
4b. Acționarea hidraulică	x	x



Fig. 1.3.8.1. Vana cu jet tubular Dn 1600 în exploatare

Operațiile de inspecție și revizie ce trebuie aplicate vanelor cu jet tubular constau în:

1. Inspecția generală

- Anuală. Se inspectează componentele expuse la eroziune, deteriorările în stratul de vopsea, sau alte neregularități. Prin golirea conductei se inspectează zonele aval ale vanei;
- La cinci ani. Prin golirea conductei se verifică zonele vanei care în mod normal sunt inaccesibile. Se înlocuiesc (dacă este necesar) etanșările, bușele de ghidare. Suprafețele erodate se remaniază, iar vana se revopsește. Orice defecțiune semnalată trebuie remediată

2. Suprafețele de etanșare

- Anual. Se verifică pierderile prin etanșările vanei la poziția complet închis. Se remaniează suprafețele de etanșare sau se aplică reparația necesară. Pierderi prin etanșarea vanei mai mari decât cele prescrise, în special pentru vanele ce funcționează la căderi mari, pot cauza avarii dacă nu sunt remaniate în cadrul acestor revizii. Se verifică garniturile de etanșare, deteriorarea prin cavitație a traseului hidraulic al vanei;
- La cinci ani. Golirea conductei este obligatorie. Se verifică degradările produse de eroziunea cavitațională asupra traseului hidraulic, asupra suprafețelor de etanșare ale obturatorului și a corpului amonte. Se verifică aliniamentul obturatorului față de axa vanei, bușele de ghidare ale plungerului și garniturile de etanșare ale acestuia.

3. Corpul vanei și obturatorul

- Anual. La exterior, corpul vanei se verifică vizual ca să nu fi apărut scurgeri de apă prin acesta, fisuri și eroziune. Dacă este posibil, la interior se verifică gradul de coroziune, eroziunea cavitațională. Se verifică ungerea lagărelor și nivelul uleiului în camera angrenajului la vanele cu acționare mecanică;
- La cinci ani. Golirea conductei și demontarea vanei în vederea reviziei subansamblelor și a reperelor mari. Se verifică zonele erodate cavitațional, sa cele corodate. Se verifică etanșările din circuitul de ulei care se înlocuiesc la nevoie. Se verifică suprafețele de etanșare ale vanei care vor fi remaniate prin polizare, încărcare cu sudură și rectificare în zonele deteriorate. Se verifică lagărele, bușele de bronz, care dacă este cazul se înlocuiesc. Se remaniează orice defecte descoperite în urma reviziei.

4a. Acționarea mecanică

- Anual. Se verifică etanșarea în camera angrenajului. Se verifică aliniamentul dintre mecanismul de acționare și arborele de transmisie, respectiv cupajul dintre ele. Se verifică nivelul uleiului din camera angrenajului, contaminarea uleiului cu apă, ungerea angrenajului și a mecanismului șurub – piuliță. Șurubul de antrenare se curăță de praf și mizerie;

- La cinci ani. Se înlocuiește uleiul vechi cu ulei nou. Se demontează și se verifică angrenajul, lagărele și alte componente de acționare care în mod normal sunt inaccesibile. Se ung angrenajul și mecanismul șurub – piuliță și se înlocuiește unsoarea consistentă din lagăre.

4b. Acționarea hidraulică

- Anual. Se verifică circuitul hidraulic de acționare în întregime. Nu se admit pierderi de ulei prin circuit, vană sau etanșări. Se verifică sedimentele depuse pe fundul rezervorului de ulei sau la capetele de cursă ale servomotorului. Se verifică vâscozitatea uleiului, gradul de contaminare cu apă, aciditatea uleiului și cantitatea de particule solide din ulei. Pe baza analizei uleiului se verifică filtrele de ulei, curățenia rezervorului de ulei. Dacă este necesar se înlocuiesc filtrele de ulei și se curăță rezervorul de ulei. Se verifică precizia de indicare a manometrelor și a releelor de presiune. Se verifică supapa de presiune din circuitul de acționare hidraulic. Vana se supune unui ciclu complet de deschidere – închidere și se verifică timpii de deschidere și închidere. Nu se admit vibrații și zgomote anormale în timpul acestor operații cinematice. Dacă timpii de închidere sau deschidere au valori mai mari față de valorile prescrise, se stabilesc și se remediază cauzele care au determinat aceste creșteri de timp la probele cinematice. Se verifică suprafața de lucru a plungerului și a cilindrului hidraulic. Se verifică indicatorul de cursă al vanei, cablajul de legătură dintre obturator și indicatorul de poziție, se verifică scripeții de susținere a cablului. Cablul nu trebuie să prezinte toroane rupte sau tasări de toroane;
- La cinci ani. Se demontează capacul aval al vanei și se inspectează pereții cilindrului hidraulic, bușele de ghidare ale pistonului. nu se admit coroziuni, striațiuni sau zgârieturi pe aceste suprafețe. Se verifică etanșările de la piston și etanșările plungerului.

În timpul exploatării vanelor cu jet tubular pot apare unele anomalii sau defecte. Aceste posibile anomalii sau defecte ce pot apare, precum și operațiile de remediere sunt prezentate în tabelul 1.3.8.2, atât pentru vana cu acționare manuală cât și pentru vana cu acționare hidraulică.

Tab. 1.3.8.2. Anomalii și defecte. Operații de remediere

Nr. crt	Anomalii și defecte	Cauze posibile	Operații executate	Remediere	Reguli de demontare
1.	Vana în poziția închis are pierderi peste valoarea prescrisă	a. Existența unui corp străin între corpul amonte și obturatorul vanei	a. Se execută câteva operații de închidere – deschidere și apoi se măsoară pierderile	a. Se înlătură corpul străin	a. Se închide vana de siguranță și se demontează vana cu jet tubular
		b. Obturatorul vanei nu este în poziția de maxim închis	b. Se acționează vana manual prin rotirea roții de mână de la mecanismul de acționare	b. Setarea limitatorului de cursă a mecanismului de acționare la noua valoare stabilită	b. Demontarea capacului de protecție a unității de comandă
		c. Defecte la suprafețele de etanșare	c. Cazul în care după aplicarea metodelor de la punctele a și b pierderile prin etanșare tot persistă	c. Se repară suprafețele de etanșare prin polizare, încărcare cu sudură și polizare, rectificare	c. Demontarea corpului amonte și a obturatorului vanei cu jet tubular
2.	Acționarea vanei se face cu zgomot	Defect la angrenajul conic	Zgomotul apare și la închiderea vanei și la deschiderea ei	Destrângerea elementelor de fixare ale angrenajului conic	Golirea uleiului din camera angrenajului și demontarea capacului aval al vanei.
3.	Vana nu poate fi comandată de la dulapul de comandă	Lipsa tensiunii de alimentare		Se verifică dacă este tensiune în circuitul electric	Demontare capac dulapul de comandă și verificare prize conectare la rețea.
4.	Presiunea de ulei din circuitul hidraulic nu crește	Distribuitorul de comandă al supapei de presiune este blocate sau nu este alimentat cu tensiune	Manometrele nu indică presiune, sau releul de timp care comandă distribuitorul nu este sub tensiune	Deblocarea distribuitorului pe cale mecanică și revizia circuitului electric	Demontarea distribuitorului de comandă de pe supapa de presiune
	Există presiune în circuitul hidraulic dar nu este posibilă acționarea vanelor	Lipsă tensiune în dulapul de comandă, sau bobinele de comandă ale distribuitorilor hidraulice sunt întrerupte	Se verifică prezența tensiunii în dulapul de comandă, respectiv starea de funcționare a bobinelor distribuitorilor	Se remaniează defectul din dulapul de comandă sau se înlocuiesc bobinele distribuitorilor	Demontarea distribuitorilor de pe blocul hidraulic, demontarea bobinelor defecte și înlocuirea lor cu bobine noi
	Electropompa funcționează cu zgomot mare	Are loc introducerea de aer fals în circuitul hidraulic	Indicația manometrelor nu este stabilă, iar țevile din circuitul hidraulic prezintă vibrații anormale	Se elimină introducerea aerului fals în zona de aspirație a pompelor	Strângerea șuruburilor de la flanșele de legătură și a racordurilor în zona de aspirație a pompelor

1.3.10. Masa estimativă

Aprecierea masei unui produs, în faza de ofertare, joacă un rol foarte important în economia de piață, deoarece evaluarea produsului pe această piață se face prin raportul preț / masă totală. Politica actuală pe plan mondial în domeniul hidroenergetic este realizarea de produse cu o masă tot mai redusă dar care trebuie să fie tot mai competitive, mai performante și mai fiabile decât produsele similare aflate deja în exploatare. Teoretic, aplicarea acestor principii, încă din faza de ofertare, pentru produsele solicitate pe piață poate asigura comenzi ferme pentru întreprinderea care le produce.

În acest context, construirea diagramei de estimare a masei joacă un rol foarte important în stabilirea prețului produsului și compararea acestuia cu realizări similare existente.

Pentru vanele cu jet tubular s-au trasat curbe de variație a masei [30] funcție de diametrul nominal al vanei (diametrul la intrarea în vană) pentru diferite căderi.

În figura 1.3.9.1. este redat graficul de variație estimativ al masei vanelor cu jet tubular pentru căderi de 60 mca, 120 mca și 180 mca. Pe grafic sunt trecute și vanele cu diametrul nominal mai mare de 500 mm proiectate și executate la U.C.M. Reșița.

Tabelul 1.3.9.1. prezintă masa netă pentru vanele cu jet tubular proiectate și executate la U.C.M. Reșița.

Tab. 1.3.9.1. Masa netă pentru vanele cu jet tubular proiectate la U.C.M. Reșița

Nr. crt	Obiectiv	Diametrul nominal [mm]	Căderea de proiectare [mca]	Masa netă [kg]	Obs.
1.	Renun-Indonezia	600	58,753	1550	Aționare electromecanică
2.	Wonorejo-Indonezia	1600	83,470	14000	Aționare hidraulică
3.	Wonorejo-Indonezia	250	83,470	290	Aționare hidraulică
4.	Bao Shan-Taiwan	1500	50,373	16250	Aționare electromecanică cu cameră de egalizare a presiunii, unghi de instalare 24°
5.	Taham Dam-Iran	450	196,500	1410	Aționare electromecanică, unghi de instalare 24°

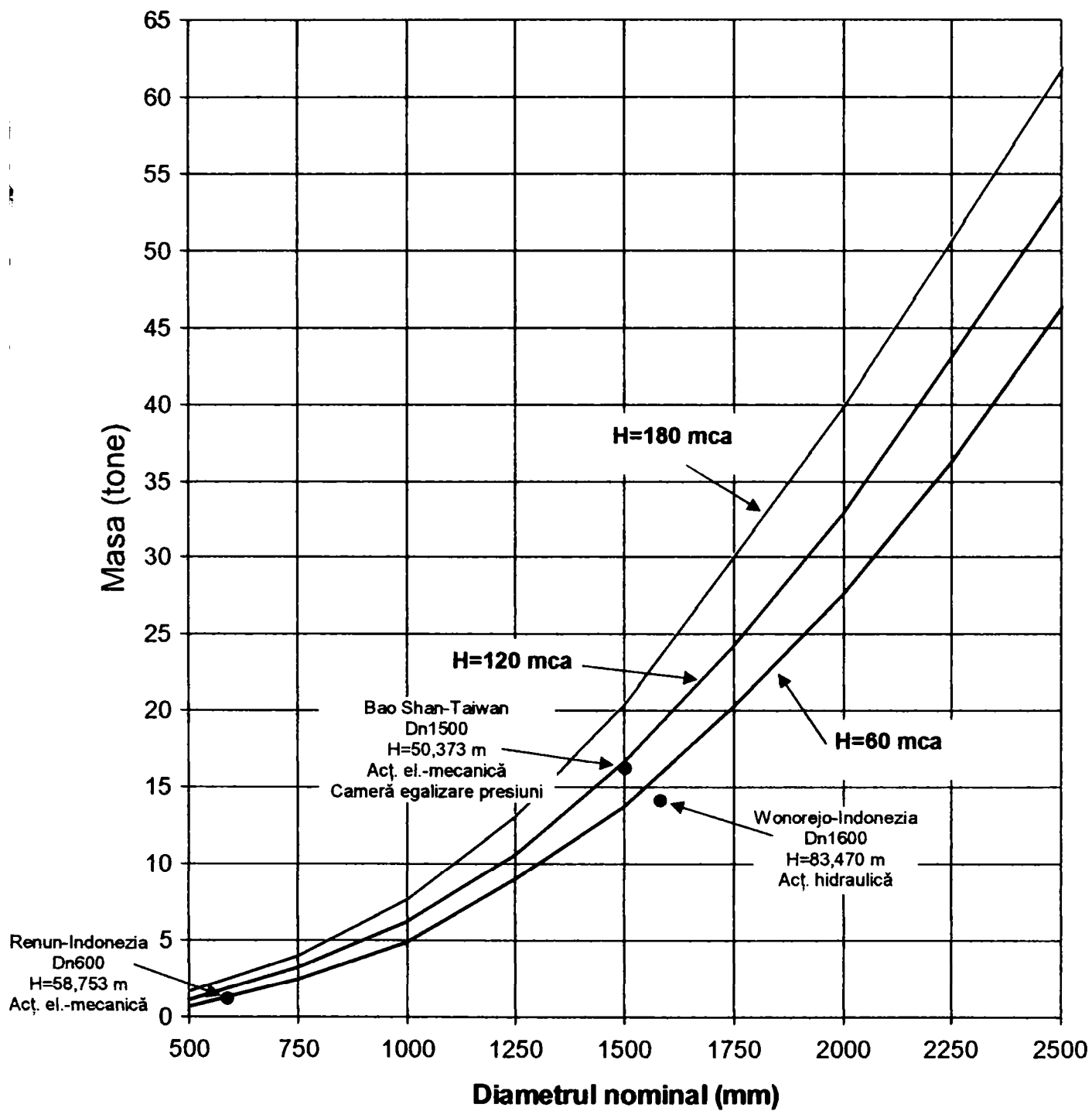


Fig. 1.3.9.1. Mase estimative pentru vanele cu jet tubular.

2. METODE NUMERICE DE CALCUL A TENSIUNILOR ȘI DEFORMAȚIILOR ÎN VANELE CU JET TUBULAR

2.1. *Introducere*

La ora actuală, calculul de rezistență al structurilor mașinilor, utilajelor și instalațiilor implică utilizarea calculatoarelor. Acest fapt nu se reduce doar la posibilitatea efectuării unui volum foarte mare de calcule cu viteze foarte mari, ci are consecințe mai profunde, care vizează adoptarea unor concepte, metode și strategii noi, mai generale și mai eficiente, în proiectare și în calculul de rezistență. Unul dintre aspectele cele mai actuale pe care le produce utilizarea calculatoarelor în calculul de rezistență constă în utilizarea metodelor de calcul numeric.

Deoarece calculul numeric efectiv este executat de calculator, sarcina inginerului sau a proiectantului se reduce la elaborarea modelului, pregătirea datelor de intrare, prelucrarea și interpretarea rezultatelor obținute și luarea unor decizii corespunzătoare. Astfel devine posibilă elaborarea mai multor soluții pentru problema dată și obținerea, în final, a unei variante optime – din anumite puncte de vedere mai eficientă, cu performanțe superioare.

Toate calculele în care intervin numere reale sau complexe, efectuate cu ajutorul calculatoarelor, sunt afectate de erori. Calculatoarele operează în mod diferit cu numerele întregi în raport cu numerele reale. Operațiile cu numere întregi sunt efectuate exact, deoarece aceste numere au o reprezentare internă exactă. Spre deosebire de acestea, numerele reale sunt reprezentate aproximativ și ca urmare operațiile cu numere reale conduc la rezultate aproximative.

Cu toate acestea, metodele numerice, în special metoda elementelor finite, se bucură de o largă popularitate datorită posibilităților practic nelimitate de a aborda probleme extrem de diverse, legate de câmpul de eforturi, de câmpul termic și de curgere a fluidelor. Ușurința de algoritmare și implementarea în programe de calcul a contribuit, în egală măsură, la includerea elementelor finite în rândul metodelor ingineresti curente.

O clasificare generală, foarte utilă din punct de vedere practic, a metodelor de calcul utilizate în mecanica solidului deformabil definește metode exacte și metode aproximative de calcul.

2.2. Modele de calcul pentru metode exacte de rezolvare

2.2.1. Prezentare generală

Metodele exacte de rezolvare sunt în general analitice și, în principiu, au în vedere integrarea ecuației teoriei elasticității [25], și anume:

- ecuațiile diferențiale de echilibru (ecuațiile lui Cauchy),

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \sigma_x}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + X &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \sigma_y}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + Y &= 0 \\ \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \omega_z}{\partial z} + Z &= 0 \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1.1)$$

în care X , Y , Z , reprezintă proiecțiile, pe cele trei axe de coordonate, ale forței masice aplicate asupra unității de volum a corpului (de exemplu, greutatea proprie);

- relații între deplasări și deformații specifice,

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} \\ \varepsilon_z &= \frac{\partial w}{\partial z} \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} \\ \gamma_{yz} &= \frac{\partial v}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial y} \\ \gamma_{zx} &= \frac{\partial w}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial z} \end{aligned} \right\} \quad (2.2.1.2)$$

- relații între deformațiile specifice și tensiuni (legea lui Hooke); pentru materiale omogene și izotrope, care scrise condensat sub formă matriceală au forma $\{\sigma\} = [D]\{\varepsilon\}$, în care $\{\sigma\}$ este tensorul tensiunilor, $\{\varepsilon\}$ tensorul deformațiilor specifice și

$$[D] = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \cdot \begin{pmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{1-2\nu}{2} \end{pmatrix} \quad (2.2.1.3)$$

este matricea de elasticitate.

Ecuțiile (2.2.1.1), (2.2.1.2) și (2.2.1.3) formează un sistem de 15 ecuații cu 15 funcții necunoscute. Acestea pot fi grupate în ecuații care evidențiază aspectul mecanic al unei probleme a teoriei elasticității (2.2.1.1), aspectul geometric (2.2.1.2) și aspectul fizic (2.2.1.3). Funcțiile necunoscute sunt: șase tensiuni, șase deformații specifice și trei deplasări (u, v, w). Aceste 15 necunoscute trebuie să satisfacă ecuațiile (2.2.1.1), (2.2.1.2) și (2.2.1.3), precum și condițiile la limită.

Metodele analitice sunt aplicabile pentru un număr restrâns de clase de probleme particulare. Limitarea este impusă de geometria corpului ce se studiază și de configurația sistemului de sarcini, ambele fiind necesar să fie relativ simple.

Astfel distingem: modele de calcul pentru bare, modele de calcul pentru plăci și învelișuri, modele de calcul pentru structuri din bare drepte și curbe.

Metodele de calcul pentru determinarea deplasărilor barelor drepte solicitate la încovoiere se elaborează având în vedere: metoda analitică de integrare a ecuației diferențiale a fibrei medii deformată, metoda parametrilor inițiali, metoda grafo-analitică a grinzilor conjugate etc.

Metodele analitice de calcul riguros al plăcilor și învelișurilor care să satisfacă ecuațiile (2.2.1.1), (2.2.1.2), (2.2.1.3) ale teoriei elasticității s-au dovedit extrem de complexe și infructuoase. Pentru modele de plăci și învelișuri subțiri, pentru care se admite că grosimea este mică în comparație cu celelalte dimensiuni, s-au elaborat metode de calcul aproximative, satisfăcătoare pentru practica inginerescă.

Modelul de placă este materializarea unei suprafețe plane, iar cel de înveliș al unei suprafețe curbe.

Pentru calculul deplasărilor structurilor din bare drepte și curbe cea mai utilizată este metoda energetică a lui Mohr-Maxwell. Deplasarea δ a unui punct al structurii este

$$\delta = \sum \int \frac{Nn}{EA} ds + \sum \int k \frac{Tt}{GA} ds + \sum \int \frac{M_i m_i}{EI} ds + \sum \int \frac{M_t m_t}{GI_d} ds \quad (2.2.1.4)$$

în care: δ este deplasarea generalizată (săgeată sau rotire); N , T , M_i , M_t sunt eforturile, respectiv forța axială, forța tăietoare, momentul încovoietor, momentul de răsucire, într-o secțiune curentă, produse de sarcinile care încarcă structura; n , t , m_i , m_t sunt eforturile în aceeași secțiune curentă produse de sarcina generalizată unitate (forță sau moment egal cu 1) aplicată în punctul structurii în care se calculează deplasarea δ ; k este un coeficient care ține seama că tensiunile datorate forfecării nu se distribuie uniform pe secțiune.

2.2.2. Calculul corpului amonte al vanelor cu jet tubular

Se exemplifică modelul de calcul prin metoda exactă pentru corpul amonte al vanei cu jet tubular [1] cu diametrul de intrare de 1600 mm și vana cu jet tubular cu diametrul de intrare de 250 mm de la amenajarea Wonorejo.

Materialul prevăzut pentru corpul amonte: oțel marca A 352 grade LCC (cod ASTM) ([7]; [96]) cu:

- Limita de curgere: $R_c=275$ MPa ($R_c=2800$ kgf/cm²)
- Rezistența la rupere: $R=471$ MPa ($R=4800$ kgf/cm²)

Calculul tensiunilor pentru corpului amonte se face cu relația pentru piese conice supuse presiunii interioare (fig. 2.2.2.1)

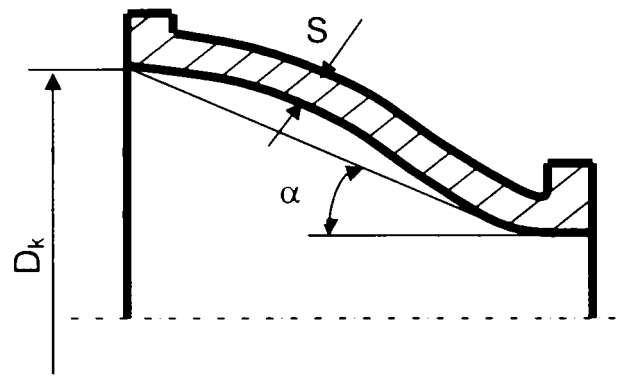


Fig. 2.2.2.1. Schematizare corp amonte vană cu jet tubular

$$\sigma = \frac{p_e \cdot (1.2 \cdot S \cdot \cos \alpha + D_k)}{2 \cdot S \cdot z \cdot \cos \alpha} < \sigma_a \quad [\text{N/mm}^2] \quad (2.2.2.1)$$

unde,

Tensiunea admisibilă are valoarea (cu coeficient de siguranță 5 [1] față de rupere):

$$\sigma_a = \frac{R}{5} = \frac{471}{5} = 94,2 \text{ N/mm}^2 \quad (2.2.2.2)$$

Valorile simbolurilor din figura 2.2.2.1:

	Vana cu jet tubular Dn 1600	Vana cu jet tubular Dn 250
Presiunea de proiectare	$p_e=0,8347 \text{ N/mm}^2$	$p_e=0,8347 \text{ N/mm}^2$
Diametrul aval	$D_k=2560 \text{ mm}$	$D_k=400 \text{ mm}$
Coeficientul de rezistență al sudurii	$z=1$	$z=1$
Grosimea peretelui*	$S=30 \text{ mm}$	$S=15 \text{ mm}$
Semiunghiul conului	$\alpha=36^0$	$\alpha=36^0$
Valoarea efortului calculat cu relația (2.2.2.1):	$\sigma=44,5 \text{ N/mm}^2 < 94,2 \text{ N/mm}^2 = \sigma_a$	$\sigma=14,3 \text{ N/mm}^2 < 94,2 \text{ N/mm}^2 = \sigma_a$

* Se are în vedere faptul că piesa corp amonte este realizată în variantă turnată și se ține cont și de adaosul de coroziune de 2mm.

2.2.3. Calculul obturatorului vanelor cu jet tubular

Modelul de calcul prin metoda exactă [1], [69] pentru obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1600 mm, respectiv pentru obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 250 mm de la amenajarea Wonorejo este prezentat mai jos.

Materialul prevăzut pentru corpul amonte: oțel marca A 352 grade LCC (cod ASTM) ([7]; [96]) cu:

- Limita de curgere: $R_c=275$ MPa ($R_c=2800$ kgf/cm²)
- Rezistența la rupere: $R=471$ MPa ($R=4800$ kgf/cm²)

Tensiunea admisibilă are valoarea (cu coeficient de siguranță 5 [1]):

$$\sigma_a = \frac{R}{5} = \frac{471}{5} = 94,2 \text{ N/mm}^2 \quad (2.2.3.1)$$

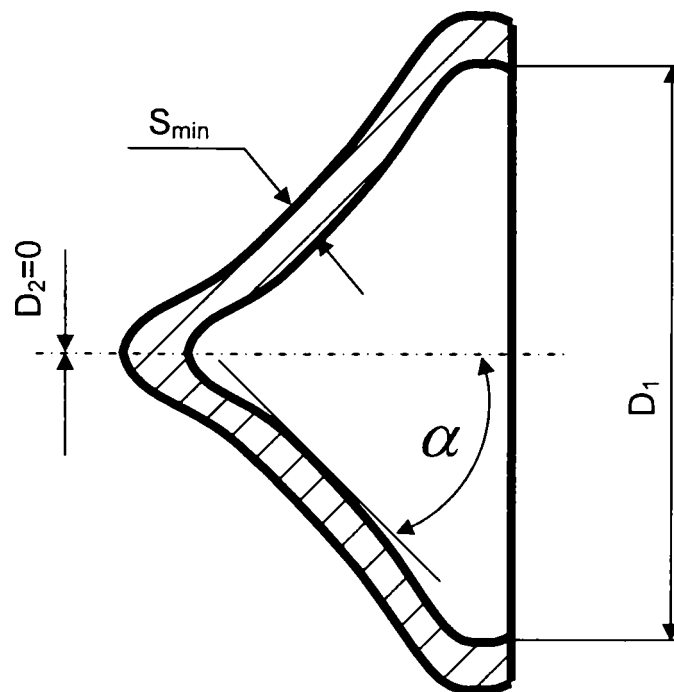


Fig. 2.2.3.1. Schematizare obturator vană cu jet tubular

Relația de dimensionare pentru grosimea minimă a obturatorului:

$$S = \frac{p \cdot D}{2 \cdot \sigma_a \cdot z - p} + c_1 + c_{r1} \quad (\text{mm}) \quad (2.2.3.2)$$

unde D se calculează cu relația (2.2.3.3):

$$D = \frac{0.9 \cdot D_1 + D_2}{\cos \alpha} \quad (\text{mm}) \quad (2.2.3.3)$$

	Vana cu jet tubular Dn 1600	Vana cu jet tubular Dn 250
D ₁	1500 mm	180 mm
α	60°	60°
D	2700 mm	324 mm
Presiunea de proiectare	p=0,8347 N/mm ²	p=0,8347 N/mm ²
Coeficientul de rezistență al sudurii	z=1	z=1
Adaosuri de material pentru piese turnate	c ₁ =2 mm c _{r1} =1 mm	c ₁ =2 mm c _{r1} =1 mm
Grosimea minimă necesară calculată cu relația (2.2.3.2)	S=15,0 mm	S=4,4 mm

Deoarece relația (2.2.3.2) nu ține cont de forța necesară pentru etanșarea vanei și din considerente tehnologice (obturatorul este o piesă turnată), grosimea efectivă a peretelui obturatorului a fost stabilită la valorile:

	Vana cu jet tubular Dn 1600	Vana cu jet tubular Dn 250
S _{ef}	60 mm	33 mm

Creșterea grosimii minime a obturatorului cu de 4 ori pentru vana cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1600 mm (de la 15 mm obținuți prin calcul la 60 mm luați efectiv în proiectare) este justificată în capitolul 2.5.2.

2.3. Modele de calcul pentru metode numerice aproximative

Majoritatea metodelor aproximative de calcul implică un proces specific de discretizare, prin care structura continuă reală se înlocuiește cu o structură idealizată discretă. Este cazul metodei diferențelor finite, a metodei elementelor finite, a metodei elementelor de frontieră, a metodei relaxării dinamice, a metodei colocației, etc.

Discretizarea unei structuri este un proces complex de elaborare a unui model discret care să aproximeze cât mai bine structura continuă reală din diverse puncte de vedere, ca, de exemplu, al geometriei, al sarcinilor, al rezemărilor, al rigidităților, al maselor, al constantelor elastice etc. În esență, discretizarea se realizează cu o rețea de linii drepte sau curbe, cu o rețea spațială de suprafețe plane sau curbe. Punctele de intersecție ale liniilor sau suprafețelor rețelei de discretizare (sau mesh-are) se numesc nodurile rețelei și în acestea se definesc mărimile necunoscute (de obicei deplasări) care urmează să se determine prin metoda numerică de calcul respectivă. Prin aceasta studiul mulțimii infinite de puncte a structurii continue date se aproximează prin studiul mulțimii finite de puncte (noduri) ale rețelei de discretizare a modelului de calcul.

Cu cât rețeaua de discretizare are un număr mai mare de noduri, avem deci o rețea mai fină, cu atât mai bună este aproximarea structurii date și rezultatele prin calcul sunt mai precise.

Metodele de calcul care folosesc discretizarea nu conțin în ele indicații cum să se facă aceasta. Alegerea rețelei de noduri a modelului de calcul discretizat trebuie să sintetizeze tot ce se știe despre structura ce se calculează, să aibă în vedere intuitiv particularitățile acesteia și să corespundă cât mai bine scopului propus.

2.3.1. Metoda diferențelor finite

Această metodă constă în esență în înlocuirea diferențialelor [38], [48], [65], [88] cu diferențe foarte mici, finite. Metoda are un domeniu de aplicabilitate foarte vast în analiza matematică.

Aplicarea metodei diferențelor finite la calculul unei probleme de mecanica mediului continuu constă în cunoașterea ecuației diferențiale corespunzătoare scrisă funcție de diferențele finite calculate pe nodurile rețelei de discretizare. Pentru un șir de noduri ale

rețelei derivatele de diverse ordine se pot exprima prin diferențe finite în moduri diferite, cum este mai convenabil de la caz la caz.

Rezolvarea cu metoda diferențelor finite a ecuațiilor diferențiale care descriu comportarea elementelor de structuri duce la obținerea valorilor numerice ale soluției în nodurile considerate.

Metoda diferențelor finite este foarte veche. Aceasta se pretează foarte bine pentru elaborarea de algoritmi și programe pentru calculator, dar are două dezavantaje majore:

- trebuie cunoscută ecuația diferențială care guvernează fenomenul ce se modelează;
- programul cu diferențe finite depinde de tipul ecuației diferențiale, adică are o aplicabilitate limitată.

Volumul datelor de intrare este relativ mare pentru metoda diferențelor finite, motiv pentru care nu se utilizează pentru structuri complicate, ci numai pentru clase de probleme relativ simple.

2.3.2. Metoda elementelor de frontieră

Spre deosebire de majoritatea metodelor numerice de calcul al structurilor care se bazează pe teoreme de staționaritate a energiei potențiale totale (ca și metoda elementelor finite), metoda elementelor de frontieră este fundamentată pe teorema reciprocității lucrului mecanic (a lui Betti) [25], [78]. Această teoremă este valabilă numai pentru structuri liniar elastice și constă în egalitatea lucrului mecanic produs de un sistem de forțe pe deplasările altui sistem cu lucrul mecanic produs de cel de-al doilea sistem de forțe pe deplasările date de primul. Se presupune că în cele două stări de încărcare legăturile au fost eliminate (s-au înlocuit cu sarcini sau deplasări cunoscute), că deplasările sunt mici și că cele două încărcări au fiecare torsor nul.

Metoda elementelor de frontieră presupune că se cunoaște soluția fundamentală a ecuațiilor teoriei elasticității, adică se cunosc componentele deplasărilor în spațiul elastic produse de o forță concentrată unitate aplicată în origine. Cu relațiile dintre deformații și deplasări și apoi cu ajutorul legii lui Hooke se obțin tensiunile corespunzătoare deplasărilor respective, care sunt componentele tensorului soluție fundamentală, corespunzător unei formulări în tensiuni a problemei.

Modelul de calcul presupune că din spațiul elastic solicitat cu o forță concentrată se “decupează” o porțiune având forma corpului ce se studiază, adică un domeniu D . Pe frontiera domeniului acționează tensiuni; dacă punctul în care acționează forța concentrată este în interiorul domeniului D , tensiunile de pe frontieră vor da ca rezultată chiar forța concentrată și moment nul în punctul de aplicație al forței; dacă punctul de aplicație al forței este în afara domeniului D , tensiunile de pe frontieră dau un torsiune nul. Tensiunile de pe frontieră pot fi privite ca o încărcare exterioară a corpului obținut după decupare.

Metoda elementelor de frontieră are avantajul că volumul datelor de intrare necesare este considerabil mai mic.

Un neajuns al metodei elementelor de frontieră este că trebuie cunoscută soluția fundamentală a tipului de problemă pentru care se aplică. Precizia rezultatelor obținute prin metoda elementelor finite și a elementelor de frontieră este comparabilă.

2.3.3. Metoda elementelor finite

În prezent, metoda elementelor finite este metoda numerică cea mai utilizată pentru calculul structurilor oricât de complexe solicitate static, dinamic, termic, la stabilitate, în regim liniar elastic sau în diverse condiții neliniare. Generalitatea metodei, simplitatea conceptelor de bază și utilizarea calculatoarelor explică extinderea și interesul pentru această metodă.

O cale simplă și intuitivă pentru a defini conceptele de bază ale modelului unei structuri care se calculează prin metoda elementelor finite este aceea de a privi acest model ca o generalizare a modelului pentru calculul structurilor din bare prin metoda deplasărilor. Dacă structura ce se calculează cu metoda elementelor finite se discretizează într-un mod oarecare, nodurile rețelei de discretizare sunt punctele n care se leagă între ele elementele structurii idealizate, care pot fi elemente de bară, sau în general, elemente de plăci plane subțiri, plăci curbe groase, elemente spațiale tetraedrice, hexaedrice (curboide) etc.

Pentru exemplificare în fig. 2.3.3.1 și fig. 23.3.2 se prezintă modul de discretizare al obturatorului vanei cu jet tubular prin elemente tetraedale curbilini.

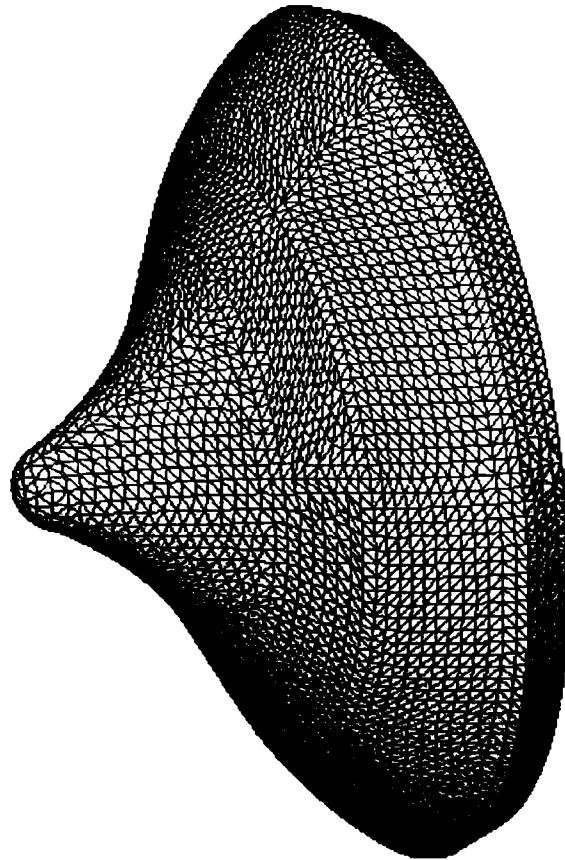


Fig. 2.3.3.1. Discretizare obturator vană cu jet tubular, fața amonte.

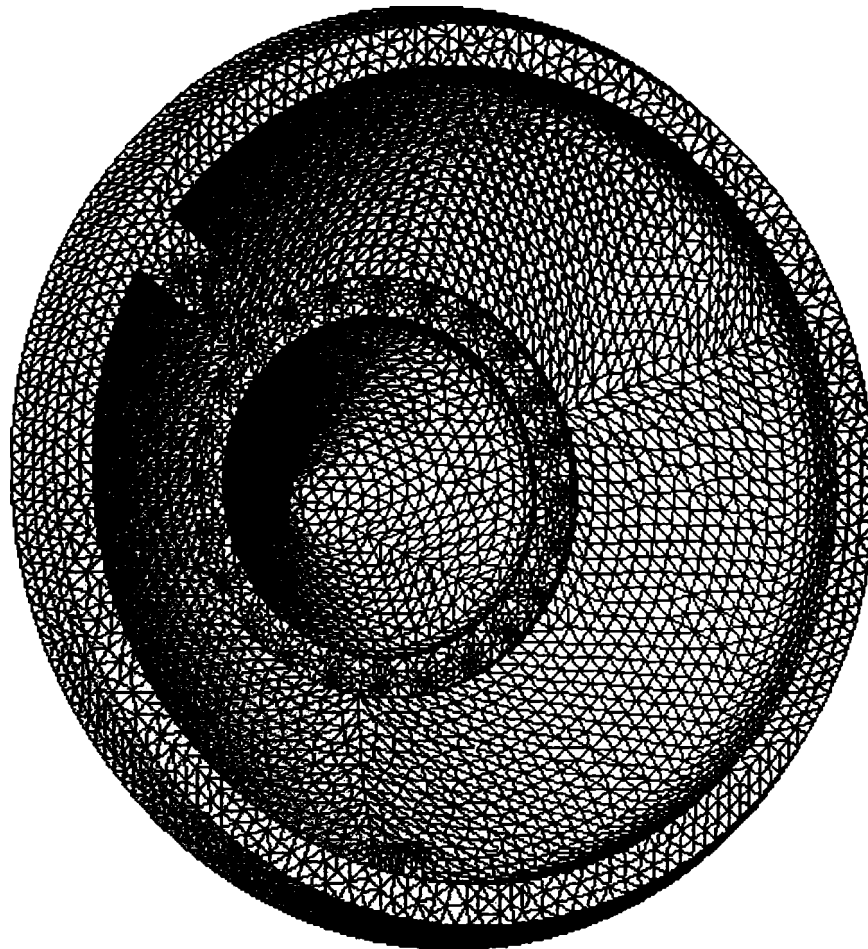


Fig. 2.3.3.2. Discretizare obturator vană cu jet tubular, fața aval.

Modelul de calcul are 23097 noduri și 12993 de elemente tetraedale. Elementele modelului idealizat al structurii, definite pe nodurile rețelei de discretizare, se numesc elemente finite.

Ideea de bază a metodei elementelor finite este că pentru un element de tip oarecare se face ipoteza că deplasările din interiorul elementului variază după o lege cunoscută, aleasă apriori. De exemplu [65], pentru elementul finit plan triunghiular de grosime t , cu noduri în vârfurile triunghiului, ca în fig. 2.3.3.3 se presupune că deplasările u și v variază după o lege dată, cunoscută, în interiorul elementului; pentru o variație liniară se poate scrie

$$\left. \begin{aligned} u(x, y) &= \alpha_1 + \alpha_2 x + \alpha_3 y \\ v(x, y) &= \alpha_4 + \alpha_5 x + \alpha_6 y \end{aligned} \right\} \quad (2.3.3.1)$$

ceea ce duce la deformații și tensiuni constante în interiorul elementului

$$\left. \begin{aligned} \varepsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} = \alpha_2 \\ \varepsilon_y &= \frac{\partial v}{\partial y} = \alpha_6 \\ \gamma_{xy} &= \frac{\partial u}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial x} = \alpha_3 + \alpha_5 \end{aligned} \right\}$$

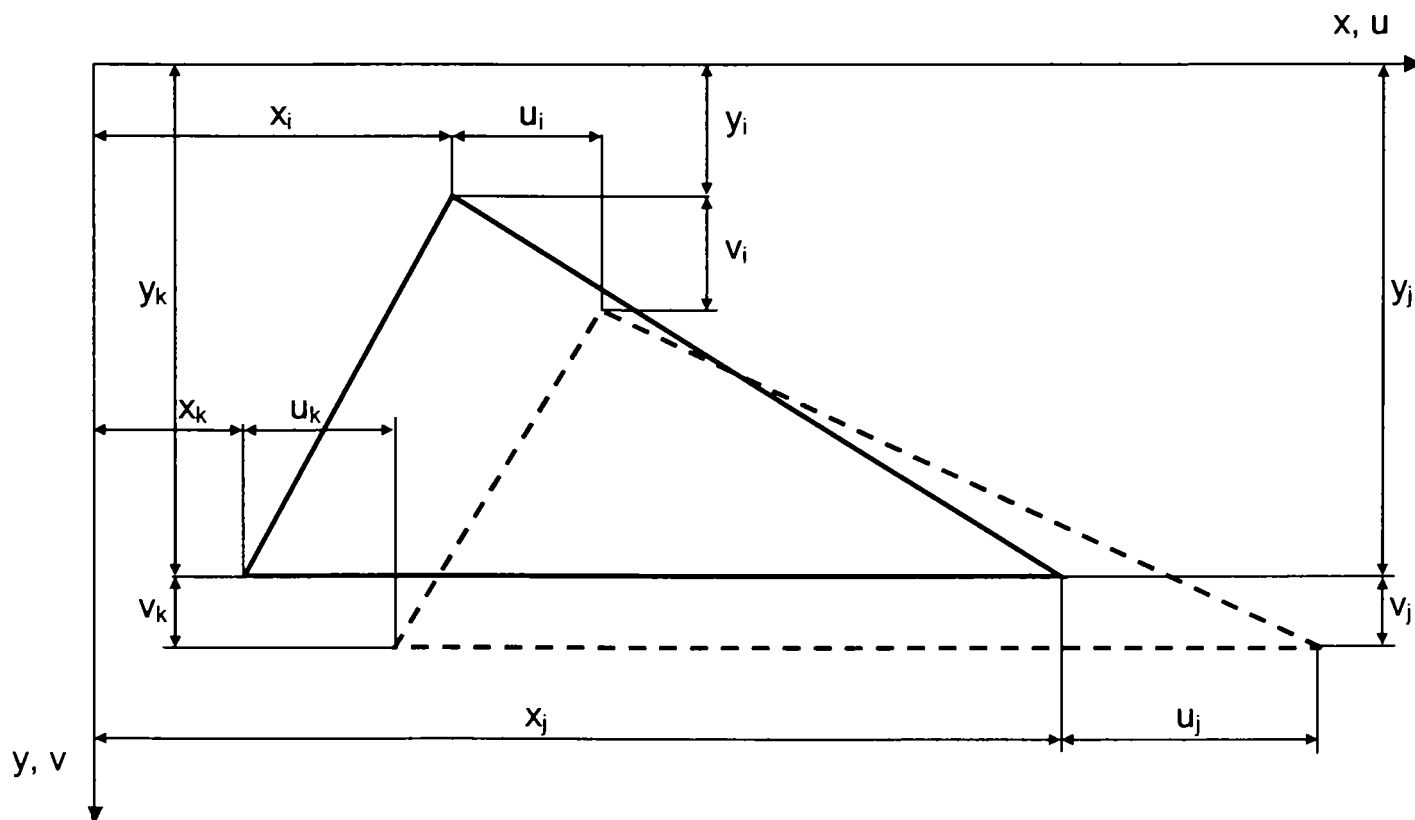


Fig. 2.3.3.3. Element finit plan triunghiular

Elementul se consideră raportat la un reper local xOy și este definit de nodurile i, j, k , ale căror deplasări u și v sunt componentele vectorului $\{u\}$ al deplasărilor nodale ale elementului finit considerat. Expresiile parametrilor α_i din relațiile (2.3.3.1) se obțin punând condiția ca în noduri deplasările să fie componentele vectorului $\{u\}$; rezultă

$$\left. \begin{aligned} u(x, y) &= N_i(x, y)u_i + N_j(x, y)u_j + N_k(x, y)u_k \\ v(x, y) &= N_i(x, y)v_i + N_j(x, y)v_j + N_k(x, y)v_k \end{aligned} \right\} \quad (2.3.3.2)$$

în care $N(x, y)$ sunt funcții de coordonatele vârfurilor i, j, k ale elementului finit și se numesc funcții de interpolare. Cu relațiile (2.3.3.3) se pot calcula deplasările u și v ale unui punct oarecare din interiorul elementului, funcție de deplasările nodale $\{u\}$.

Presupunând că în cele trei noduri i, j, k acționează forțele X, Y , ca în fig. 2.3.3.4, componente ale vectorului forțelor nodale $\{R\}$, atunci matricea de rigiditate $[k]$ a elementului leagă vectorului deplasărilor $\{u\}$ de vectorul forțelor $\{R\}$ printr-o relație de forma

$$\{R\} = [k]\{u\} \quad (2.3.3.3)$$

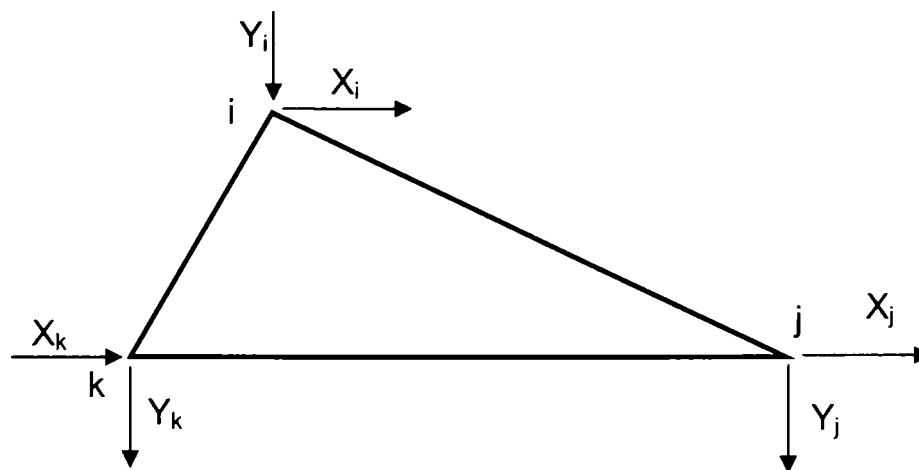


Fig. 2.3.3.4.

Interpretarea relației (2.3.3.3) este următoarea: deplasările nodale $\{u\}$ ale elementului produc în mod unic forțele $\{R\}$ acționând în nodurile acestuia. Reciproca nu este adevărată, deoarece pentru anumite valori ale forțelor nodale $\{R\}$ se pot obține o infinitate de vectori $\{u\}$ ai deplasărilor nodale, aceștia fiind diferiți prin deplasările de corp rigid ale elementului. Spre deosebire de deplasările nodale, forțele nodale nu sunt

independente, deoarece elementul trebuie să fie în echilibru și forțele trebuie să satisfacă ecuațiile de echilibru corespunzătoare. Pentru elementul finit triunghiular considerat trei forțe nodale independente nu pot determina univoc șase deplasări, în consecință, matricea de rigiditate $[k]$ respectivă este singulară, adică nu poate fi inversată, rangul ei fiind trei.

Privit din punct de vedere informațional, un element finit este un model care trebuie să permită prelucrarea cât mai precisă a unui volum cât mai mare de informații. Aceasta presupune ca elementul de o anumită formă să aibă un număr cât mai mare de noduri, fiecare nod să aibă un număr cât mai mare de grade de libertate geometrică, iar funcțiile de interpolare să fie cât mai complexe, adică să aibă un număr cât mai mare de parametri. Desigur că cu cât crește complexitatea elementului cresc și dificultățile de calcul. Pentru exemplificare.

Pentru a determina matricea de rigiditate $[k]$ a unui tip de element finit se aplică acestuia teorema de extrem a energiei potențiale totale. Matricea $[k]$ este simetrică ca urmare a teoremei reciprocității forțelor. Semnificația fizică a elementelor matricei de rigiditate a unui element este cea de forțe nodale produse de deplasări unitate. Matricea de rigiditate $[k]$ se calculează pentru toate elementele finite în care a fost idealizată structura. Pentru a putea defini și identifica nodurile și elementele structurii ambele se numerotează.

Matricea de rigiditate a întregii structuri se obține prin asamblarea matricelor de rigiditate ale elementelor. Asamblarea se face la fel ca pentru elementele de bară, adică se adună elementele matricelor de rigiditate ale elementelor finite care se referă la același nod și la același grad de libertate geometrică.

Matricea de rigiditate $[K]$ a structurii este de tip bandă și este simetrică, de aceea se lucrează cu jumătate din aceasta, de obicei cu jumătatea superioară. În interiorul benzii elementele pot fi elemente nule, uneori numărul lor putând fi destul de mare. Lățimea benzii se măsoară pe orizontală, până la ultimul element nenul.

Cu matricea de rigiditate a structurii se formează sistemul de ecuații

$$[K]\{u\} = \{R\} \quad (2.3.3.4)$$

în care $\{u\}$ este vectorul deplasărilor corespunzătoare tuturor gradelor de libertate ale tuturor nodurilor structurii, iar $\{R\}$ vectorul încărcărilor nodale.

Matricea de rigiditate a structurii, obținută imediat după asamblare, este singulară și anume rangul ei este egal cu numărul de linii sau de coloane, minus gradele de libertate corespunzătoare mișcărilor de corp rigid ale structurii, care trebuie să fie cel puțin static determinată. Metoda deplasărilor nu face distincție între structuri static determinate și static nedeterminate.

Matricea de rigiditate $[K]$ este entitatea fundamentală în rezolvarea unei structuri prin metoda elementelor finite. Această matrice $[K]$ are următoarele particularități fundamentale:

- a. În mecanica structurilor $[K]$ este totdeauna simetrică, ca urmare a teoremei reciprocității deplasărilor a lui Maxwell.
- b. Matricea $[K]$ este pozitiv definită.
- c. Pentru o numerotare rațională a nodurilor structurii idealizate elementele nenule ale matricei $[K]$ se grupează în apropierea diagonalei, obținându-se o matrice bandă.
- d. Matricea $[K]$ este rară, adică ea conține un număr relativ mic de elemente nenule.

În favoarea metodei elementelor finite pledează o mai mare suplețe a acesteia, libertatea de a face o discretizare cu geometrie variabilă, posibilitatea de a folosi simultan oricâte tipuri de elemente finite sunt necesare pentru o modelare optimă a structurii, de a efectua calculul pe substructuri, de a face rulări succesive ale unei structuri în totalitate, sau numai pentru unele substructuri extrase din aceasta, cu scopul unei cât mai bune adaptări a modelului de calcul la cerințele impuse.

2.4. Discretizarea modelelor solide

În acest capitol se tratează modul de discretizare și opțiunile posibile de discretizare pentru modelele solide folosind programul Cosmos/Design STAR [26], [27], [28]. Cu acest program au fost efectuate calculele de analiză cu element finit pentru modelele de vană cu jet tubular exemplificate mai jos.

Orice analiză în programul Cosmos începe prin crearea unui studiu.

Când definim un studiu, se poate selecta tipul elementului pentru discretizare: ca element solid sau ca placă. Când discretizăm un model, sau un ansamblu ca element solid putem alege două opțiuni:

- Calitate grosolană (draft) de discretizare. Discretizarea automată creează elemente tetraedale solide lineare.
- Calitate fină (high) de discretizare. Discretizarea automată creează elemente tetraedale solide parabolice.

Elementele finite lineare sunt denumite de ordinul întâi, sau de ordin inferior. Elementele parabolice se numesc de ordinul doi, sau de ordin superior.

Un element linear tetraedral este definit prin patru puncte nodale în colțuri și cu șase muchii drepte. Un element tetraedral parabolic are patru puncte nodale în colțuri, șase puncte nodale la mijloc și șase muchii.

Pentru aceeași densitate a discretizării (aceleași număr de elemente și număr de puncte nodale) elementele parabolice exprimă rezultate mai exacte decât elementele lineare pentru că: 1) frontierele curbe sunt respectate mult mai exact și 2) reproduc mai bine aproximările matematice. Așadar, elementele parabolice necesită putere de calcul mai mare decât elementele lineare.

Fiecare punct nodal dintr-un element solid are trei grade de libertate care sunt translații după cele trei direcții ortogonale.

Cosmos / Design Star folosește direcțiile x, y, și z pentru un sistem cartezian global ca referință în formularea problemei.

Opțiunile posibile de discretizare sunt:

1. Calitatea discretizării: calitate grosolană (de ordin inferior) sau calitate fină (de ordin superior) a elementelor;
2. Schema de discretizare: Standard sau Alternativ;
3. Controlul discretizării (tranziție automată, definită de utilizator, și suprafețe netede);
4. Verificarea Jacobiană (se selectează numărul punctelor de integrare care se vor folosi în verificarea calității elementelor).

1. Calitatea discretizării

Calitatea Grosolană (Draft). Fiecare element solid va avea doar patru puncte nodale. Nu există puncte nodale pe mijlocul muchiilor (laturilor);

Calitatea Fină (High). Fiecare element solid va avea zece puncte nodale; patru puncte nodale în colțuri și câte un punct nodal la mijlocul fiecărei muchii (un total de șase puncte nodale mediane).

2. Schema de discretizare

Schema de discretizare Standard. Activează modelul de discretizare Voronoi – Delaunay pentru operațiile de discretizare care urmează. Această schemă de discretizare a fost introdusă cu varianta 3 a programului Cosmos. Această discretizare este mai rapidă decât discretizarea alternativă utilizată în versiunile anterioare și poate fi utilizată în cele mai multe cazuri.

Schema de discretizare Alternativă. Activează modelul de discretizare „Față avansată” pentru operațiile de discretizare care urmează. A fost singura discretizare posibilă în variantele anterioare ale programului Cosmos. Folosim această discretizare doar ca alternativă, când schema de discretizare Standard eșuează.

3. Controlul discretizării

Controlul discretizării atribuie distribuția dimensiunii elementelor și tranziția parametrilor pentru entitățile selectate. Dimensiunea elementului specificată pentru o entitate se folosește ca dimensiune medie aleasă a elementelor propagate de la entitatea aleasă. Se poate aplica controlul discretizării la vârfuri (vertices), muchii, fețe și/sau componente asamblate.

Tranziția automată. Când verifică, programul aplică automat controlul discretizării la toate formele, detalii, găuri și racordări. Tranziția automată generează un număr foarte mare de elemente.

Control definit de utilizator. Când verifică, programul aplică toate controalele definite de utilizator pentru discretizare la: vârfuri, muchii, fețe și componente.

Fețe Netede. Când verifică, programul reasează ușor elementele nodale de contur pentru a îmbunătăți discretizarea inițială.

Parametrii de control ai discretizării sunt:

- dimensiunea elementului pentru entitatea specificată (e)
- progresia rației elementului (r)
- numărul de straturi al elementelor (n)

Presupunând că dimensiunea globală a elementului folosită la discretizare este E , media dimensiunii elementului în straturi propagată de la entitate va fi: e , $e \cdot r$, $e \cdot r^2$, $e \cdot r^3$, etc.

Dacă media calculată a dimensiunii elementului pentru un strat depășește E , programul folosește pe E implicit. Dacă numărul de straturi specificat (n) este prea mic pentru o tranziție netedă, programul poate adăuga mai multe straturi.

Discretizarea se propagă de la vârfuri spre muchii, de la muchii spre fețe și de la fețe spre componente.

Cosmos sugerează o valoare medie pentru dimensiunea globală a elementului finit funcție de volumul modelului și suprafața laterală a acestuia. Unitatea de măsură sugerată pentru dimensiunea globală a elementului este metrul, însă se poate specifica o altă unitate preferată pentru lungime. Valoarea prestabilită a toleranței dimensiunii elementului finit este 5% din dimensiunea globală a elementului. Prin mărirea toleranței se pot discretiza modele pe care nu le-am putut discretiza cu toleranța prestabilită.

Calitatea discretizării este cheia în acuratețea rezultatelor. Cosmos folosește două tipuri de verificări la măsurarea calității elementelor:

- Verificarea aspectului rației;
- Verificarea Jacobiană.

Acuratețea numerică este cel mai bine realizată la o discretizare perfect uniformă cu elemente tetraedale a căror muchii sunt egale cu lungimea. Pentru o geometrie generală, nu este posibil a se crea o discretizare cu elemente tetraedale perfecte. Datorită diferitelor detalii ale modelelor cum ar fi: colțurile mici, curbele geometrice, detalii subțiri și colțuri drepte unele dintre elementele generate pot avea muchii mai lungi decât altele. Când lungimile muchiilor unui element diferă mult, este afectată acuratețea elementelor.

Aspectul rației pentru un element tetraedal perfect se folosește ca bază de calcul pentru calculul aspectului rației celorlalte elemente. Aspectul rației pentru un element este definit ca rația celorlalte elemente. Aspectul rației pentru un element este definit ca rația între muchia cea mai lungă și cea mai scurtă normală a unui vârf (vertex) la planul normal opus cu respectarea tetraedului perfect. Ca definiție, aspectul rației pentru un element tetraedal perfect este 1. Verificarea aspectului rației presupune muchii drepte conectate cu cele patru puncte nodale. Verificarea aspectului rației este folosită automat de program la verificarea calității discretizării.

În figura 2.4.1. sunt prezentate două elemente tetraedale cu aspectul rației mare (stânga) și cu aspectul rației egal cu unu (dreapta).

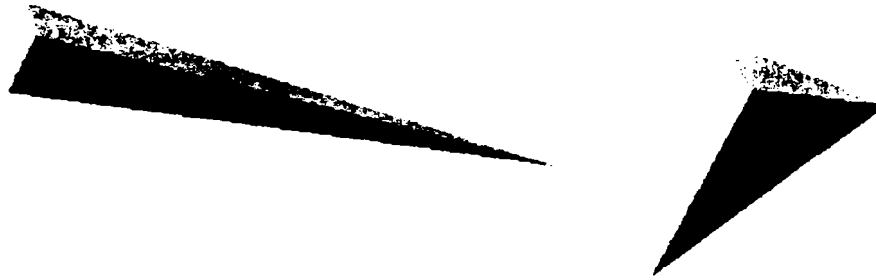


Fig. 2.4.1. Elemente tetraedale cu aspectul rației mare (stânga) și aspectul rației egal cu 1 (dreapta)

4. Verificarea Jacobiană

Elementele parabolice pot trasa geometrii curbate cu o acuratețe mult mai mare decât elementele lineare de aceeași dimensiune. Punctele nodale mediane din conturul muchilor unui element sunt amplasate pe geometria curentă a modelului. În extremele ascuțite sau frontierele curbe amplasarea punctelor nodale mediane pe geometria actuală poate genera elemente distorsionate cu muchii care să se intersecteze.

Jacobianul pentru un element foarte distorsionat devine negativ. Un element cu un Jacobian negativ face ca analiza programului să fie oprită.

În loc să calculeze matricea rigidă elementară, programul execută integrarea proceselor peste domeniul elementului. Integrarea procesului este simplificată prin evaluarea funcțiilor de interes care descriu poziția în interiorul elementului. Aceste poziții se numesc puncte Gaussiene. Pentru finalitatea verificării calității elementelor parabolice, Cosmos permite alegerea bazei de verificare Jacobiană la 4, 16 sau 29 puncte Gauss.

Rația Jacobiană a elementului tetraedal parabolic, cu toate punctele nodale mediane poziționate exact la mijlocul muchiei este 1. Rația Jacobiană crește dacă crește și curbura muchiiilor. Rația Jacobiană pentru un punct în interiorul elementului asigură o măsură a gradului de distorsiune a elementului la acea poziție. Cosmos calculează rația Jacobiană pentru un număr ales de puncte Gauss pentru fiecare element tetraedal. O rație de 40 sau mai puține puncte Gauss este acceptată de program. Cosmos ajustează

automat poziția punctelor nodale mediane pentru elemente distorsionate pentru a fi sigur că trece de verificarea Jacobiană.

Strategia de discretizare recomandată de program

1. De fiecare dată se încearcă discretizarea Standard. Dacă discretizarea dă eroare, se încearcă diferite dimensiuni ale elementului sau se modifică setările controlului discretizării. Se poate folosi discretizarea alternativă în situații rare când discretizarea Standard dă eroare.
2. Se pornește opțiunea discretizare de calitate fină. Opțiunea **calitatea de discretizare grosolană** se folosește în studiile preliminare pentru soluții rapide.
3. Atunci când modelele de studiu sunt simple, cu puține muchii mici, opțiunea tranziție automată nu trebuie să fie activă. Activarea tranziției automate poate genera un număr mare de elemente ne-necesare când discretizăm modele cu multe muchii mici.
4. Opțiunea tranziție netedă (Smooth) trebuie să fie activă. Această opțiune îmbunătățește calitatea discretizării în cele mai multe cazuri.
5. Pentru a îmbunătăți rezultatele, în zonele importante se folosește controlul discretizării. Se generează astfel dimensiuni mai mici ale elementului în zonele de interes.
6. După setarea opțiunilor de discretizare, se discretizează modelul. Se recomandă folosirea dimensiunii și a toleranței elementului recomandată de program.
7. Dacă discretizarea eșuează, se încearcă o dimensiune diferită a elementului și/sau o toleranță mai mare. Dacă dimensiunea elementului este prea mare, programul ne spune să folosim o mărime a elementului mai mică.

2.5. Calculul vanei cu jet tubular prin metoda elementelor finite

Elementul cel mai solicitat al unei vane cu jet tubular este obturatorul vanei, deoarece acest element se opune pe tot parcursul cursei de reglare, respectiv închidere, jetului de apă ce străbate vana și acest element trebuie să asigure și etanșarea vanei la poziția maxim închis. Pentru acest element se aplică metoda de calcul cu elemente finite. În acest capitol se studiază obturatorul pentru modelul vanei cu jet tubular din laboratorul U.C.M. Reșița, model pentru care s-au efectuat și încercările de tensometrie. Sunt prezentate și rezultatele obținute la obturatorul vanei cu jet tubular cu acționare hidraulică, cu diametrul de intrare de 1600 mm, prima vană de performanță de acest tip proiectată și executată la U.C.M. Reșița.

2.5.1. Calculul obturatorului modelului vanei cu jet tubular

Modelul vanei cu jet tubular din laboratorul U.C.M. Reșița are diametrul nominal de 200 mm, iar vana a fost testată la o cădere de maxim 20 mca. Modelul de vană este cu acționare manuală. Momentul de la roată de mână este transmis la un unui angrenaj conic reductor care transformă acest moment într-o forță axială prin intermediul unui mecanism șurub – piuliță, piulița care este solidară cu obturatorul vanei (fig. 2.5.1.1).

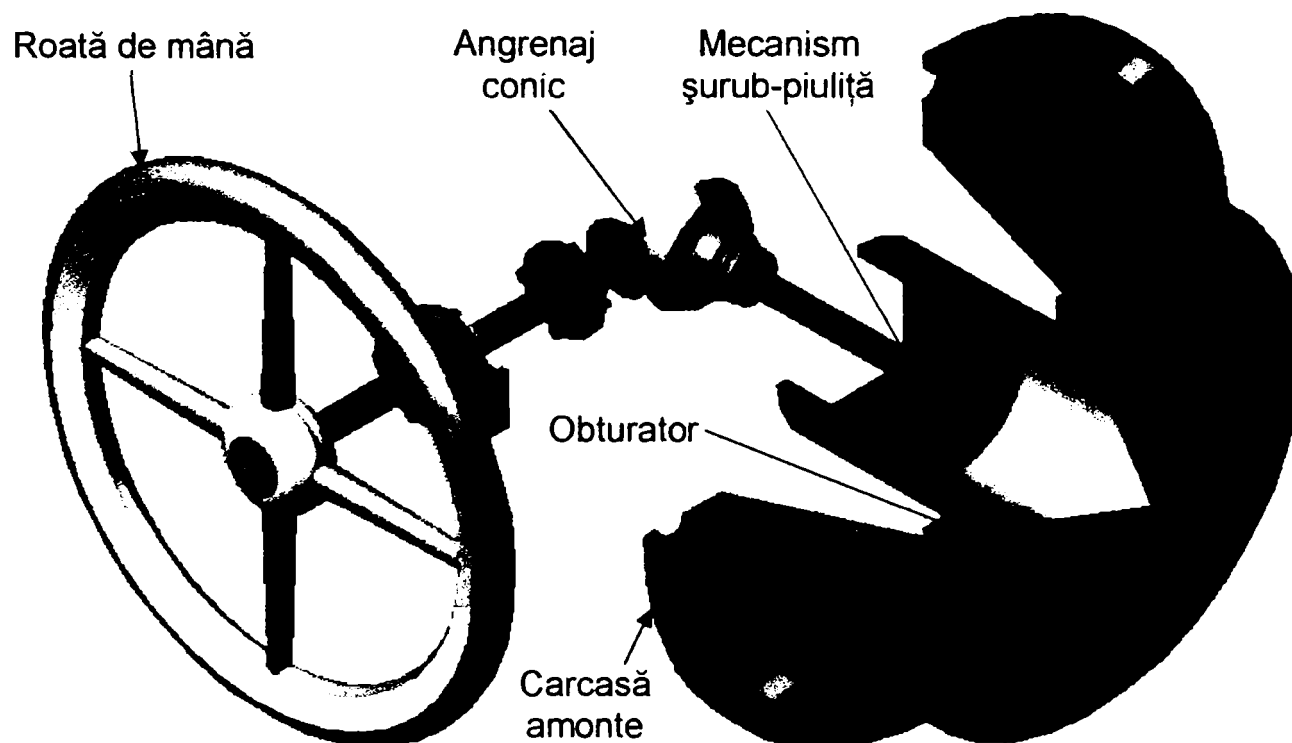


Fig. 2.5.1.1. Acționarea manuală pentru modelul de vană cu jet tubular

Obturatorul se consideră rezemat pe suprafața de etanșare obturator – corp amonte. Pe suprafața amonte a obturatorului se aplică presiunea apei de 0,2 MPa, iar din aval acționează forța de etanșare.

Forța de etanșare se obține prin acționarea roții de mână (fig. 2.5.1.1) a modelului vanei. Momentul de torsiune de la roata de mână se transmite la pinionul angrenajului conic cu dinți drepți. Raportul de transmisie al angrenajului conic este de 1,78. Roata conică antrenează mecanismul șurub – piuliță. Piulița se găsește în plungerul vanei care este solidar cu obturatorul vanei.

Se cunosc:

- diametrul roții de mână $D_r=250$ mm
- raportul de transmisie al angrenajului conic $i=1,78$
- randamentul transmisiei $\eta=0,8$
- geometria mecanismului șurub – piuliță Tr 18x4
- coeficientul de frecare dintre șurub și piuliță $\mu=0,1$
- forța cu care acționăm roata de mână $F_r=98,1$ N (10 kgf)

Se determină:

1. forța dezvoltată de șurub (forța de etanșare) asupra obturatorului [39]:

$$F = \frac{F_r \cdot \frac{D_r}{2} \cdot i \cdot \eta}{\frac{d_2}{2} \cdot \operatorname{tg}(\beta + \varphi)} = \frac{98,1 \cdot \frac{250}{2} \cdot 0,8 \cdot 1,78}{\frac{16}{2} \cdot \operatorname{tg}(4,55^\circ + 5,91^\circ)} = 11822,4 \text{ N} \quad (2.5.1.1)$$

unde:

- diametrul mediu al filetului șurubului: $d_2=16$ mm

- unghiul pasului elicei filetului: $\beta = \operatorname{arctg} \frac{p}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{4}{\pi \cdot 16} = 4,55^\circ$ (2.5.1.2)

- unghiul de frecare: $\varphi = \operatorname{arctg} \frac{\mu}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,1}{\cos \frac{30}{2}} = 5,91^\circ$ (2.5.1.3)

2. forța hidraulică ce apasă asupra obturatorului vanei, dată de presiunea apei, se determină astfel:

$$F_H = \frac{\pi}{4} \cdot d_{et}^2 \cdot H = \frac{\pi}{4} \cdot 214,56^2 \cdot 0,2 = 7231,3 \text{ N} < 11822,4 \text{ N} = F \quad (2.5.1.4)$$

unde:

- diametrul de etanșare al vanei: $d_{et}=214,56$ mm
- presiunea maximă a coloanei de apă: $H=0,2$ N/mm² (MPa)

Materialul din care este confecționat obturatorul este oțel marca S235 J2G3 – SR EN 10025:1994 cu următoarele caracteristici mecanice și fizice:

- Limita de curgere: $R_e = 195$ N/mm² (dimensiuni $>100 \leq 150$ mm);
- Rezistența la rupere: $R_m = 340$ N/mm²;
- Coeficientul de elasticitate longitudinal $E = 2,1 \cdot 10^5$ N/mm²;
- Coeficientul Poisson $\nu = 0,28$;
- Coeficientul de elasticitate transversal $G = 7,9 \cdot 10^4$ N/mm²;
- Densitatea 7800 kg/m³.

Calculul cu elemente finite pentru obturatorul vanei cu jet tubular se efectuează pe un model tridimensional al acestuia la scara 1:1. Rulajul a fost făcut pe un calculator personal compatibil IBM, cu procesor Pentium 4 cu frecvența de 1,8 GHz, memorie RAM de 512 MB. Durata rulajului pentru construirea matricei de rigiditate, calculul ei, rezolvarea ecuațiilor diferențiale, de tensiunilor rezultante, deplasărilor și deformațiilor a durat aproximativ 15 minute.

Se adoptă un sistem de coordonate triortogonal (fig. 2.5.1.2) cu direcția x după axa de curgere a apei prin vană, direcția y pe verticală și z pe orizontală perpendicular pe direcția de curgere. Calculul cu elemente finite pentru obturatorul vanei se face în regim static, adică trebuie impuse restricții pe toate cele trei direcțiile.

Restricțiile care se impun obturatorului sunt:

- deplasări nule pe direcția x pentru suprafața de etanșare. Se consideră corpul amonte rigid în suprafața de etanșare. Sunt permise deplasări pe direcțiile y și z;
- suprafața sferică din vârful obturatorului se poate deplasa doar după direcția x. Această zonă a obturatorului este foarte rigidă, iar singurele deplasări permise pentru această suprafață sunt după direcția de curgere a apei. Această suprafață prezintă interes pentru curgerea apei. Această restricție oferă pentru suprafața de etanșare două grade de libertate suplimentare, după direcția lui y și după direcția lui z.

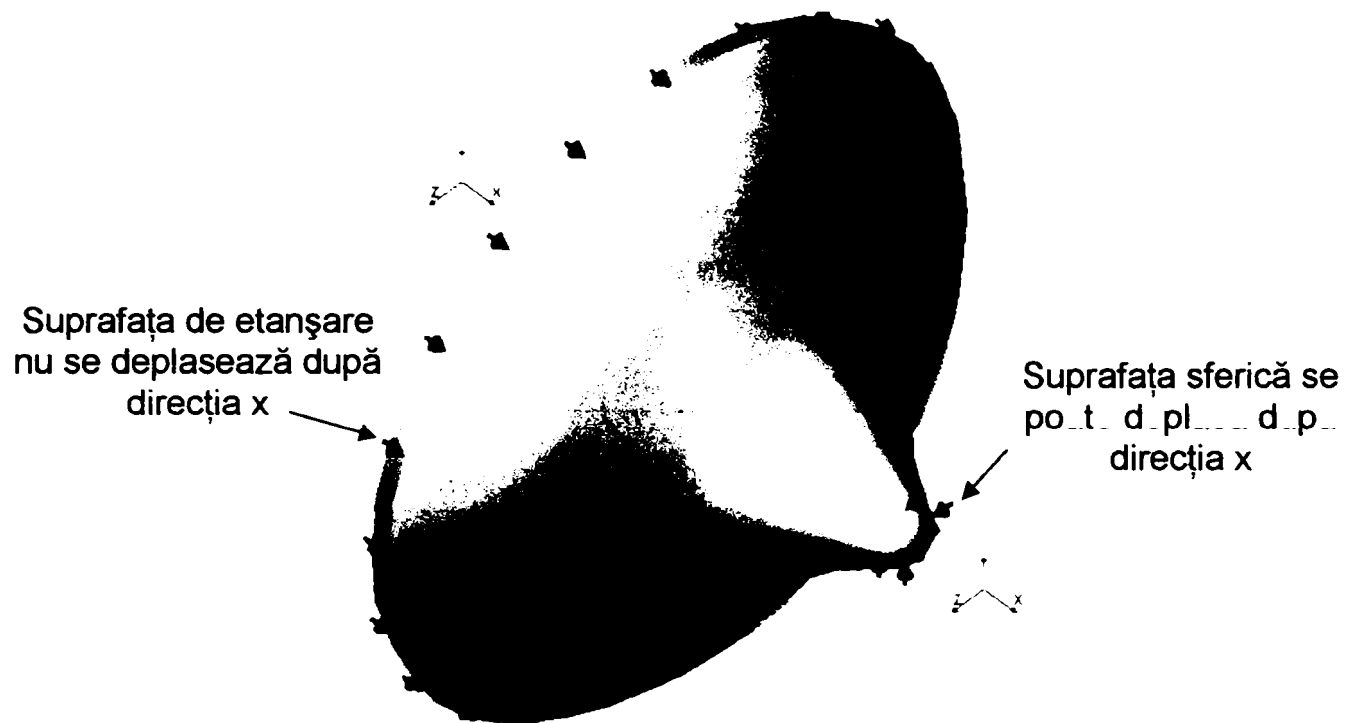


Fig. 2.5.1.2. Sistemul de restricții impuse pentru obturatorul vanei cu jet tubular

Schema de încărcare a obturatorului este prezentată în figura 2.5.1.3. Pe fața amonte a obturatorului se aplică presiunea apei $H=0,2$ MPa, iar pe fața de îmbinare dintre obturator și plunger se aplică forța de etanșare $F=11822,4$ N.

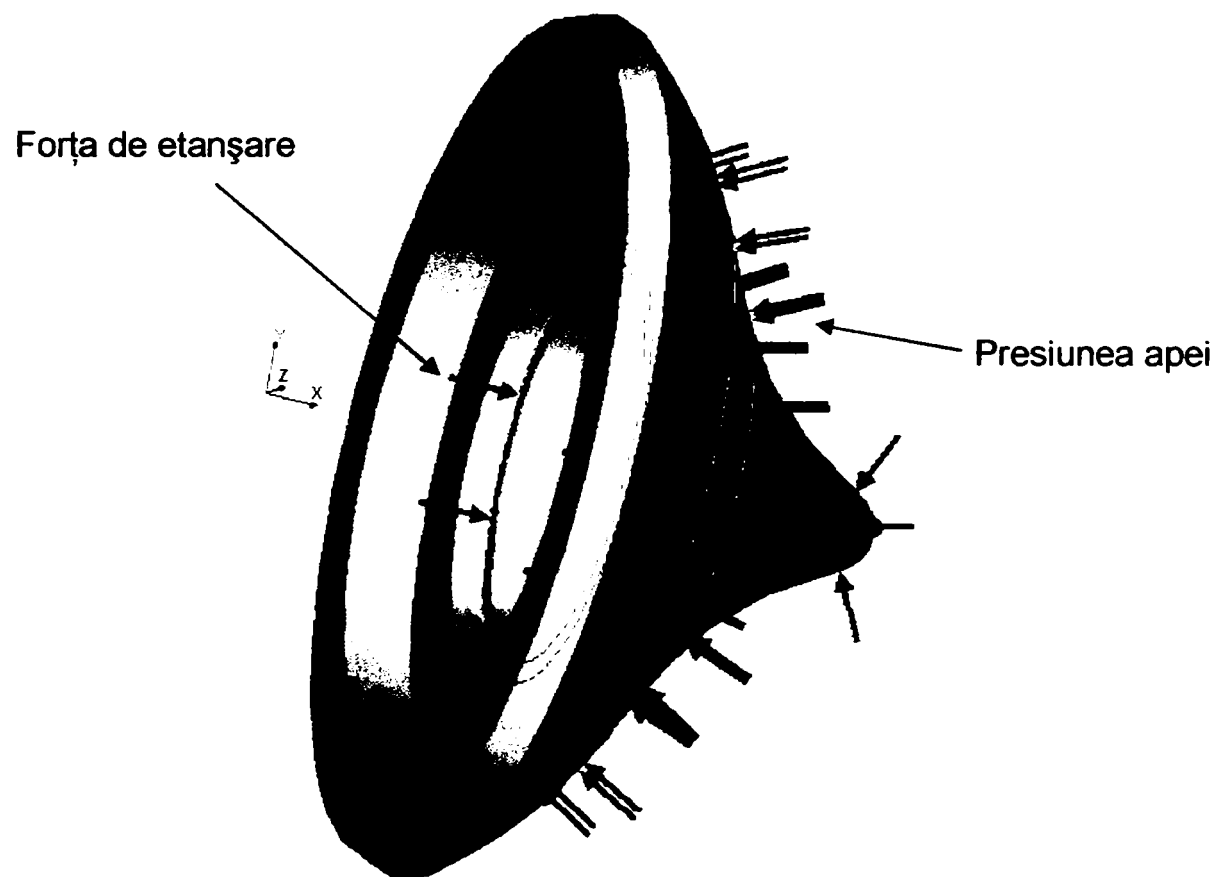


Fig. 2.5.1.3. Schema de încărcare pentru obturatorul vanei cu jet tubular

Discretizarea modelului obturator (fig. 2.5.1.4) s-a făcut cu elemente tetraedale solide cu 10 puncte nodale, cu mărimea medie a elementului 4,8607 mm și toleranță 0,24303 mm, controlul discretizării se face în 29 de puncte de integrare pentru verificarea Jacobiană. În urma discretizării s-au obținut un număr de 64672 elemente finite și un număr de 98785 noduri. S-a folosit tranziția automată standard pentru elementele finite cu densitate fină la discretizare.

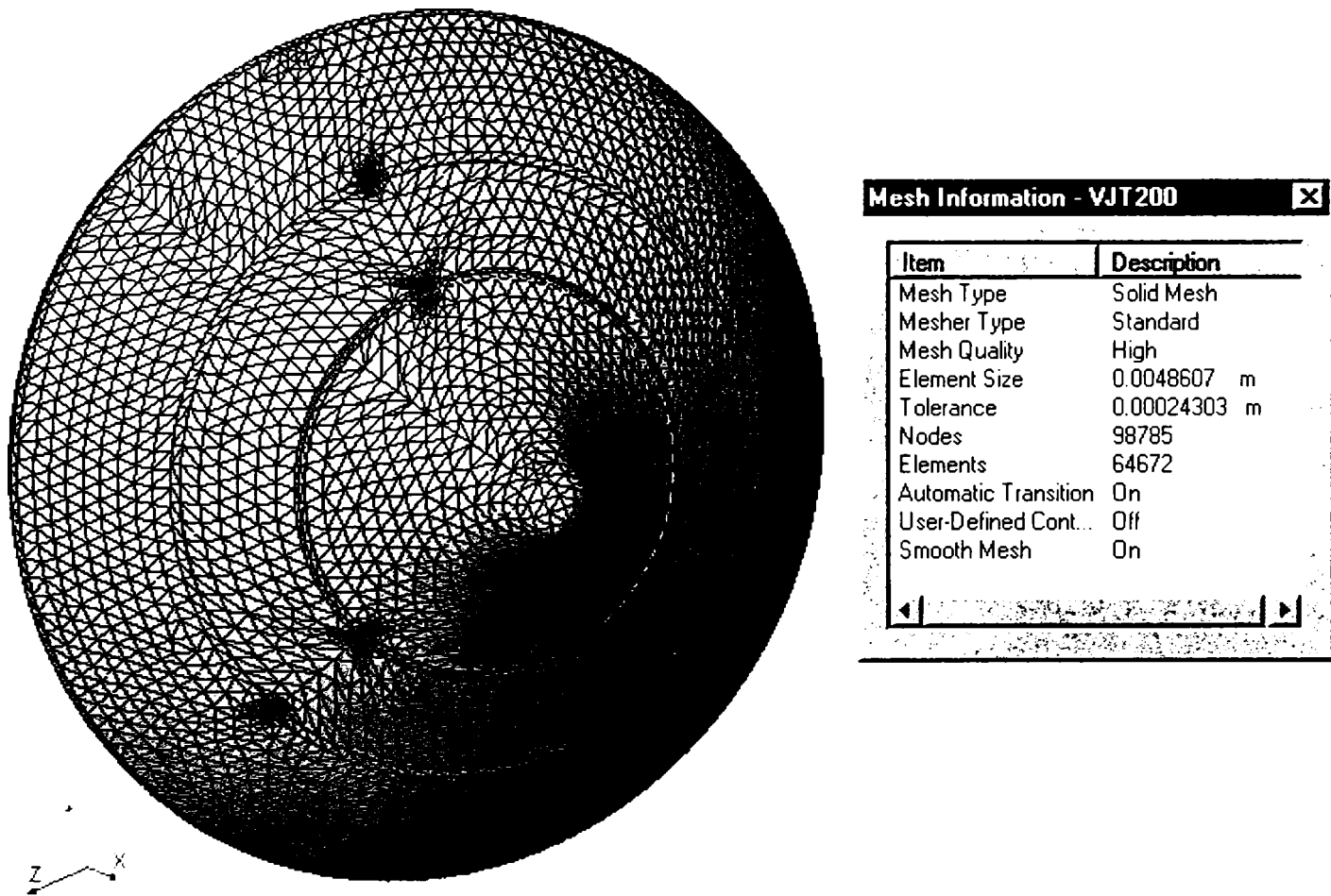


Fig. 2.5.1.4. Discretizarea obturatorului pentru modelul de vană cu jet tubular

Rezultatele obținute în urma calculului cu elemente finite pentru obturatorul modelului vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 200 mm și presiunea (căderea) de 0,2 MPa sunt prezentate în figurile 2.5.1.5 ÷ 2.5.1.25 , după cum urmează:

- tensiuni echivalente von Mises [MPa] (fig. 2.5.1.5)

Obturator VJT200-VJT200 :: Static Nodal Stress
 Units : MPa Deformation Scale 1 : 0

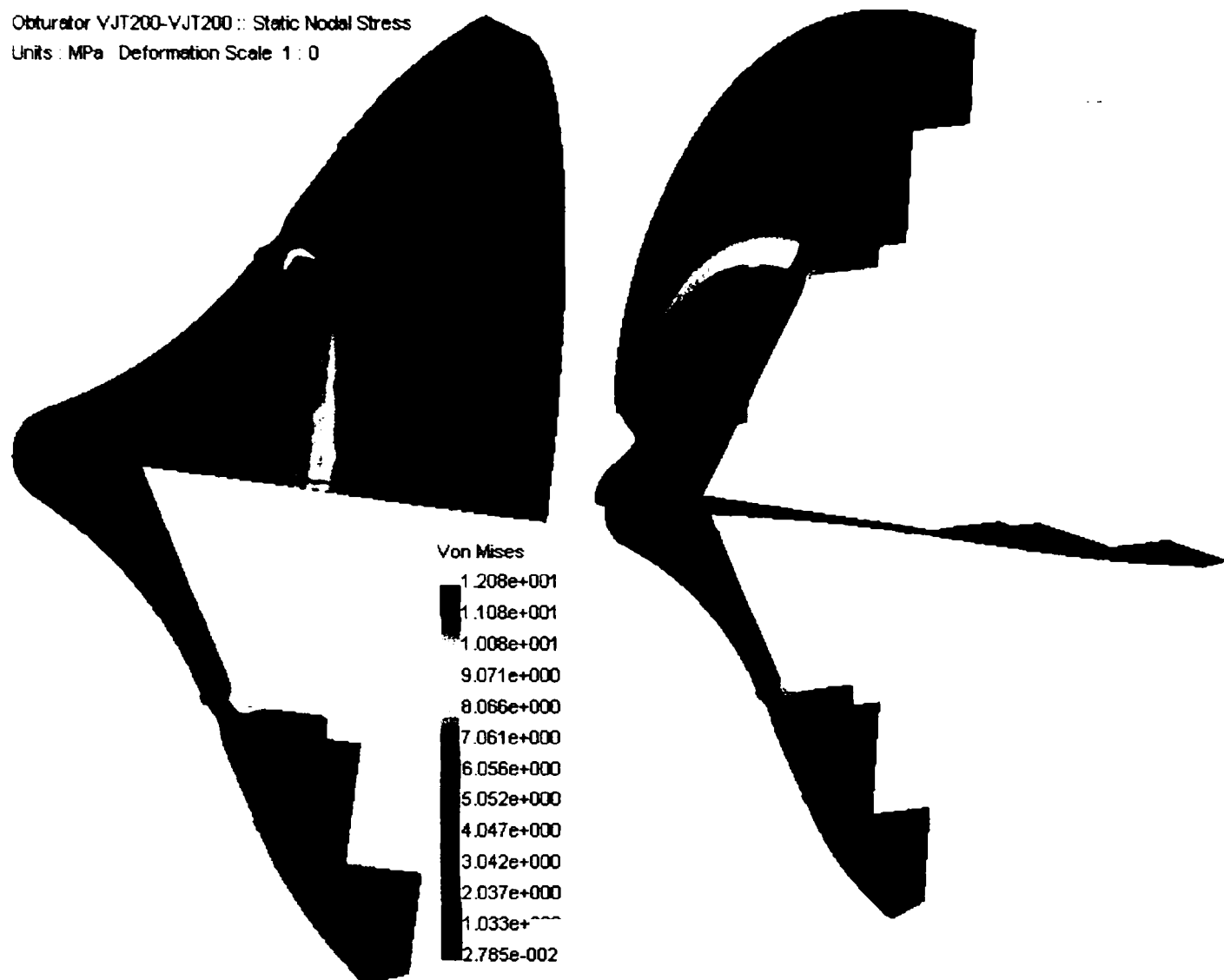


Fig. 2.5.1.5. Tensiuni echivalente von Mises

- tensiuni principale $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ [MPa] (fig. 2.5.1.6, fig. 2.5.1.7, fig. 2.5.1.8);
- tensiuni normale $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ [MPa] (fig. 2.5.1.9, fig. 2.5.1.10, fig. 2.5.1.11);
- tensiuni tangențiale $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ [MPa] (fig. 2.5.1.12, fig. 2.5.1.13, fig. 2.5.1.14);
- deplasări rezultante [μm] (fig. 2.5.1.15) și deplasări [μm] după direcțiile x (fig. 2.5.1.16), y (fig. 2.5.1.17) și z (fig. 2.5.1.18);
- deformații specifice rezultante ε (fig. 2.5.1.19) și deformații specifice după direcțiile x (fig. 2.5.1.20), y (fig. 2.5.1.21) și z (fig. 2.5.1.22) exprimate în [m/mm];
- rotiri specifice γ_{xy} (fig. 2.5.1.23), γ_{yz} (fig. 2.5.1.24) și γ_{zx} (fig. 2.5.1.25).

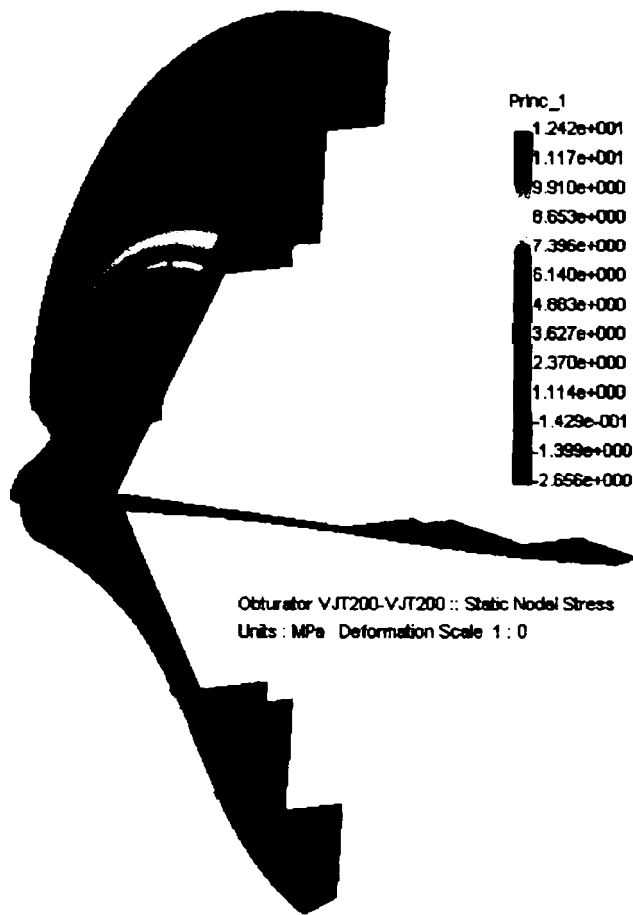


Fig. 2.5.1.6. Tensiuni principale σ_1

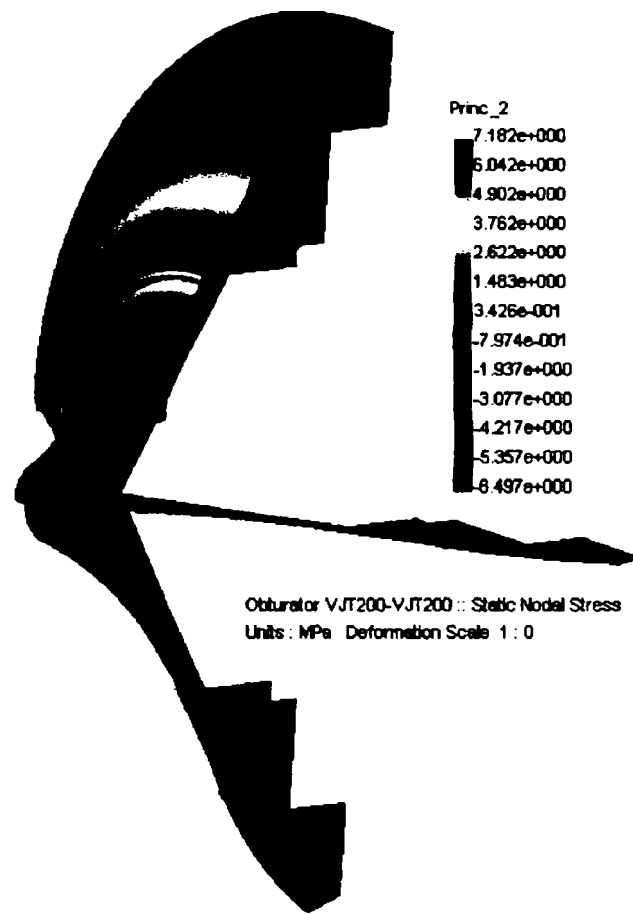


Fig. 2.5.1.7. Tensiuni principale σ_2

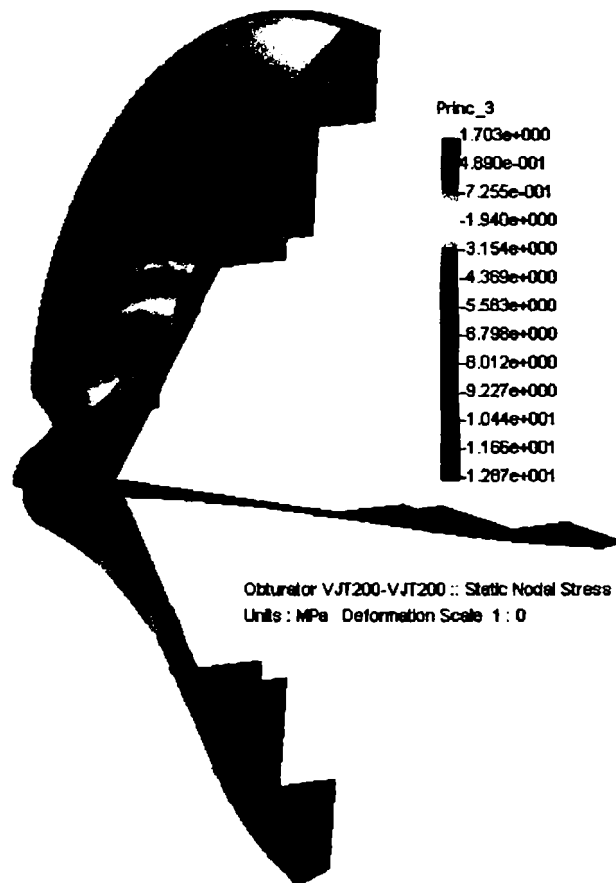


Fig. 2.5.1.8. Tensiuni principale σ_3

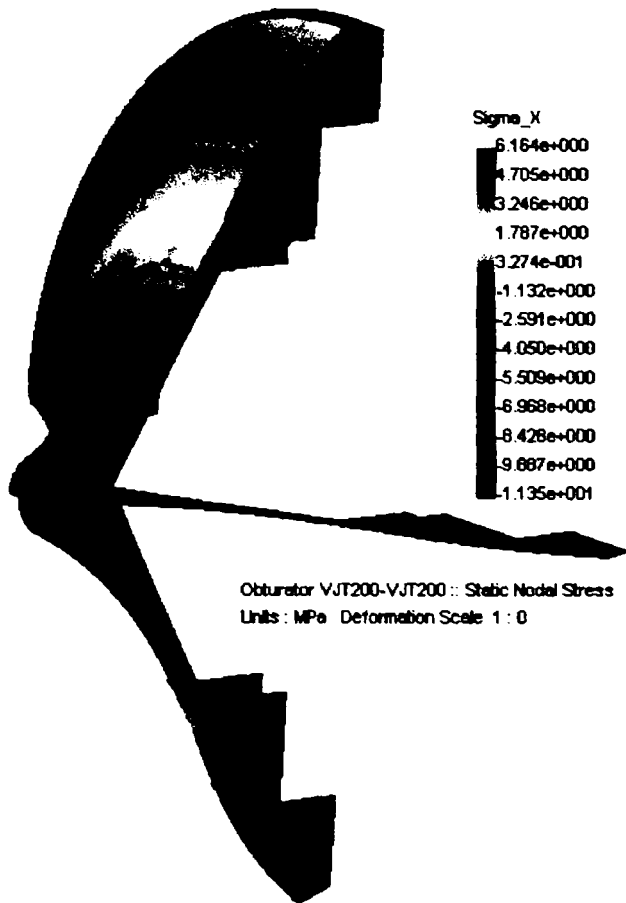


Fig. 2.5.1.9. Tensiuni normale σ_x

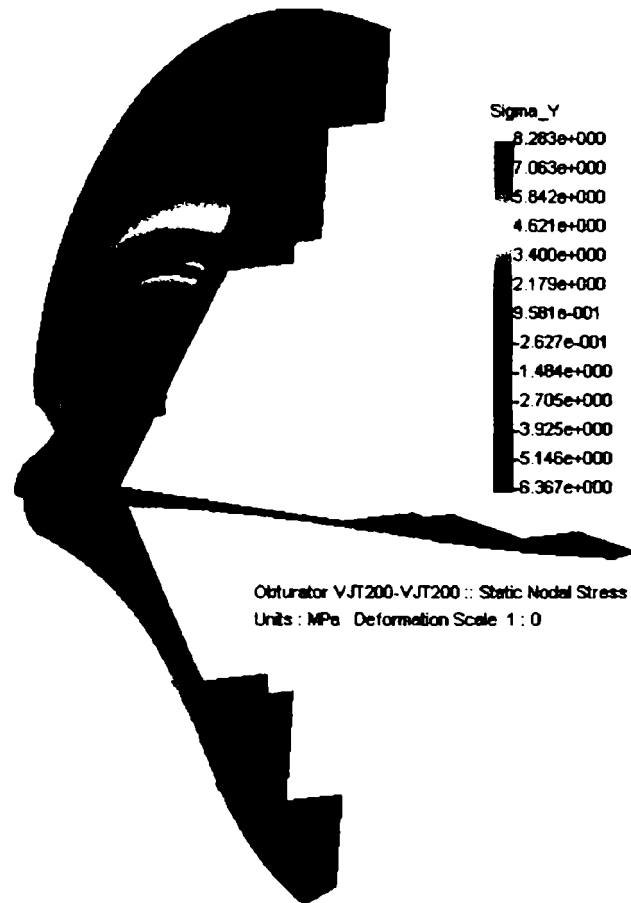


Fig. 2.5.1.10. Tensiuni normale σ_y

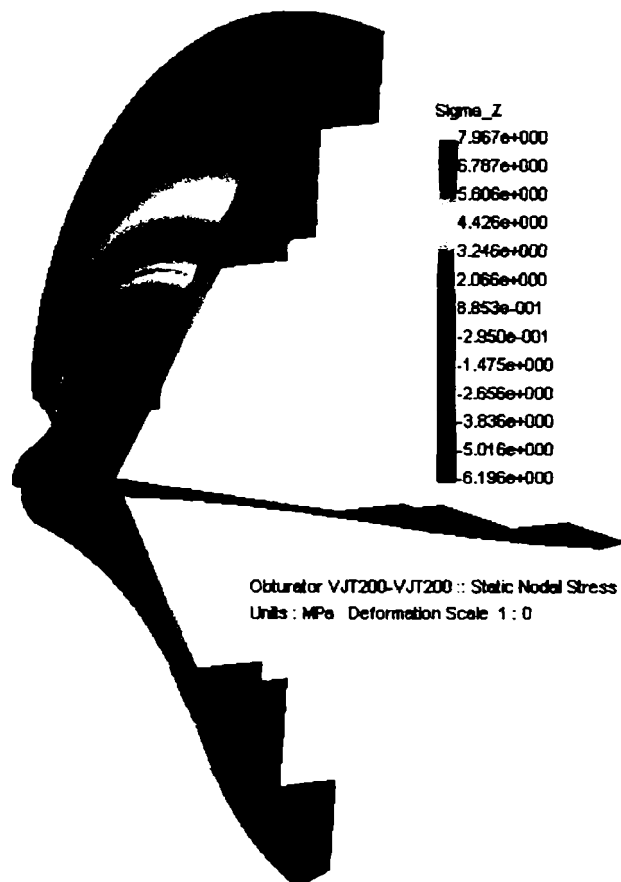


Fig. 2.5.1.11. Tensiuni normale σ_z

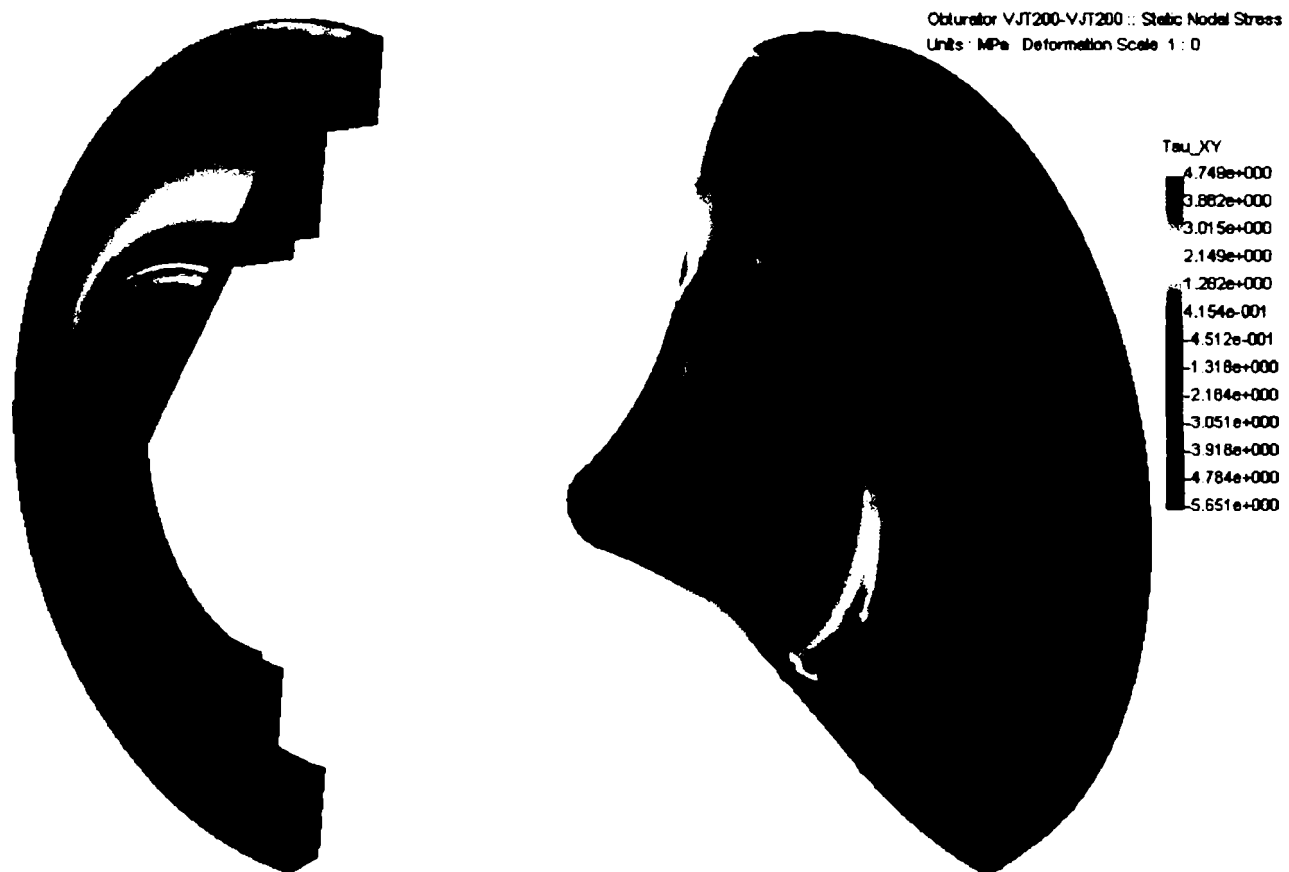


Fig. 2.5.1.12. Tensiuni tangențiale τ_{xy}

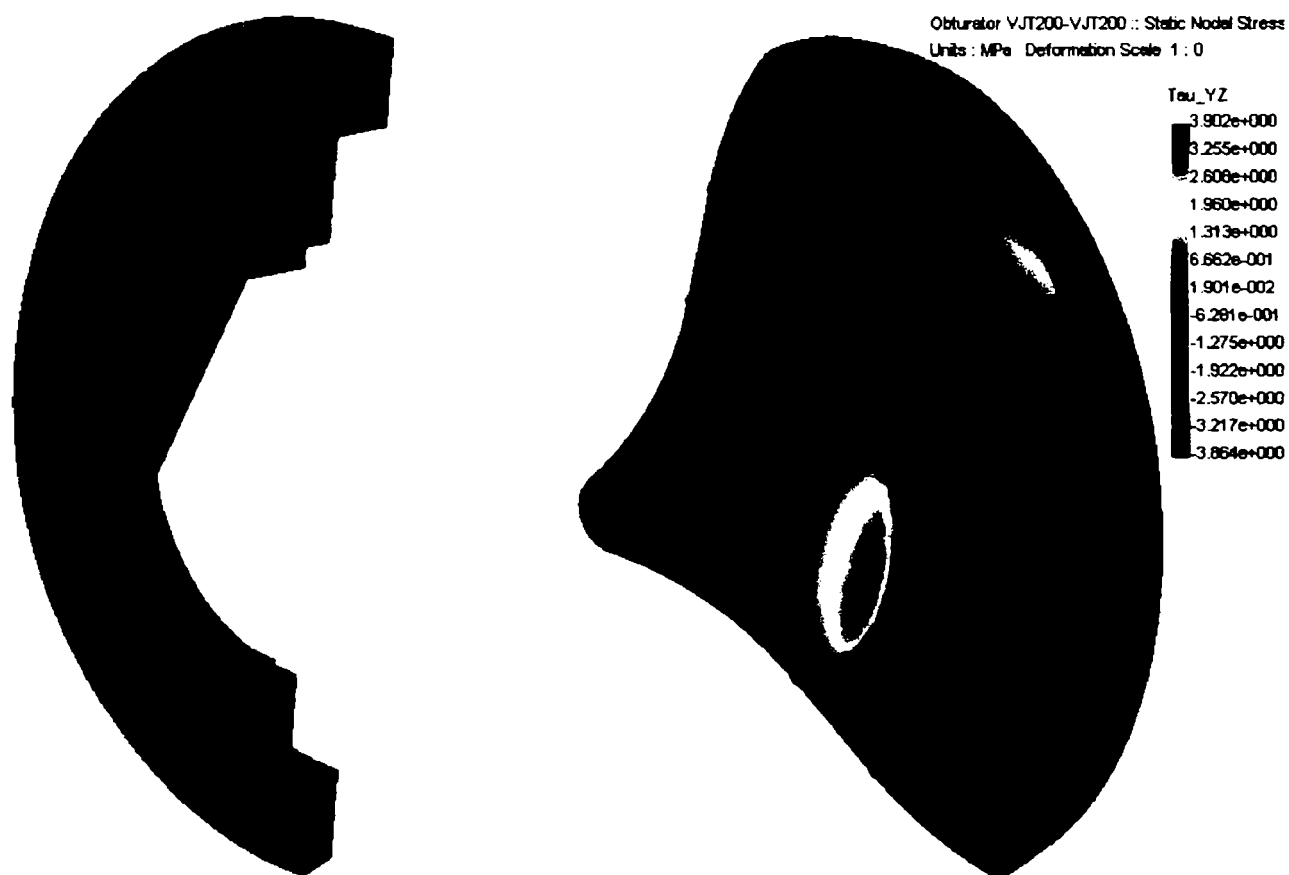


Fig. 2.5.1.13. Tensiuni tangențiale τ_{yz}

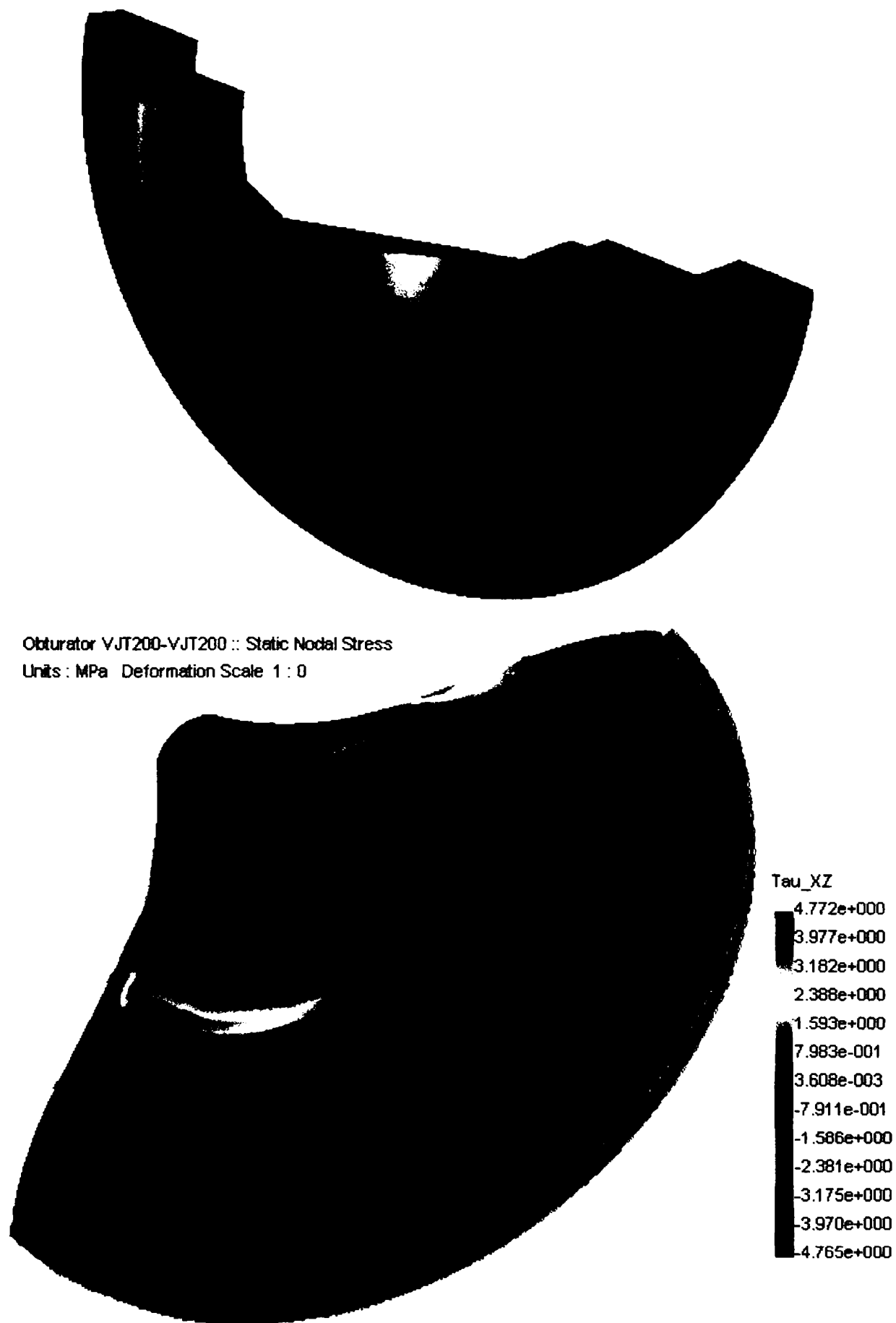


Fig. 2.5.1.14. Tensiuni tangențiale τ_{zx}

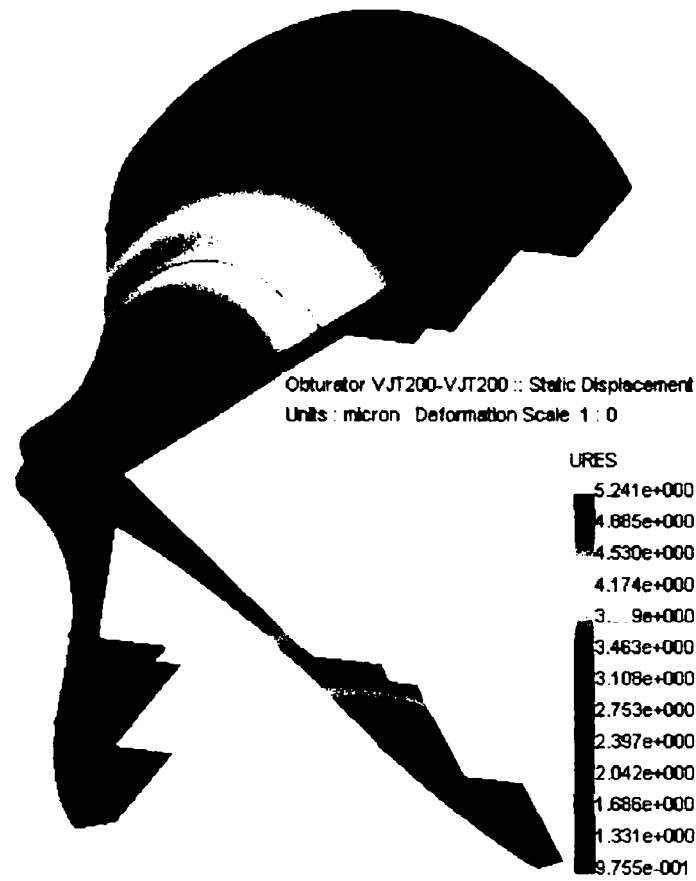


Fig. 2.5.1.15. Deplasări rezultante



Fig. 2.5.1.16. Deplasări după axa x

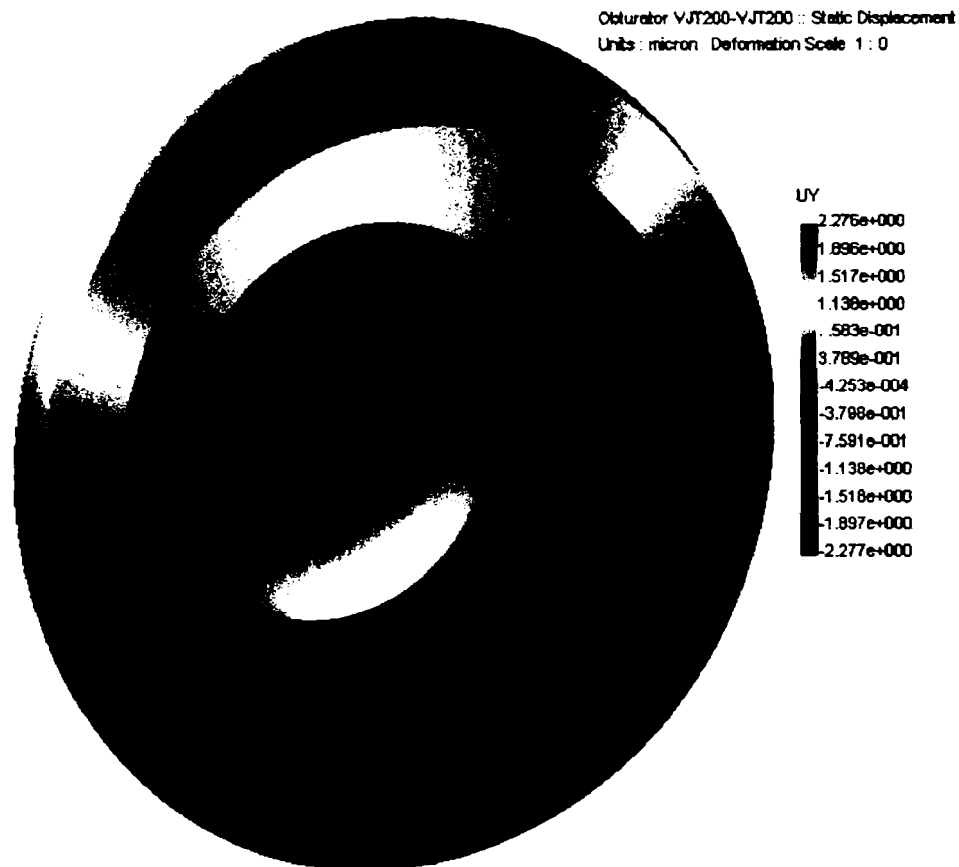
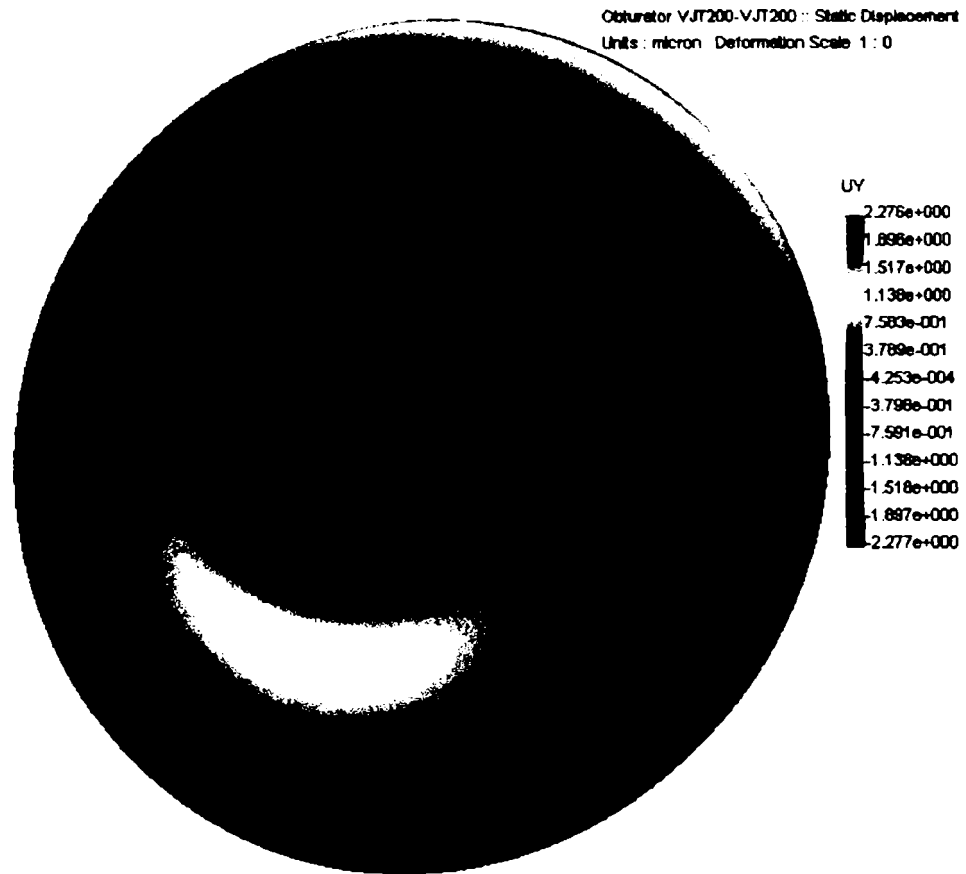


Fig. 2.5.1.17. Deplasări după axa y

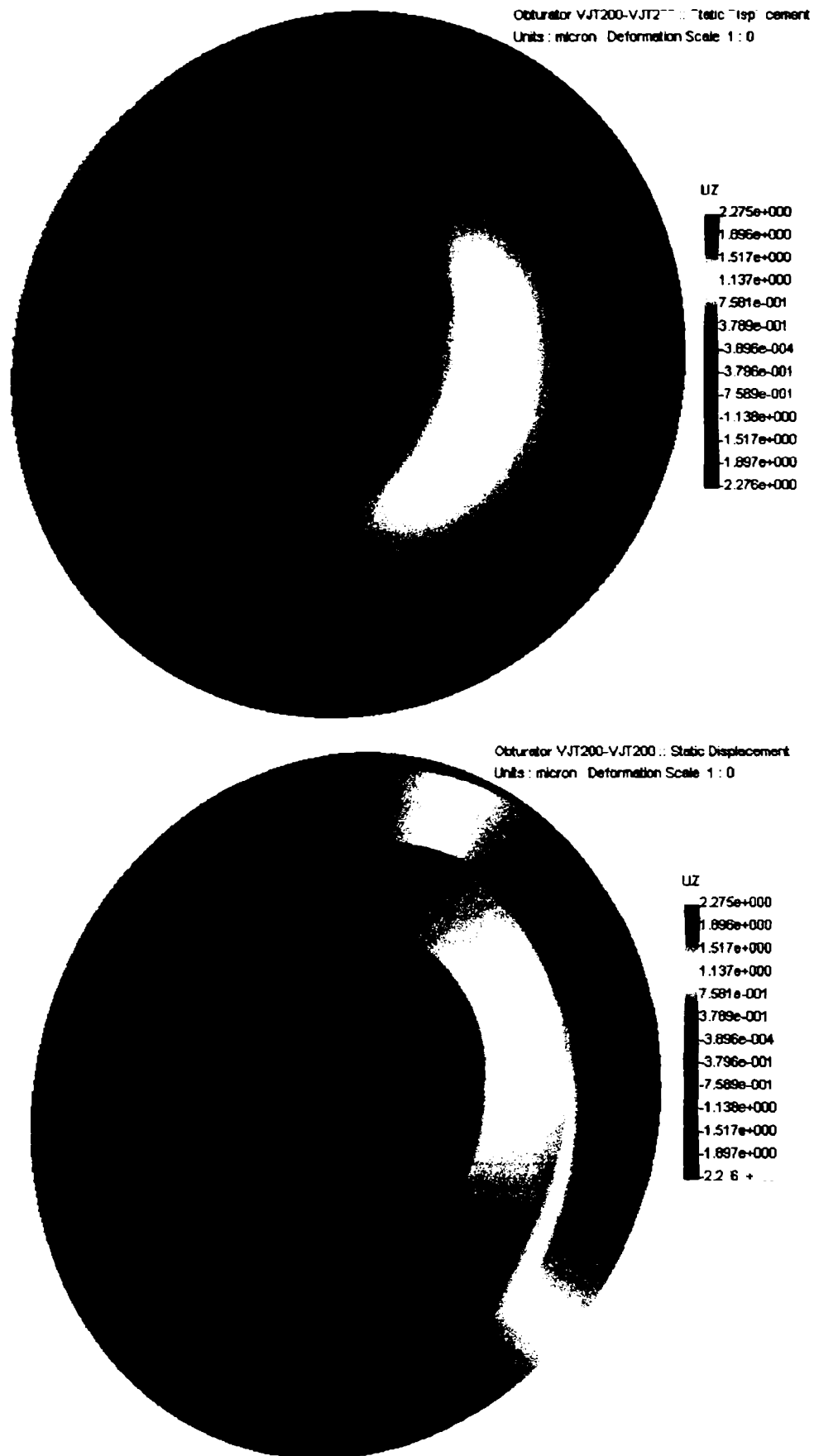


Fig. 2.5.1.18. Deplasări după axa z

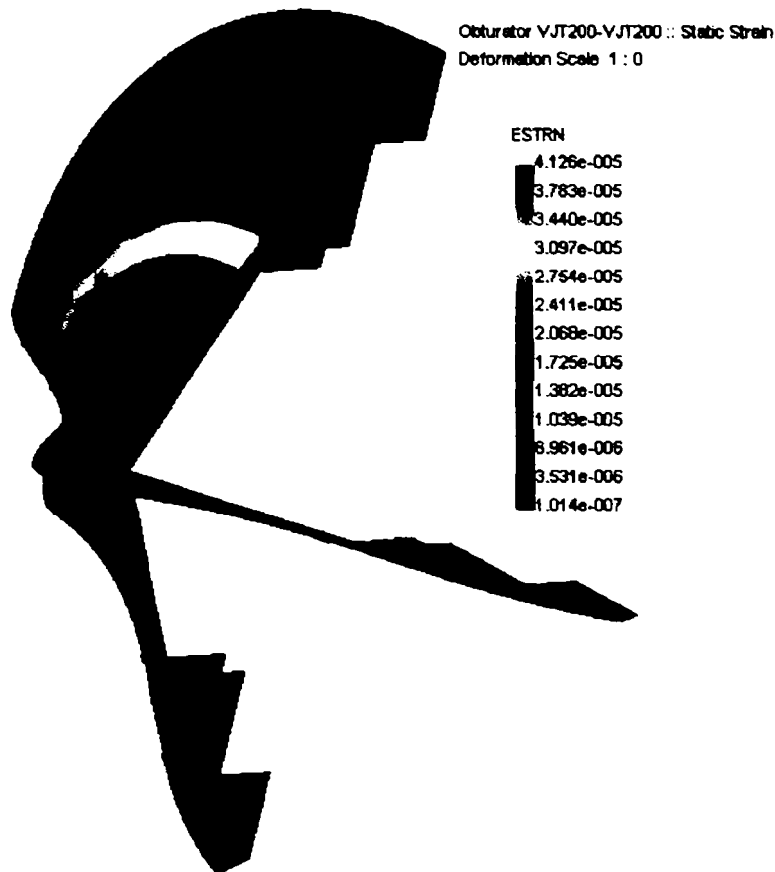


Fig. 2.5.1.19. Deformații specifice rezultante ϵ

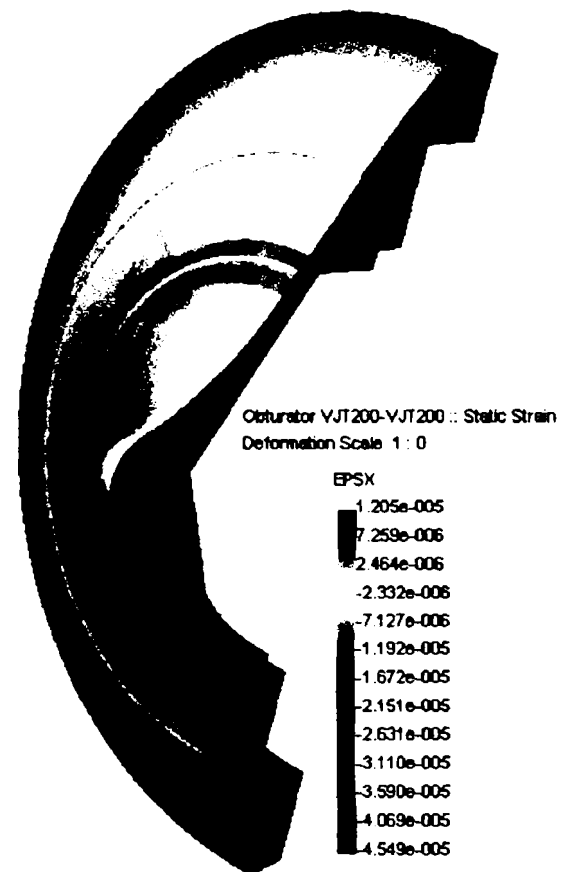


Fig. 2.5.1.20. Deformații specifice ϵ_x

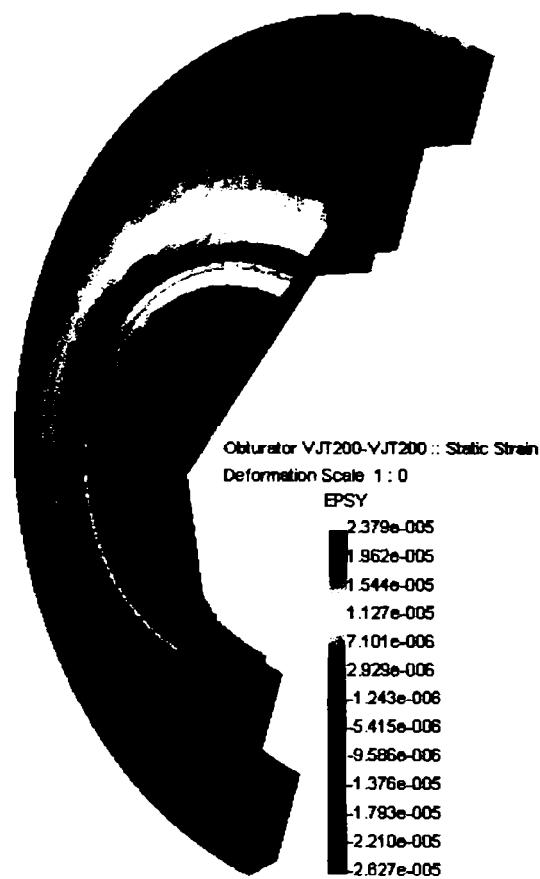


Fig. 2.5.1.21. Deformații specifice ϵ_y

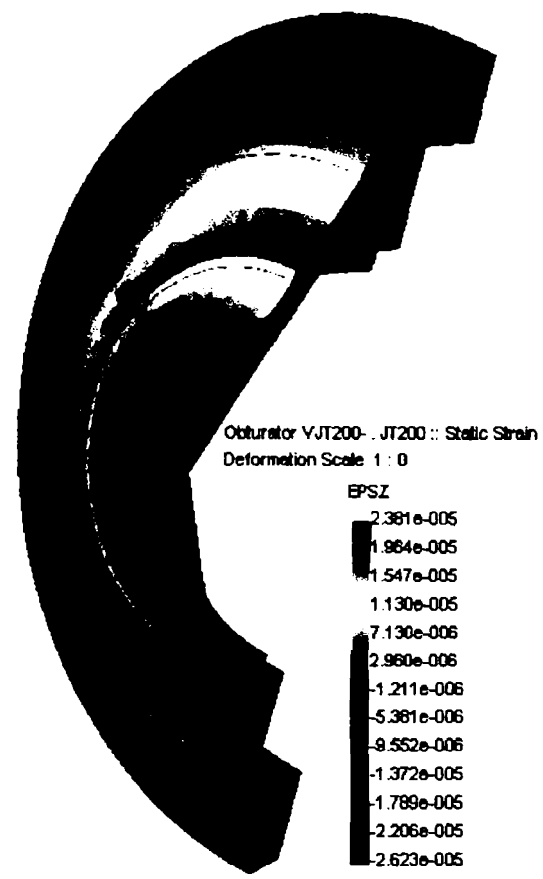


Fig. 2.5.1.22. Deformații specifice ϵ_z



Fig. 2.5.1.23. Rotiri specifice γ_{xy}

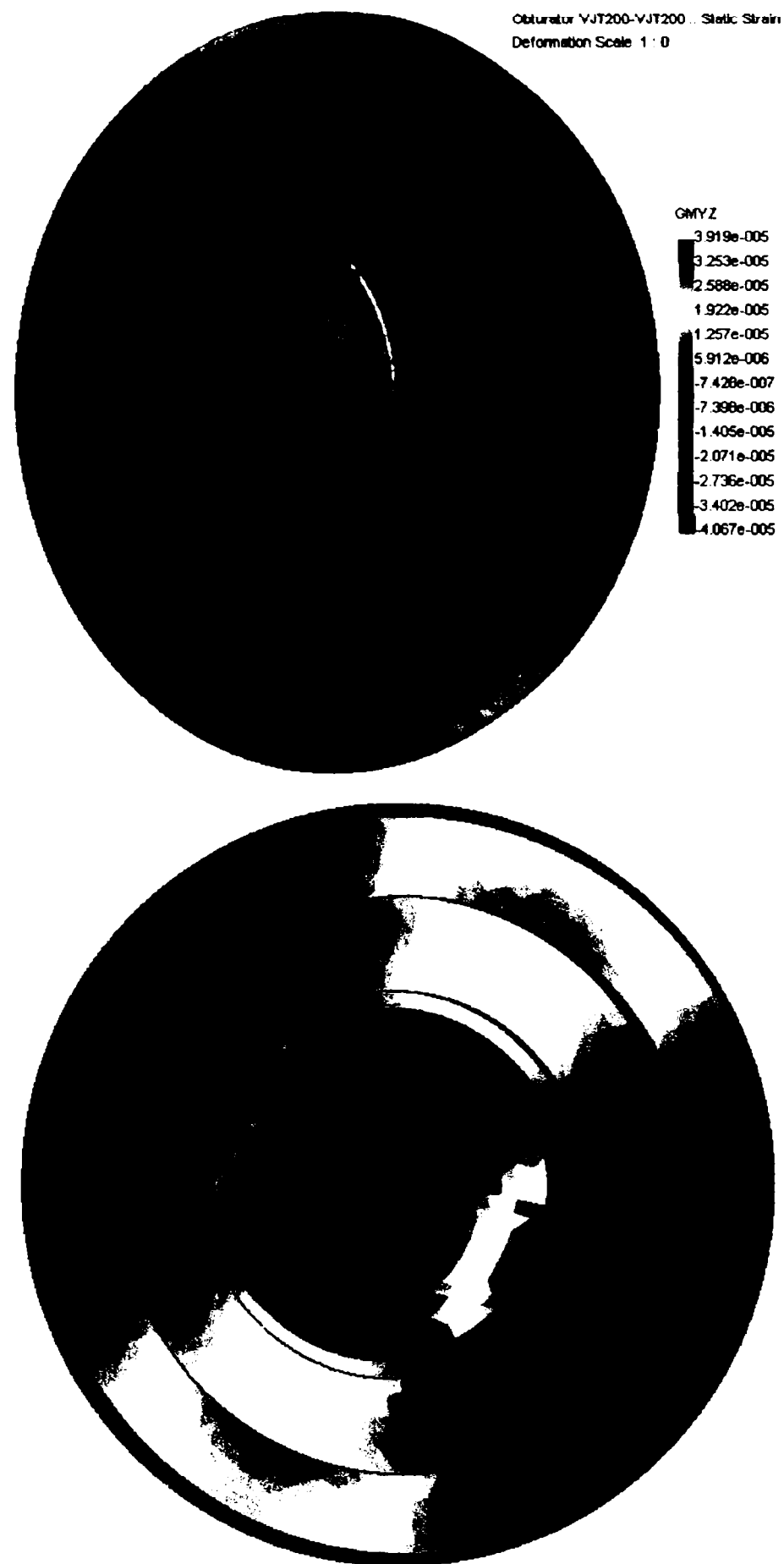


Fig. 2.5.1.24. Rotiri specifice γ_{yz}

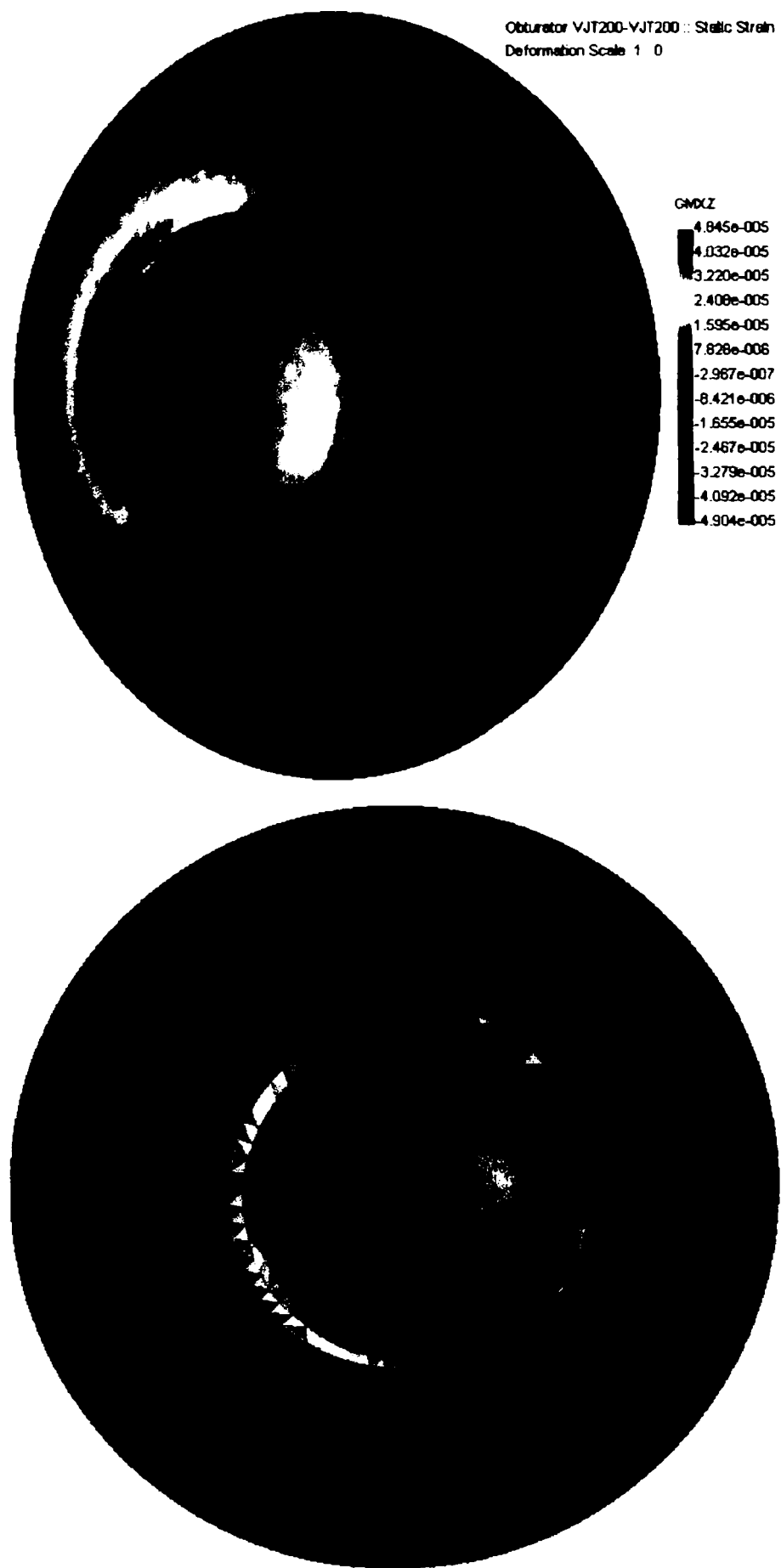


Fig. 2.5.1.25. Rotiri specifice γ_{zx}

Cu ajutorul programului Cosmos / Design Star se pot reprezenta modelele în studiu și în stare deformată la o anumită scară de amplificare a deformației. Programul recomandă o anumită valoare a scării funcție de dimensiunile modelului în studiu și funcție de valorile obținute pentru mărimile calculate.

Spre exemplificare se prezintă tensiunile echivalente von Mises (fig. 2.5.1.26) pentru obturatorul modelului de vană cu jet tubular, cu obturatorul în stare deformată, deplasări amplificate cu scara 4149,54 (recomandată de program), iar în figura 2.5.1.27 sunt ilustrate deplasările rezultante pe discretizarea obturatorului, în stare deformată la aceeași scară de amplificare.

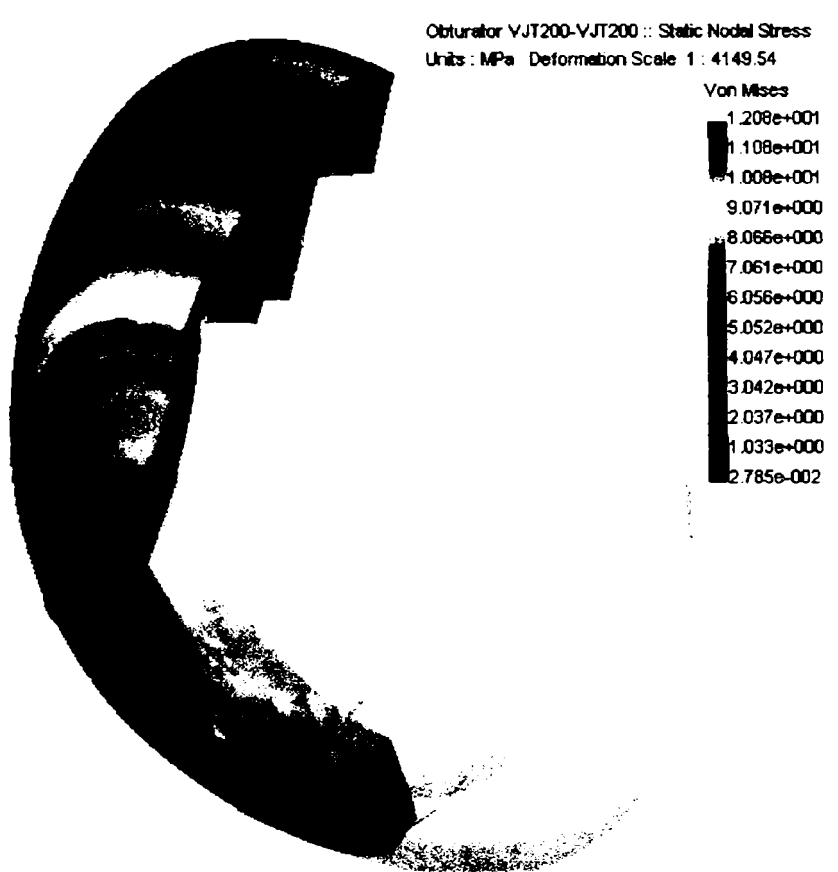


Fig. 2.5.1.26. Tensiuni echivalente von Mises.
Obturator în stare deformată



Fig. 2.5.1.27. Deplasări rezultante.
Discretizare în stare deformată

2.5.2. Calculul obturatorului vanei cu jet tubular

Obturatorul de vană cu jet tubular ales pentru calculul cu elemente finite este cel al vanei cu diametrul de intrare de 1600 mm, vană cu acționare hidraulică cu ulei la presiunea de 70 bar [10], [12].

Principalele dimensiuni constructive ale obturatorului vanei cu jet tubular cu diametrul nominal de 1600 mm, împreună cu plungerul și pistonul de acționare, sunt redată în fig. 2.5.2.1.

Cunoscând această geometrie a obturatorului se trece la modelarea virtuală (tridimensională) a obturatorului. Acuratețea modelării virtuale, vizavi de geometria stabilită pe desenul de execuție, este foarte importantă pentru calculul final cu metoda elementelor finite.

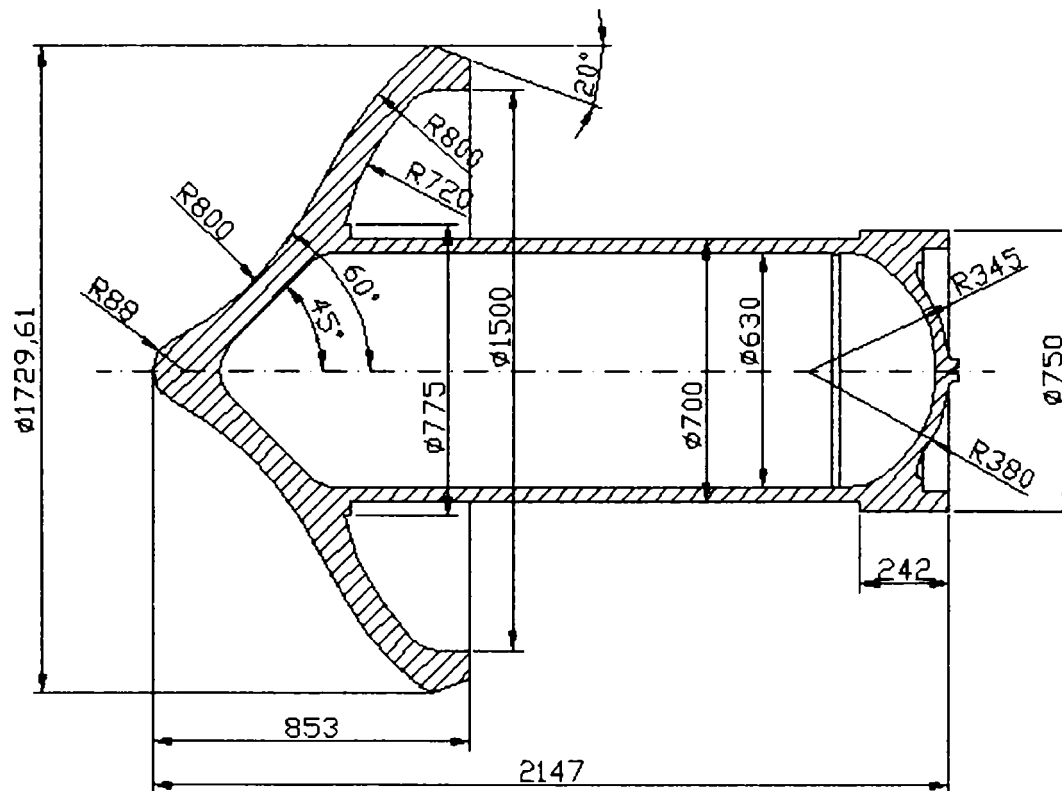


Fig. 2.5.2.1. Principalele dimensiuni constructive pentru obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul nominal de 1600 mm

Obturatorul se consideră rezemat pe suprafața de etanșare obturator – corp amonte [67]. Pe suprafața amonte a obturatorului se aplică presiunea apei de 0,8347 MPa, iar din aval acționează forța de etanșare dată de uleiul sub presiune ce acționează asupra pistonului plungerului vanei cu jet tubular.

Forța de etanșare dată de piston sub acțiunea uleiului hidraulic la presiunea de 7 MPa este:

$$F = p \cdot A = p \cdot \frac{\pi \cdot D_p^2}{4} = 7 \cdot \frac{\pi \cdot 750^2}{4} = 3092505,268 \text{ N} \quad (2.5.2.1)$$

unde,

$p=7$ MPa – presiunea uleiului hidraulic;

$D_p=750$ mm – diametrul pistonului de acționare al vanei.

Materialul din care este executat obturatorul este oțelul turnat A 352 grade LCC, normă ASTM ([7]; [96]) cu următoarele caracteristici mecanice și fizice:

- Limita de curgere: $R_e = 250,7 \text{ N/mm}^2$ ($R_e=2460 \text{ kgf/cm}^2$);
- Rezistența la rupere: $R_m = 465,8 \text{ N/mm}^2$; ($R_m=4570 \text{ kgf/cm}^2$);
- Coeficientul de elasticitate longitudinal $E = 1,97 \cdot 10^5 \text{ N/mm}^2$;
- Coeficientul Poisson $\nu = 0,26$;
- Coeficientul de elasticitate transversal $G = 8,1 \cdot 10^4 \text{ N/mm}^2$;
- Densitatea 7300 kg/m^3 ;
- Valoarea admisibilă a tensiunii $\sigma_a = \frac{R_m}{5} = \frac{465,8}{5} = 93,16 \text{ N/mm}^2$ pentru un coeficient de siguranță $c=5$ față de rupere.

Aplicând același sistem de restricții pentru obturatorul vanei ca și pentru obturatorul modelului de vană (fig. 2.5.2.2.a), adică:

- deplasări nule pe direcția x pentru suprafața de etanșare. Se consideră corpul amonte rigid în suprafața de etanșare. Sunt permise deplasări pe direcțiile y și z ;
- suprafața sferică din vârful obturatorului se poate deplasa doar după direcția x . Această zonă a obturatorului este foarte rigidă, iar singurele deplasări permise pentru această suprafață sunt după direcția de curgere a apei. Această restricție oferă pentru suprafața de etanșare două grade de libertate suplimentare, după direcția lui y și după direcția lui z .

și aceeași schemă de încărcare, prezentată în figura 2.5.2.2.b, adică, pe fața amonte a obturatorului se aplică presiunea apei $H=0,8347$ MPa, iar pe fața de îmbinare dintre obturator și plunger se aplică forța de etanșare $F=3092505,268$ N.

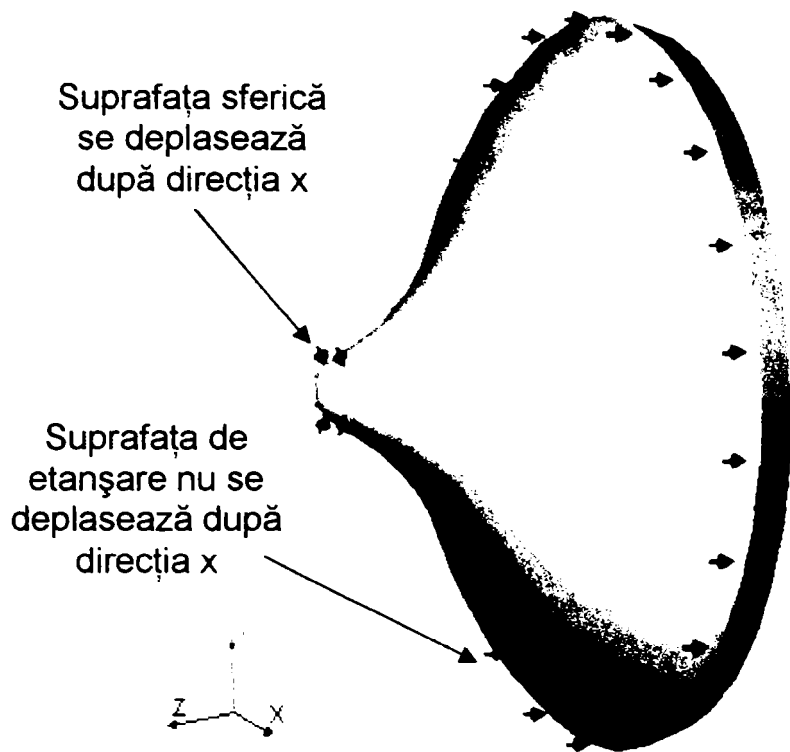


Fig. 2.5.2.2.a. Sistemul de restricții impus pentru obturatorul vanei cu jet tubular

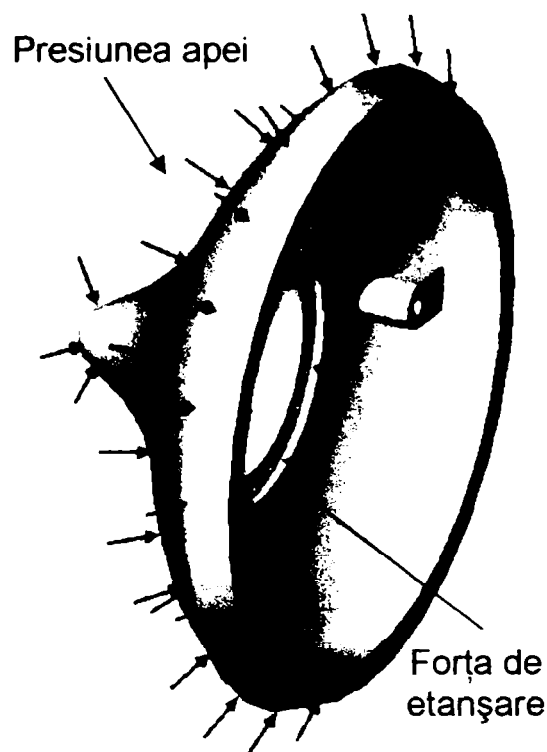


Fig. 2.5.2.2.b. Schema de încărcare pentru obturatorul vanei cu jet tubular

Item	Description
Mesh Type	Solid Mesh
Mesher Type	Standard
Mesh Quality	High
Element Size	0.034511 m
Tolerance	0.0017255 m
Nodes	169749
Elements	112881
Automatic Transition	On
User-Defined Cont...	Off
Smooth Mesh	On

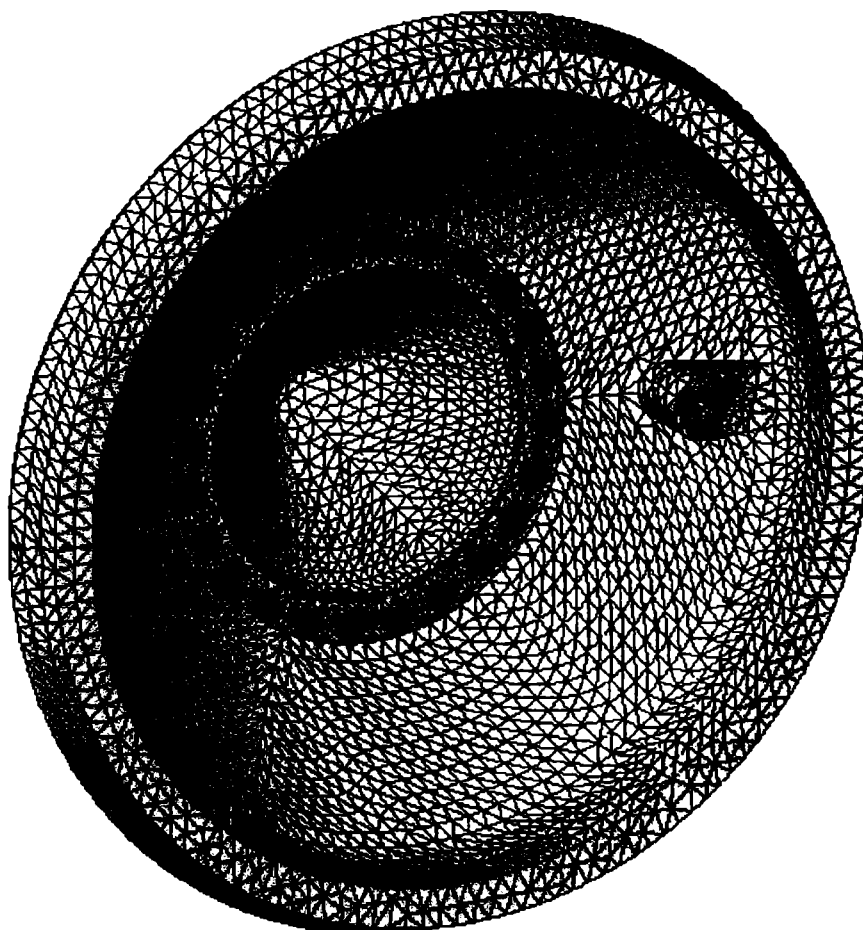


Fig. 2.5.2.3. Discretizarea obturatorului pentru modelul de vană cu jet tubular

Discretizarea obturatorului (fig. 2.5.2.3) s-a făcut cu elemente tetraedale solide cu 10 puncte nodale, cu mărimea medie a elementului 34,511 mm și toleranță 1,7255 mm, iar controlul discretizării se face în 29 de puncte de integrare pentru verificarea Jacobiană. În urma discretizării s-au obținut un număr de 112881 elemente finite și un număr de 169749 puncte nodale. S-a folosit tranziția automată standard pentru elementele finite cu densitate fină la discretizare.

Rularea pe un calculator compatibil IBM cu performanțele prezentate la punctul 2.5.1 a durat aproximativ 18 minute (fig. 2.5.2.4).

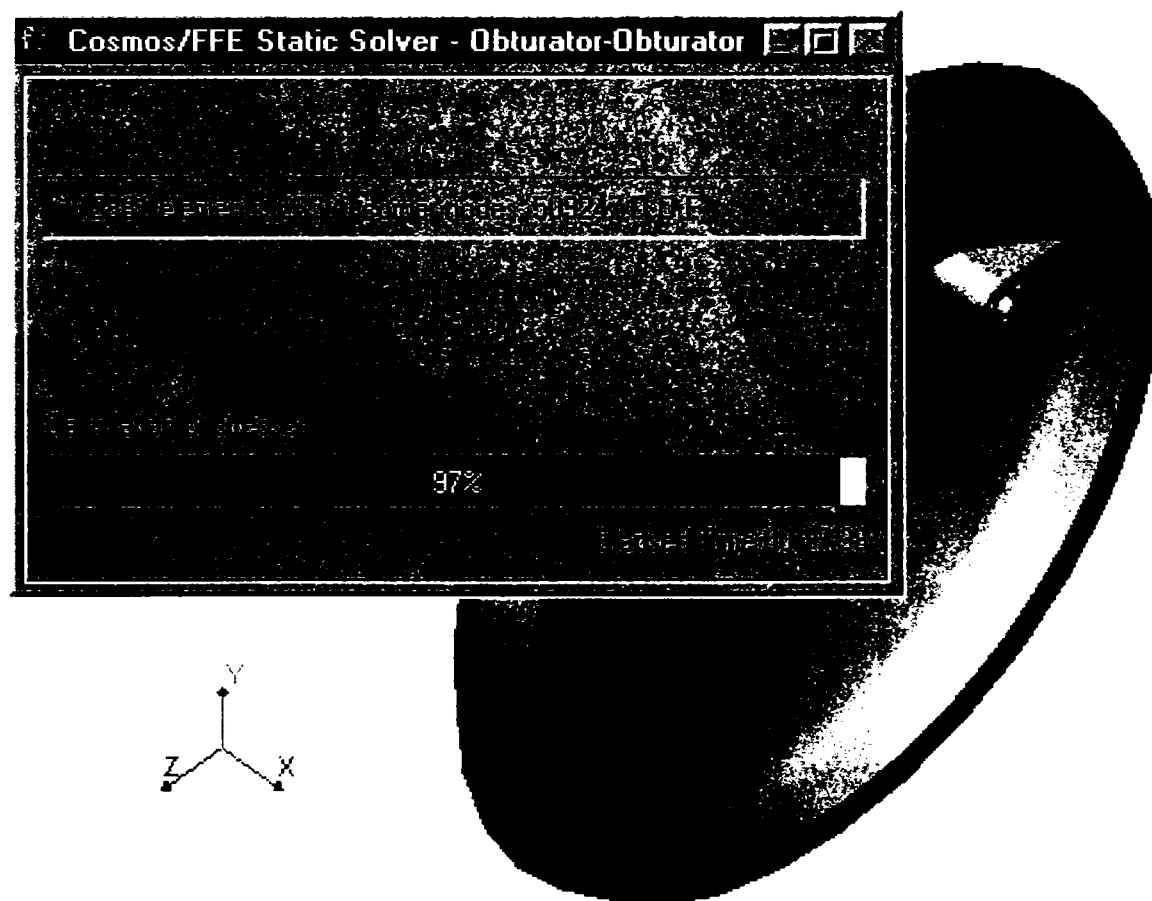


Fig. 2.5.2.4. Timpul necesar pentru analiza obturatorului

Rezultatele obținute în urma calculului cu elemente finite pentru obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1600 mm și căderea de 0,8347 MPa sunt prezentate în figurile 2.5.2.5 + 2.5.2.25 , după cum urmează:

- tensiuni echivalente von Mises [MPa] (fig. 2.5.2.5)

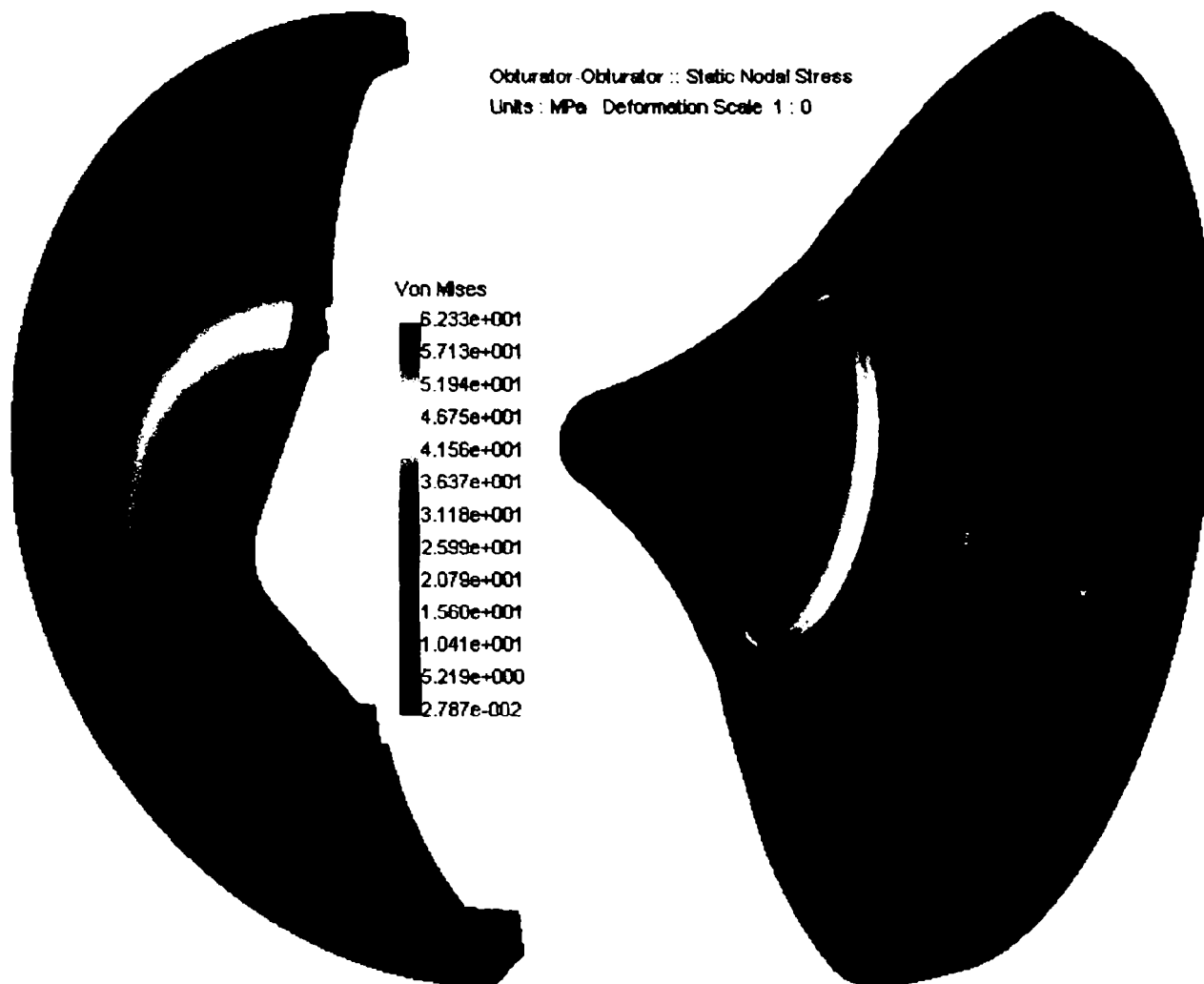


Fig. 2.5.2.5. Tensiuni echivalente von Mises

Din harta tensiunilor echivalente (fig. 2.5.2.5) se poate observa că:

$$\sigma_{ech\ max} = 62,33\ MPa < 93,16\ MPa = \sigma_a \quad (2.5.2.2)$$

- tensiuni principale $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ [MPa] (fig. 2.5.2.6, fig. 2.5.2.7, fig. 2.5.2.8);
- tensiuni normale $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$ [MPa] (fig. 2.5.2.9, fig. 2.5.2.10, fig. 2.5.2.11);
- tensiuni tangențiale $\tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{zx}$ [MPa] (fig. 2.5.2.12, fig. 2.5.2.13, fig. 2.5.2.14);
- deplasări rezultante [mm] (fig. 2.5.2.15) și deplasări [mm] după direcțiile x (fig. 2.5.2.16), y (fig. 2.5.2.17) și z (fig. 2.5.2.18);
- deformații specifice rezultante ϵ (fig. 2.5.2.19) și deformații specifice după direcțiile x (fig. 2.5.2.20), y (fig. 2.5.2.21) și z (fig. 2.5.2.22) în [m/mm];
- rotiri specifice γ_{xy} (fig. 2.5.2.23), γ_{yz} (fig. 2.5.2.24) și γ_{zx} (fig. 2.5.2.25).

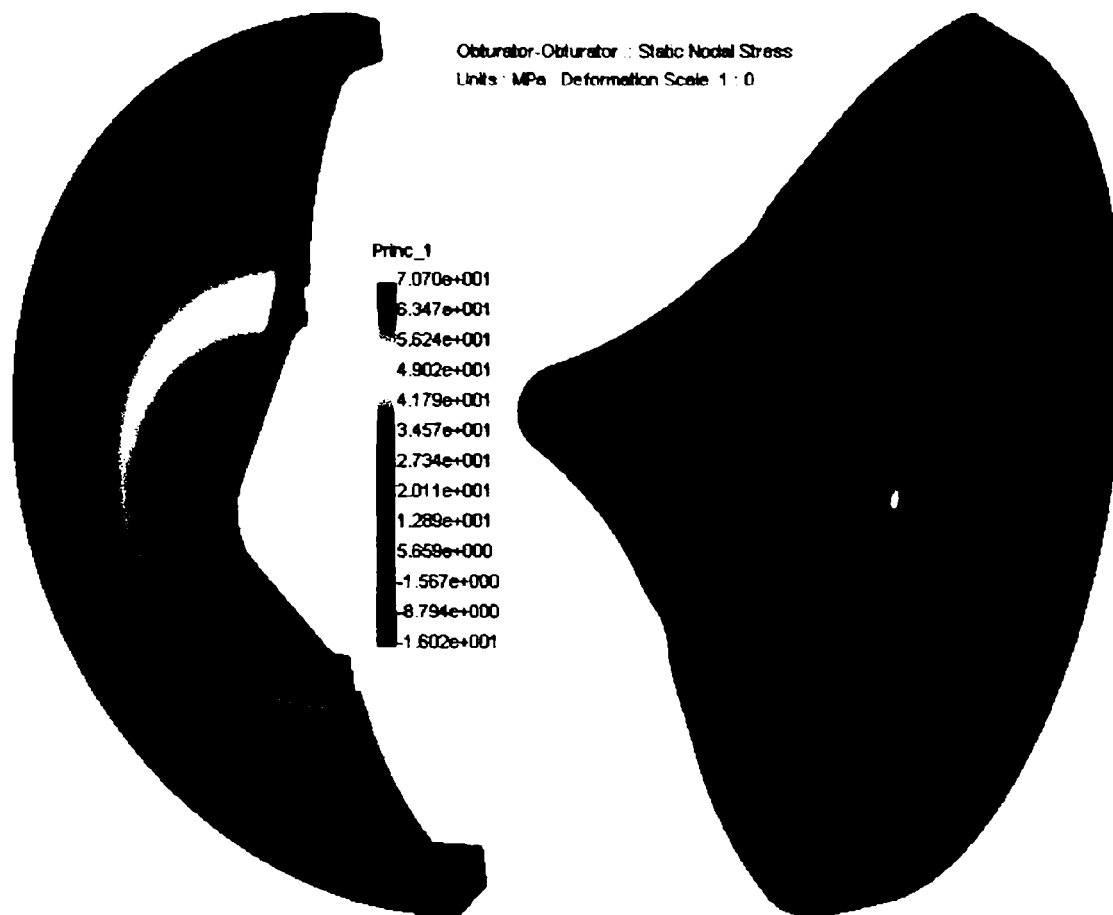


Fig. 2.5.2.6. Tensiuni principale σ_1

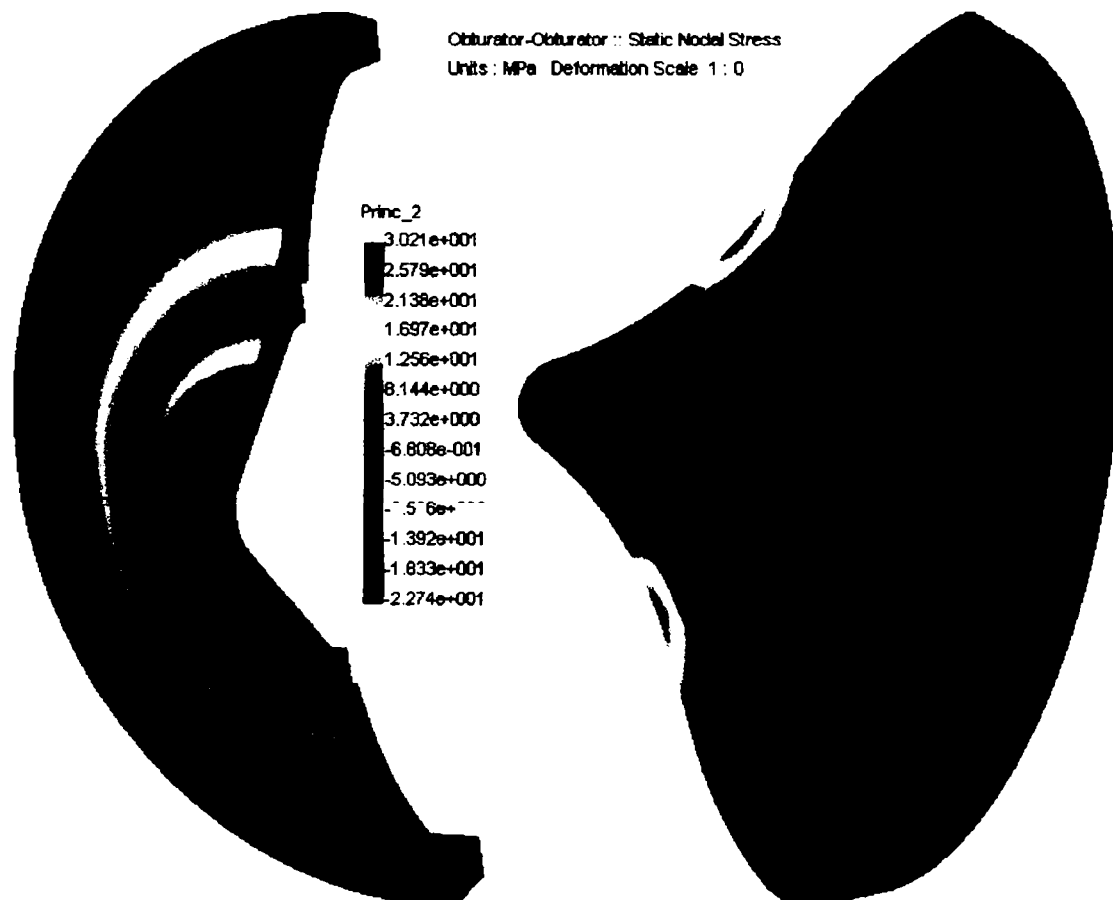


Fig. 2.5.2.7. Tensiuni principale σ_2

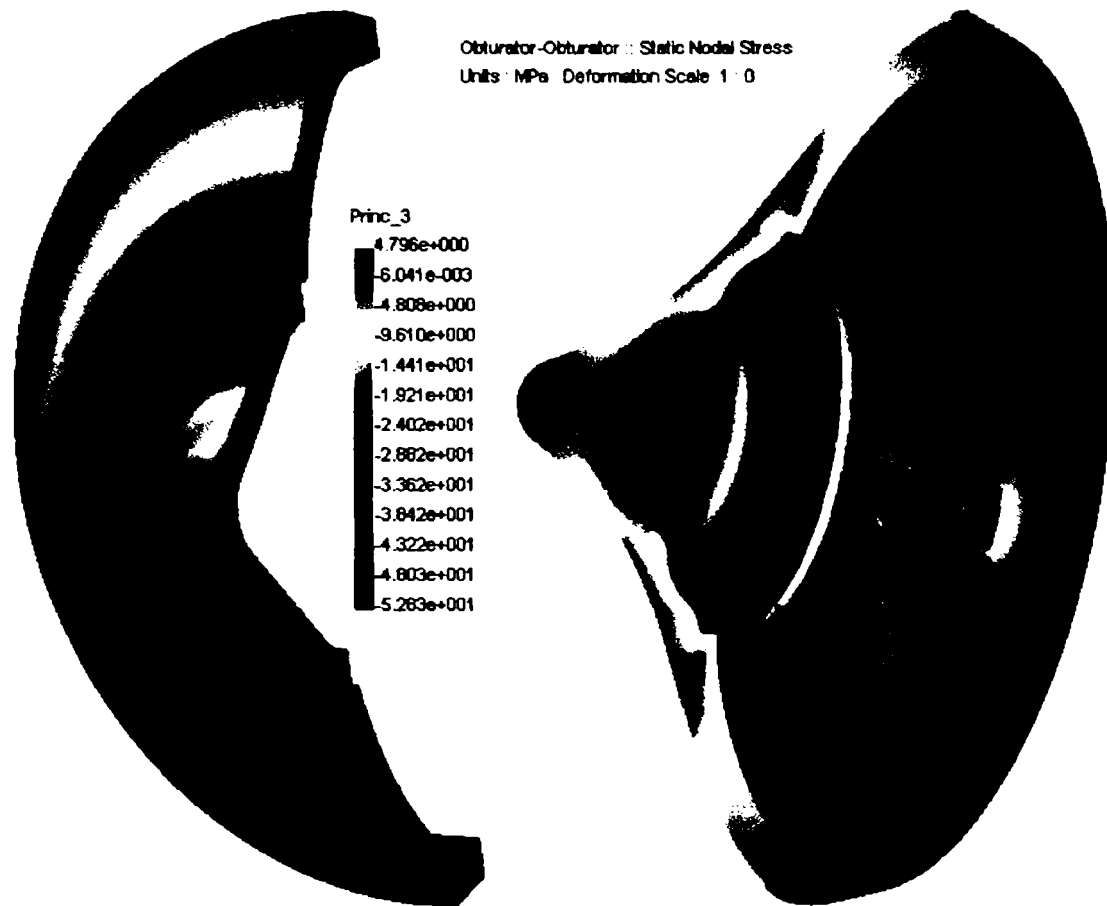


Fig. 2.5.2.8. Tensiuni principale σ_3

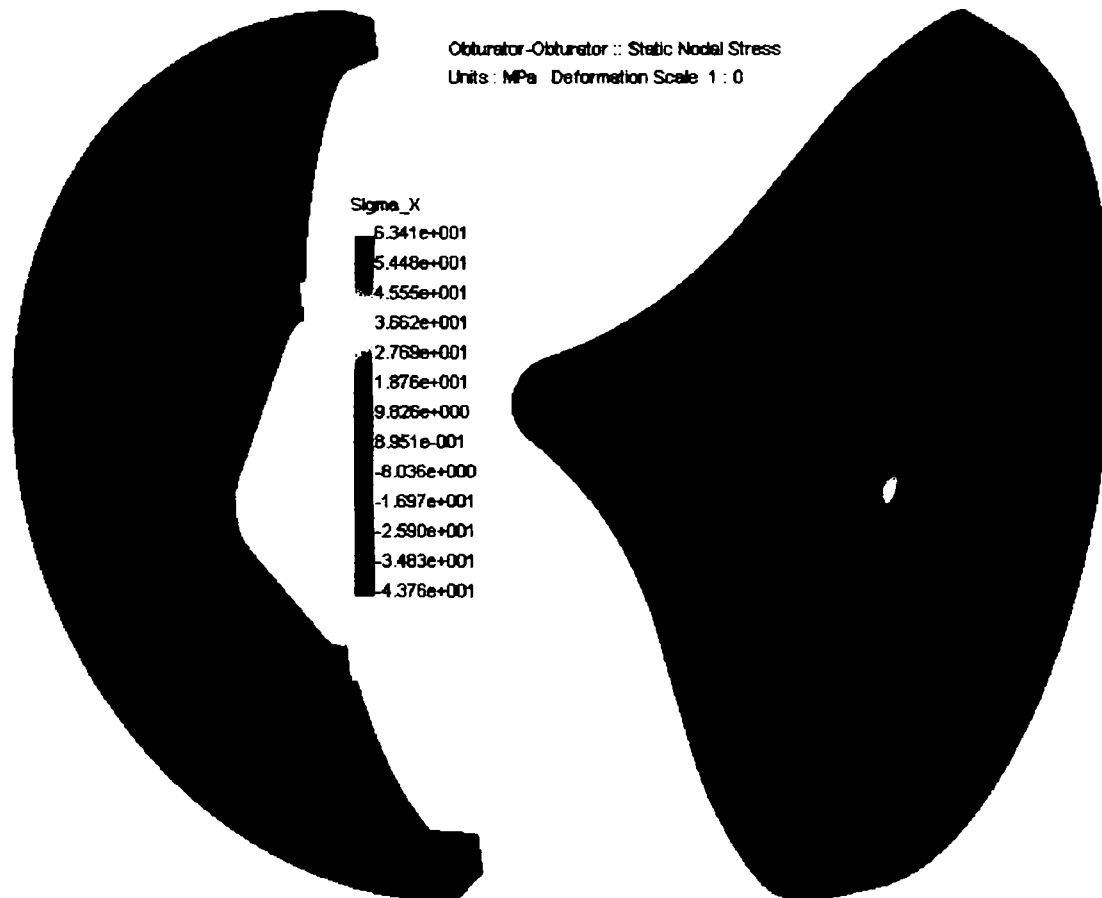


Fig. 2.5.2.9. Tensiuni normale σ_x

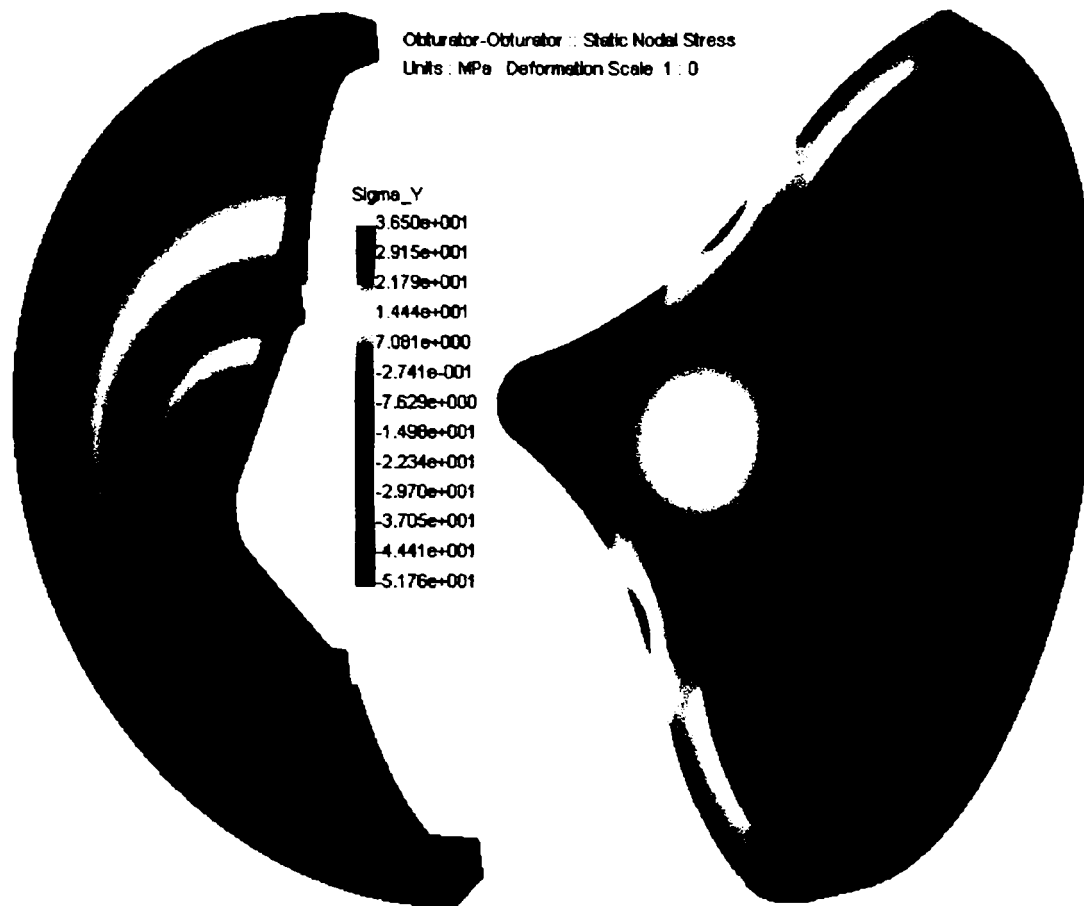


Fig. 2.5.2.10. Tensiuni normale σ_y

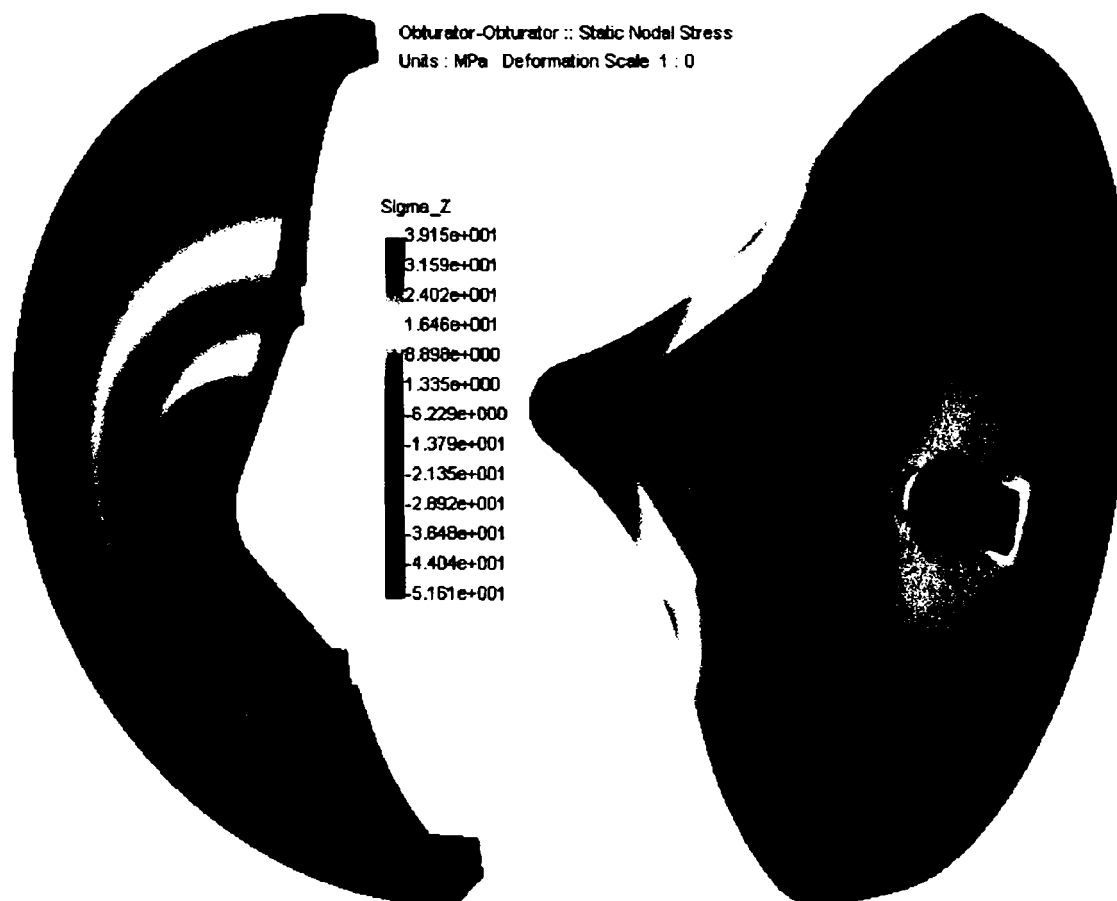


Fig. 2.5.2.11. Tensiuni normale σ_z



Fig. 2.5.2.12. Tensiuni tangențiale τ_{xy}

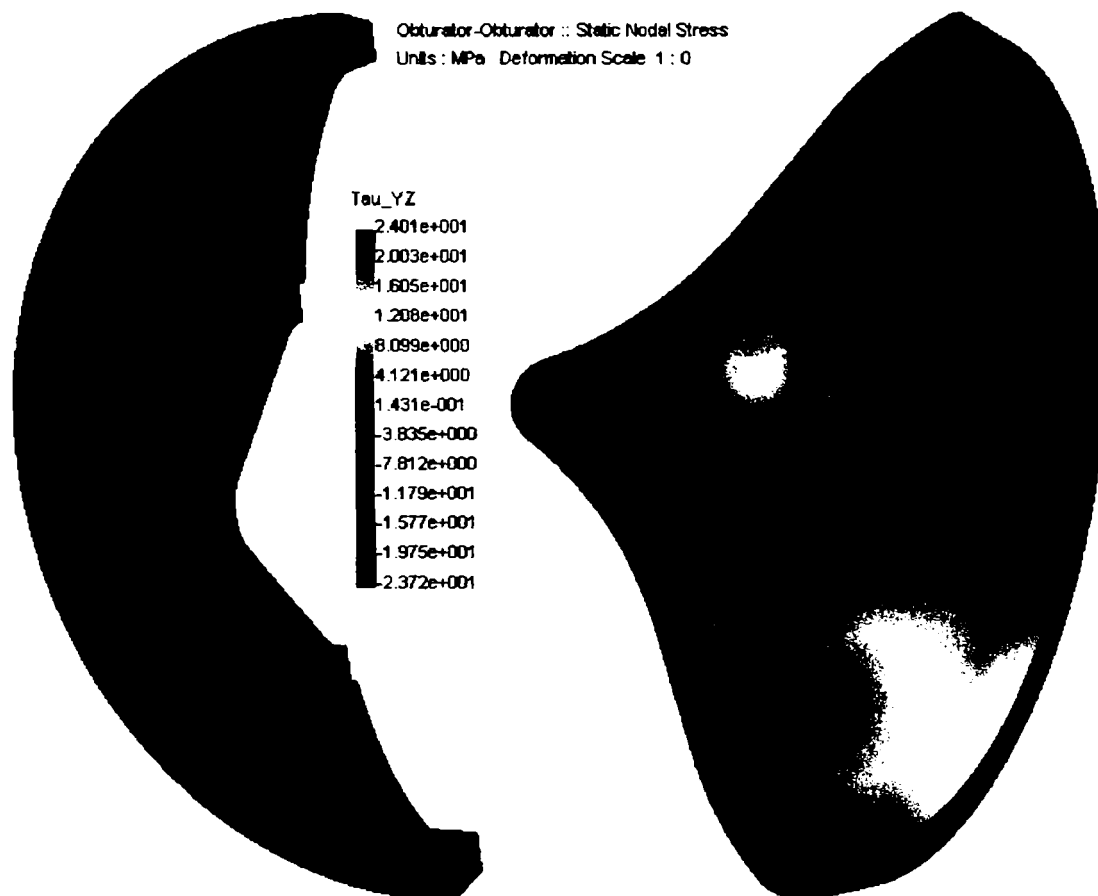


Fig. 2.5.2.13. Tensiuni tangențiale τ_{yz}

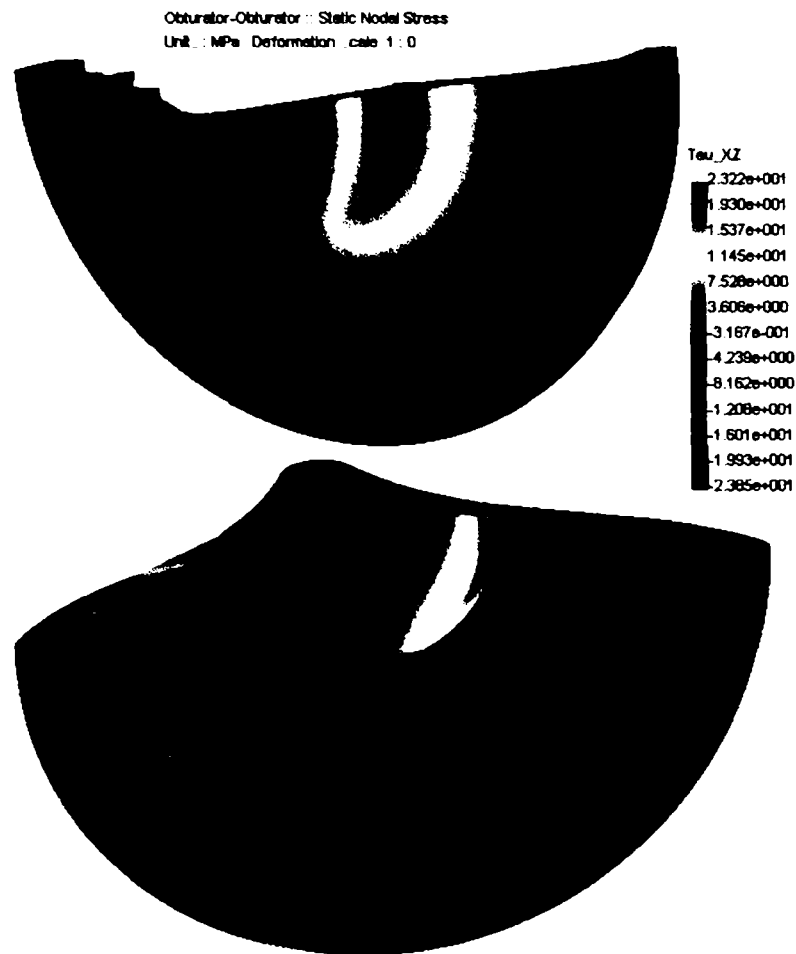


Fig. 2.5.2.14. Tensiuni tangențiale τ_{zx}

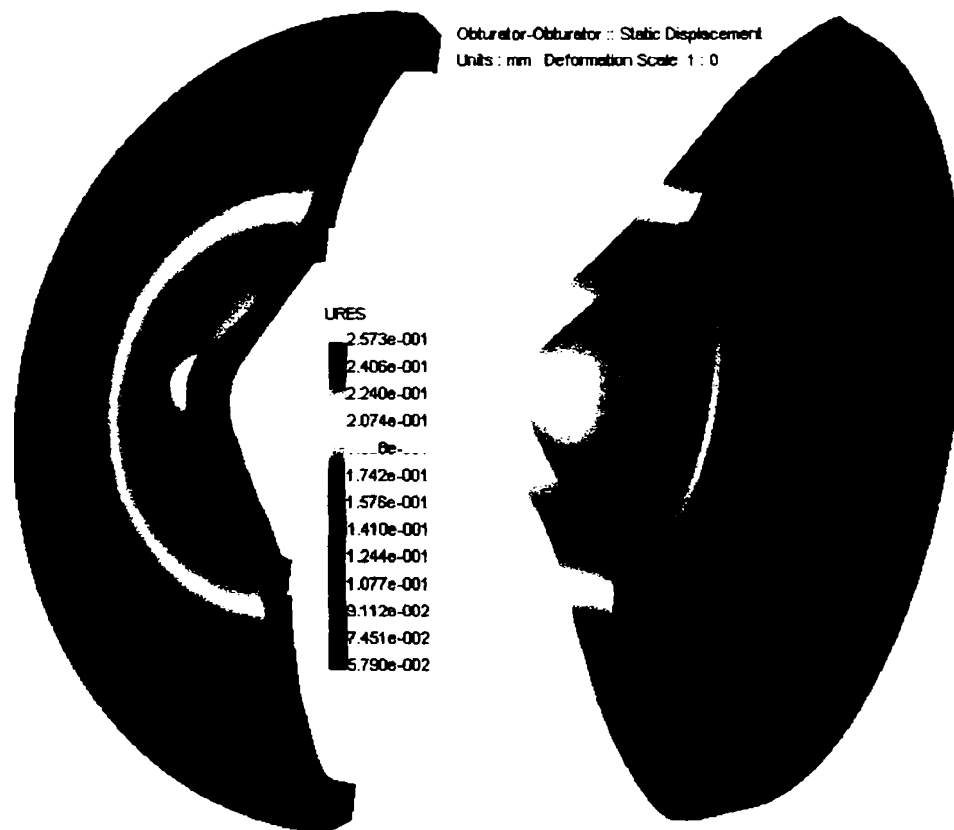


Fig. 2.5.2.15. Deplasări rezultante

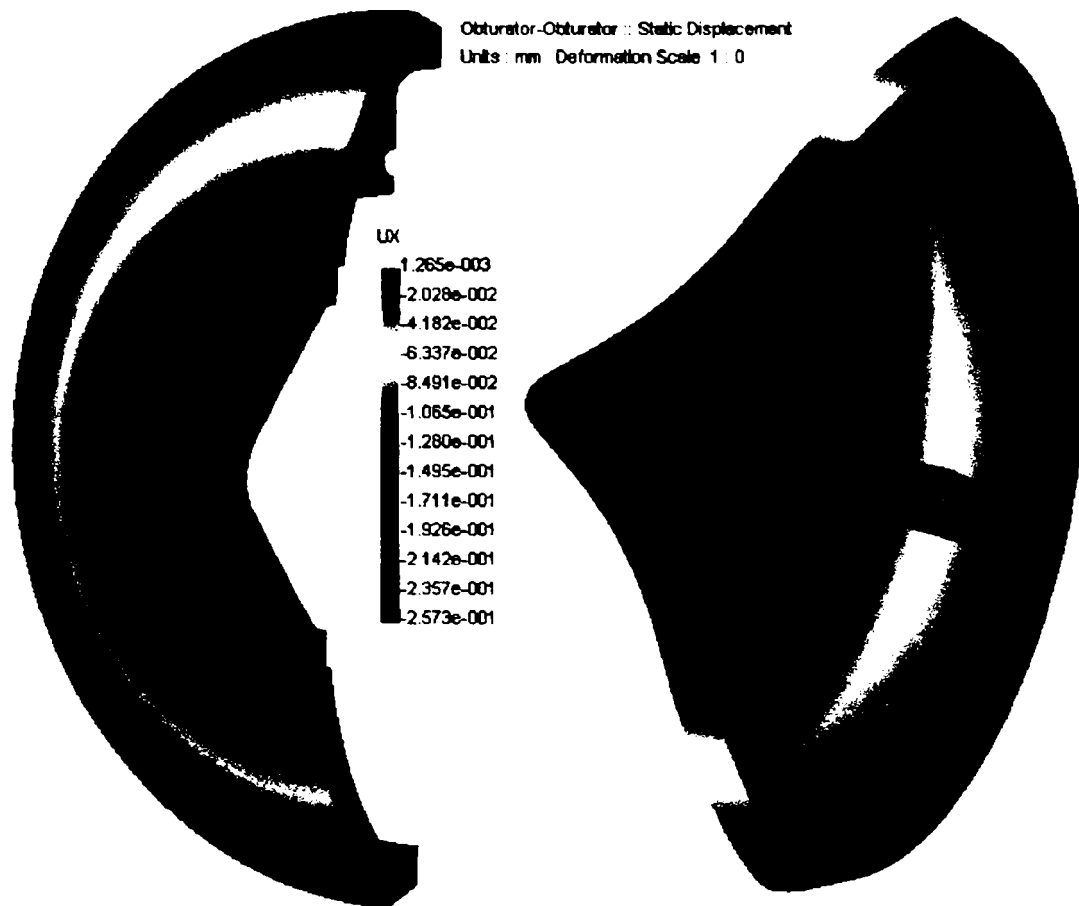


Fig. 2.5.2.16. Deplasări după axa x

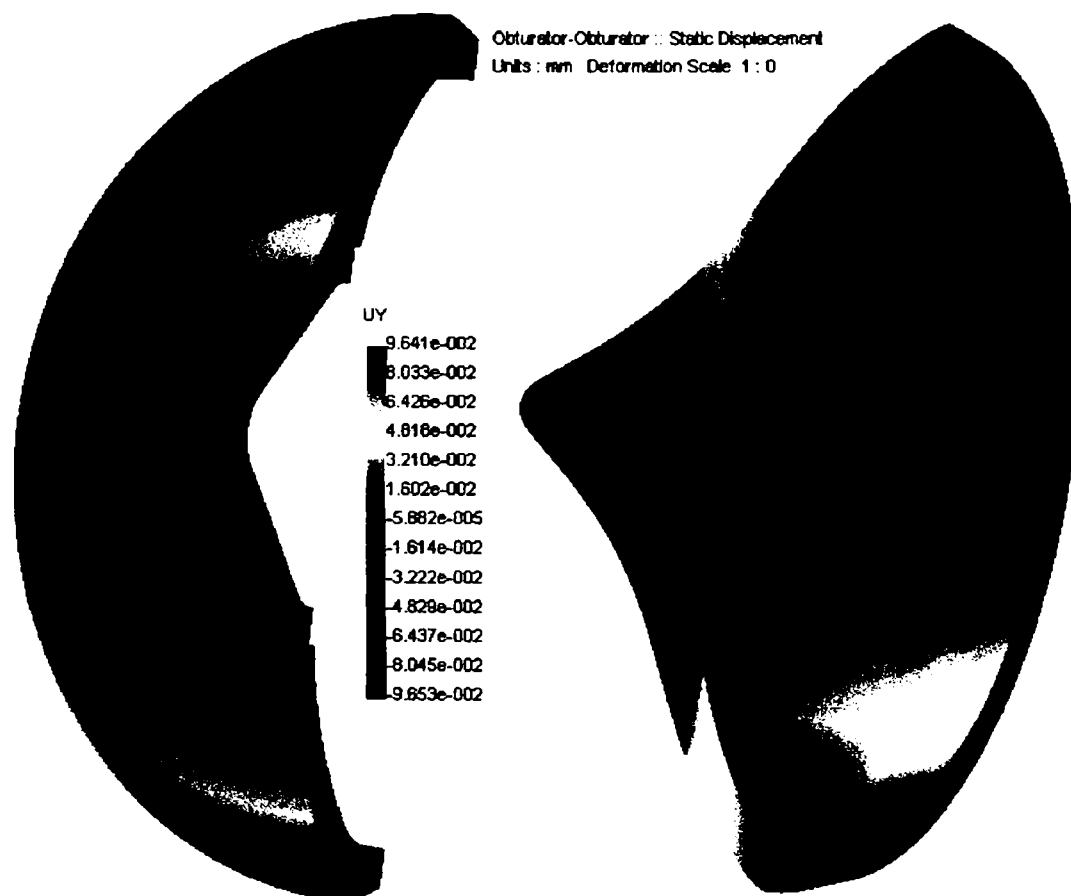


Fig. 2.5.2.17. Deplasări după axa y

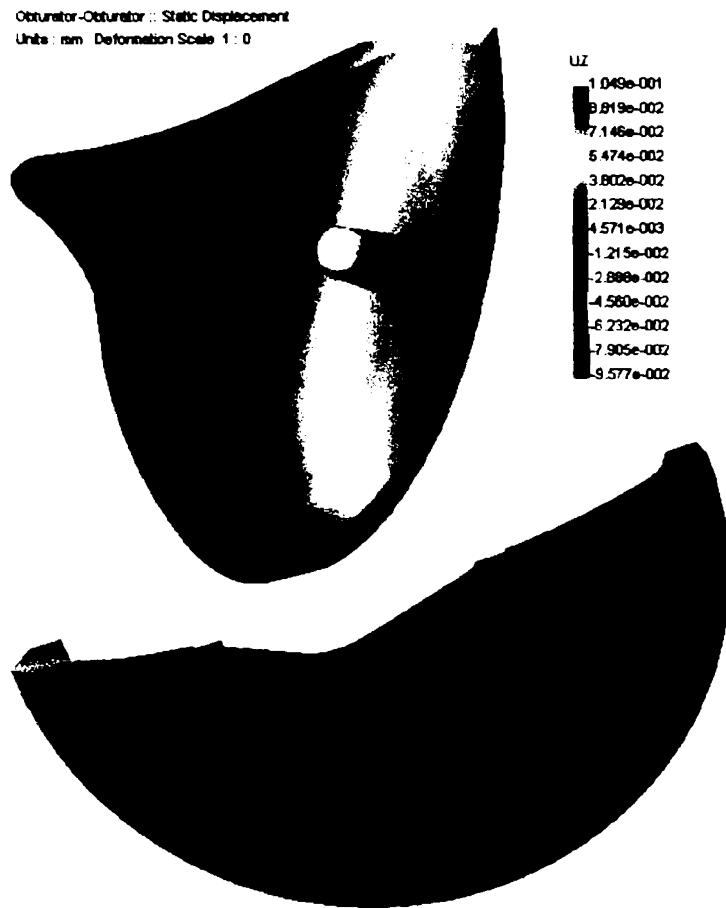


Fig. 2.5.2.18. Deplasări după axa z

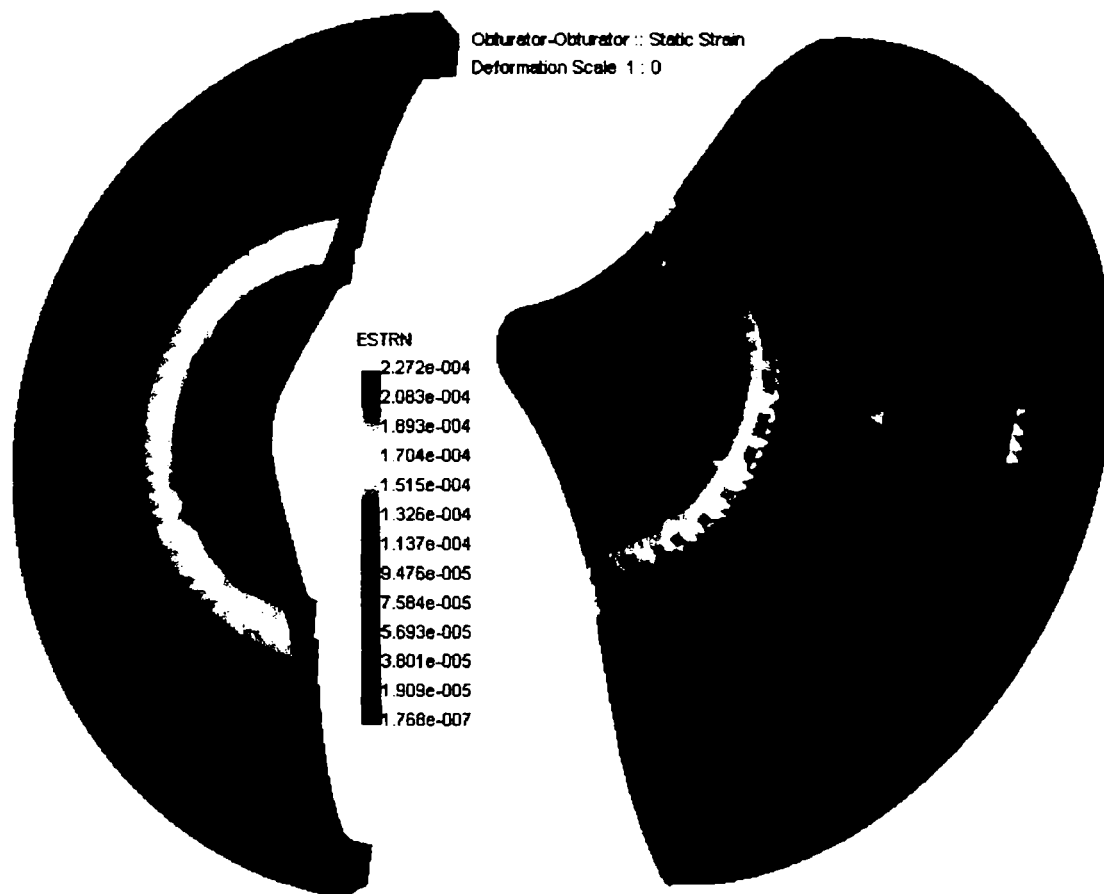


Fig. 2.5.2.19. Deformații specifice rezultante ϵ

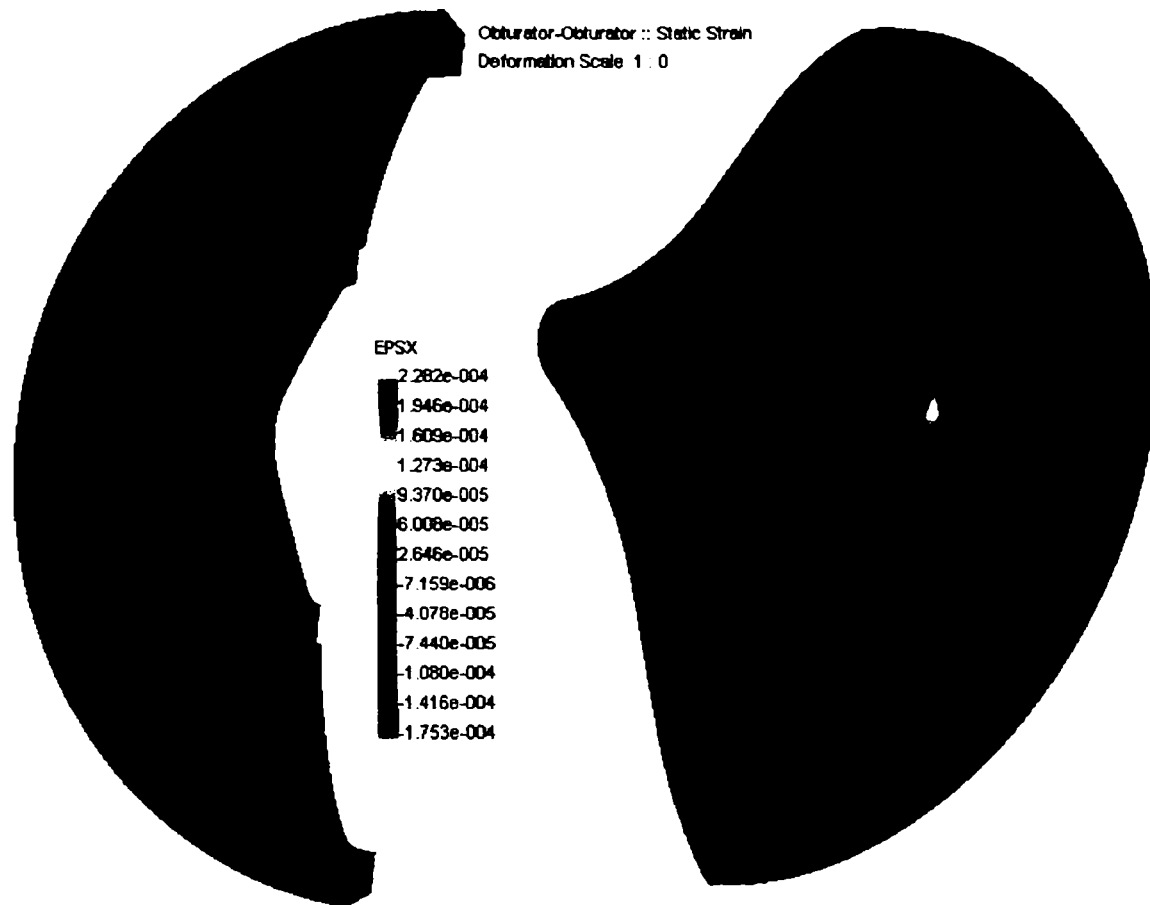


Fig. 2.5.2.20. Deformații specifice ϵ_x

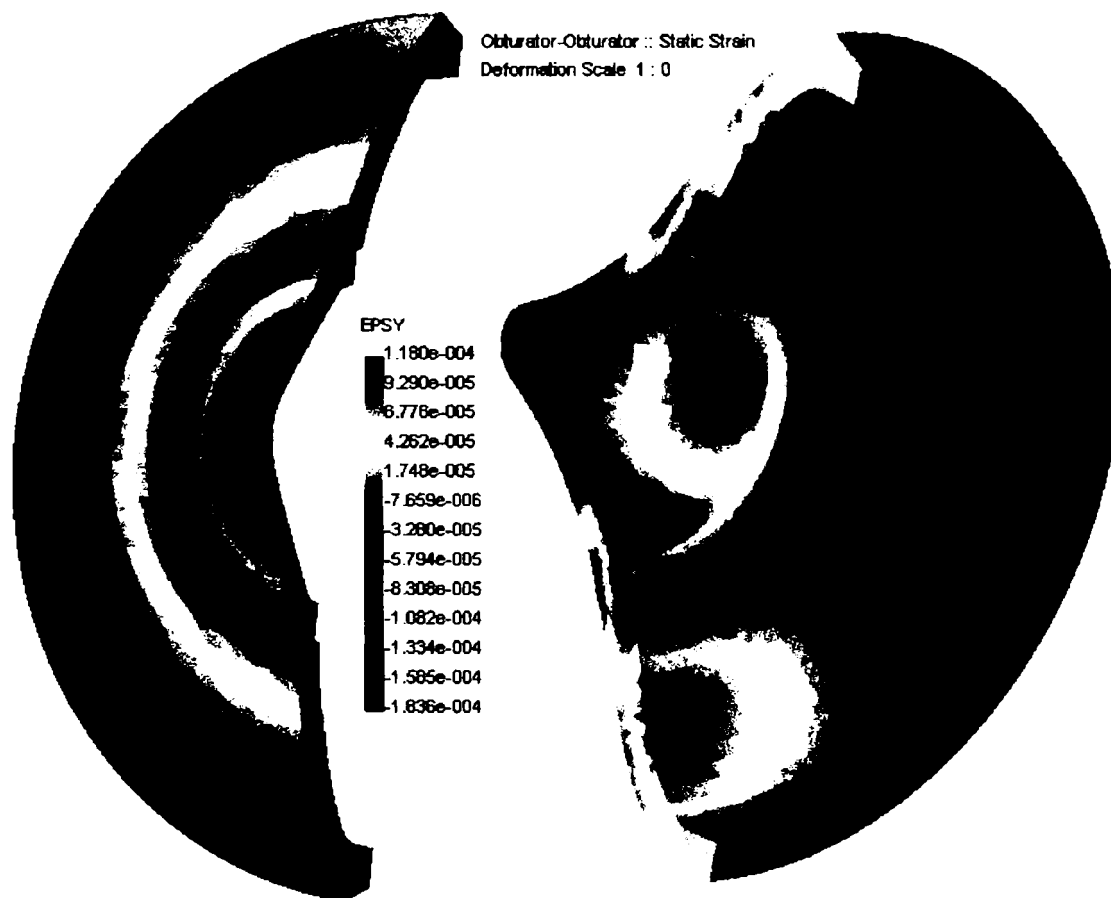


Fig. 2.5.2.21. Deformații specifice ϵ_y

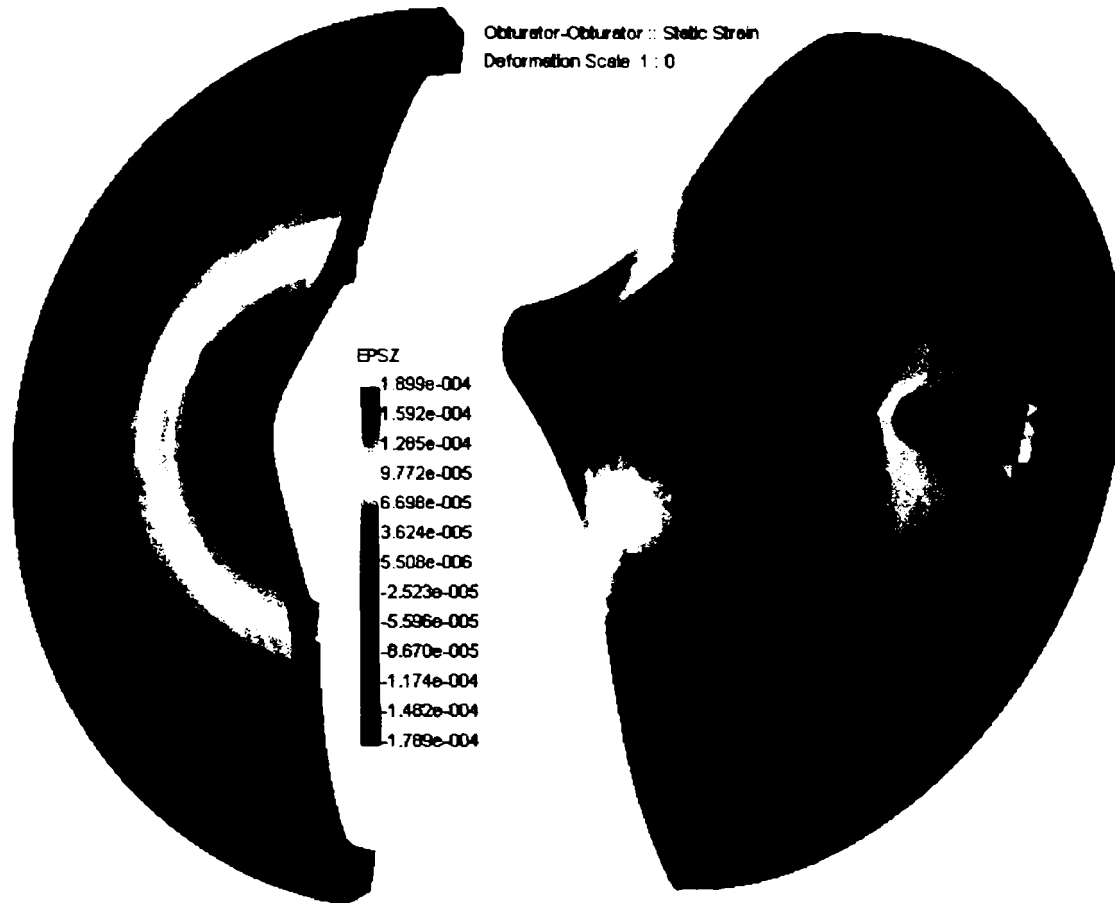


Fig. 2.5.2.22. Deformații specifice ϵ_z

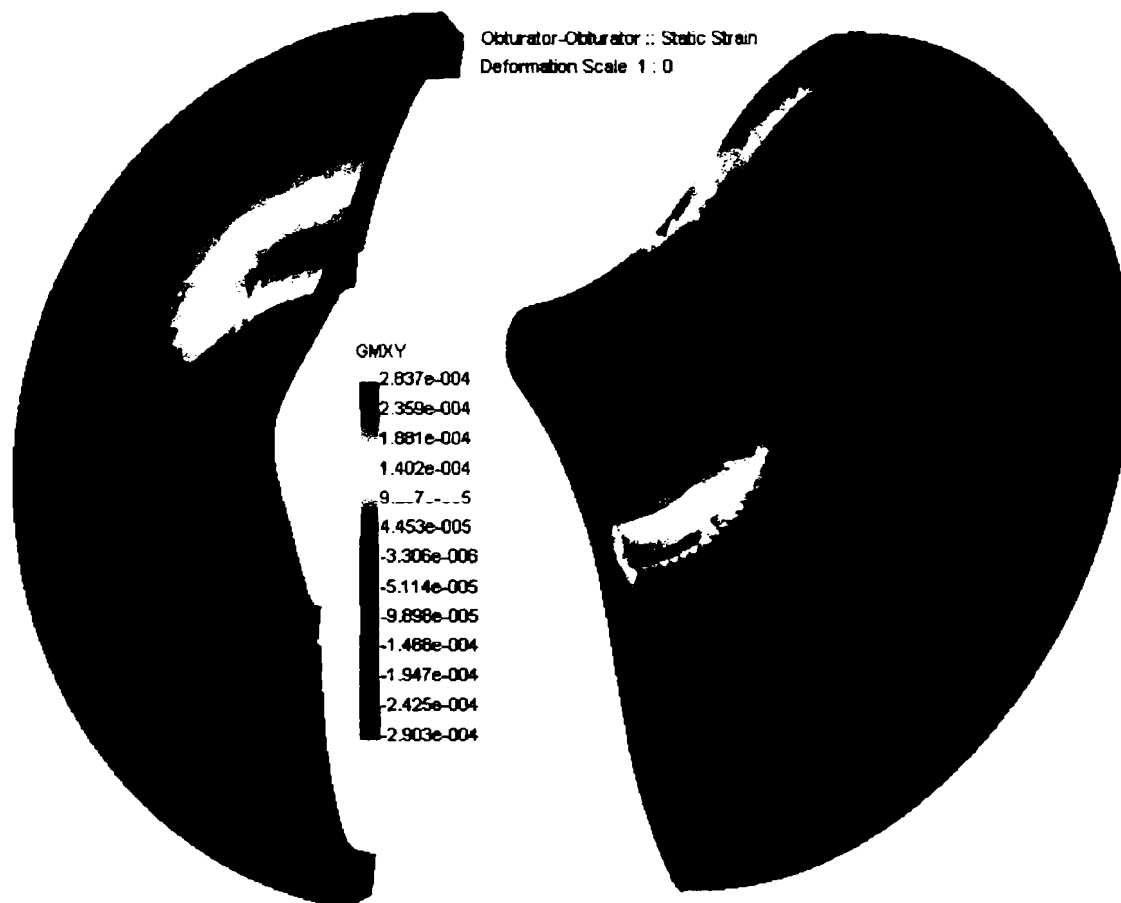


Fig. 2.5.2.23. Rotiri specifice γ_{xy}

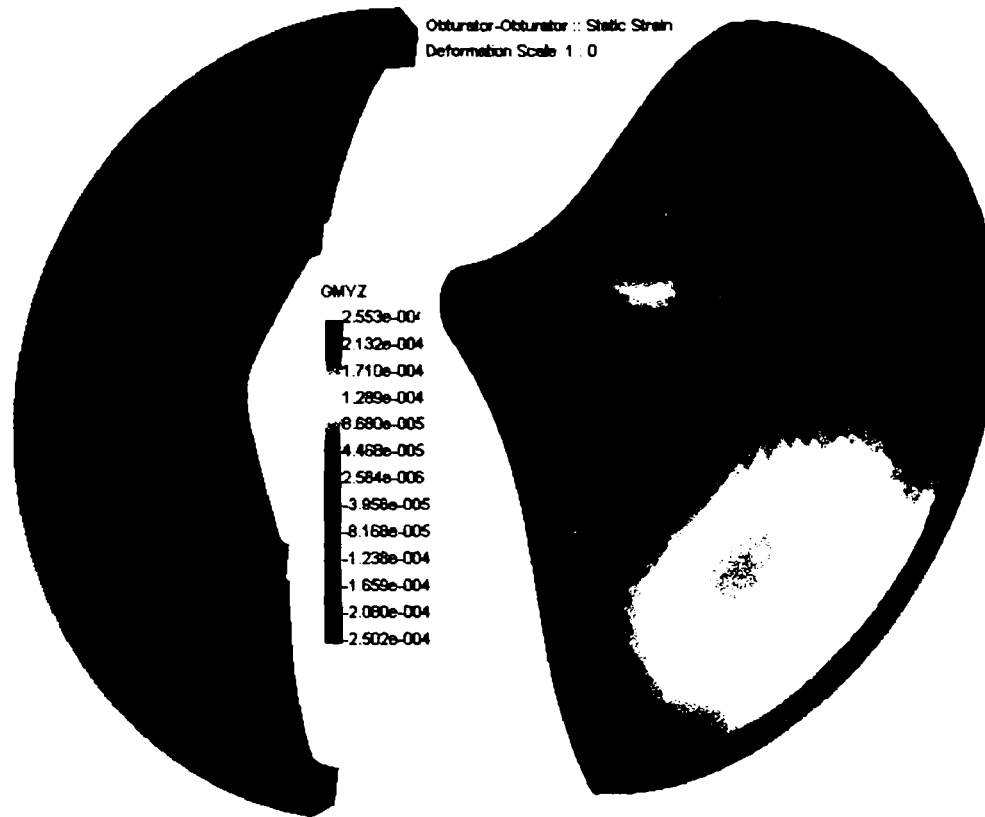


Fig. 2.5.2.24. Rotiri specifice γ_{yz}

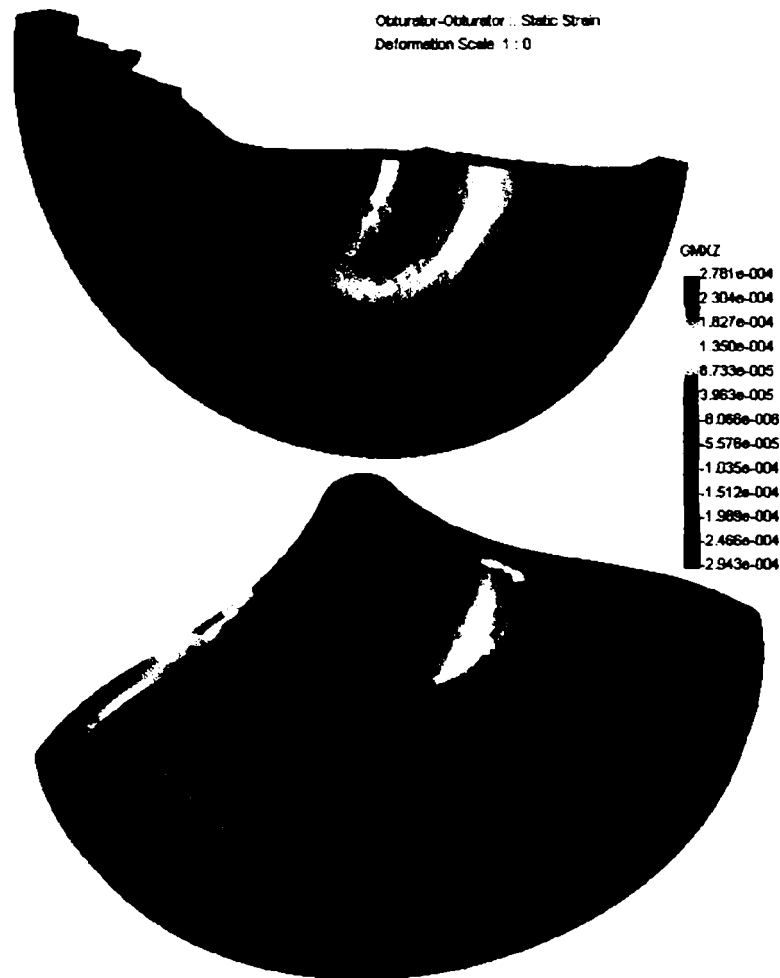


Fig. 2.5.2.25. Rotiri specifice γ_{zx}

Tensiunile echivalente von Mises pe discretizarea obturatorului, prezentată în stare deformată, sunt prezentate în fig. 2.5.2.26 (jumătatea stângă discretizare, jumătatea dreaptă vedere transparentă, fața amonte). Starea deformată a obturatorului este amplificată la scara 672,328 (recomandată de program). În figura 2.5.2.27 sunt ilustrate deplasările rezultante pe discretizarea obturatorului, în stare deformată la aceeași scară de amplificare (jumătatea dreaptă discretizare, jumătatea stângă vedere transparentă, fața amonte).

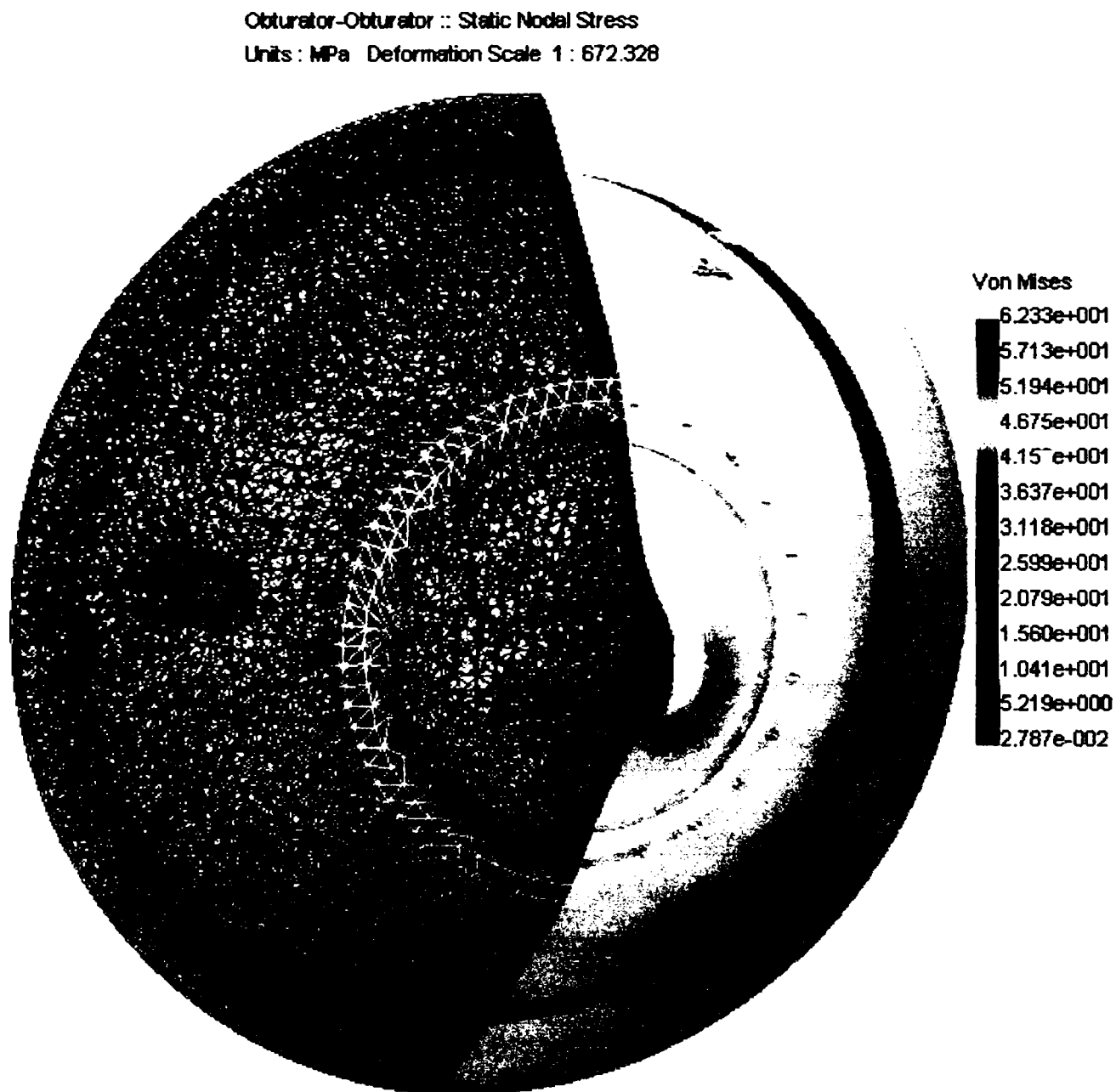


Fig. 2.5.2.26. Tensiuni echivalente von Mises. Obturator în stare deformată

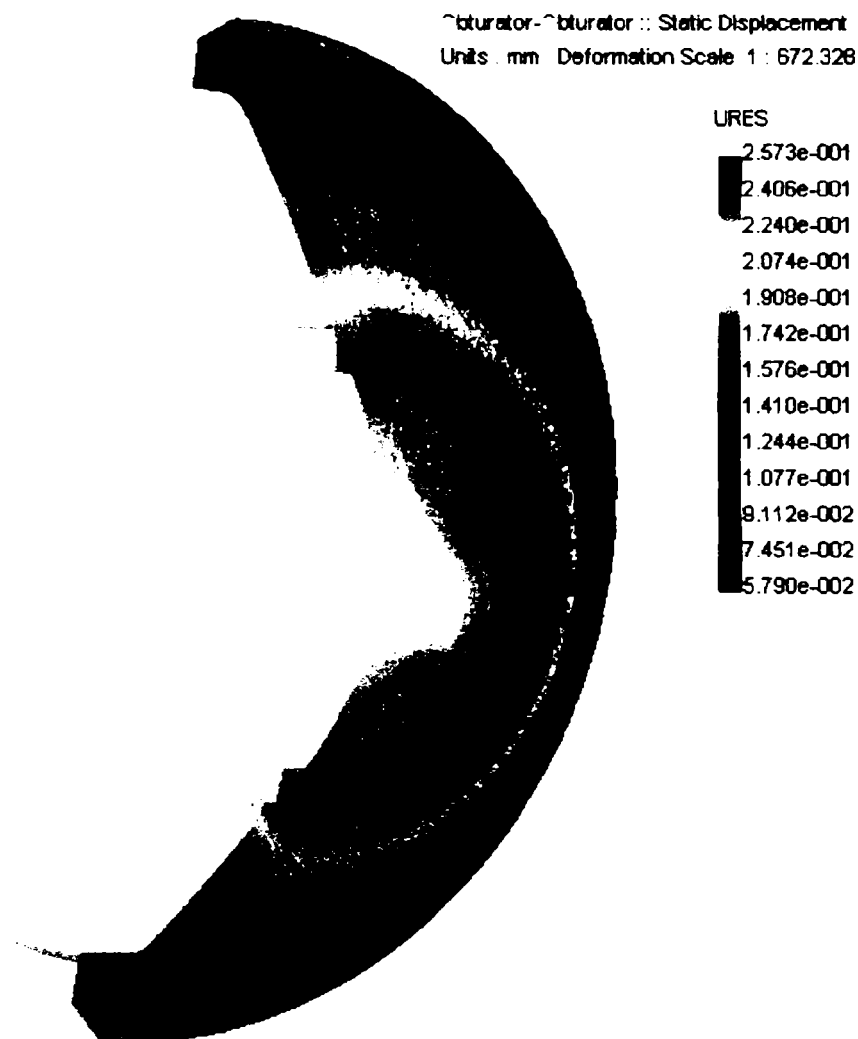


Fig. 2.5.2.27. Deplasări rezultante. Discretizare în stare deformată

O altă facilitate a programului Cosmos / Design Star o reprezintă faptul că se poate vizualiza distribuția coeficientului de siguranță a modelului analizat utilizând diferite criterii de comparație.

Spre exemplificare în figura 2.5.2.28 este ilustrată distribuția coeficientului de siguranță calculat pentru obturatorul vanei cu jet tubular aplicând criteriul de comparație dintre tensiunile echivalente von Mises și rezistența la rupere a oțelului.

Se poate observa că valoarea minimă a coeficientului de siguranță este 7.193 pentru o grosime minimă de 60 mm a peretelui obturatorului. Prin compararea rezultatelor obținute prin metoda elementelor finite și a calcului din paragraful 2.2.3. unde s-a stabilit o valoare minimă a peretelui de 15 mm, se poate constata că metoda de calcul recomandată pentru obturatoarele vanelor cu jet tubular este metoda elementelor finite.

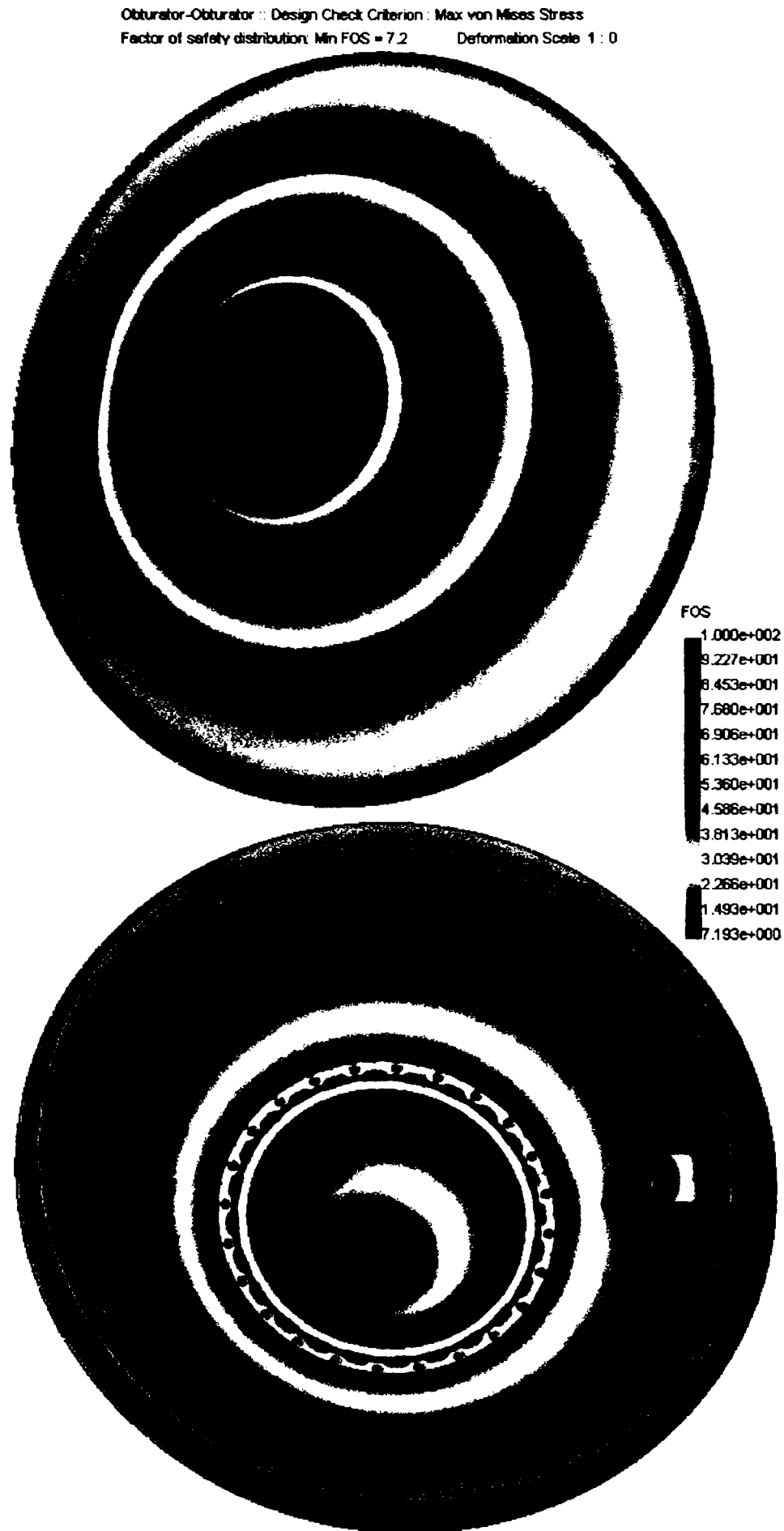


Fig. 2.5.2.28. Distribuția coeficientului de siguranță

2.6. Metoda elementelor finite pentru modele în contact

O facilitate suplimentară a programului Cosmos / Design Star o constituie analiza statică cu elemente finite pentru modele aflate în contact, adică pentru subansamble. Pentru a putea beneficia de această facilitate trebuie să avem în studiu cel puțin două modele care să aibă cel puțin un element comun (un vârf, o muchie sau o suprafață). Modul de rezolvare pentru astfel de probleme urmează aceleași etape ca la analiza pentru cu un singur model, cu deosebirea că programul apelează un modul de calcul special pentru probleme de contact și în plus mai trebuiesc definite elementele comune aflate în contact pentru modelele studiate. Când se apelează modulul de calcul pentru o problemă de contact programul cere o valoare a coeficientului de frecare pentru elementele comune. Valorile coeficientului de frecare acceptate de program sunt cuprinse între 0,01 și 0,5. Discretizarea și rularea programului se fac simultan pentru toate modelele în studiu, atribuirea calității de material, stabilirea restricțiilor și aplicarea încărcărilor se fac pe fiecare model în studiu. Pentru rezolvarea problemei, programul ia în calcul toate datele de intrare inclusiv interacțiunea cu elementele în contact. Rezultatele finale sunt distincte pentru fiecare model de studiu.

2.6.1. Suprafața de etanșare obturator – corp amonte la vana model

Modelarea obturatorului și a corpului amonte este realizată cu obturatorul în poziție închisă. Cele două modele reprezintă două corpuri (virtuale) solide distincte, dar care au suprafața de etanșare comună (tangentă). Materialul atribuit pentru cele două modele este oțelul S235 J2G3 (identic ca la studiul obturatorului de la modelul vanei cu jet tubular), coeficientul de frecare între suprafețele în contact a fost ales 0,4 (oțel / oțel, frecare uscată), iar pentru suprafețele în contact s-a impus restricția să rămână permanent în contact. Încărcările aplicate pe cele două modele sunt (fig. 2.6.1.1):

- pe corpul amonte – presiunea apei cu valoarea de 0,2 MPa pe suprafața interioară a corpului dinspre amonte până la suprafața de etanșare;
- pe obturator s-au aplicat aceleași încărcări ca cele prezentate la punctul 2.5.1, adică: pe fața amonte avem presiunea apei de 0,2 MPa, iar dinspre aval forța de etanșare $F=11822,4$ N.

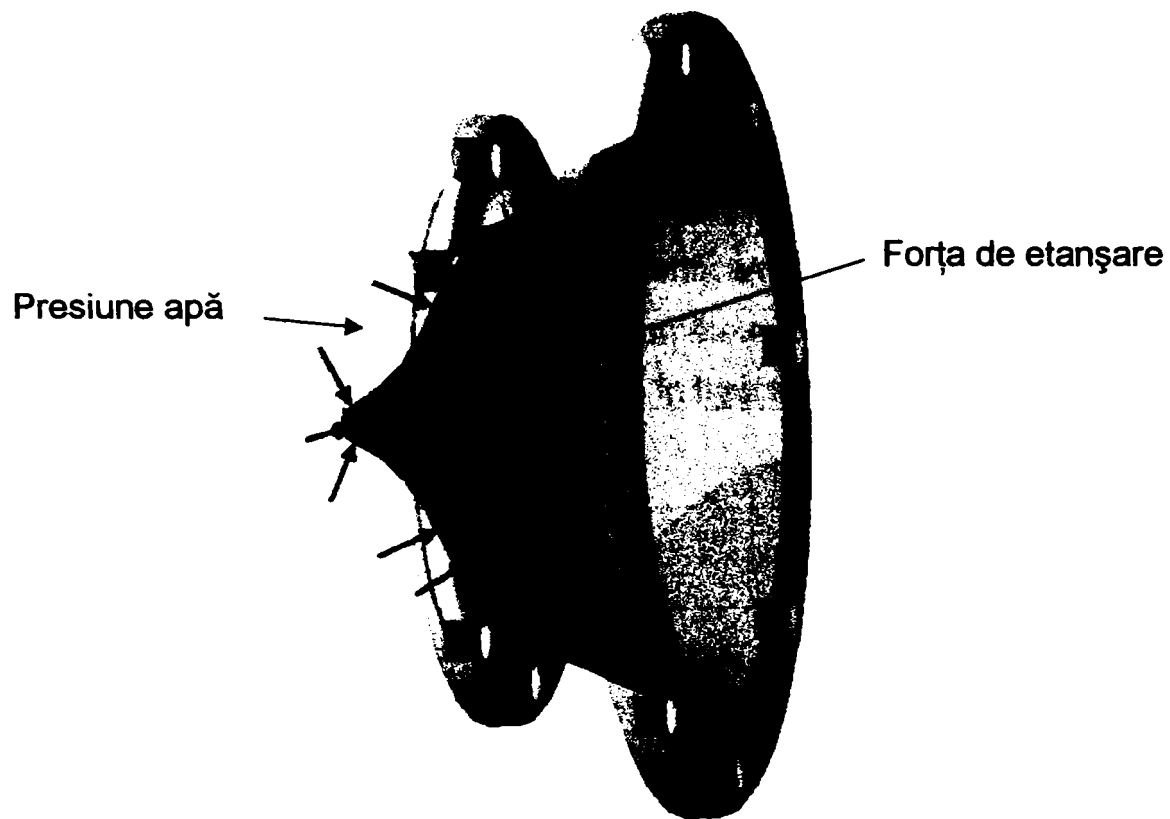


Fig. 2.6.1.1. Modul de încărcare pentru subansamblul corp amonte – obturator

Restricțiile care au fost impuse sunt prezentate în figura 2.6.1.2 Se consideră că pentru flanșa amonte a corpului nu avem deplasări după direcțiile x, y, și z la găurile de fixare (flanșa amonte care se îmbină cu corpul vanei este rigidă).



Fig. 2.6.1.2. Restricții impuse corpului amonte

Condițiile de discretizare în primă fază au fost stabilite identic ca la punctul 2.5.1. Discretizarea pentru cele două modele a durat aproximativ trei ore. Dar, după 22 de ore de analiză, programul a fost oprit pe motiv că depășea resursele calculatorului.

Condițiile de discretizare au fost modificate în privința controlului discretizării, în sensul că s-au ales în loc de 29 pe puncte de verificare Jacobiană doar 16 puncte de verificare. Discretizarea a durat aproximativ o jumătate de oră. Modelele discretizate împreună cu condițiile de discretizare sunt ilustrate în figura 2.6.1.3.

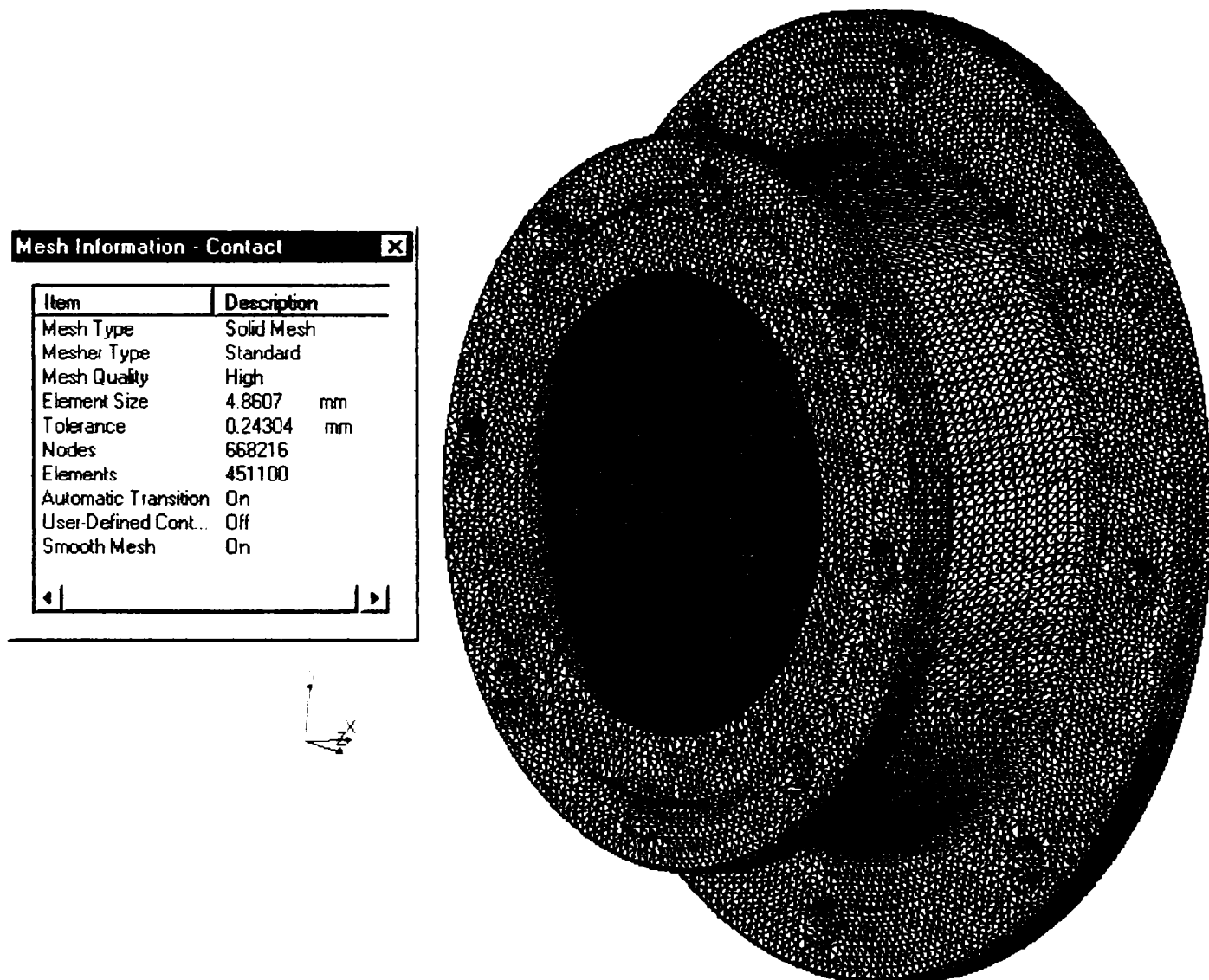


Fig. 2.6.1.3. Discretizare obturator – corp amonte.

Analiza modelelor corp amonte – obturator a durat cca. 6 ore și jumătate, iar rezultatele obținute sunt prezentate astfel: figura 2.6.1.4 prezintă tensiunile echivalente von Mises [MPa], figura 2.6.1.5 arată deplasările rezultante [mm], iar figura 2.6.1.6 deformațiile specifice rezultante [m/mm].

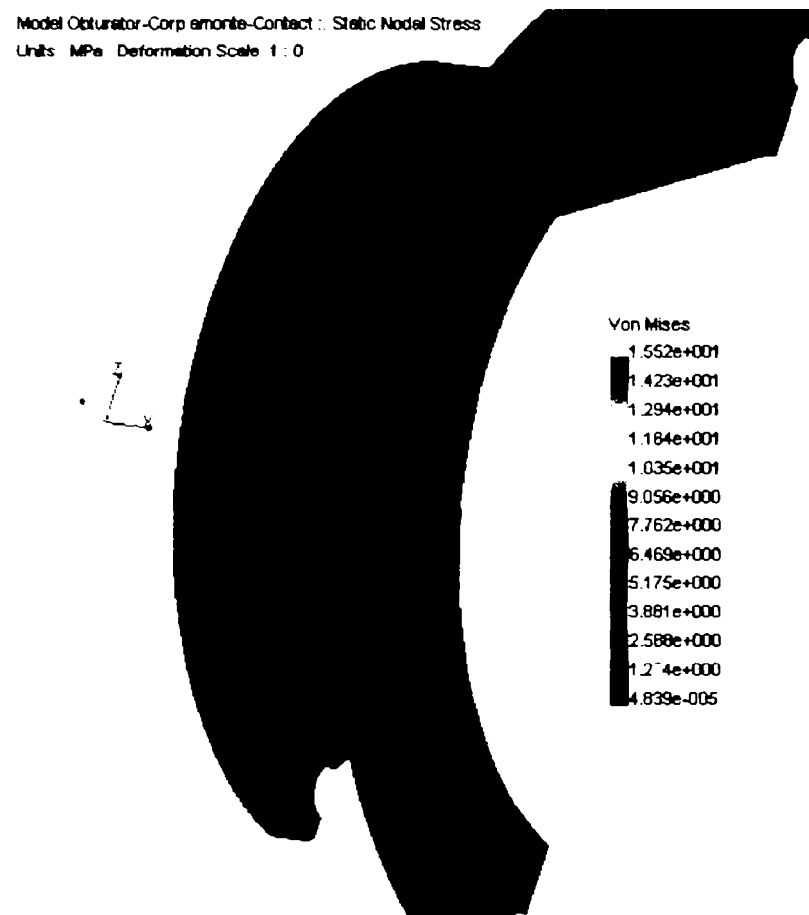


Fig. 2.6.1.4. Tensiuni echivalente von Mises

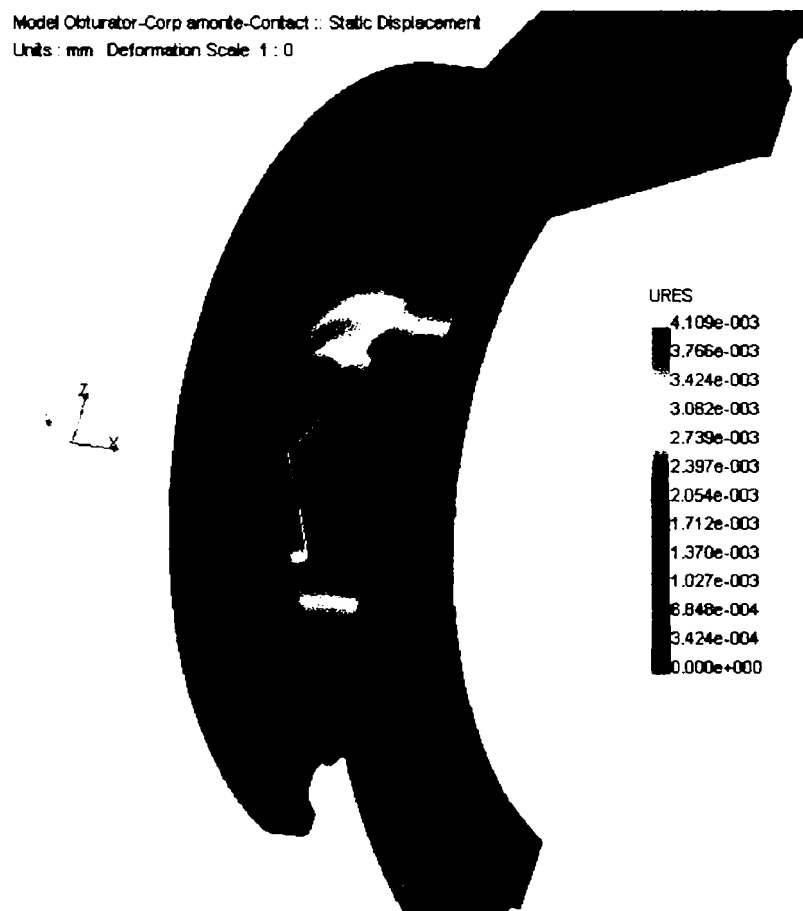


Fig. 2.6.1.5. Deplasări rezultante

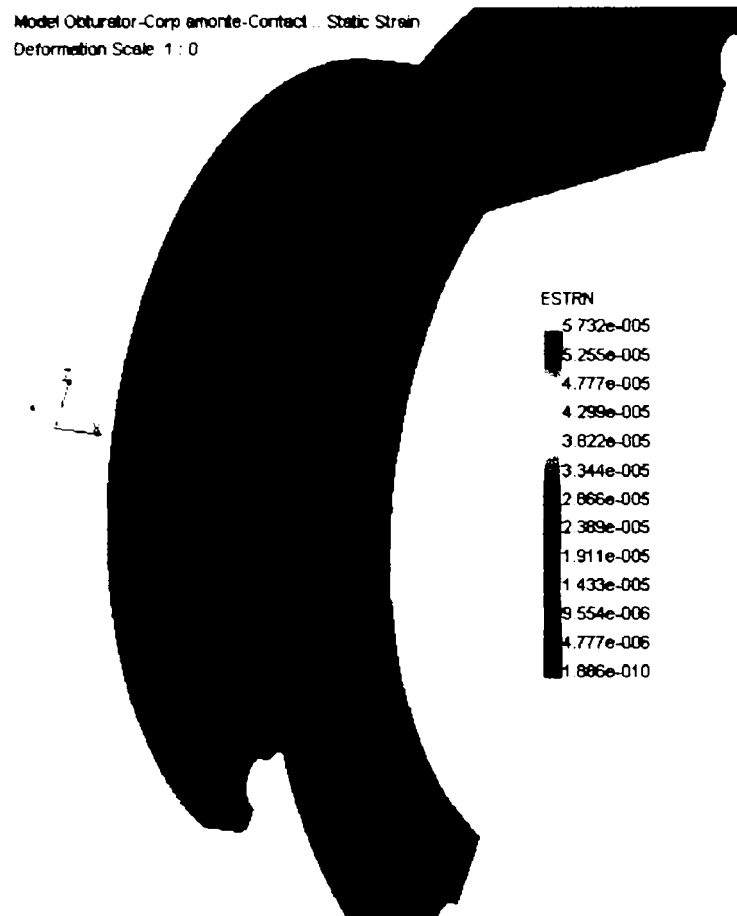


Fig. 2.6.1.6. Deformații specifice rezultante

Din analiza rezultatelor obținute și prezentate în figurile 2.6.1.4, 2.6.1.5 și 2.6.1.6 se poate constata că solicitările cele mai mari apar în obturator, corpul amonte este foarte puțin solicitat. Prin compararea acestor rezultate cu rezultatele obținute din studiul obturatorului ca element singular (punctul 2.5.1) se constată valori semnificativ mai ridicate pentru tensiuni în cazul analizei de contact. Cum se poate observa valori mai mari ale tensiunilor (max. 15,52 MPa) se obțin pe suprafața de contact obturator – corp amonte, adică pe suprafața de etanșare. De aceea, în practica curentă de proiectare a vanelor cu jet tubular, aceste suprafețe sunt prevăzute a fi executate prin încărcare cu sudură cu electrozi din material inoxidabil. Suprafețele de etanșare încărcate cu sudură se realizează astfel încât duritatea acestor suprafețe să aibă valori diferite prin metoda de încercare Brinell. Suprafața de etanșare de pe obturator trebuie să aibă cu circa 50 HB (unități Brinell) sub valoarea obținută pentru suprafața de etanșare de pe corpul amonte.

În cazul deplasărilor rezultante, datorită condiției ca suprafețele de etanșare să rămână permanent în contact, valorile maxime obținute sunt mai mici decât în cazul

analizei obturatorului ca element singular, adică $4,109 \times 10^{-3}$ mm pentru problema de contact față de $5,241 \times 10^{-3}$ mm obținută după analiza obturatorului.

Un alt factor care influențează acuratețea rezultatelor obținute din analiza celor două cazuri este și modul de discretizare folosit.

Discretizarea pentru analiza singulară a obturatorului este mult mai pretențioasă decât în cazul problemei de contact în ceea ce privește controlul discretizării. Pentru ambele cazuri s-a folosit modul de discretizare cu tranziție automată a dimensiunii elementelor finite, respectiv al fineții de discretizare, dar la controlul discretizării pentru obturator am optat pentru 29 de puncte în verificarea Jacobiană, iar la discretizarea problemei de contact controlul discretizării s-a făcut pentru 16 puncte la verificarea Jacobiană. În figura 2.6.1.7 se prezintă modul cum s-a realizat discretizarea pentru cazul obturatorului analizat ca element singular, iar în figurile 2.6.1.8 și 2.6.1.9 discretizarea rezultată în cazul problemei de contact, pentru obturator (fig. 2.6.1.8) și respectiv corpul amonte (fig. 2.6.1.9).

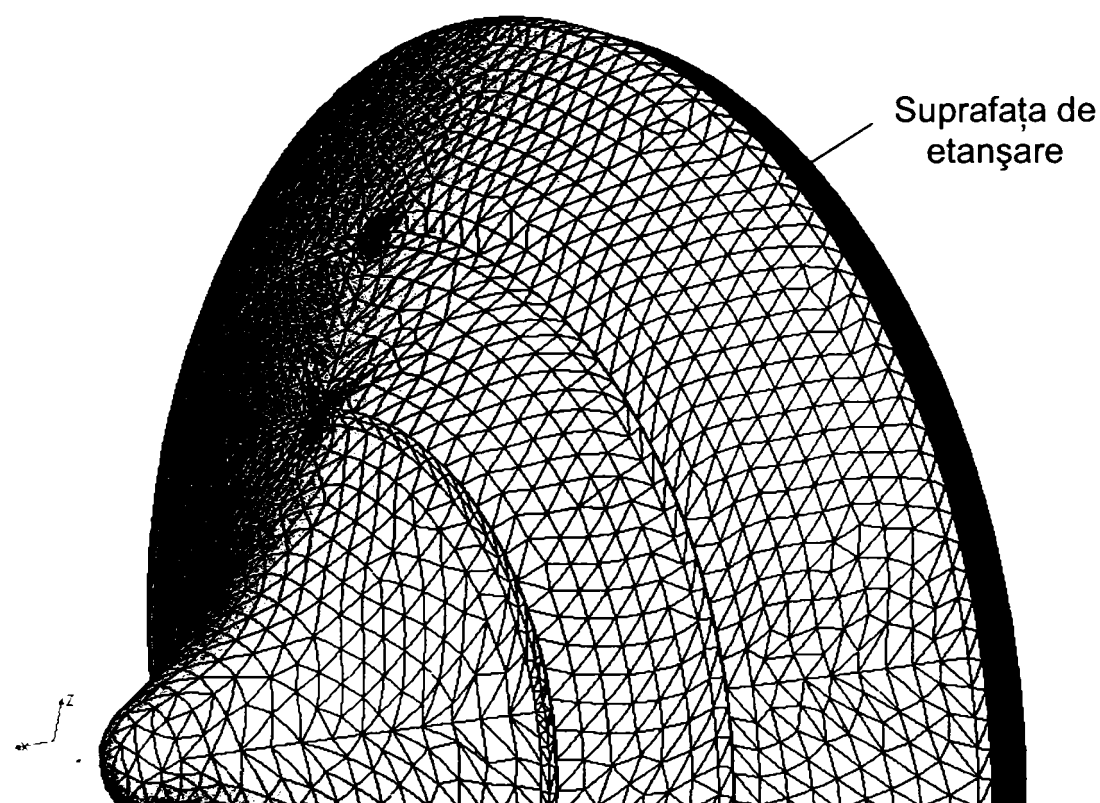


Fig. 2.6.1.7. Discretizare obturator

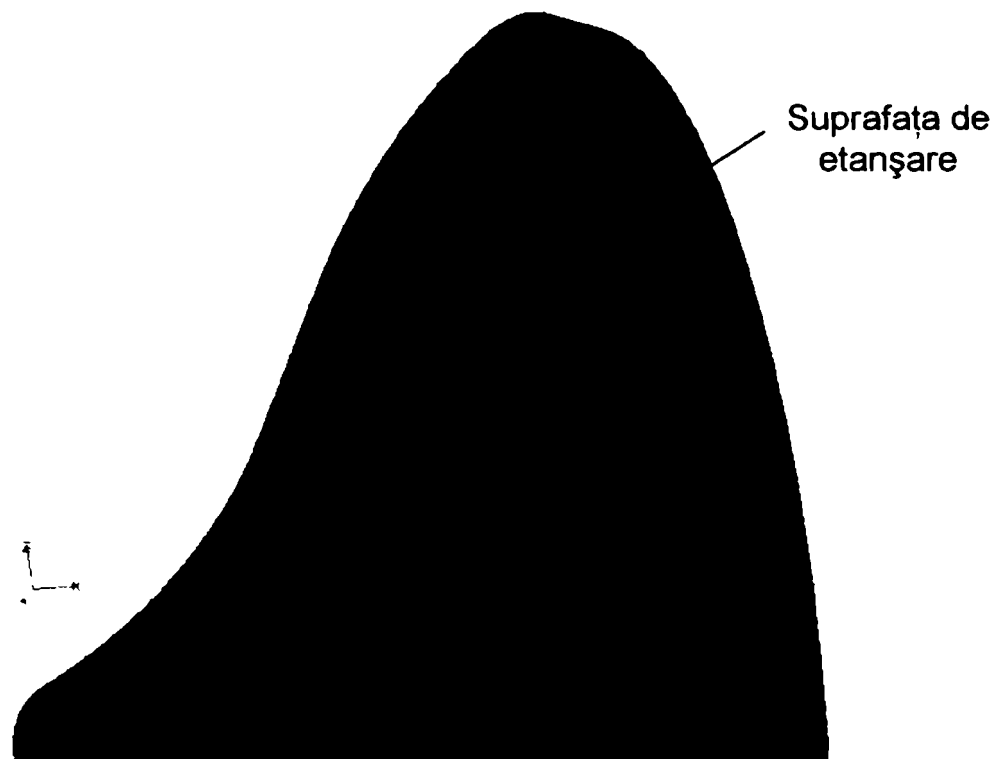


Fig. 2.6.1.8. Discretizare obturator – problemă de contact

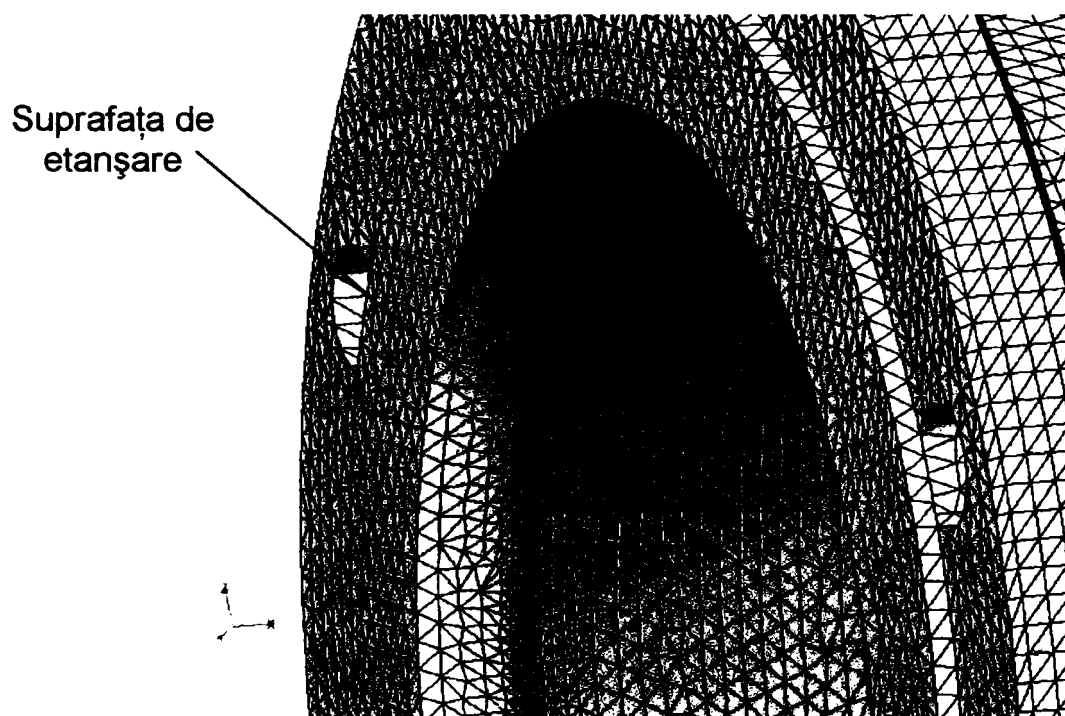


Fig. 2.6.1.9. Discretizare corp amonte – problemă de contact

Din analiza figurilor 2.6.1.7, 2.6.1.8 și 2.6.1.9 se poate constata faptul că discretizarea din figura 2.6.1.7 este mult diferită de discretizarea din figura 2.6.1.8 pentru obturator pentru suprafața de etanșare, în special. Rețeaua discretă din fig. 2.6.1.7 are o

structură mai uniformă în întregimea modelului, pe când în figurile 2.6.1.8 și 2.6.1.9 se poate observa o rețea foarte fină pentru suprafața de etanșare, respectiv suprafața de contact dintre cele două modele.

Cu alte cuvinte, în cazul contactului dintre două piese, programul de analiză scoate în evidență tensiunile ce apar pe suprafața de contact și în zonele imediat învecinate. Rezultatele obținute în acest caz pentru suprafețele în contact sunt mult mai precise comparativ cu rezultatele pentru aceeași suprafață în cazul analizei obturatorului ca element singular. Rezultatele obținute în cazul studiului individual al obturatorului oferă valori ale tensiunilor și deformațiilor mult mai bune în analiza per ansamblu a obturatorului, cum se poate constata din analiza experimentală.

Spre exemplificare, figura 2.6.1.10 prezintă valoarea medie a tensiunilor echivalente von Mises pentru suprafața de etanșare în cazul analizei obturatorului ca element singular, cu valoarea de 5,3061 MPa pentru 891 noduri, iar figura 2.6.1.11 prezintă valoarea medie a tensiunilor echivalente von Mises pentru suprafața de etanșare a obturatorului în cazul problemei de contact, cu valoarea de 10,385 MPa pentru 3960 noduri. Figura 2.6.1.12 prezintă valorile obținute pentru suprafața de etanșare a corpului amonte (identice cu valorile din figura 2.6.1.11).

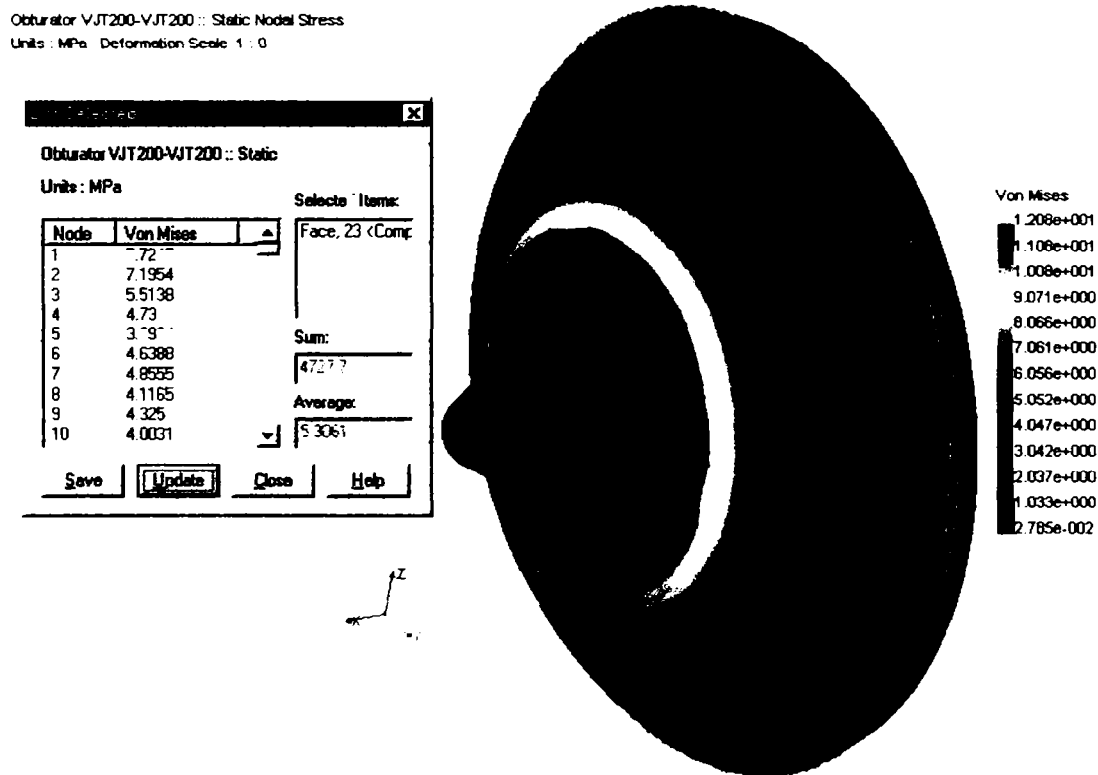


Fig. 2.6.1.10. Valoarea medie a tensiunii echivalente von Mises pe suprafața de etanșare pentru obturatorul analizat ca element singular.

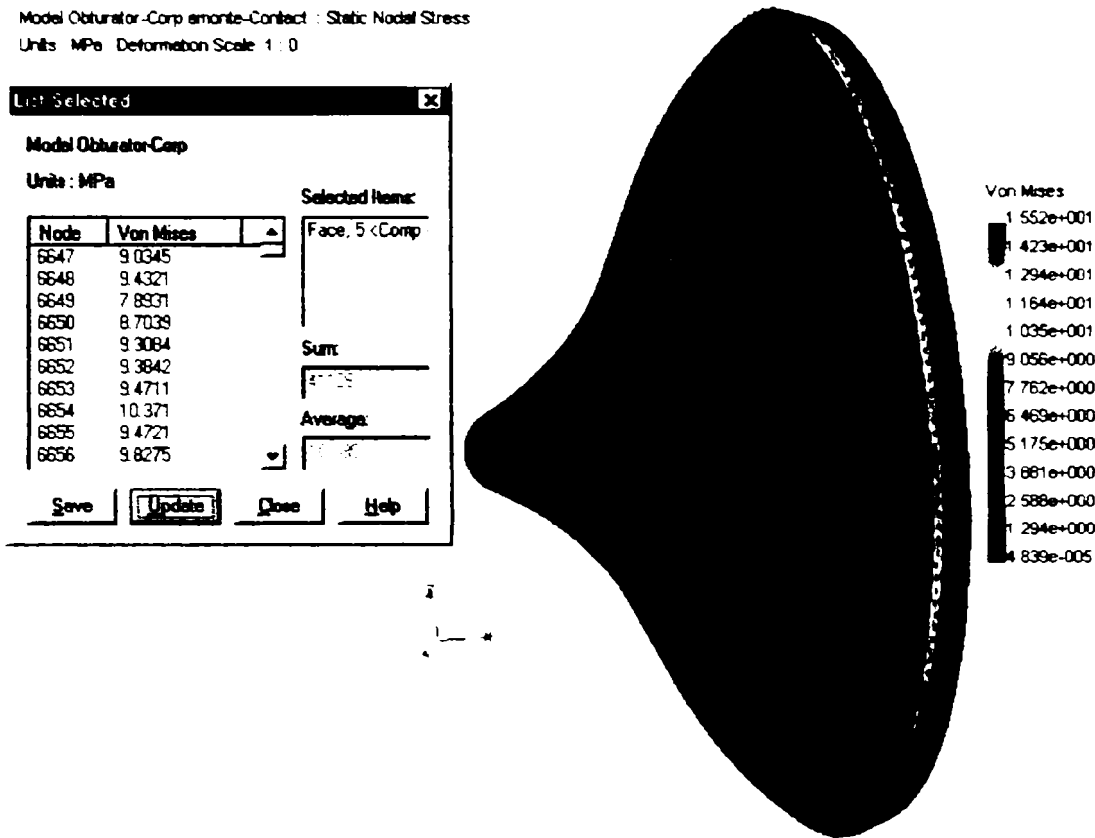


Fig. 2.6.1.11. Valoarea medie a tensiuni echivalente von Mises pe suprafața de etanșare obturator – problema de contact

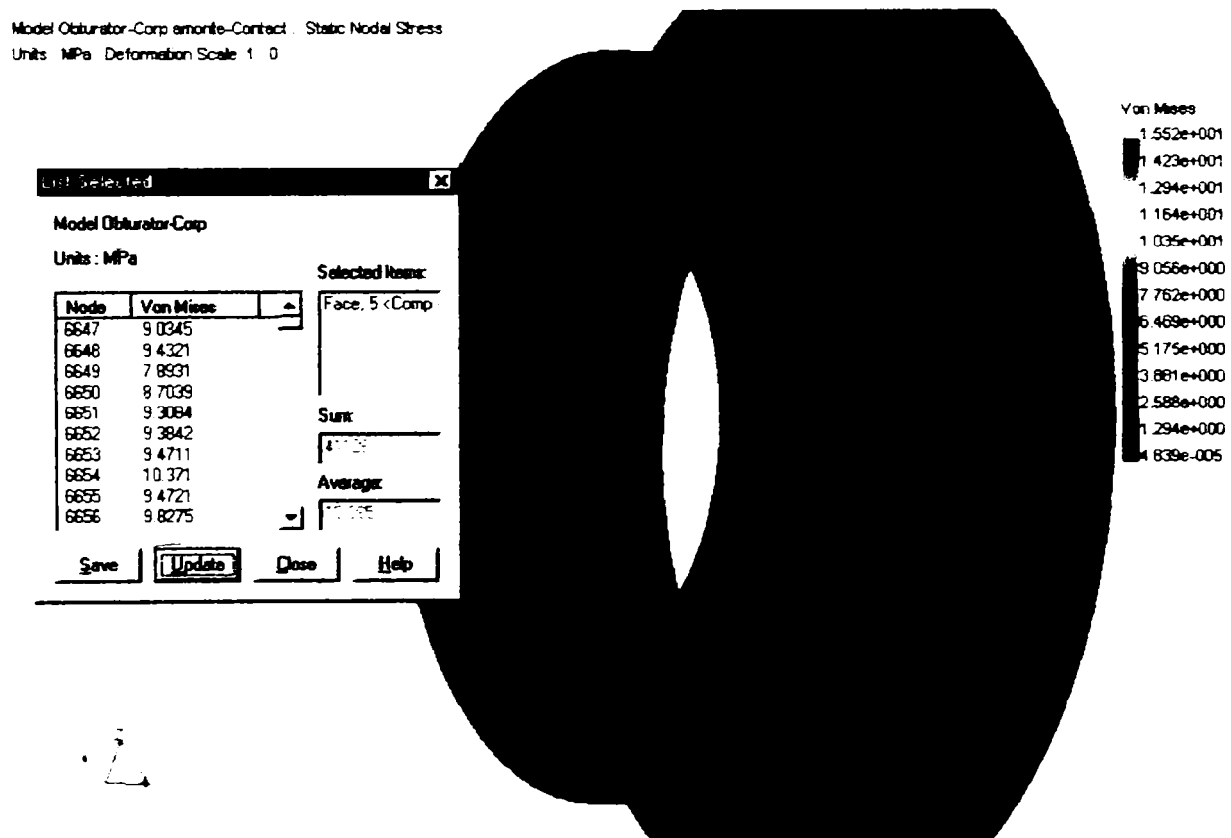


Fig. 2.6.1.12. Valoarea medie a tensiuni echivalente von Mises pe suprafața de etanșare corp amonte – problema de contact

2.6.2. Suprafața de etanșare a vanei cu jet tubular Dn 1600

Păstrând aceeași schemă de încărcare și aceleași restricții pentru subansamblul format din obturator și corpul amonte, același model de discretizare ca la punctul 2.5.1, dar pentru modelele și pentru valorile la care este încărcată vana cu jet tubular cu diametrul de intrare Dn 1600 stabilite la punctul 2.5.2, se prezintă mai jos rezultatele obținute pentru suprafața de etanșare de la această vană.

Și anume:

- fig. 2.6.2.1 – Schema de încărcare pentru subansamblul obturator – corp amonte;
- fig. 2.6.2.2 – Restricțiile impuse corpului amonte;
- fig. 2.6.2.3 – Discretizarea modelelor cu informații privitoare la discretizare;
- fig. 2.6.2.4 – Fereastra de lucru a modulului de calcul;
- fig. 2.6.2.5; fig. 2.5.2.6 – Tensiunile echivalente von Mises obținute;
- fig. 2.6.2.7; fig. 2.5.2.8 – Deplasările rezultante calculate;
- fig. 2.6.2.9 – Deformațiile specifice rezultante;

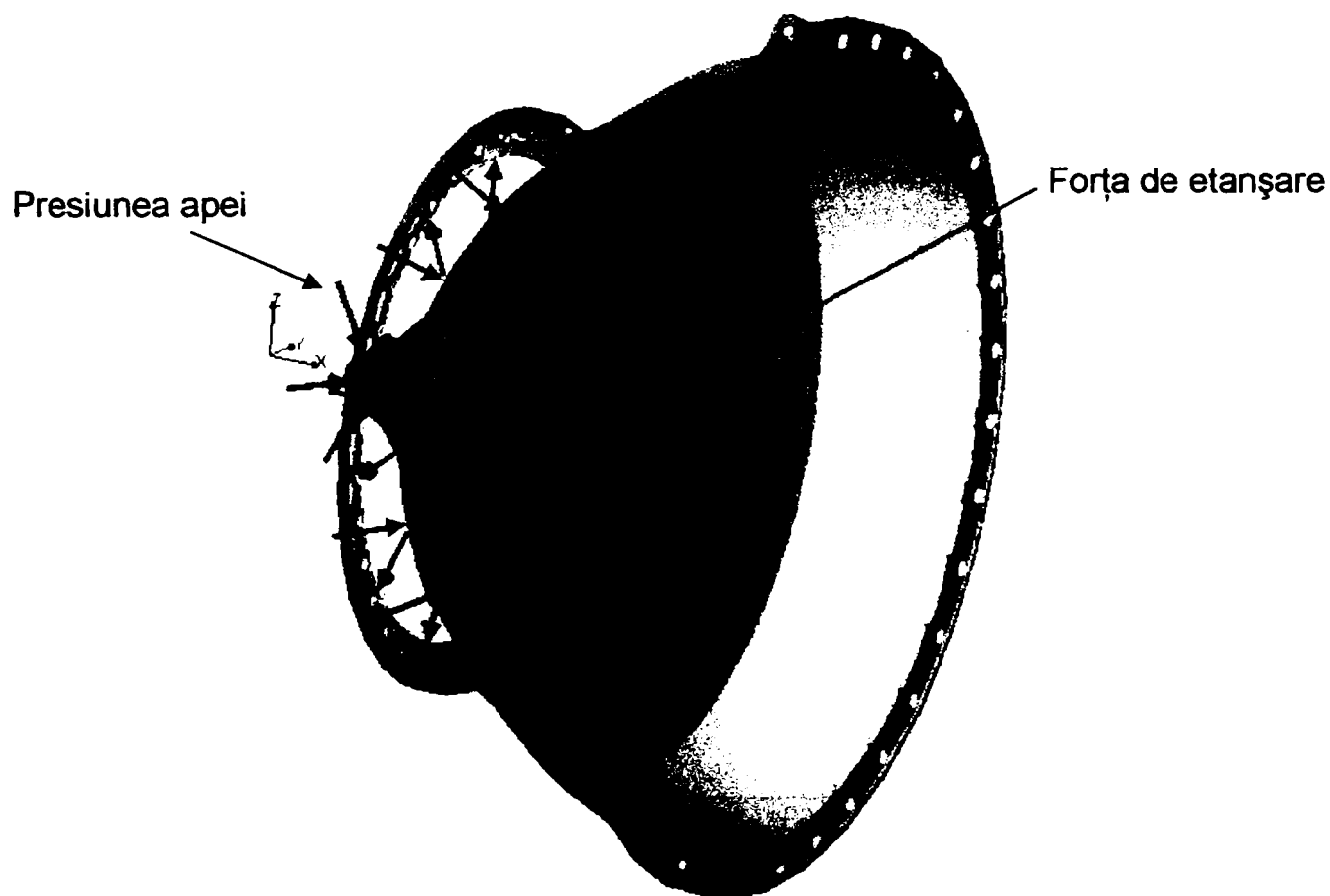


Fig. 2.6.2.1. Schema de încărcare obturator – corp amonte

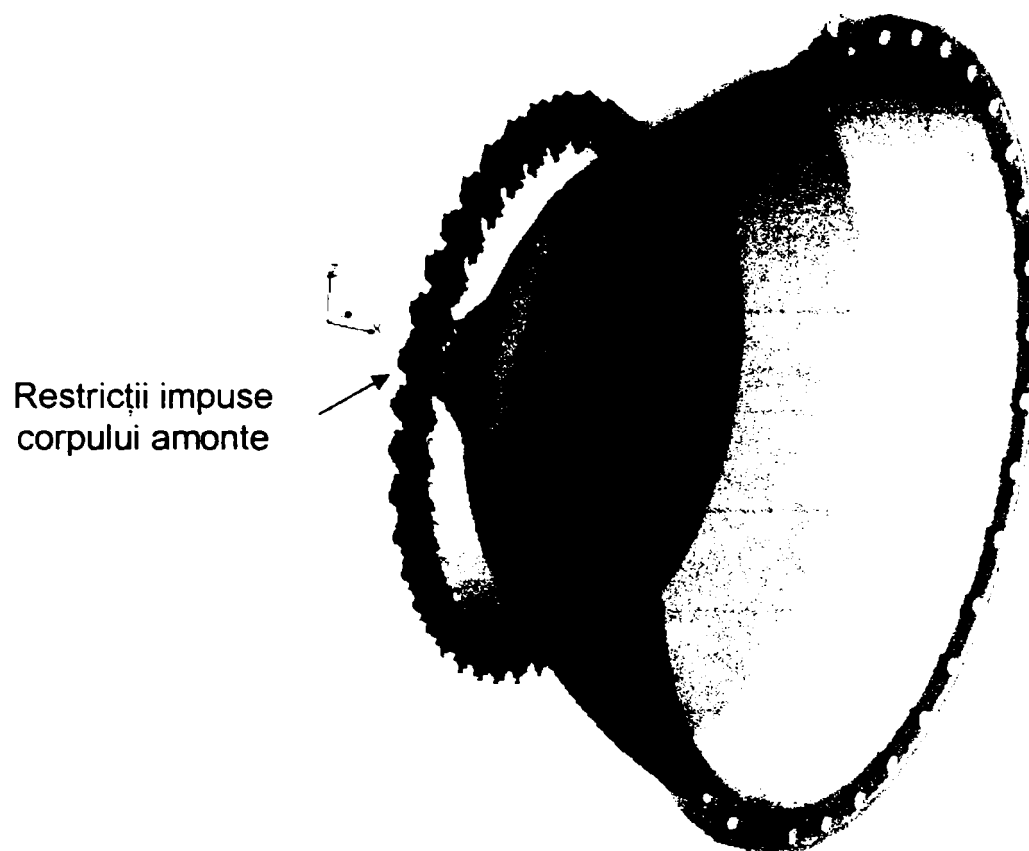


Fig. 2.6.2.2. Restricții impuse pentru corpul amonte

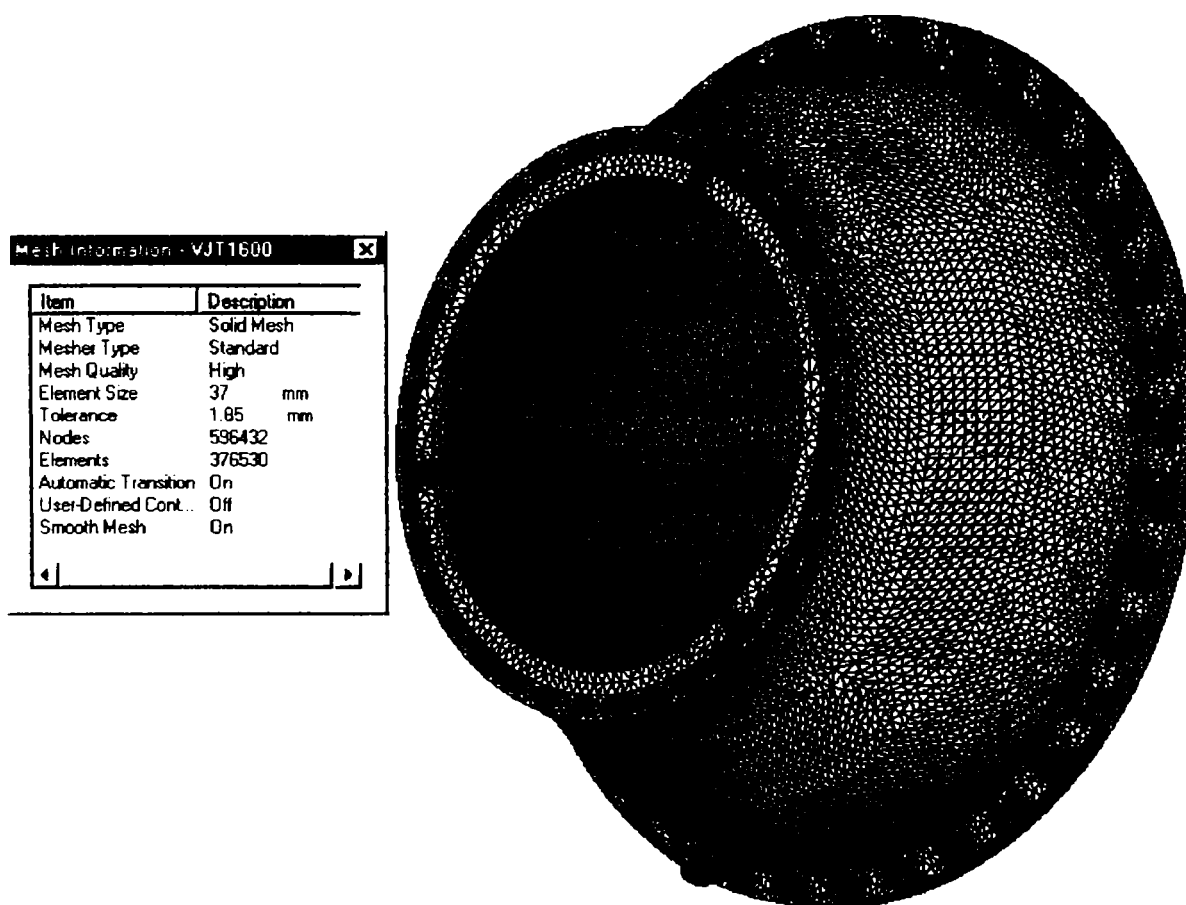


Fig. 2.6.2.3. Discretizarea obturator – corp amonte

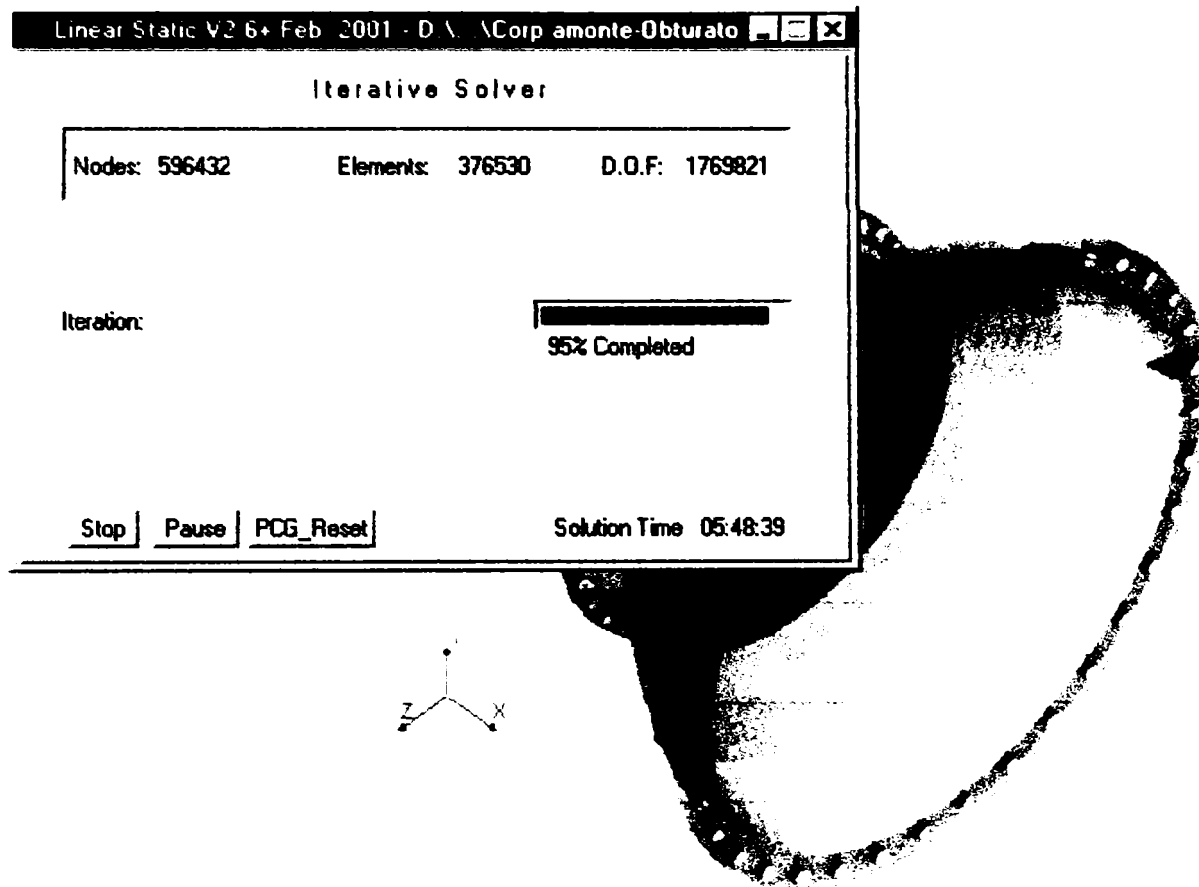


Fig. 2.6.2.4. Calculul static obturator – corp amonte

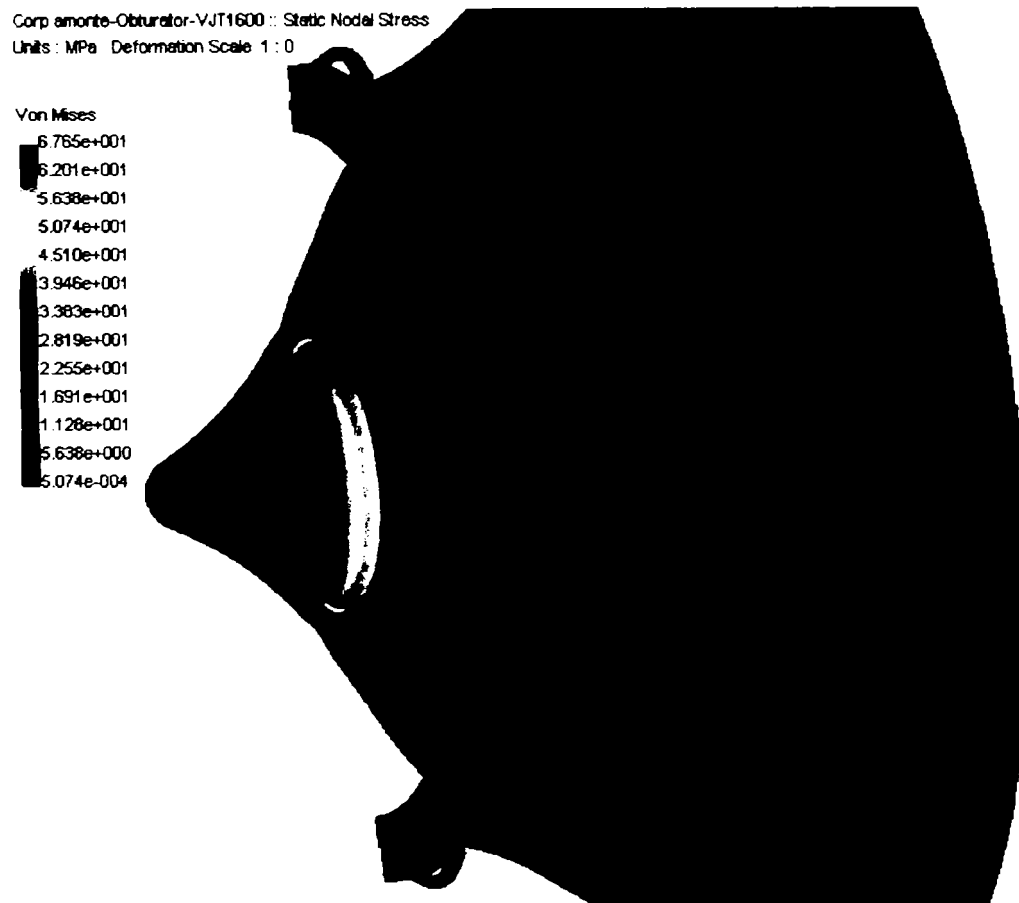


Fig. 2.6.2.5. Tensiuni echivalente von Mises



Fig. 2.6.2.6. Tensiuni echivalente von Mises - detaliu

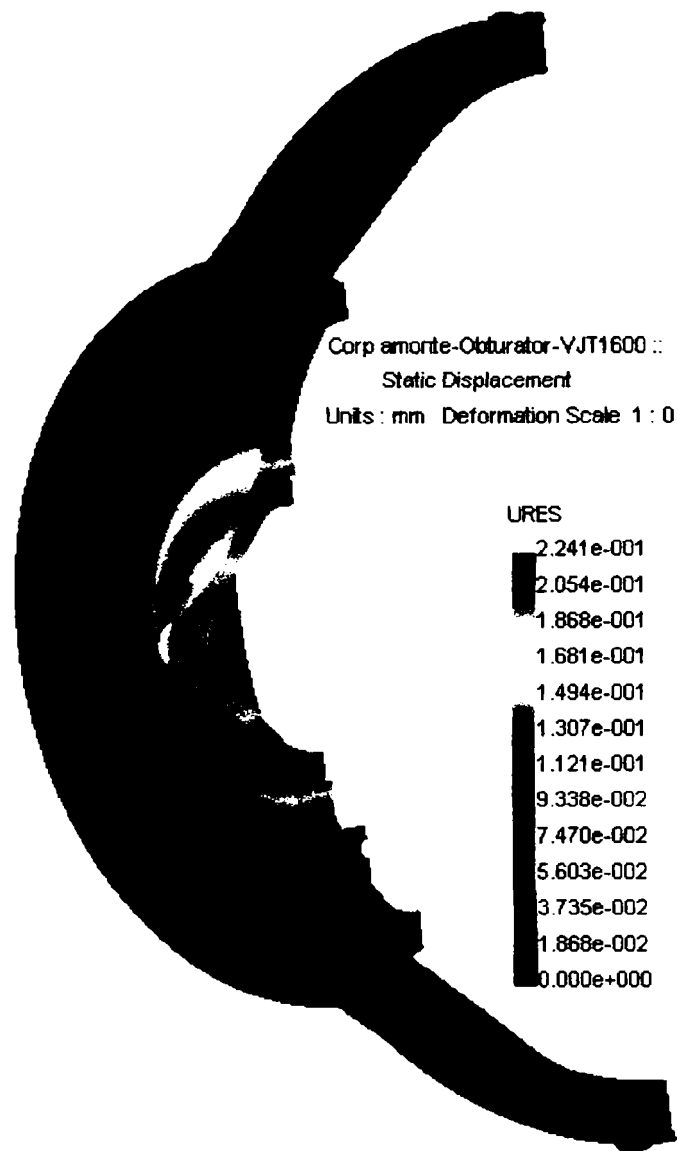


Fig. 2.6.2.7. Deplasări rezultante



Fig. 2.6.2.8. Deplasări rezultante -
detaliu

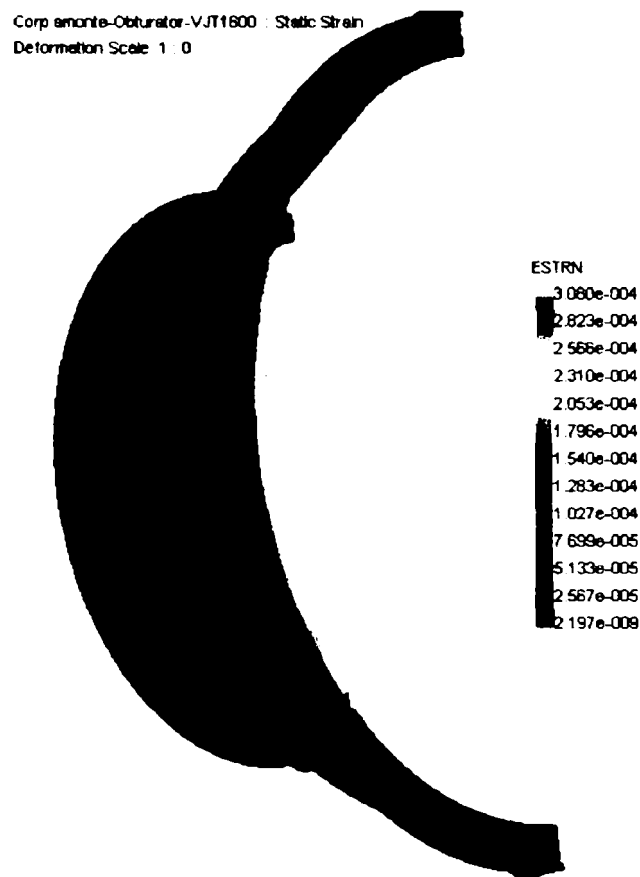


Fig. 2.6.2.9. Deformații specifice rezultante

Compararea rezultatelor obținute pentru suprafața de etanșare în cazul analizei obturatorului ca element singular cu rezultatele obținute pentru aceeași suprafață în cazul analizei de contact este ilustrată în fig. 2.6.2.10, 2.6.2.11. În fereastra de dialog a programului Cosmos din figurile 2.6.2.11 și 2.6.2.12 sunt prezentate valorile medii ale tensiunilor echivalente von Mises pentru suprafața de etanșare.

Valoarea medie a tensiunilor echivalente von Mises pentru suprafața de etanșare în cazul analizei obturatorului ca element singular are valoarea de 18,366 MPa, valoare obținută pentru 945 noduri (figura 2.6.2.10), iar valoarea medie a tensiunilor echivalente von Mises pentru suprafața de etanșare a obturatorului în cazul problemei de contact are valoarea de 27,238 MPa pentru un număr de 3875 noduri (figura 2.6.2.11). Se poate observa o creștere cu 48,3 % a valorii tensiunii echivalente von Mises în cazul problemei de contact.

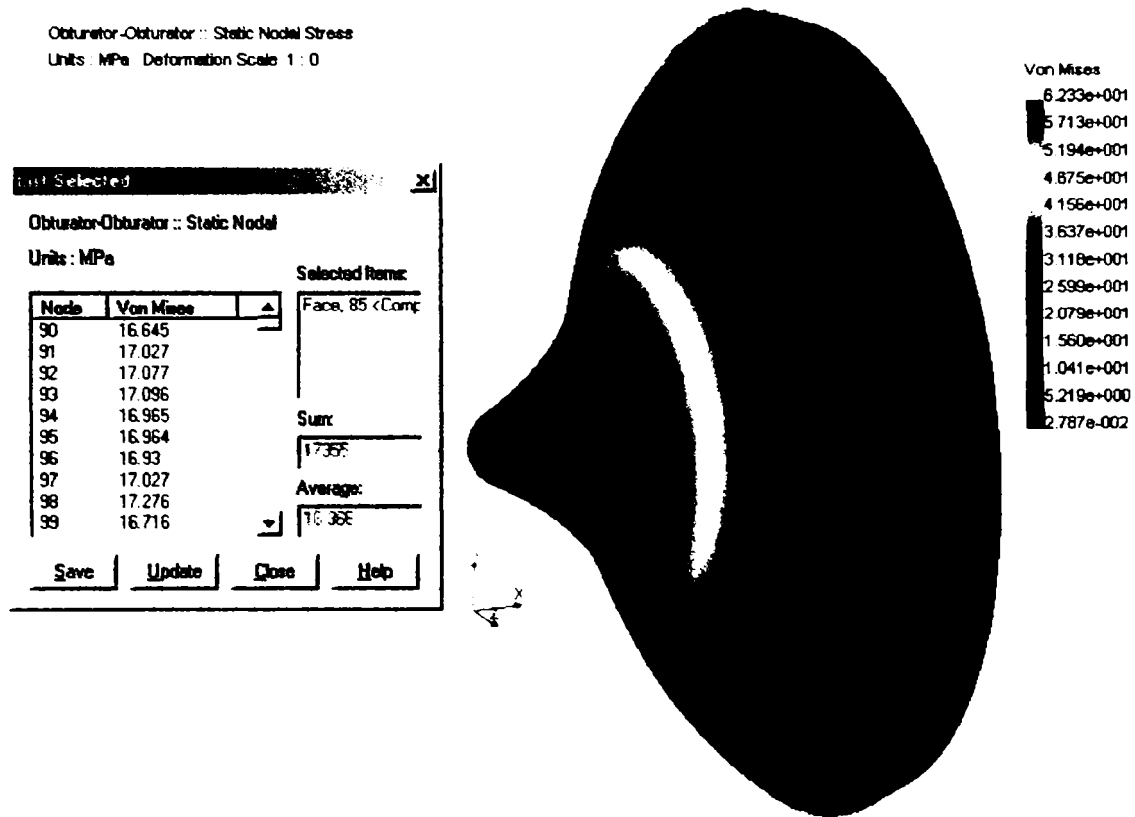


Fig. 2.6.2.10. Valoarea medie a tensiunii echivalente von Mises (18,366 MPa) pentru suprafața de etanșare a obturatorului analizat ca element singular

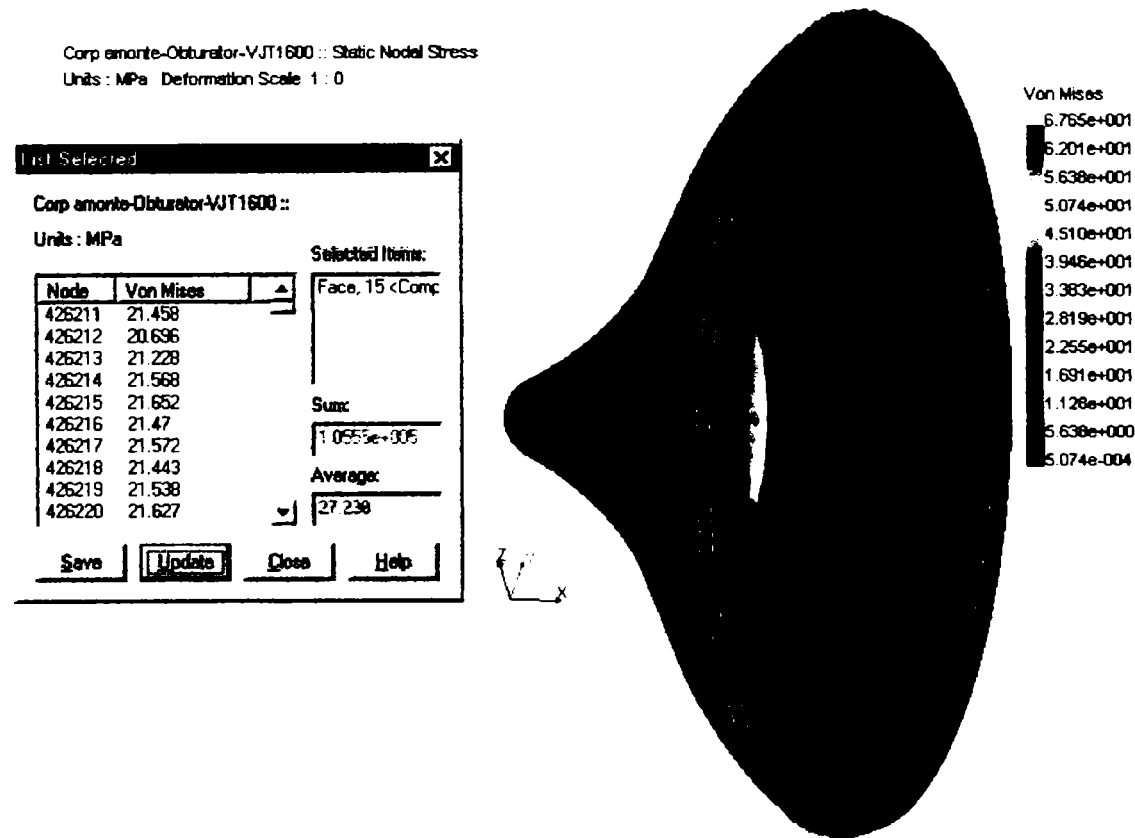


Fig. 2.6.2.11. Valoarea medie a tensiunii echivalente von Mises (27,238 MPa) pentru suprafața de etanșare a obturatorului în cazul problemei de contact

3. REZULTATE EXPERIMENTALE ÎN STUDIUL VANELOR CU JET TUBULAR

3.1. Introducere

Încercările experimentale au fost efectuate în standul de probe al UCM Reșița, pe modelul de vană cu jet tubular. Metoda experimentală aleasă a fost tensometria electrică rezistivă. Pentru determinarea rezultatelor experimentale s-au folosit patru traductoare electrotensometrice rezistive care au fost lipite pe obturatorul modelului de vană cu jet tubular după o schemă de amplasare stabilită.

Testele experimentale au constat din patru determinări: trei în regim static pentru trei valori ale presiunii apei asupra obturatorului și aceeași forță de etanșare aplicată și o măsurare în regim dinamic la o presiune constantă a apei asupra obturatorului, test care a fost realizat pornind de la poziția închis a vanei cu forța de etanșare cunoscută, deschiderea vanei pentru un anumit timp și închiderea vanei cu o anumită valoare a forței de etanșare (modelul vanei cu jet tubular este cu acționare mecanică). Pentru citirea presiunii apei de pe obturator s-a folosit un traductor de presiune amplasat pe conducta amonte.

Valorile mărimilor supuse testelor au fost monitorizate și măsurate de un program specializat pe un calculator personal prin intermediul unui sistem de achiziții de date. Mărimile măsurate în timpul testelor experimentale, pentru o forță de etanșare cunoscută, au fost: presiunea apei din conducta amonte și deformații specifice ale obturatorului vanei în punctele stabilite pe schema de amplasare a traductoarelor electrotensometrice rezistive.

Pentru a verifica acuratețea rezultatelor obținute, în urma analizei cu elemente finite aplicată obturatorului pentru aceleași condiții de încărcare cu ale obturatorului supus testelor experimentale, valorile deformațiilor specifice medii măsurate în punctele stabilite conform schemei de amplasare au fost comparate cu valorile deformațiilor specifice medii obținute din calcul în aceleași puncte. Pentru aceasta, pe modelul virtual al obturatorului vanei cu jet tubular, s-au materializat două suprafețe inelare dispuse conform schemei de amplasare a traductoarelor. În baza plajei de erori calculate pentru deformațiile specifice au fost luate în considerare tensiunile echivalente rezultate din analiza cu elemente finite.

3.2. Schema de amplasare a traductoarelor eletrotensometrice rezistive

Pentru modelul U.C.M. Reșița al vanei de descărcare cu jet tubular cu diametrul de intrare Dn 200 mm (fig. 3.2.1), s-au efectuat măsurători de tensometrie electrică rezistivă în standul DCP al UCM Reșița, stand prezentat schematic în figura 1.3.4.3.



Fig. 3.2.1. Modelul vanei cu jet tubular Dn 200 mm

În acest sens, s-a conceput schema de amplasare pentru 4 traductoare electrotensometrice rezistive amplasate pe obturatorul vanei, dispuse la două distanțe de vârful obturatorului, diametral opuse după 4 (patru) direcții. Traductoarele au fost numerotate cu cifre de la 1 la 4, iar dispunerea lor pe obturator s-a făcut astfel: traductoarele 1 și 3 la distanța de 70 mm de vârful obturatorului și diametral opuse, iar traductoarele 2 și 4 la distanța de 100 mm față de același vârf, tot diametral opuse dar decalate cu 90° față de traductoarele 1 și 3. În figura 3.2.2 este ilustrată schema de amplasare a traductoarelor 1, 2, 3 și 4 pe obturatorul modelului de vană cu jet tubular.

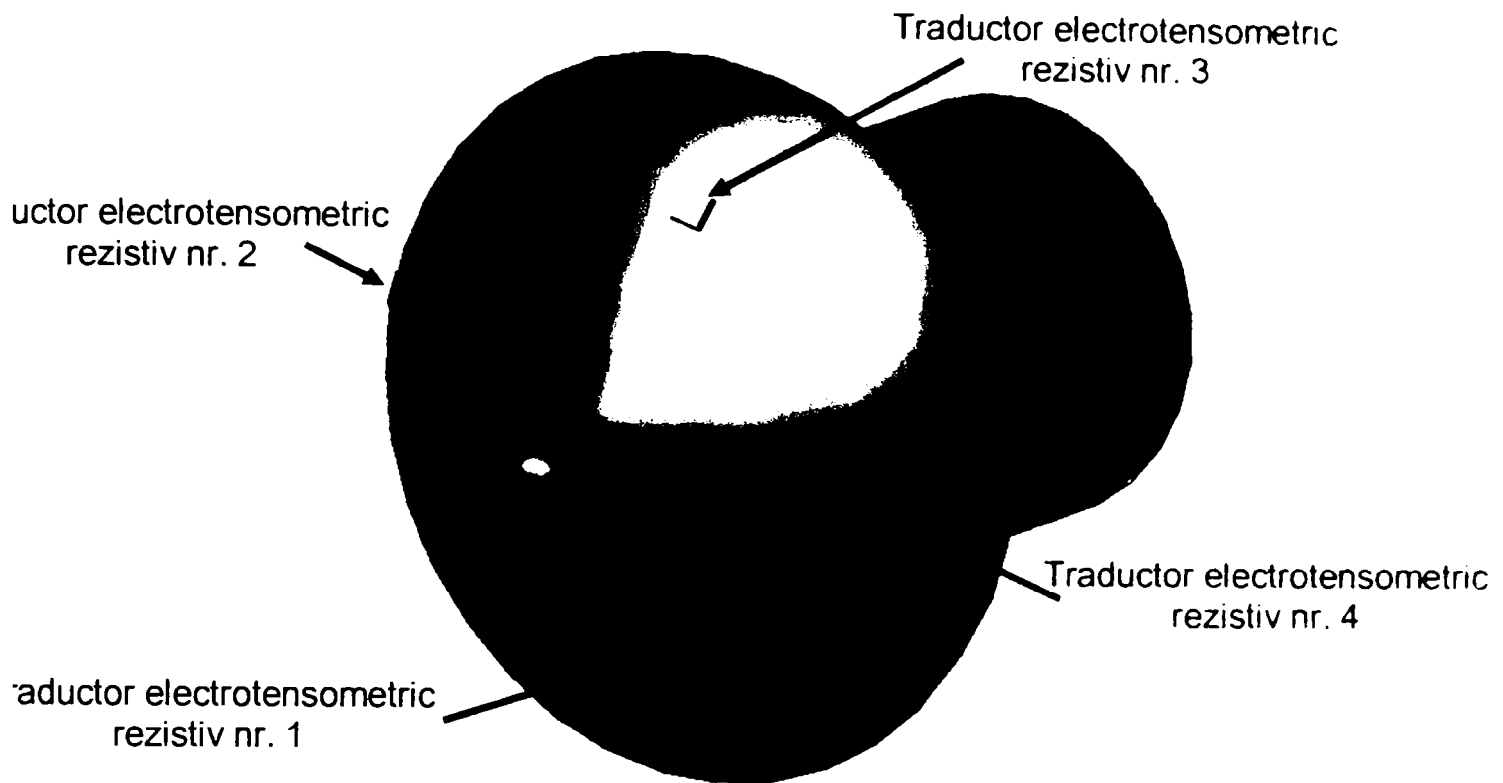


Fig. 3.2.2. Schema de amplasare a traductoarelor electrotensometrice rezistive

3.3. Aparatură necesară. Caracteristici tehnice

Pentru efectuarea testelor experimentale de tensometrie [54], [55], [56], [59] s-au folosit traductoare electrotensometrice rezistive produse de firma Micro Measurements Divison, Measurements Group, Inc., Raleigh, North Carolina, USA, cu următoarele caracteristici tehnice:

Tip:	EA – 06 – 125BT – 120
Număr lot:	R – A56AD100
Rezistența electrică la 24 °C:	120,0 Ω \pm 0,15%
Factor de marcă:	2,105 \pm 0,5%
Factor de compensare termică:	$K_t=(0,6 \pm 0,2)\%$
Cod:	041819 – 1698
Număr traductoare / set:	5 buc.

În figura 3.3.1, 3.3.2 sunt prezentate caracteristicile generale date de firma producătoare, iar în figura 3.3.3 este redată diagrama de răspuns a traductorului electrotensometric rezistiv funcție de temperatură.

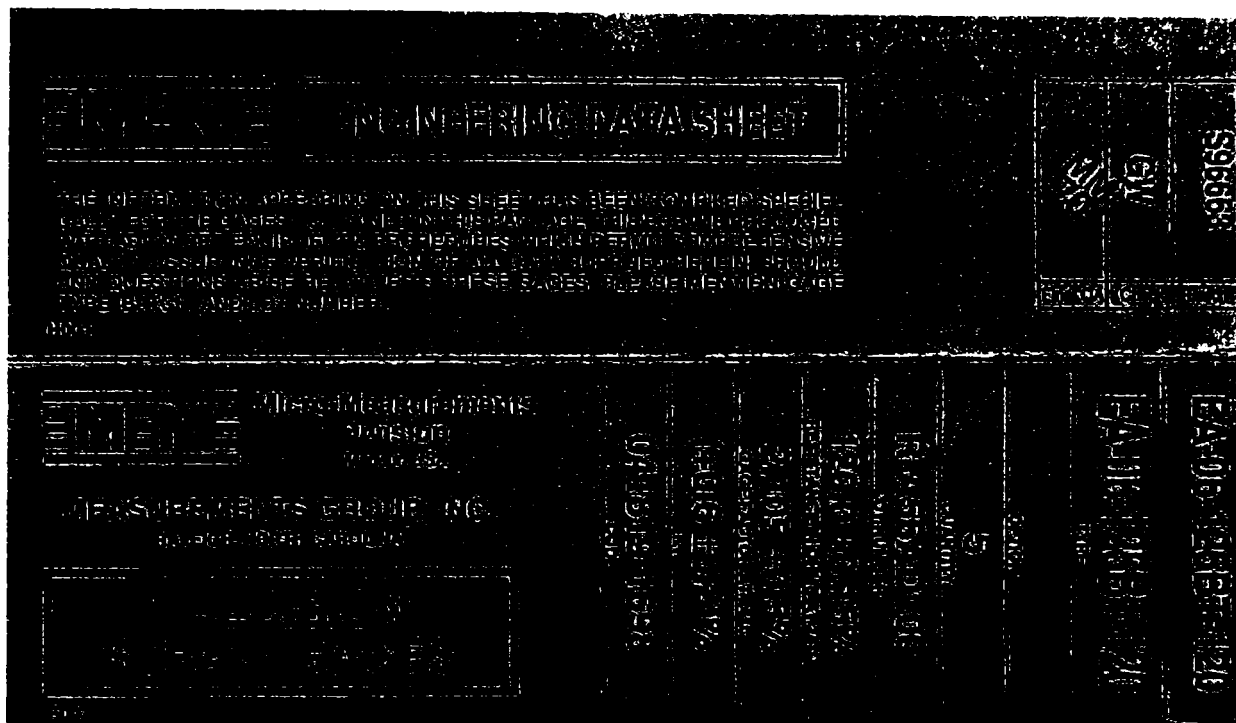


Fig. 3.3.1. Traductor electrotensometric rezistiv EA – 06 – 125BT – 120. Caracteristici

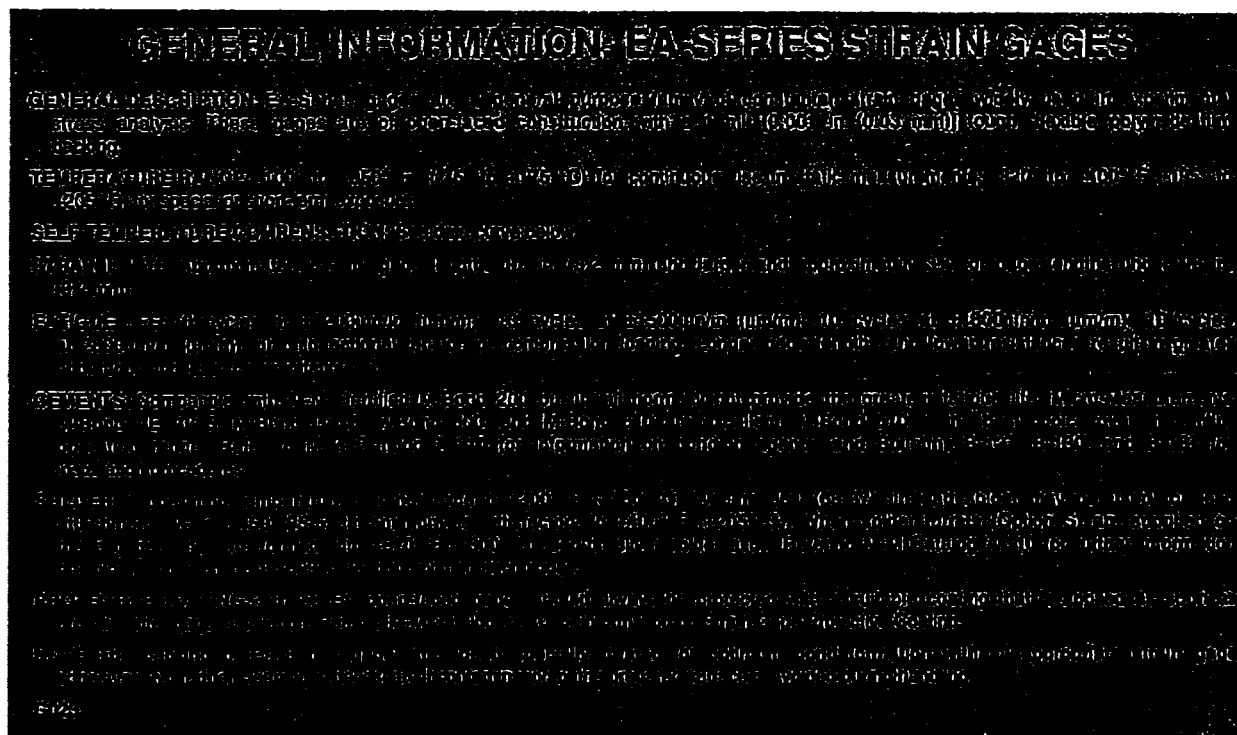


Fig. 3.3.2. Traductor electrotensometric rezistiv EA – 06 – 125BT – 120. Informații generale

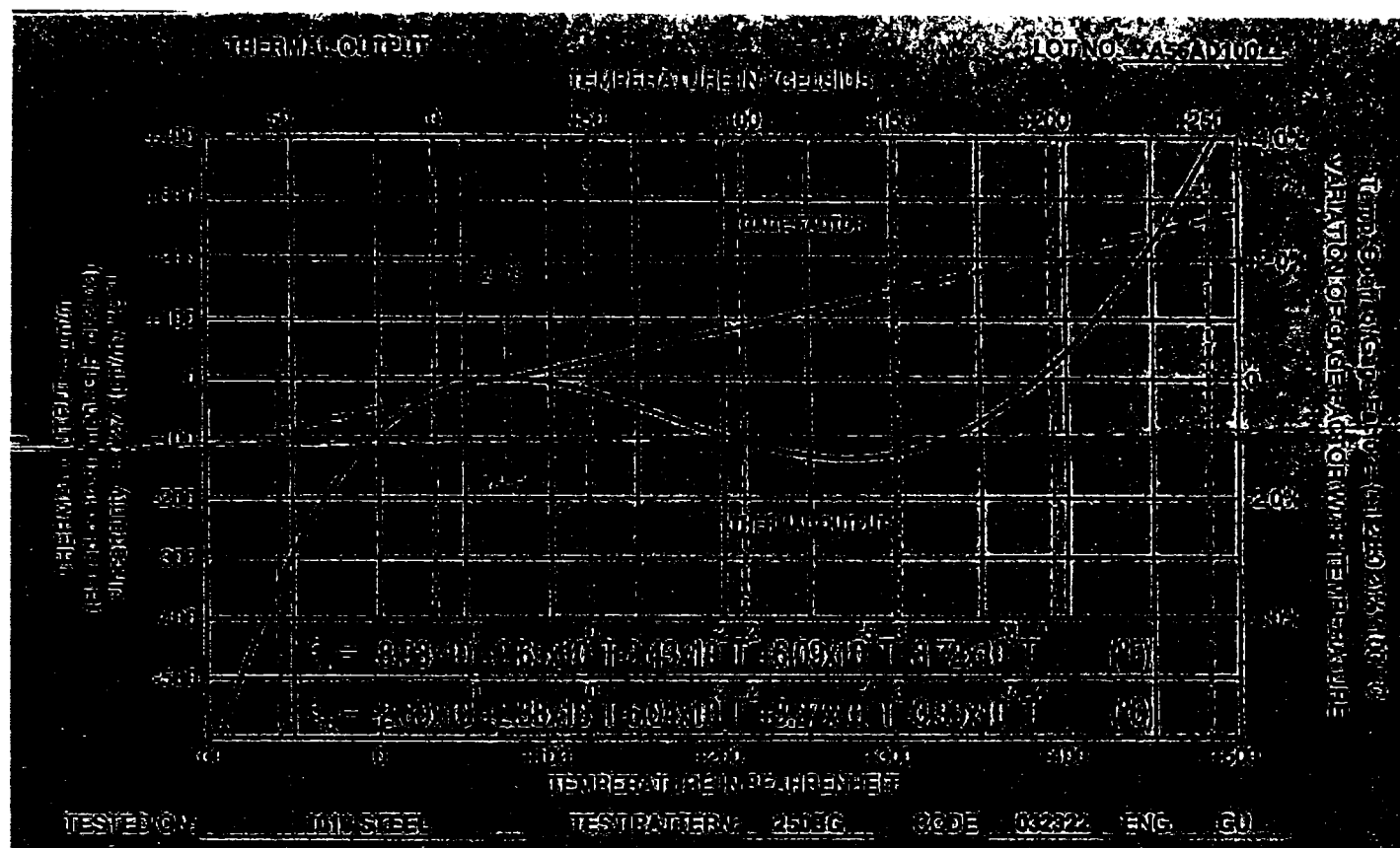


Fig. 3.3.3. Diagrama de răspuns a traductorului electrotensometric rezistiv funcție de temperatură

Accesorii necesare pentru lipirea traductoarelor electrotensometrice rezistive [57], [58] pe elementul de rezistență de analizat:

- Soluție de degresare tip: CSM – 1A
- Finisare suprafață: șmirghel cod SCP - 3
- Neutralizatori pentru lipire: M – Prep Contitioner A
M – Prep Neutralizer 5A
- Adeziv: M – Bond 200
- Soluție de protecție: M – Coat A

Cabluri și conductori de legătură:

- Conductor de legătură cu 1 fir tip 134 – AWP
- Cablu de conexiune cu 2 fire tip 326 - DFV

A fost prevăzut și un traductor de presiune cod FP 100 S pentru citirea presiunii apei din conductă, cu următoarele caracteristici tehnice:

- Domeniu de măsurare: 0 – 5 bar
- Domeniu de operare: 20 °C – 80 °C

- Sensitivitate: 0,995 mV / V
- Tensiune de excitație: 10 Vcc
- Impedanță intrare / ieșire: 351 Ω / 351 Ω
- Liniaritate și histereză: $\pm 0,5\%$
- Semnal ieșire: 0 – 10 V
- Factor de scară: k = 2.

Semnalul analogic dat de traductorul de presiune și de cele patru traductoare electrotensometrice este preluat și transformat în semnal digital de Sistemul de achiziții date ESAM Traveller 1 – Master Unit (ET01) [97], care reprezintă interfața dintre traductoare și calculatorul PC. Sistemul de achiziții produs de ESA Messtechnik GmbH din Germania are:

- 16 canale analogice de intrare pe Master Unit
- Convertor A / D pe 12 bits
- Domeniul de intrare ± 10 V
- Frecvența de eșantionare: max. 250 k eșantioane / s (250 k samples / s)
- Interfață USB
- Domeniu de frecvență: 0,002 Hz – 250 kHz
- Memorie EPROM – 256 kB
- Memorie RAM – 2 kB

Semnalul digital emis de sistemul de achiziții este prelucrat pe un calculator personal Laptop Intel Pentium III – HP Omnibook 6100 cu frecvența procesorului de 1,15 GHz. Prelucrarea datelor se poate vizualiza cu ajutorul programului ESA M.

3.4. Pregătirea modelului pentru testare

În vederea efectuării testelor de tensometrie, folosind trusa tensometrică, pe obturatorul modelului de vană cu jet tubular s-au efectuat următoarele operații pregătitoare pentru lipirea traductoarelor electrotensometrice rezistive:

- S-a trasat poziția de amplasare a traductoarelor electrotensometrice conform schemei din figura 3.2.2;

- Suprafața obturatorului unde urmau să fie lipite traductoarele a fost degresată, lustruită și neutralizată cu neutralizatorii pentru lipire;
- S-au lipit traductoarele electrotensometrice cu adeziv, după care s-a aplicat o soluție de protecție a lor. La lipirea traductoarelor s-a considerat următorul sistem de axe: axa x pe direcția axei de simetrie a obturatorului, respectiv axa de curgere a apei, axa y pe direcție orizontală față de poziția de montaj a vanei (paralelă cu traductoarele 2 și 4), axa z pe direcție verticală, sau paralelă cu traductoarele 1 și 3.
- S-au efectuat legăturile cu conductoarele de legătură și scoaterea cablurilor din interiorul vanei.

Figurile de mai jos redau modul de pregătire a modelului pentru testare precum și amplasarea traductoarelor electrotensometrice pe obturatorul vanei.



Fig. 3.4.1. Amplasare traductoare electrotensometrice pe obturatorul vanei



Fig. 3.4.2. Lipire traductor electrotensometric rezistiv



Fig. 3.4.3. Modelul vanei cu jet tubular cu traductoarele electrotensometrice lipite pe obturator

După ce traductoarele electrotensometrice au fost lipite, modelul de vană cu jet tubular a fost montat pe conducta de golire a șandului, s-a făcut conexiunea cu sistemul de achiziții și cu calculatorul personal PC (fig. 3.4.4, fig. 3.4.5).



Fig. 3.4.4. Realizare conexiuni timbre – sistem de achiziții



Fig. 3.4.5. Sistemul de achiziții și sistemul de procesare date

Cu ajutorul programului ESAM s-a trecut la echilibrarea traductoarelor electrotensometrice (fig. 3.4.6). După mai multe încercări s-a constatat că echilibrarea pe

traductorul electrotensometric rezistiv numărul patru nu se poate efectua, concluzia finală: acest traductor electrotensometric rezistiv a fost probabil deteriorat la operația de lipire.

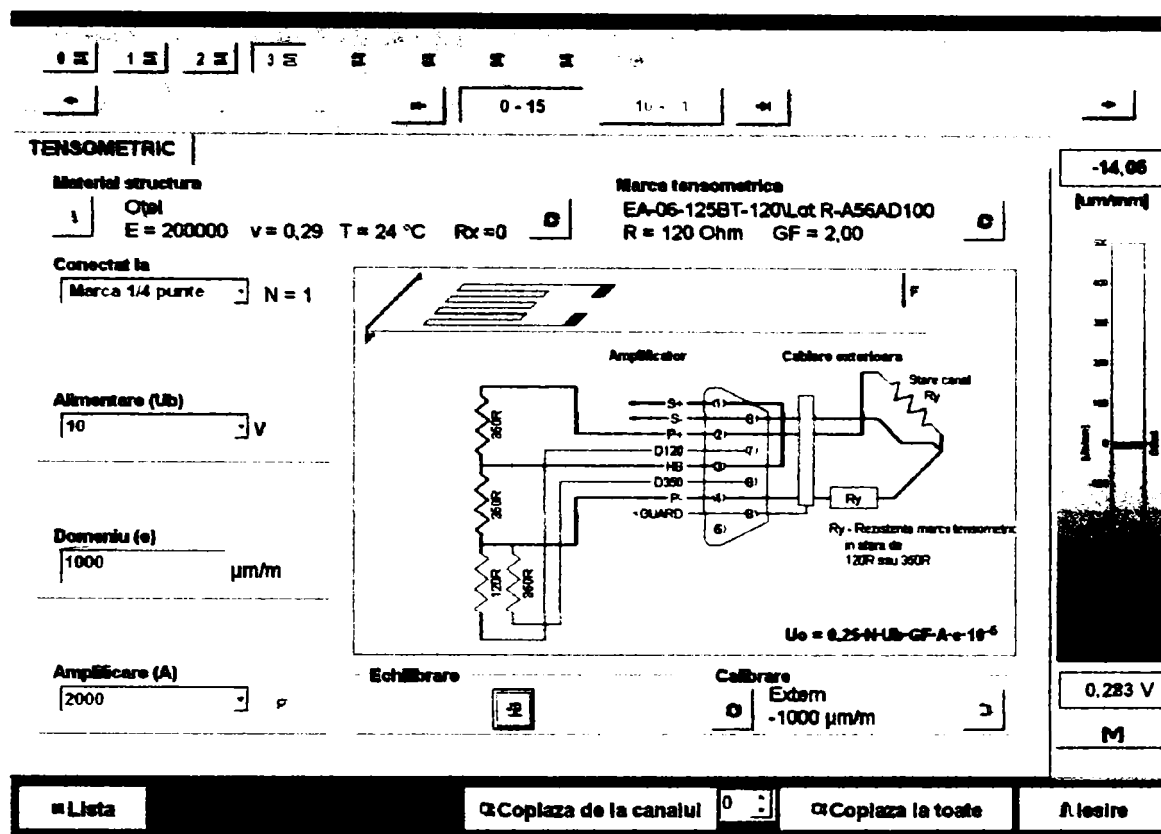


Fig. 3.4.6. Echilibrare traductoare electrotensometrice cu programul ESAM

3.5. Teste experimentale

Testele experimentale s-au desfășurat după următorul program:

Program teste model vană cu jet tubular

Test nr.	Presiune apă în conductă [bar]	Achiziții de date	Mărimi citite
111	2	Regim static	Presiune apă și deformații specifice
112	1,5	Regim static	Presiune apă și deformații specifice
113	1,2	Regim static	Presiune apă și deformații specifice
114	1,2	Regim dinamic	Presiune apă și deformații specifice

Factorul de scară pentru toate mărimile citite: k=2

Măsurătorile s-au efectuat cu vana montată pe conducta de golire a standului, cu vana în poziție închisă cu o forță de etanșare cunoscută și cu apă sub presiune de la

pompa din stand. S-au efectuat patru teste de măsurători electrotensometrice denumite Test nr. 111, Test nr. 112, Test nr. 113 și Test nr. 114.

Testele 111, 112 și 113 au fost în regim static, cu presiunea apei în conductă de: 2 bar pentru testul 111; 1,5 bar pentru testul 112 și 1,2 bar pentru testul 113.

Testul de măsurători nr. 114 a fost realizat în regim dinamic. Măsurătorile în regim dinamic s-au efectuat astfel: cu presiunea apei pe obturator la valoarea de 1,2 bar s-au înregistrat valorile în timp real date de traductoarele electrotensometrice pornind de la vana închisă, vana a fost deschisă un anumit interval de timp și apoi vana a fost din nou închisă. Modelul de vană este cu acționare manuală, iar forța de etanșare la închiderea vanei în regim dinamic, după ce vana a fost deschisă, la manevrare nu a putut fi controlată, valoarea forței de etanșare fiind la îndemâna manevrantului.

Testul în regim dinamic ne oferă informații asupra solicitărilor la care este supus obturatorul în timpul funcționării vanei cu jet tubular.

3.6. Rezultate obținute

3.6.1. Testul 111 – Regim static, presiune apă 2 bar

Testul nr. 111 s-a efectuat având următoarele mărimi cunoscute:

- Valoarea forței de 98,1 N (10 kgf) cu care a fost acționată roata de mână mecanismului de acționare a modelului vanei cu jet tubular. Forța de etanșare a obturatorului obținută prin acționarea roții de mână a fost calculată la punctul 2.5.1;
- Valoarea medie a presiunii apei ce acționează asupra obturatorului $p = 2$ bar.

Pentru testul 111 rezultatele obținute în urma citirii pe traductorul de presiune sunt prezentate în graficul din figura 3.6.1.1.

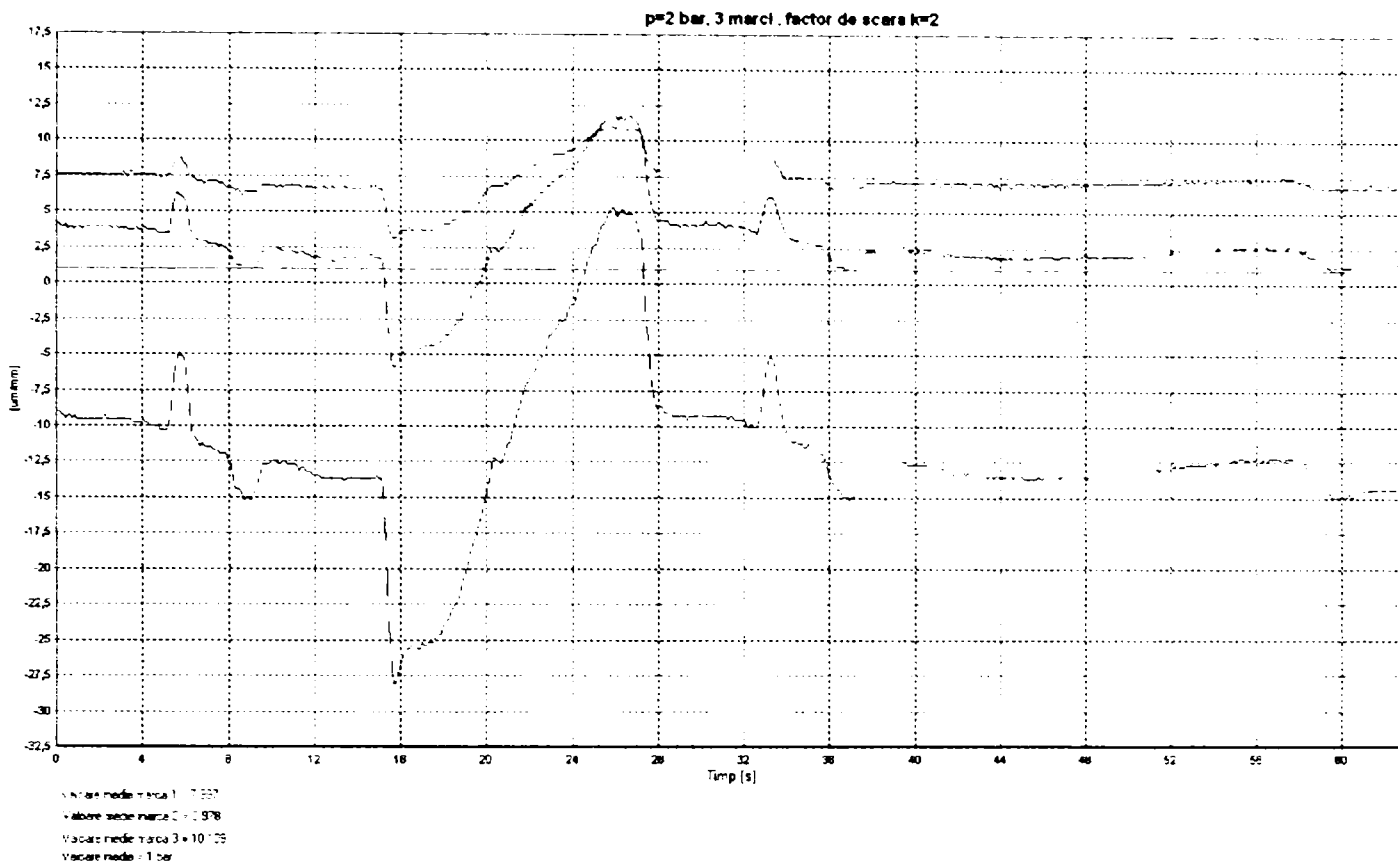


Fig. 3.6.1.1. Test 111. Deformații specifice în traductoarele nr. 1, 2 și 3.

Ținând cont de factorul de scară $k=2$, valorile medii citite pe traductoarele din figura 3.6.1.1 sunt:

Presiune apă [bar]	Deformația specifică medie [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 1 (R=70 mm)	Deformația specifică medie [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 3 (R=70 mm)	Deformația specifică medie [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 2 (R=100 mm)
2	15,994	20,218	7,956

În urma calculului cu elemente finite pentru obturatorul modelului de vană cu jet tubular, pentru cele două raze $R=70$ mm și $R=100$ mm se obțin valori ale deformațiilor specifice prezentate în figurile 3.6.1.2 și 3.6.1.3. Tot în aceste figuri este prezentată și valoarea medie a deformației specifice pentru raza $R=70$ mm și $R=100$ mm.

Obturator VJT200-p=2 bar:: Static Strain
Deformation Scale 1 : 0

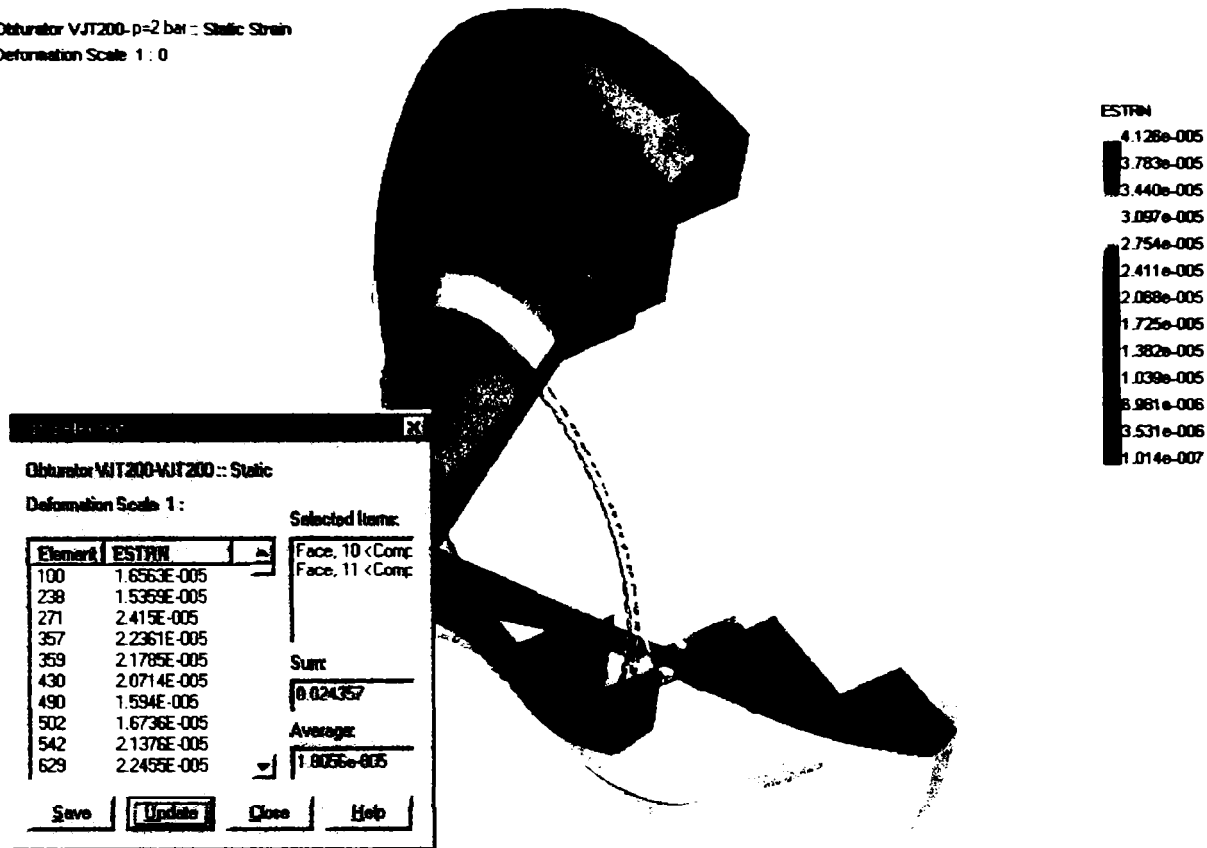


Fig. 3.6.1.2. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța R=70 mm

Obturator VJT200-p=2 bar:: Static Strain
Deformation Scale 1 : 0

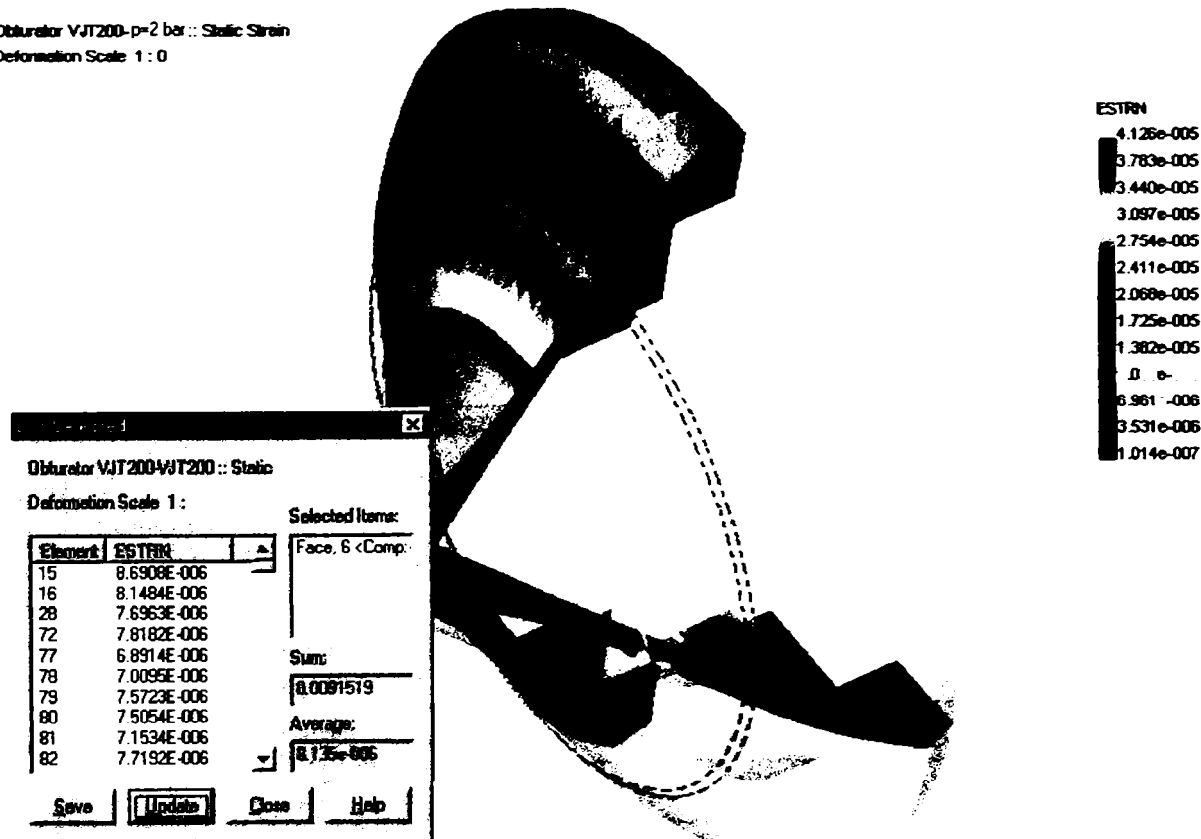


Fig. 3.6.1.3. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța R=100 mm

3.6.2. Testul 112 – Regim static, presiune apă 1,5 bar

Pentru testul 112 avem aceeași forță de etanșare, dar valoarea medie a presiunii apei este de 1,5 bar.

Pentru testul 112 rezultatele obținute în urma citirii pe traductorul de presiune și a deformațiilor specifice pe cele trei traductoare tensometrice pot fi văzute în figura 3.6.2.1.

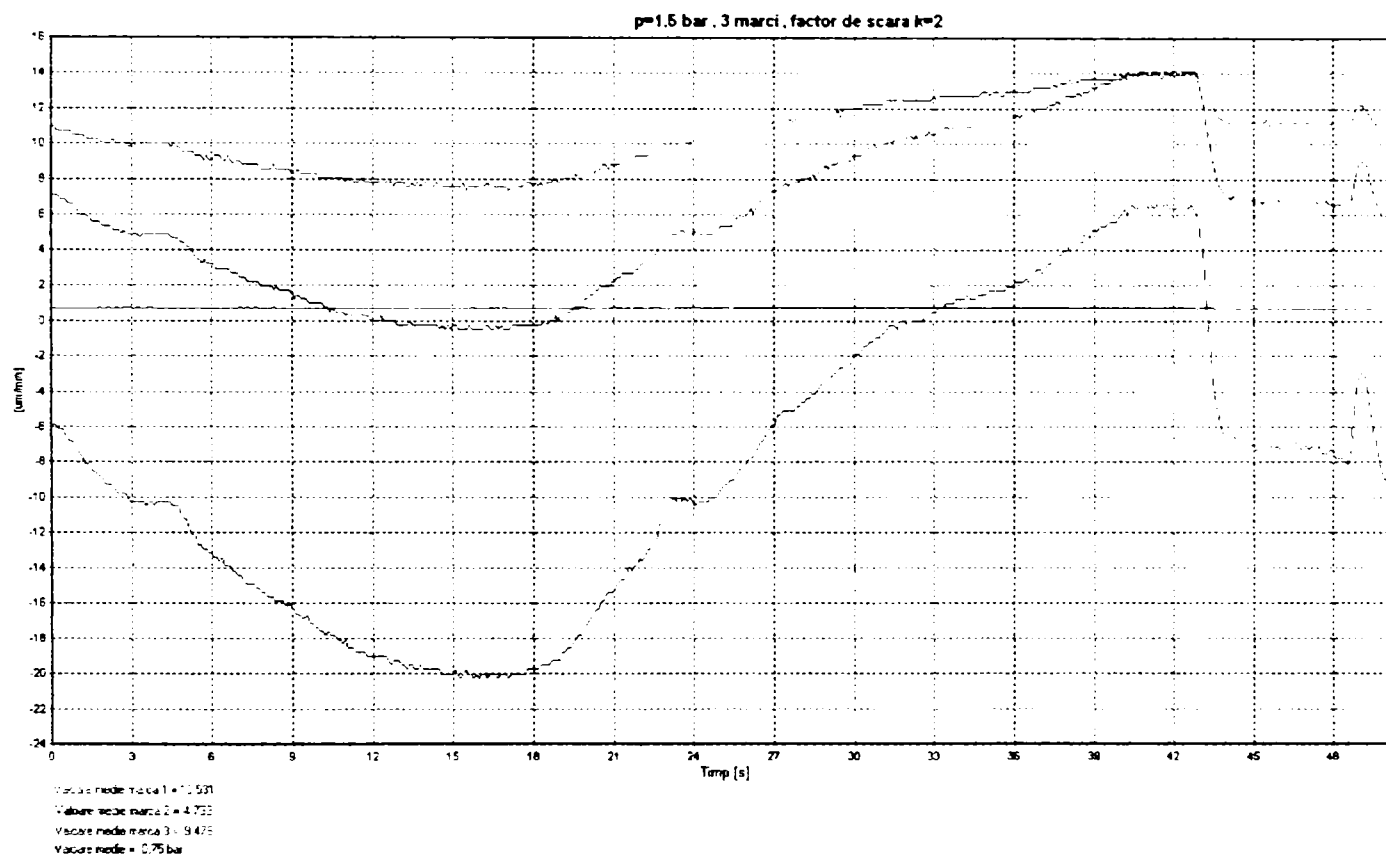


Fig. 3.6.2.1. Test 112. Deformații specifice în traductoarele nr. 1, 2 și 3.

Ținând cont de factorul de scară $k=2$, valorile medii citite pe traductoarele din figura 3.6.2.1 sunt:

Presiune apă [bar]	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotenso metric rezistiv 1 (R=70 mm)	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotenso metric rezistiv 3 (R=70 mm)	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotenso metric rezistiv 2 (R=100 mm)
1,5	21,062	18,956	9,466

În urma calculului cu elemente finite pentru obturatorul modelului de vană cu jet tubular, pentru cele două raze $R=70$ mm și $R=100$ mm se obțin valori ale deformațiilor

specifice prezentate în figurile 3.6.2.2 și 3.6.2.3. Tot în aceste figuri este prezentată și valoarea medie a deformației specifice pentru raza $R=70$ mm și $R=100$ mm.

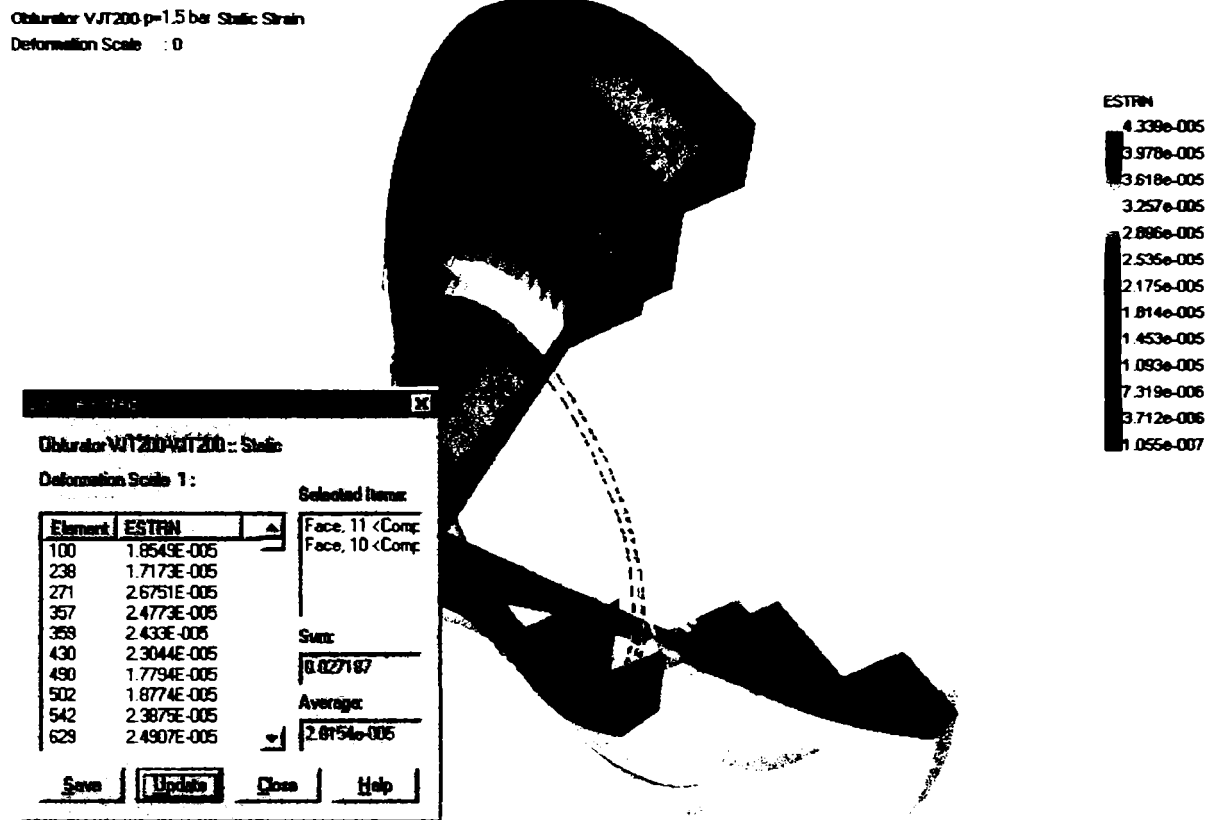


Fig. 3.6.2.2. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța $R=70$ mm

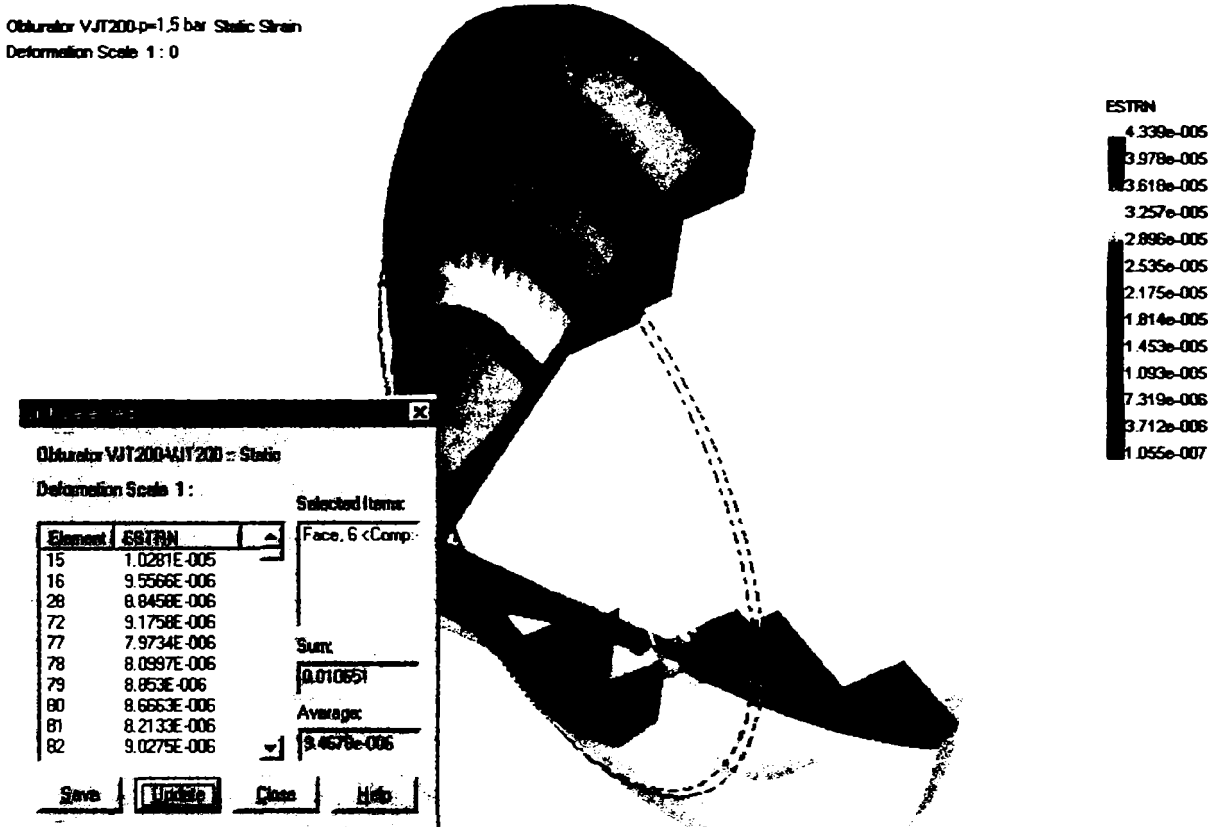


Fig. 3.6.2.3. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța $R=100$ mm

3.6.3. Testul 113 – Regim static, presiune apă 1,2 bar

Pentru testul 113 avem aceeași forță de etanșare, dar valoarea medie a presiunii apei este de 1,2 bar.

Pentru testul 113 rezultatele obținute în urma citirii pe traductorul de presiune și a deformațiilor specifice pe cele trei traductoare tensometrice pot fi văzute în figura 3.6.3.1.

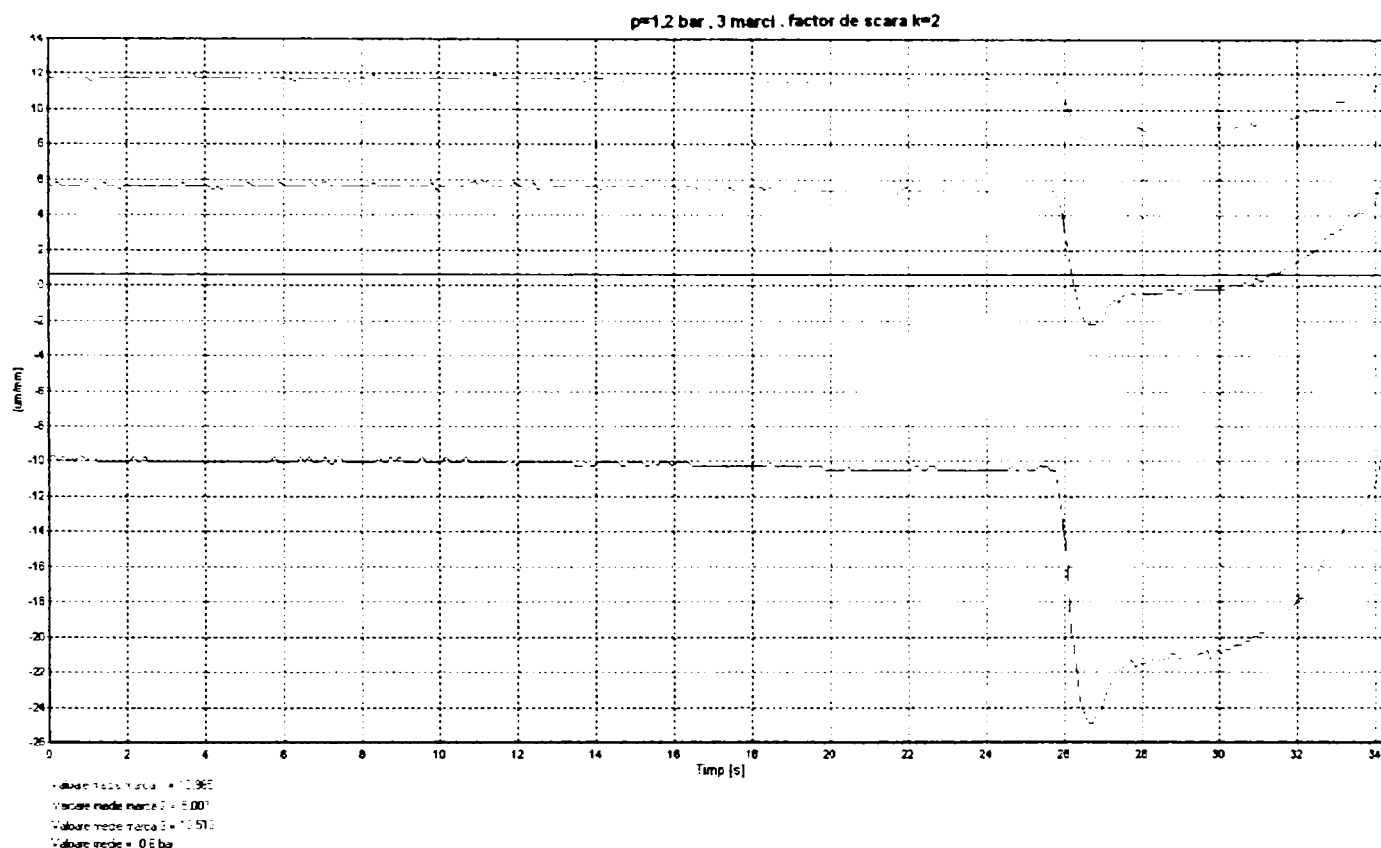


Fig. 3.6.3.1. Test 113. Deformații specifice în traductoarele nr. 1, 2 și 3.

Ținând cont de factorul de scară $k=2$, valorile medii citite pe traductoarele din figura 3.6.3.1 sunt:

Presiune apă [bar]	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 1 ($R=70$ mm)	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 3 ($R=70$ mm)	Deformații specifice [$\mu\text{m}/\text{mm}$] Traductor electrotensometric rezistiv 2 ($R=100$ mm)
1,2	21,970	21,026	10,014

În urma calculului cu elemente finite pentru obturatorul modelului de vană cu jet tubular, pentru cele două raze $R=70$ mm și $R=100$ mm se obțin valori ale deformațiilor

specifice prezentate în figurile 3.6.3.2 și 3.6.3.3 Tot în aceste figuri este prezentată și valoarea medie a deformației specifice pentru raza $R=70$ mm și $R=100$ mm.

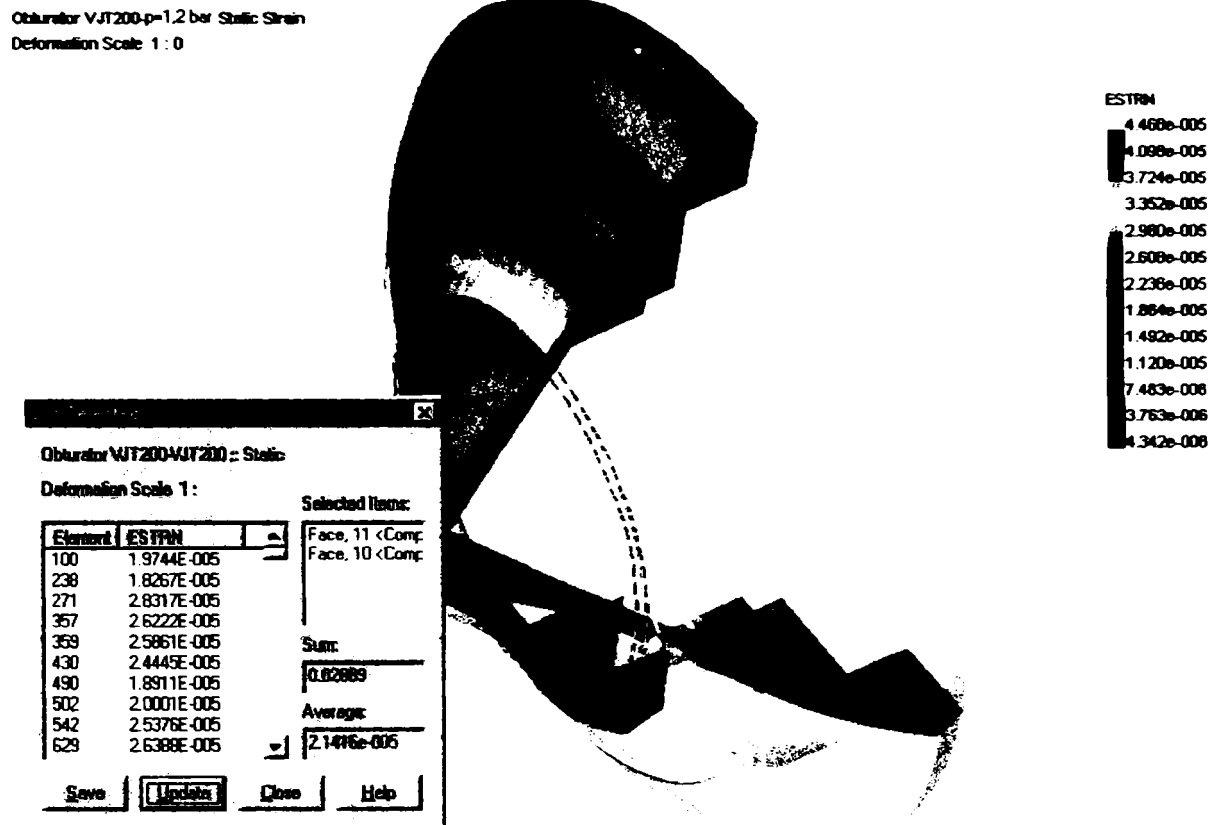


Fig. 3.6.3.2. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța $R=70$ mm

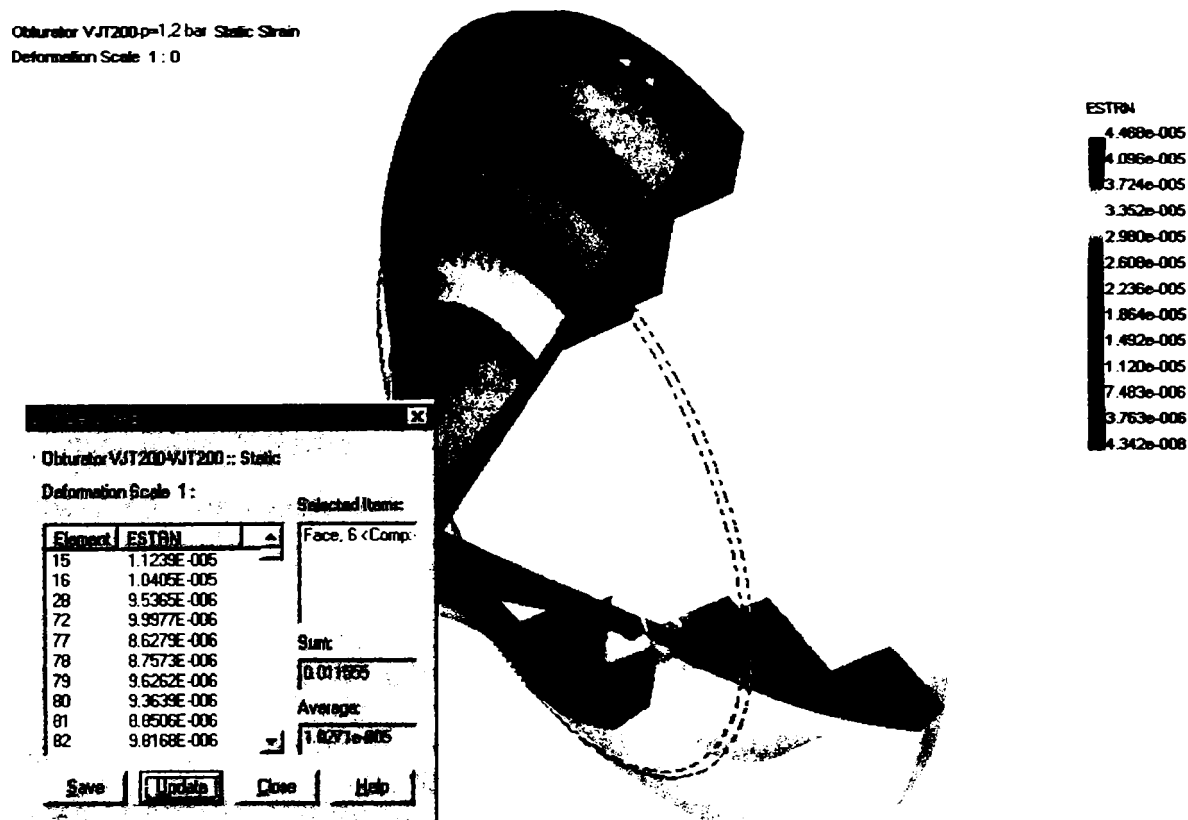


Fig. 3.6.3.3. Deformații specifice și valoarea medie calculată la distanța $R=100$ mm

3.6.4. Testul 114 – Regim dinamic, presiune apă 1,2 bar

Testul în regim dinamic s-a desfășurat astfel: s-au înregistrat continuu valorile presiunii apei și deformațiilor specifice pe cele trei traductoare electrotensometrice în timp ce vana din poziția complet închisă, a fost deschisă aproximativ 30 de secunde și apoi vana a fost din nou închisă.

Pentru testul 114 rezultatele obținute în urma citirii pe traductorul de presiune și a deformațiilor specifice pe cele trei traductoare tensometrice pot fi văzute în figura 3.6.4.1.

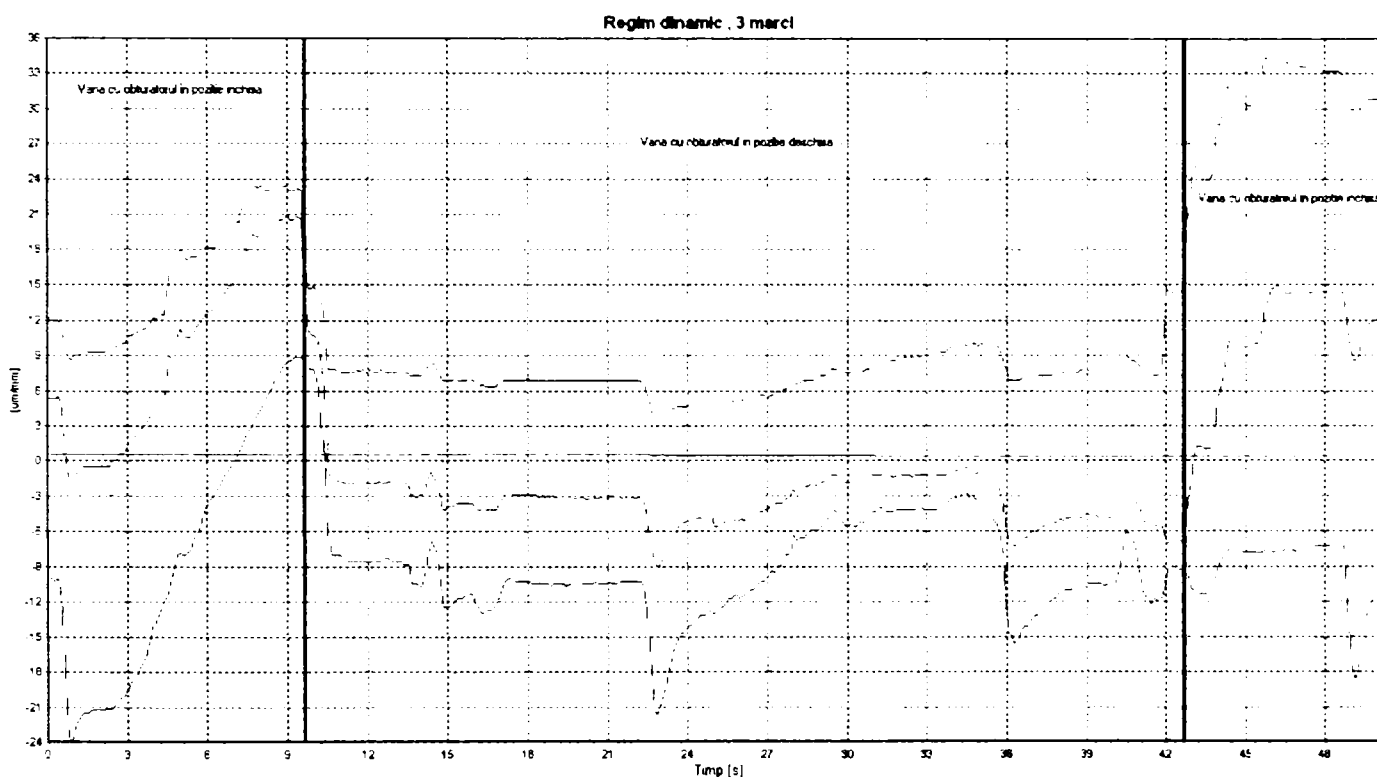


Fig. 3.6.4.1. Test 114. Rezultate măsurători în regim dinamic

Cum se poate observa din figura 3.6.4.1, la trecerea vanei în poziția deschisă, deși valoarea presiunii apei rămâne constantă, deformațiile specifice citite pe obturatorul vanei scad ca valoare, ca apoi, la închiderea vanei, deformațiile specifice să prezinte o creștere a valorilor măsurate. Valorile mici ale deformațiilor specifice obținute în timpul cât vana a fost deschisă se datorează suprimării forței necesare de etanșare. La închiderea vanei, deformațiile specifice cresc datorită prezenței forței de etanșare între obturator și corpul amonte, forță obținută de la mecanismul de acționare al vanei prin manevrarea roții de mână. La această manevră de închidere, cum se poate observa și în figura 3.6.4.1, deformațiile specifice au valori superioare față de condițiile inițiale datorită manevrării roții de mână cu o forță mai mare.

Figura 3.6.4.2 prezintă vana cu jet tubular în timpul testelor în regim dinamic, faza vană în poziție deschisă.



Fig. 3.6.4.2. Test 114. Vana în timpul testelor în regim dinamic

3.7. Compararea rezultatelor

În tabelul 3.7.1 sunt prezentate valorile măsurate de cele trei traductoare electrotensometrice rezistive din testele 111 ($p=2$ bar), 112 ($p=1,5$ bar) și 113 ($p=1,2$ bar) și valorile deformațiilor specifice medii calculate prin metoda elementelor finite pentru cele trei presiuni. În tabel este prezentată și eroarea calculată între valoarea medie calculată și valoarea medie măsurată.

Tab. 3.7.1. Deformații specifice măsurate pe trei traductoare electrotensometrice și deformații specifice calculate

Pres. apă [bar]	R=70 mm					R=100 mm		
	Valori măsurate [$\mu\text{m}/\text{mm}$]			Valoarea medie calculată [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	Eroare [%]	Valori măsurate [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	Valoarea medie calculată [$\mu\text{m}/\text{mm}$]	Eroare [%]
	Traductor electrotens. rezistiv 1	Traductor electrotens. rezistiv 3	Valoare medie măsurată			Traductor electrotens. rezistiv 2		
2	15,994	20,218	18,106	18,056	0,277	7,956	8,135	2,200
1,5	21,062	18,956	20,009	20,154	0,719	9,466	9,4678	0,019
1,2	21,970	21,026	21,498	21,416	0,383	10,014	10,271	2,502

Se poate observa că pentru dispunerea traductoarelor la raza de 70 mm, eroarea între valoarea medie măsurată și valoarea medie calculată este de aproximativ 1% cu o tendință de subapreciere față de valoarea medie măsurată.

Pentru traductorul electrotensometric rezistiv dispus la raza de 100 mm, unde s-a citit o singură valoare, eroarea între valoarea citită și valoarea medie măsurată este de aproximativ 2,5% cu tendință de supraapreciere față de valoarea medie măsurată.

Având în vedere că toate valorile citite, cât și calculate sunt cu o eroare sub 5 % se poate trage concluzia că metoda de calcul cu elemente finite aproximează foarte bine fenomenul real de producere a deformațiilor specifice în obturatorul modelului de vană cu jet tubular.

În aceste condiții, valorile tensiunilor echivalente von Mises determinate din calculul cu elemente finite pot fi credibile.

Figurile 3.7.2, 3.7.3, 3.7.4, 3.7.5, 3.7.6 și 3.7.7 redau valorile tensiunilor von Mises pentru presiunile de 2 bar, 1,5 bar și 1,2 bar cât și valoarea medie a tensiunii la razele de 70 mm, respectiv 100 mm.

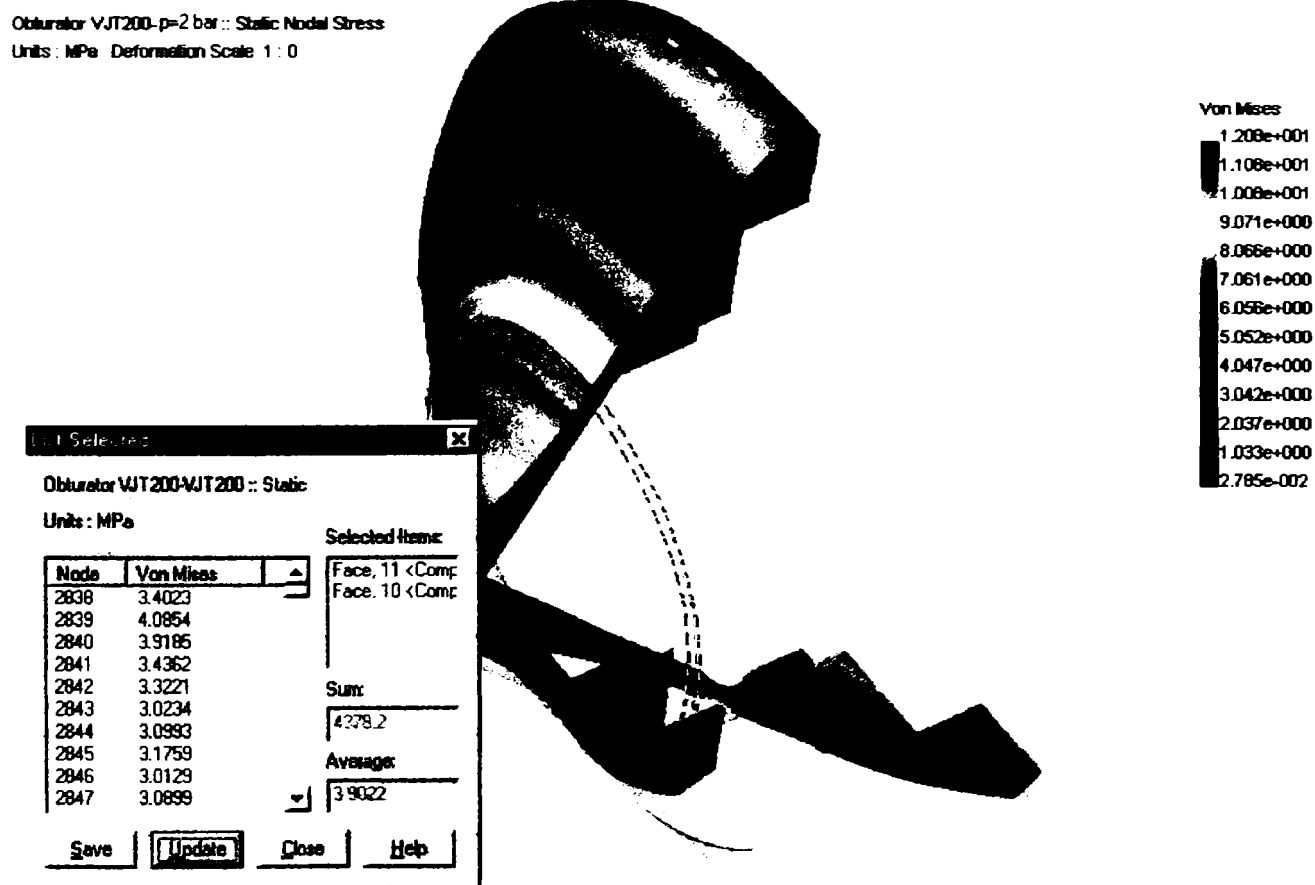


Fig. 3.7.2. Tensiuni echivalente von Mises la p=2 bar și valoarea medie pentru R=70 mm

Obturator VJT200-p=2 bar :: Static Nodal Stress
 Units : MPa Deformation Scale 1 : 0

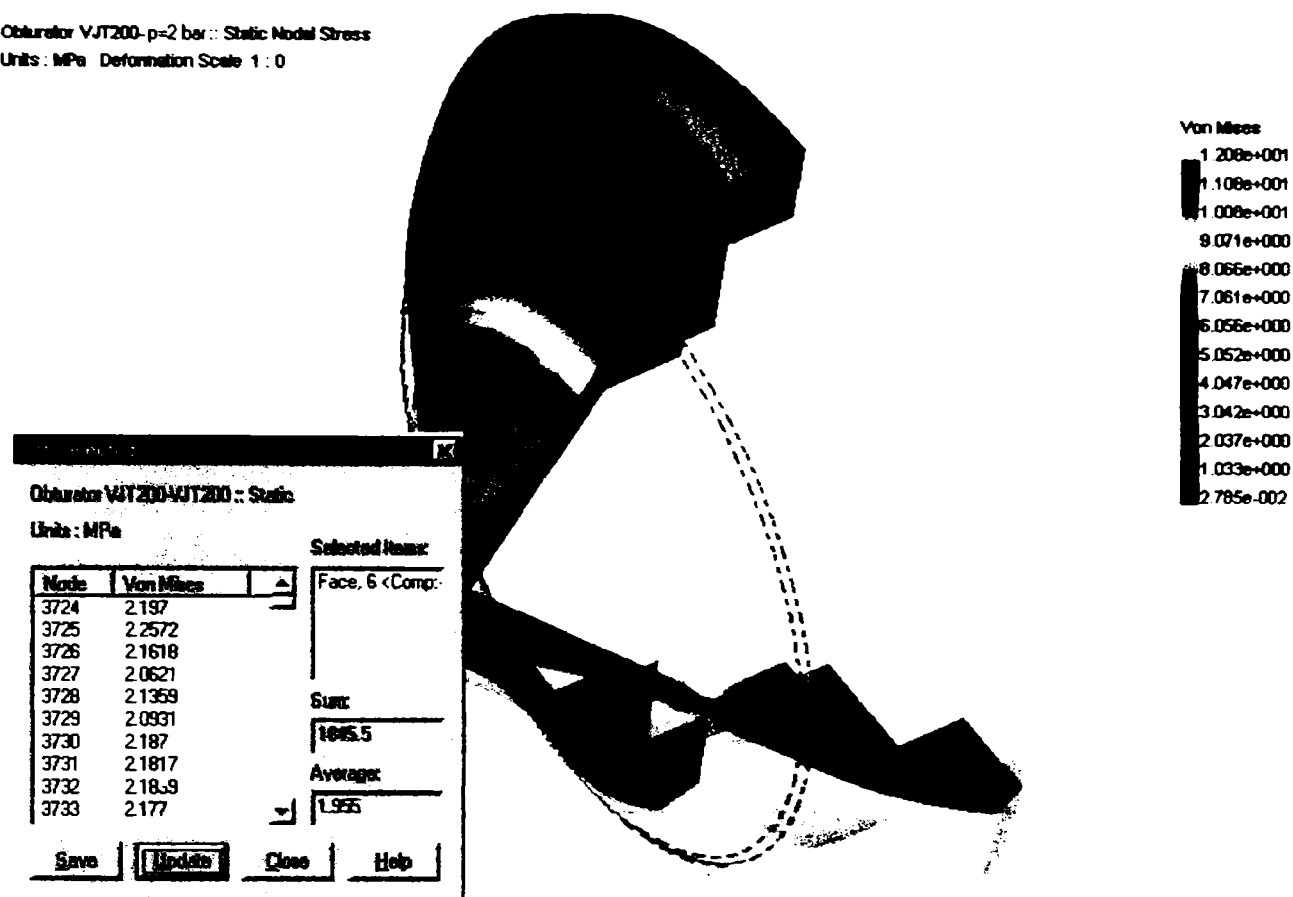


Fig. 3.7.3. Tensiuni echivalente von Mises la p=2 bar și valoarea medie pentru R=100 mm

Obturator VJT200-p=1,5 bar Static Nodal Stress
 Units : MPa Deformation Scale 1 : 0

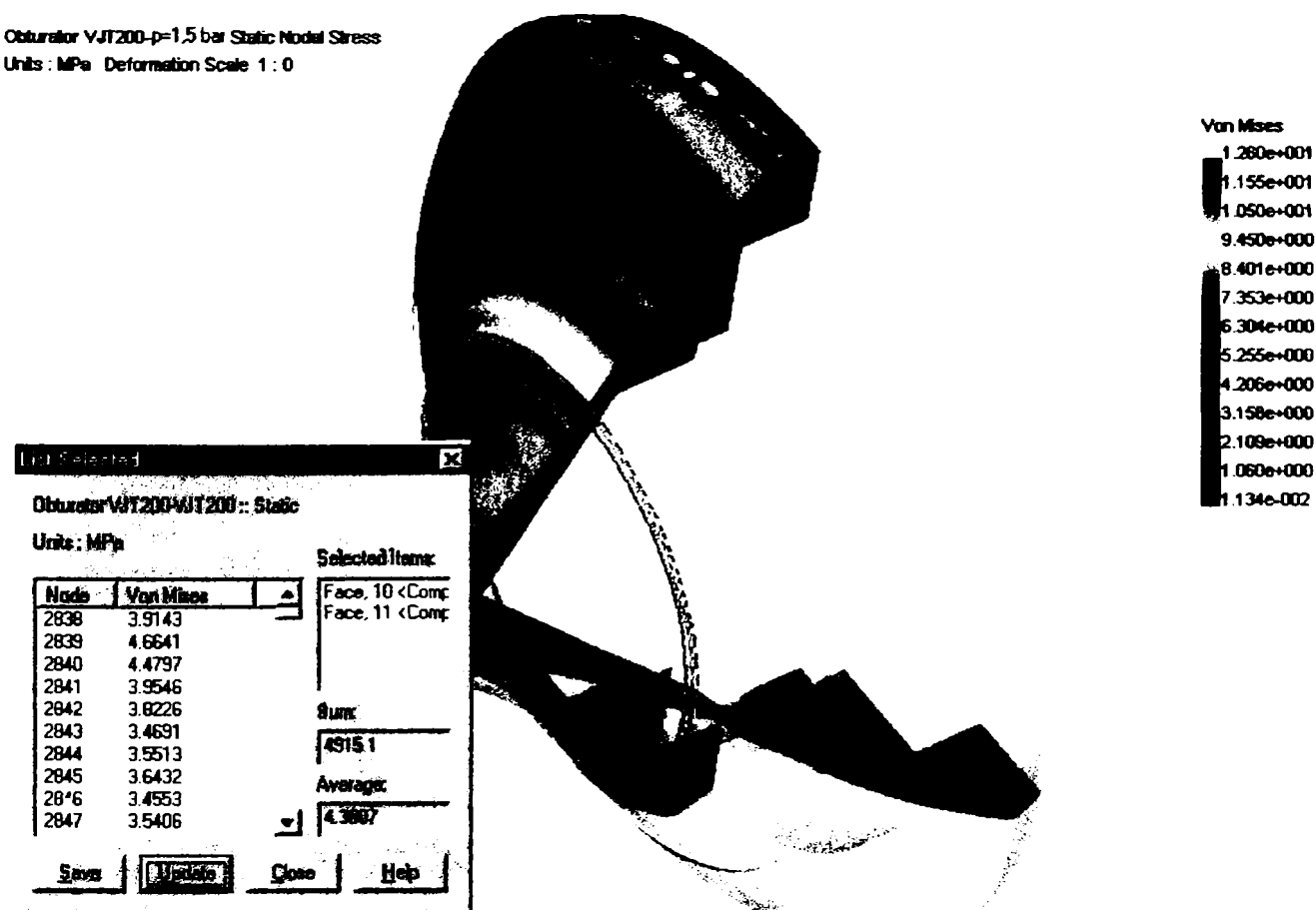


Fig. 3.7.4. Tensiuni echivalente von Mises la p=1,5 bar și valoarea medie pentru R=70 mm

Obturator VJT200-p=1,5 bar Static Model Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0

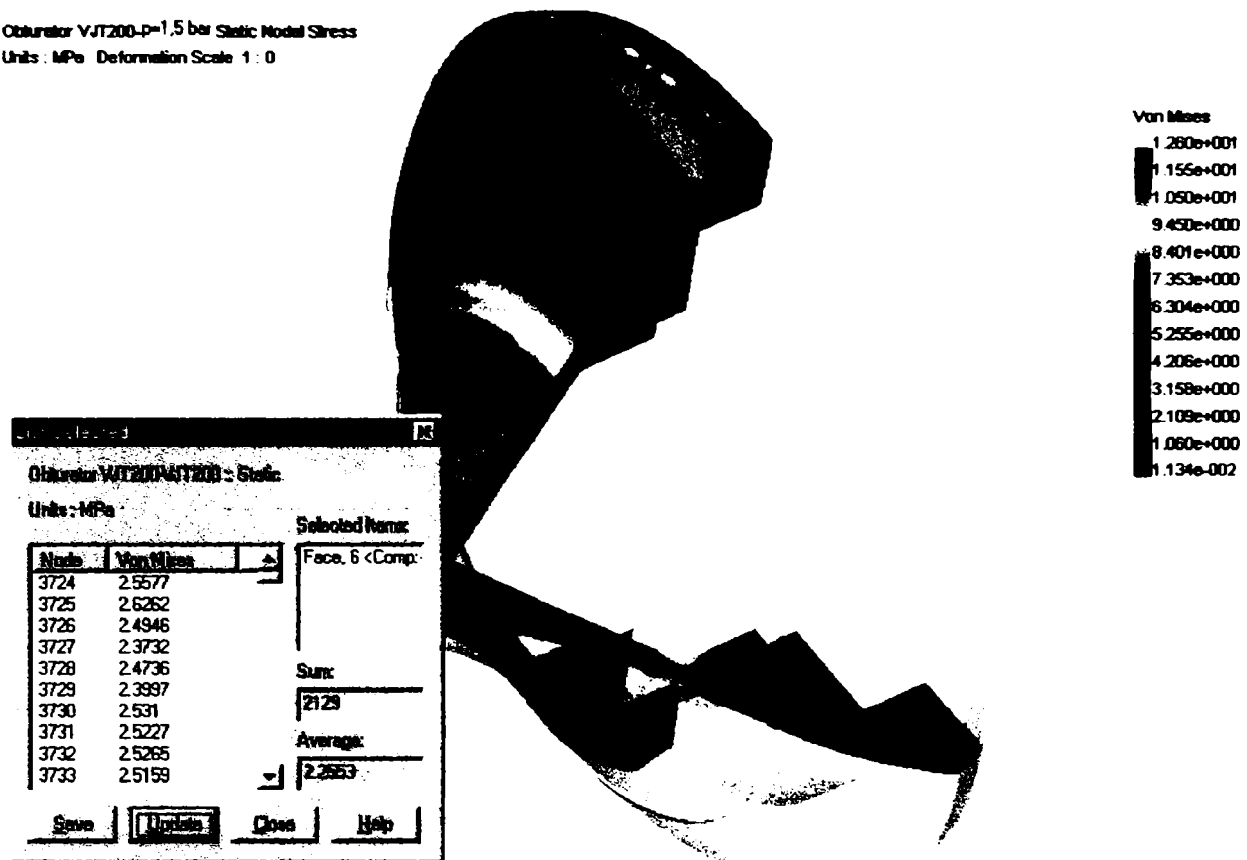


Fig. 3.7.5. Tensiuni echivalente von Mises la p=1,5 bar și valoarea medie pentru R=100 mm

Obturator VJT200-p=1,2 bar Static Model Stress
Units : MPa Deformation Scale 1 : 0

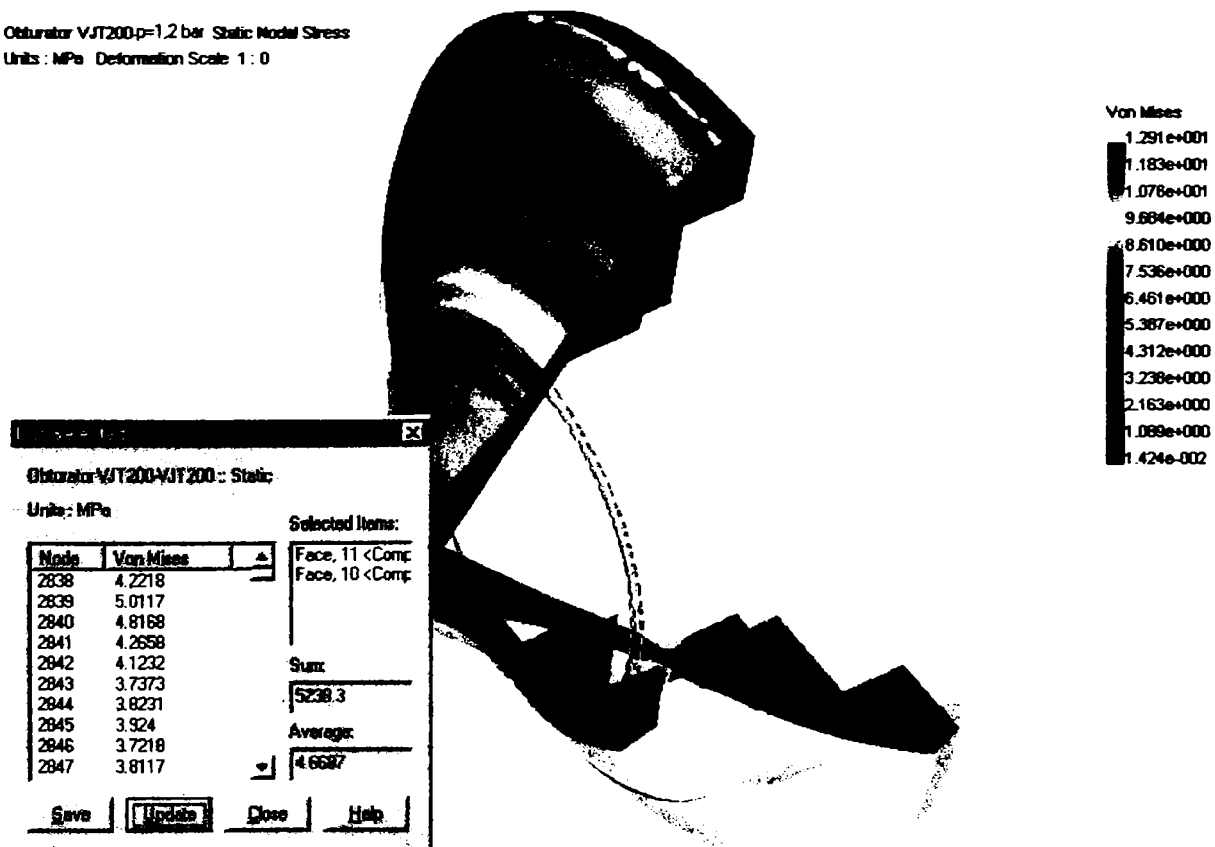


Fig. 3.7.6. Tensiuni echivalente von Mises la p=1,2 bar și valoarea medie pentru R=70 mm

Obturator VJT200-p=1.2 bar Static Nodal Stress
 Units: MPa Deformation Scale 1 : 0

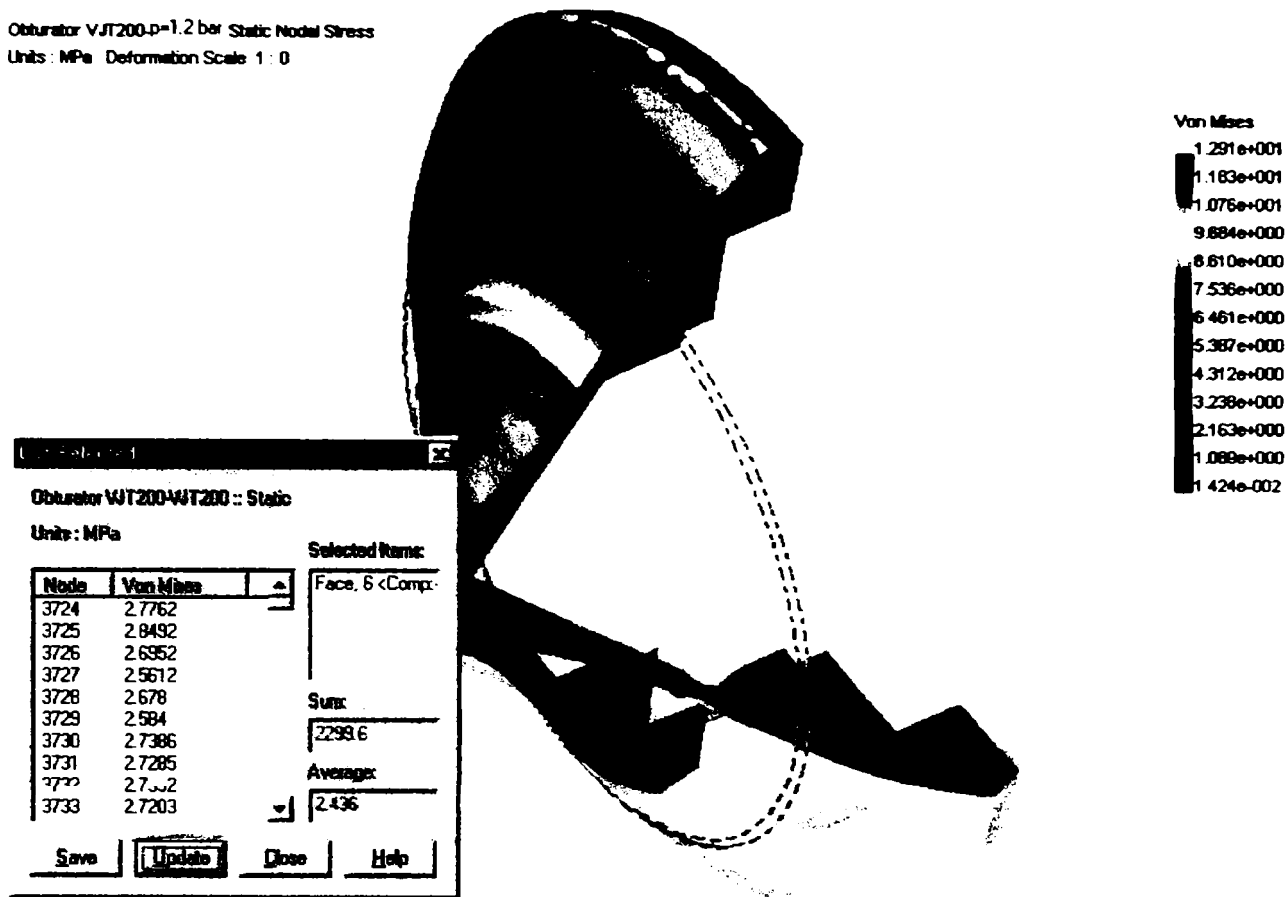


Fig. 3.7.7. Tensiuni echivalente von Mises la $p=1,2$ bar și valoarea medie pentru $R=100$ mm

Erorile foarte mici (2,5%) obținute prin calculul cu metoda elementelor finite pentru obturatorul vanei cu jet tubular conduc la concluzia că modelul de calcul ales pentru determinarea stării de tensiuni și deformații ce apar în obturatorul vanei cu jet tubular aproximează foarte bine starea reală a tensiunilor și deformațiilor măsurate prin metoda experimentală folosită.

4. SINTEZA ȘI CONCLUZII FINALE

Obiectivele principale care au fost urmărite în această lucrare sunt: 1. prezentarea stadiului actual al studiilor pentru vanele cu jet tubular, rolul și domeniile de utilizare, descrierea constructivă a tipurilor de vane cu jet tubular, informații privind coeficientul de descărcare obținut de aceste vane, materialele uzuale folosite și coeficienții de siguranță acceptați în proiectarea vanelor cu jet tubular, principalele teste uzinale la care aceste tipuri de vană trebuie supuse, indicii privind acoperirile de protecție aplicate, operațiile de revizie și întreținere în timpul exploatarei pe care vanele cu jet tubular le necesită, precum și estimări asupra greutateii vanei funcție de dimensiunea nominală de intrare și presiunea (căderea) apei care se descarcă prin vană; 2. calculul de rezistență pentru elementele principale ale vanei, corpul amonte și în special obturatorul folosind metoda elementelor finite, contribuții privind problema contactului la suprafața de etanșare dintre obturator și corpul amonte prin metoda elementelor finite, prezentarea acestor calcule atât pentru vana model cât și pentru vana proiectată, executată și montată pe golirea de fund a centralei Wonorejo – Indonezia; 3. prezentarea rezultatelor experimentale obținute pe obturatorul vanei model prin metoda tensometriei electrice rezistive și compararea acestor valori cu rezultatele obținute din calculul cu metoda elementelor finite.

Vanele cu jet tubular sunt menționate în literatura de specialitate [1], [31], [32], dar particularitățile constructive, traseul hidraulic al apei prin vană și metodele de calcul folosite la dimensionarea elementelor componente ale vanei sunt specifice firmelor care le produc.

Vanele cu jet tubular sunt organe de reglare și obturare a debitului de apă amplasate la capătul aval al conductelor de tipul goliri de fund, sau a conductelor de denisipare. Obturatorul vanei, sub forma unui ac, realizează reglarea, respectiv obturarea debitului printr-o mișcare axială în sens contrar curentului de apă. Traseul hidraulic al vanei este realizat de geometria corpului amonte și de geometria obturatorului. Coeficientul de descărcare al vanei cu jet tubular este mai mare de 0,8.

Domeniul de reglare al debitului de apă descărcat funcție de cursa obturatorului este cuprins între 5 – 100%. Menținerea vanei la deschideri sub 5% din cursă favorizează dezvoltarea fenomenului cavitațional.

Forma jetului apei la ieșirea din vană este cilindrică fără miez, adică o formă de jet tubular, de aici și denumire de vană cu jet tubular. Datorită vitezelor mari ale apei la ieșirea din vană, aceasta funcționează cu zgomot ridicat, dar fără vibrații. Tot din acest motiv este preferabil ca vană să fie montată în mediu deschis pentru a permite admisia puternică de aer în interiorul jetului de apă. La montarea vanelor cu jet tubular în interiorul tunelelor de descărcare (cazul centralei Wonorejo), este necesară admisia de aer din exterior pentru funcționarea liniștită a jetului de apă la ieșirea din vană.

Etanșarea vanei este de tip metal / metal, realizată între corpul amonte și obturator.

Acționarea vanelor cu jet tubular poate fi atât mecanică, cât și electromecanică.

Cunoscând traseul hidraulic, proiectarea și uzinarea vanei nu ridică probleme deosebite. Montajul și transportul vanelor cu jet tubular se face cu obturatorul în poziție verticală, rotirea vanei în această poziție fiind asigurată de suportii de fixare și rotire. Întreținerea vanelor cu jet tubular este simplă, cu excepția cazurilor de remaniere a suprafeței de etanșare obturator când este necesară demontarea vanei.

Prețul de cost al vanelor cu jet tubular este puțin mai ridicat în comparație cu a celorlalte tipuri de vane de reglare, datorită reperelor turnate și a particularităților mecanismului de acționare.

Relațiile de calcul pentru dimensionarea obturatorului, cunoscute în rezistența materialelor, ne duc la rezultante mult subapreciate față de rezultatele obținute prin metoda elementelor finite. De exemplu, în paragraful 2.2.3, conform relațiilor de dimensionare aplicate pentru obturatorul vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 1600 mm, pentru un efort admisibil cu coeficient de siguranță impus de 5 față de rupere, a rezultat o grosime minimă a peretelui obturatorului de 15 mm. În realitate a fost admisă o valoare de 60 mm pentru grosimea minimă a peretelui obturatorului. În urma analizei cu elemente finite aplicată pe obturatorul cu grosimea de 60 mm (paragraful 2.5.2), în urma vizualizării distribuției coeficientului de siguranță, a rezultat o valoare minimă de 7,2 pentru coeficientul de siguranță, foarte apropiat de valoarea impusă la proiectare. Valoarea tensiunii admisibile a fost stabilită la $\sigma_a=93,16 \text{ N/mm}^2$, iar în urma analizei cu elemente finite s-a obținut o valoare a tensiunii echivalente von Mises $\sigma_{ech(5)}=62,33 \text{ N/mm}^2$ (relația

2.5.2.2), o valoare foarte bună având în vedere că în proiectarea vanelor cu jet tubular trebuie să se țină cont și de adaosul de coroziune, proces la care aceste vane sunt supuse în exploatare.

O atenție deosebită a fost acordată suprafeței de etanșare a obturatorului, respectiv a corpului amonte prin analizarea acesteia ca o problemă de contact. Folosind metoda elementelor finite s-au pus în evidență tensiunile ce apar la contactul dintre cele două repere: obturator și corp amonte. Făcând o comparație între valoarea medie a tensiunii pe suprafața de etanșare obținută pe obturator, analizat ca element singur, și valoarea medie a tensiunii pe suprafața de contact dintre obturator și corp amonte s-au obținut valori sensibil diferite. Astfel, pentru vana cu diametrul de 1600 mm, valoarea medie a tensiunii echivalente von Mises obținută în analiza obturatorului pentru suprafața de etanșare este de $18,366 \text{ N/mm}^2$, iar valoarea medie a tensiunii echivalente von Mises obținută în analiza de contact este de $27,238 \text{ N/mm}^2$. Se poate remarca o creștere a tensiunii față de primul caz, pentru suprafața de etanșare, cu 48,3%. De aceea, în practica curentă de proiectare a vanelor cu jet tubular, suprafețele de etanșare de pe obturator și de pe corpul amonte se execută prin încărcare cu electrozi din oțel inoxidabil. Această metodă conduce la creșterea durității suprafeței de contact, față de materialul de bază, și în plus suprafața de etanșare obținută are o rezistență sporită la uzură datorită materialului inoxidabil depus.

Studiul teoretic al obturatorului vanei cu jet tubular este completat cu o analiză experimentală. Rezultatele experimentale au fost efectuate pe modelul vanei cu jet tubular cu diametrul de intrare de 200 mm. De aceea lucrarea prezintă amănunțit rezultatele obținute prin calculul cu elemente finite pentru obturatorul vanei model. Toate rezultatele experimentale obținute au fost comparate cu valorile calculate pentru acest obturator. Analiza experimentală s-a efectuat în trei regimuri statice și un regim dinamic, utilizând în acest sens metoda tensometriei electrice rezistive.

Având în vedere că curgerea apei prin vană este axial simetrică, obturatorul a fost investigat în 3 puncte de măsurare și monitorizare. Deformațiile specifice date de traductoarele electrotensometrice rezistive prin intermediul sistemului de achiziții de date au fost înregistrate pe un calculator personal. Deformațiile specifice calculate prin metoda elementelor finite au condus erori de maxim 2,5% față de valorile măsurate prin analiza experimentală. Reprezentarea grafică și interpretarea mărimilor experimentale vin să

confirme justetea calcului cu elemente finite și modalitatea în care a fost abordată problematica temei studiate.

Principalele contribuții ale autorului tezei la „Analiza tensiunilor și deformațiilor apărute în vanele cu jet tubular” sunt:

1. O centralizare în premieră a informațiilor și cunoștințelor existente privind cunoașterea, proiectarea, fabricarea și întreținerea vanelor cu jet tubular;
2. O analiză în premieră a metodelor actuale de calcul, utilizate în proiectarea vanelor cu jet tubular, evidențiindu-se deficiențele care conduc la rezultate îndepărtate de realitate față de valorile determinate experimental;
3. Folosind metoda elementelor finite s-a realizat o investigație amănunțită în premieră a stării de tensiuni și deformații apărute în obturatorul vanei cu jet tubular;
4. Prin metoda elementelor finite, au fost puse în evidență în premieră tensiunile în zona de contact dintre obturator și corpul amonte, respectiv pe suprafețele de etanșare ale vanei cu jet tubular;
5. Încercările experimentale, hidraulice și de rezistență, au fost realizate în laborator pe modelul vanei cu jet tubular;
6. Încercările experimentale prin tensometrie electrică rezistivă pe obturatorul modelului vanei au confirmat valorile deformațiilor calculate prin metoda elementelor finite;
7. Prin cunoașterea detaliată a stării de tensiuni și deformații ce apar în obturatorul vanei cu jet tubular, autorul a realizat în premieră metodologia de aplicare a calculului prin metoda elementelor finite.

Urmare a informațiilor și studiilor din prezenta teză, la S.C. U.C.M. Reșița S.A. au fost proiectate în cursul anului 2003 și realizate în anul 2004 următoarele vane de performanță: 1. vana cu jet tubular de cădere foarte mare ($H=131$ mca) cu viteza apei la ieșirea din vană de aproximativ 40 m/s, pentru amenajarea Taham Dam, beneficiar Neyrperse – Iran; 2. vana cu jet tubular cu cameră de egalizare presiuni cu diametrul de intrare de 1,5 m pentru amenajarea Bao Shan din Taiwan, care prezintă avantajul că la această soluție forța necesară pentru etanșarea vanei, respectiv puterea mecanismului de acționare, se reduce la jumătate.

BIBLIOGRAFIE

- 1 **AMARTA – SAKAI JOINT OPERATION / U.C.M. Reșița** Wonorejo Multipurpose Dam Construction Project, Package – 7, River Outlet Facilities (Item 11), “*River Outlet Main and Auxiliary Valves – Calculation Sheet*”, U.C.M. Reșița – C.P., 2000
- 2 **AMARTA – SAKAI JOINT OPERATION / U.C.M. Reșița** Wonorejo Multipurpose Dam Construction Project, Package – 7, River Outlet Facilities (Item 11), “*Erection Instructions*”, 2000
- 3 **AMARTA – SAKAI JOINT OPERATION / U.C.M. Reșița** Wonorejo Multipurpose Dam Construction Project, Package – 7, River Outlet Facilities (Item 11), “*Painting Specification*”, 2000
- 4 **AMARTA – SAKAI JOINT OPERATION / U.C.M. Reșița** Wonorejo Multipurpose Dam Construction Project, Package – 7, River Outlet Facilities (Item 11), “*Operation and Maintenance Instructions*”, U.C.M. Reșița – C.P., 2000
- 5 **AMARTA – SAKAI JOINT OPERATION / U.C.M. Reșița** Wonorejo Multipurpose Dam Construction Project; Package – 7; River Outlet Facilities (Item 11); “*Photographs During the Manufacturing*”, 2001
- 6 **Andrei A., Răsturnoiu C.** *Matrice rare și aplicațiile lor*, Ed. Tehnică București, 1983
- 7 **ASME Code, Section II, Part A** *Specification for Steel Castings, Ferritic and Martensitic, for Pressure Containing Parts, Suitable for Low Temperature Service*, 1992
- 8 **Babeu T.** *Teoria elementară a rezistenței materialelor*, Editura Mirton Timișoara, 1998.
- 9 **Babeu T.** *Rezistența materialelor*, curs vol. I, U.T. Timișoara, 1991
- 10 **Babeu T., Mănescu T., Praisach Z-I** *Vana cu jet tubular. Calculul obturatorului*, ISBN 973-8130-82-4, Știință și inginerie II – Lucrările celei de A Doua Conferințe Naționale “Profesorul Dorin Pavel – Fondatorul hidroenergeticii românești”, Sebeș, 2002, Editura AGIR București, pg. 621-626
- 11 **Babeu T., Mănescu T., Praisach Z-I., Pinca B., C.** *Consideration concerning the designing and manufacturing of a hollow jet valve*, ISBN 86-7083-451-0, Classics and Fashion in Fluid Machinery, Belgrad Weekend Conference October 18-20, 2002, pg. 203-212
- 12 **Babeu T., Praisach Z-I.** *Strength analyses that appear on the hollow jet valve’s obturator using FEM*, ISSN 1454-3680, Buletin Științific al Academiei de Științe Tehnice din România, Rezistența Materialelor, nr. 3/2001, Timișoara, pg. 1-2

- 13 **Babeu T., Praisach Z-I.** *Cercetări pe model privind coeficientul de descărcare la vana cu jet tubular, Al VI-lea Simpozion Internațional, Cercetarea multidisciplinară regională 16-18 Noiembrie 2000, Fascicula Inginerie ISSN 1453-7394, Ed. Eftimie Murgu Reșița, pg. 414-419*
- 14 **Babeu T., Praisach Z-I.** *Revizia și întreținerea vanelor cu jet tubular, ISSN 1582-3407, Analele Universității "Aurel Vlaicu" din Arad, seria mecanică, Fascicola: Materila rulant de cale ferată, Rezistența Materialelor, Fizică, pg. 11-16*
- 15 **Baker B.C.** *Flow Measurement Handbook, Cambridge University Press, 2000.*
- 16 **Beu T.** *Analiza numerică în Turbo Pascal, Ed. Microinformatica Cluj-Napoca, 1992*
- 17 **Birgher, I. A., Șorr, B. F., Șeiderovici, R. M.** *Rasciot na procinost detalei mașin, Ed. a II-a, Mașinostroenie, 1966*
- 18 **Bocșan Gh.** *Analiza numerică. Aproximarea multidimensională, Tipografia Universității Timișoara, 1987*
- 19 **Buzdugan Gh., Blumenfeld M.** *Calculul de rezistență al pieselor de mașini, Ed. Tehnică București, 1979*
- 20 **Cioclov D.** *Recipiente sub presiune, Editura Academiei RSR, București, 1983*
- 21 **Cioclov D.** *Mecanica ruperii materialelor, Editura Academiei RSR, București, 1977*
- 22 **Cioclov D.** *Rezistență și fiabilitate la solicitări variabile, Editura Facla, Timișoara, 1975*
- 23 **Cocan M., Vasilescu A.** *Programarea matematică folosind MS Excel Solver, Management Scientist, Matlab, Ed. Albastră Cluj-Napoca, 1999*
- 24 **Comănescu A., Grecu B., Mănescu T. ș.a.** *Mecanica, rezistența materialelor și organe de mașini, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982*
- 25 **Constantinescu I. N., Dăneț G. V.** *Metode noi pentru calcule de rezistență, Editura Tehnică, 1989*
- 26 **COSMOS/Design STAR** *Basic Tutorial*
- 27 **COSMOS/Design STAR** *Basic User's Guide*
- 28 **COSMOS/Design STAR** *Nonlinear Stress Analysis, User's Guide and Tutorial*
- 29 **David Frey** *Autocad 14 – Das Trainingsbuch, Sybex-Verlag GmbH Düsseldorf, Germany, 1998*
- 30 **Davis C.V., Sorensen K.E.** *Handbook of Applied Hydraulics – Third Edition, McGraw – Hill Book Company, 1969*
- 31 **Demidovitch B., Maron I.** *Elemente de calcul numeric, Ed. MIR Moscova, 1979*
- 32 **Dobre I.** *Curs de rezistența materialelor, vol. 3, chestiuni speciale, Timișoara, 1982*

- 33 Drăgan I. *Tehnologia deformărilor plastice*, Editura Didactică și Pedagogică, București, 1982
- 34 Dumitrescu B, Popeea C, Jora B *Metode de calcul numeric matriceal. Algoritmi fundamentali*, Ed. All Educational București, 1998
- 35 Dumitru I., Neguț N. *Curs de rezistența materialelor, vol. I*, Timișoara, 1984
- 36 Dumitru I., Neguț N. *Rezistența materialelor, vol. II*, Timișoara, 1987
- 37 Faur N. *Elemente finite*, Ed Politehnica, Timișoara, 1999
- 38 Faur N., Dumitru I. *Diferențe finite și Elemente finite în Rezistența Materialelor*, Ed. Mirton, Timișoara, 1997
- 39 Gafițanu M., ș.a. *Organe de mașini*, - Ed. Tehnică București, 1983
- 40 Gafițanu M., ș.a. *Rulmenți, proiectare și tehnologie*, - Editura Tehnică București, 1985
- 41 Gioncu V., Ivan M. *Instabilitatea structurilor din plăci curbe subțiri*, Editura Academiei RSR, 1978
- 42 Hiriș V., Zsifkov N. *Concepte și aplicații ale metodei elementelor finite*, Tipografia Universității Timișoara, 1981
- 43 Ianșin B.I. *Caracteristici hidrodinamice ale organelor de obturare și elementelor de conductă: confuzoare, difuzoare și vane*, Moskova, 1965
- 44 Ieremia M. *Teoria elasticității și a plăcilor curbe*, Institutul de Construcții, București, 1985
- 45 Ignea, A. *Măsurarea electrică a mărimilor neelectrice*, Ed. de Vest, Timișoara, 1996
- 46 Iorga V. ș.a. *Programare numerică*, Ed. Teora București, 1996
- 47 Kobayashi, A. S. *Handbook of Experimental Mechanics*, Prentice Hall Inc., 1987
- 48 Marciuk G. I. *Metode de analiză numerică*, Ed. Academiei RSR, București, 1983
- 49 Marciuk G. I., Șaidurov V. V. *Creșterea preciziei soluțiilor în scheme cu diferențe*, Ed. Academiei RSR, București, 1981
- 50 Mazilu P., Țopa N., Ieremia M. *Aplicarea teoriei elasticității și a plăcilor în calculul construcțiilor*, Editura Tehnică, București, 1986
- 51 Mănescu T. *Contribuții la calculul de rezistență al vanei fluture biplane*, Editura Mirton Timișoara, 1999
- 52 Mănescu T., Ciorbă I. *Rezistența materialelor, curs. vol. 2*, Universitatea "Eftimie Murgu", Reșița, 1995
- 53 Mănescu T., Praisach Z-I., Pinca B., C. *Considerații privind materialul utilizat în calculul obturatoarelor vanelor din amenajările hidroenergetice*, ISSN 0461-9579, Revista Metalurgia nr. 5/2003, Editura Științifică F.M.R., pg. 29-33
- 54 Micro Measurements Division *Catalog A – 110 – 9 – M – Line Strain Gage Accessories*, USA, Aprilie 1999

- 55 **Micro Measurements Division** *Catalog A – 110 – 9 – M – Line Strain Gage Accessories,*
- 56 **Micro Measurements Division** *Catalog 500 – Precision Strain Gages, USA, June 1999*
- 57 **Micro Measurements Division** *Buletin instructiv: B127 – 14; B137 – 16; B130 – 14; B131 – 5; B147 – 5; B129 – 7*
- 58 **Micro Measurements Division** *Note tehnice: TECH TIP TT – 601; TECH TIP TT – 602; TECH TIP TT – 603; TECH TIP TT – 604; TECH TIP TT – 605; TECH TIP TT – 606; TECH TIP TT – 607; TECH TIP TT – 608; TECH TIP TT – 609; TECH TIP TT – 610; TECH TIP TT – 611; TECH TIP TT – 612; TECH TIP TN – 501 – 2; TECH TIP TN – 502; TECH TIP TN – 503 – 5; TECH TIP TN – 504 – 1; TECH TIP TN – 505 – 4; TECH TIP TN – 503 – 6; TECH TIP TN – 507; TECH TIP TN – 508 – 1; TECH TIP TN – 509; TECH TIP TN – 510; TECH TIP TN – 511; TECH TIP TN – 512 – 1; TECH TIP TN – 513 – 1; TECH TIP TN – 514; TECH TIP TN – 515; TECH TIP TN – 516*
- 59 **Theocariss P.S., ș.a.** *Analiza experimentală a tensiunilor, Ed. Tehnică, București, 1977*
- 60 **Northern Region Water Resources Office, Water Resources Agency, Ministry of Economic Affairs / U.C.M. Reșița** *Bao Shan II Reservoir Project, Water releasing and evacuation Facilities – “Calculation sheets for ND 1500 Hollow Jet Valve”, 2003*
- 61 **Pană, T.** *Mecanica ruperii Materialelor, Ed. T. Pană & Co., București, 1992*
- 62 **Pavel A.** *Elemente de inginerie mecanică, E.D.P. București, 1981*
- 63 **Petrilă T., Ghoerghiu C. I.** *Metode element finit și aplicații, Ed. Academiei RSR, București, 1987*
- 64 **Ponomaiov S.D., Biderman V. L., Liharev K. K. ș.a.** *Calculul de rezistență în construcția de mașini, Editura Tehnică, București, 1963*
- 65 **Postolache M.** *Metode numerice, Ed. Sirius București, 1994*
- 66 **Praisach V-I., Praisach Z-I.** *Cercetări pe model privind coeficientul de descărcare la vana cu jet tubular, Editura “Eftimie Murgu” Reșița, ISSN 1453-7394, 2000*
- 67 **Praisach Z-I** *Analiza tensiunilor și deformațiilor prin metoda elementului finit ce apar în organele de închidere ale vanelor de secțiune circulară, Ed. Politehnica, ISBN: 973-8247-45-4, 2001.*
- 68 **Praisach Z-I.** *Vana de descărcare cu jet tubular, Editura “Eftimie Murgu” Reșița, ISSN 1453-7397, 1999.*
- 69 **Praisach Z-I.** *Calculul analitic al tensiunilor ce apar în vana cu jet tubular, Ed. Eftimie Murgu Reșița, 2001, ISSN 1453-7394*

- 70 Roman D., ș. a. *Algoritmi de automatizare a proiectării*, Ed. Militară București, 1988
- 71 Sakai – Amarta J.O. / U.C.M. Reșița *Renun Hydroelectric Power Project (Lot III); Drain Tunnel Facilities "Operation and Maintenance Manual of Guard and Discharge Valve ND 600"*, 1999
- 72 Sakai – Amarta J.O. / U.C.M. Reșița *Renun Hydroelectric Power Project (Lot III); Drain Tunnel Facilities "Erection Instruction of Guard and Discharge Valve ND 600"*, 1999
- 73 Sakai – Amarta J.O. / U.C.M. Reșița *Renun Hydroelectric Power Project (Lot III); Drain Tunnel Facilities "Discharge Valve – Calculation Sheet"*, 1999
- 74 Sakai – Amarta J.O. / U.C.M. Reșița *Renun Hydroelectric Power Project (Lot III); Drain Tunnel Facilities "Painting Specification"*, 1999
- 75 Sakai – Amarta J.O. / U.C.M. Reșița *Renun Hydroelectric Power Project (Lot III); Drain Tunnel Facilities "Photographs During the Manufacturing"*, 2000
- 76 Sakai Iron Works Co. Ltd, *Experimental Study of Hollow – Jet Valve*, Japan 1979.
- 77 Simionescu I, Dranga M., Moise V. *Metode numerice în tehnică*, Ed. Tehnică București, 1995
- 78 Stematiu D. *Calculul structurilor hidrotehnice prin metoda elementelor finite*, Ed. Tehnică București, 1988.
- 79 Șerb G. A. *Proiectarea structurilor asistată de calculator*, Ed. Militară București, 1989
- 80 Timoshenko S. P., Woinowsky-Krieger S. *Teoria plăcilor plane și curbe*, Editura Tehnică, București, 1968
- 81 Tripa P. *Rezistența Materialelor*, Ed. Mirton, Timișoara, 1999
- 82 Țopa N. *Teoria elasticității, partea a III-a*, Institutul de Construcții, București, 1983
- 83 * * * *"Instrucțiuni de probe uzinale – Vană de siguranță, Vană de descărcare și Echipamentul electric aferent – Renun Indonezia"*, 1999
- 84 * * * *"Instrucțiuni de probe uzinale – Vană de siguranță, Vană de descărcare Acționare – Wonorejo Indonezia"*, 2000
- 85 * * * *Research on the model regarding the discharge coefficient of hollow jet valve*, 2000.
- 86 US Army Corps of Engineers *Annual report of Reservoir Regulation Activities*, Kansas City District, 2000
- 87 Visarion V. *Stări de tensiune în teoria plăcilor curbe*, Editura Academiei RSR, București, 1967
- 88 Vraciu G., Popa A. *Metode numerice cu aplicații în tehnica de calcul*, Ed. Scrisul Românesc Craiova, 1982

- 89 **Werner S.** *Autocad LT 97 – Kompendium, Markt & Technik Buch- und Software-Verlag GmbH, Germany, 1998*
- 90 **Zanjan Regional Water Authority / U.C.M. Reșița** *Taham Dams – Iran – “Calculation sheets”, 2003*
- 91 **Zirbel J. H., Combs S. B.** *Utilizarea programului AUTOCAD, Versiunea 13 pentru Windows, Ed. Teora, 1996*
- 92 * * * *Wonorejo Multipurpose Dam Project, Tender Documentation for Gates, Stoplogs, Penstocks and Valves (Package 7), March 1993.*
- 93 * * * *Renun Hydroelectric Power Project – Contract Documents For Steel Penstock and Drain Tunnel Facilities (Lot III), Between PT PLN (Persedo) and Sakai – Amarta Joint Operation*
- 94 * * * *Contract Documents for Package – 7 Gates, Stoplogs, Penstock and Valves of Wonorejo Multipurpose Dam Project, Book II, Brantas River Basin Development Project OECF Loan (IP – 474); Contract No. WN.10/C/PU/98; Date December 18, 1998, Between Directorate General of Water Resources Development and Amarta – Sakai, JO.*
- 95 * * * *Technical standards for Gates and Penstocks – Toranomon Jitsugyokaikan, Tokyo, Japan*
- 96 * * * *Equivalence of Materials STAS / DIN / ASTM – Romenergo București*
- 97 * * * *ESAM TRAVELLER 1 – Technical Manual – Data Acquisition System, Munchen Germania, 2001*
- 98 **Documentație INTERNET** *Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Pacoima Dam.*
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Santa Anita Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Big Tujunga Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – San Gabriel Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Big Dalton Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Sawpit Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Devil’s Gate Dam.
Los Angeles County, Department of Public Works (LACDPW): Water Resources – Cogswell Dam.
Maintenance scheduling for Mechanical Equipment; Facilities Instructions, Standards, & Techniques –

Volume 4 – 1 A.

Pick – Sloan Missouri Basin Program, The Arnel Unit (Second Draft), Bureau of Reclamation History Program; Denver, Colorado – Research on Historic Reclamation Project, 1994.

Beardsley – Donnell's Project Fact Sheet, November 1999.

Niobara – Kansas AOP – Chapter 3 – Republican River Basin, 2001.

CRSP Management Center, Colorado River Storage Project – Flaming Gorge Dam Information, May 1981.

Granby Dam and Dikes – Colorado.

World Rivers Review, Volume II, Number 3 / July 1996.

Nonstructural Risk Reduction Measures, Benefits and Costs for Dams; Bulletin E02, 2001.

An Internet Based Modular System for Hands On Study of Mechanics of Materials, 1998; - Kingsbury D., Mobasher B.

Strain Gage Mounting and Data Acquisition Testing

MEEG 215: Mechanics of Materials – Fall 2002: Laboratory 1: Stress, Strain and Material Properties, Part One – Tensile Test, Part two – Strain Gauged Bar and Stress Concentrations

University of Saskatchewan. ME 318.3 Mechanical Laboratory I. S1: An Introduction to Strain Gages, 2002; - Fotouhi R.

Strain Measurement, 1999

MATC(MN)31. An evaluation of Four Hole Drilling Analysis Techniques with respect to Non-Uniform Residual Stress Fields, 2002

ANEXE

Anexa 1

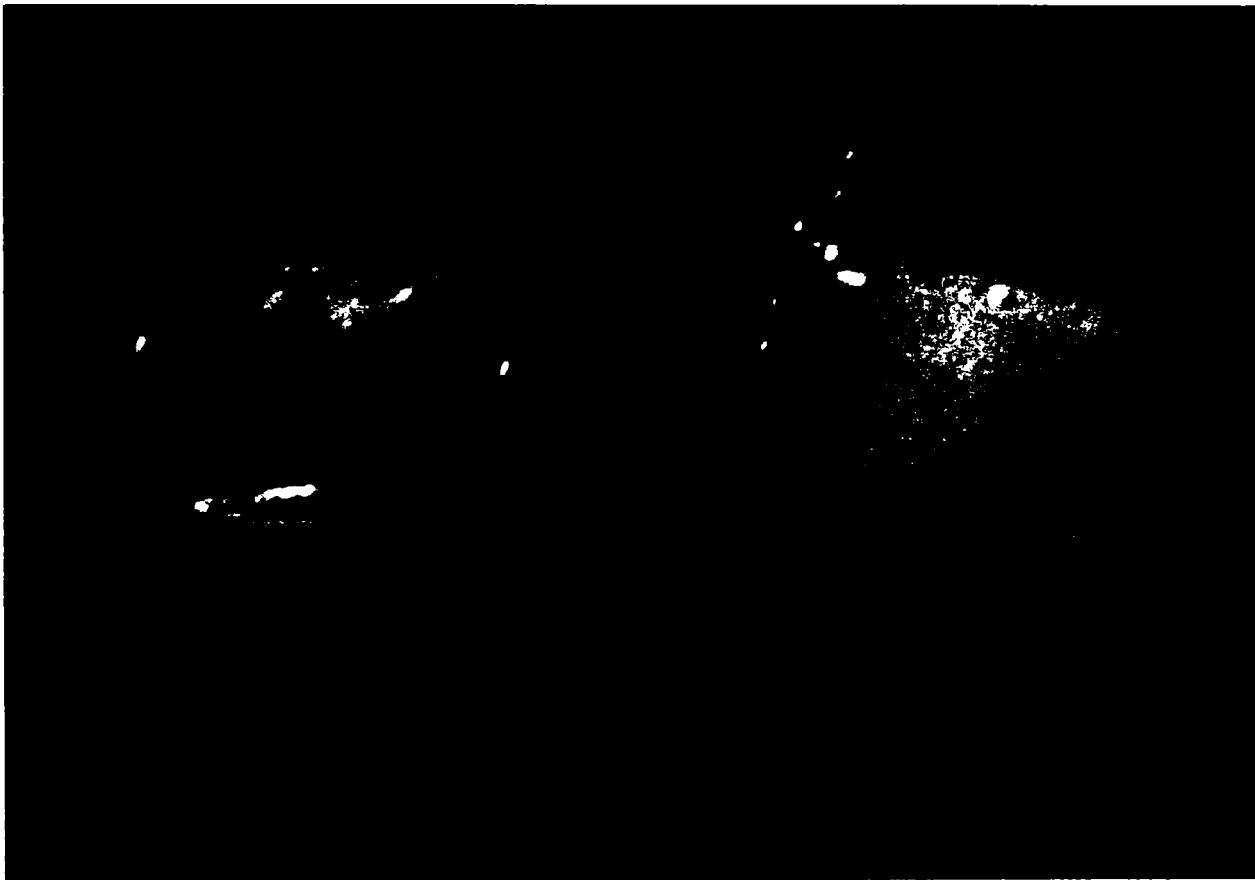
Încercări de laborator pentru modelul vanei cu jet tubular



Determinare coeficient de descărcare



Amplasare traductoare electrotensometrice rezistive



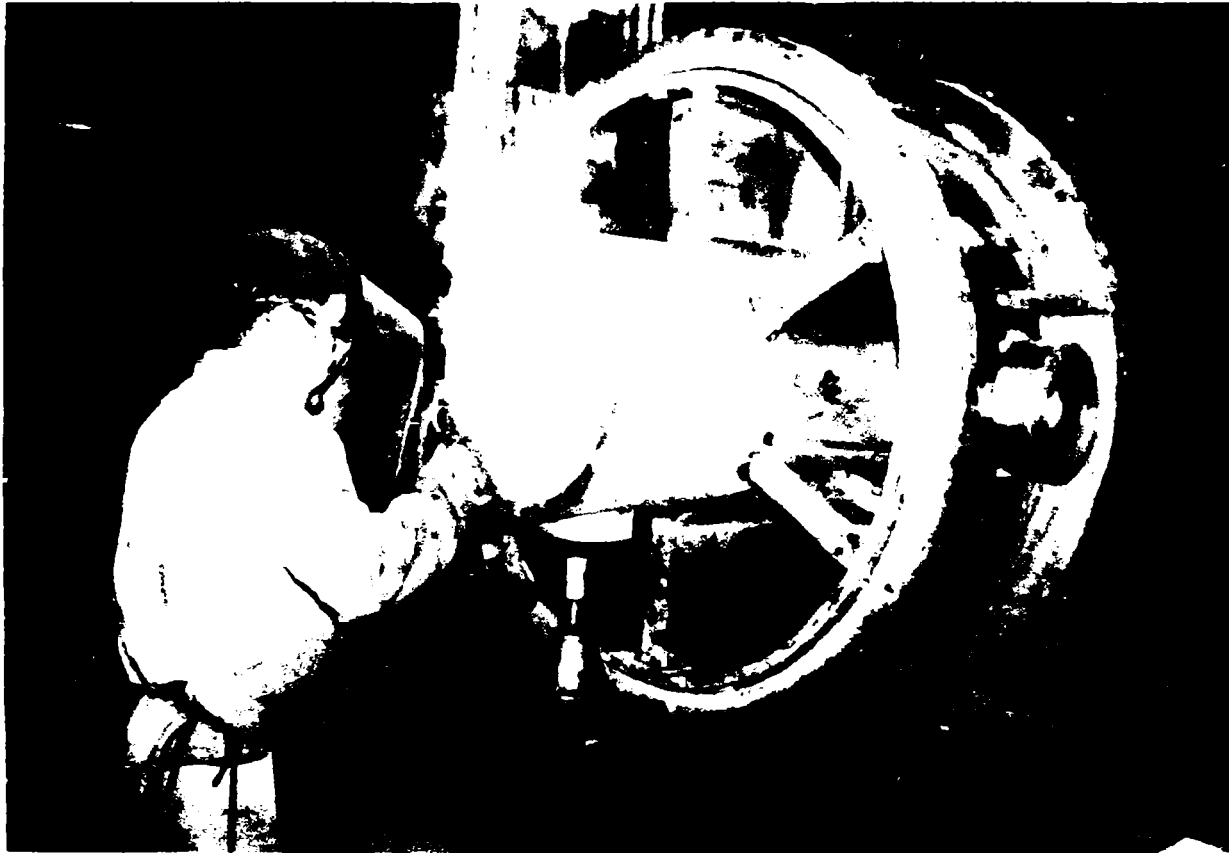
Sistemul de achiziții date



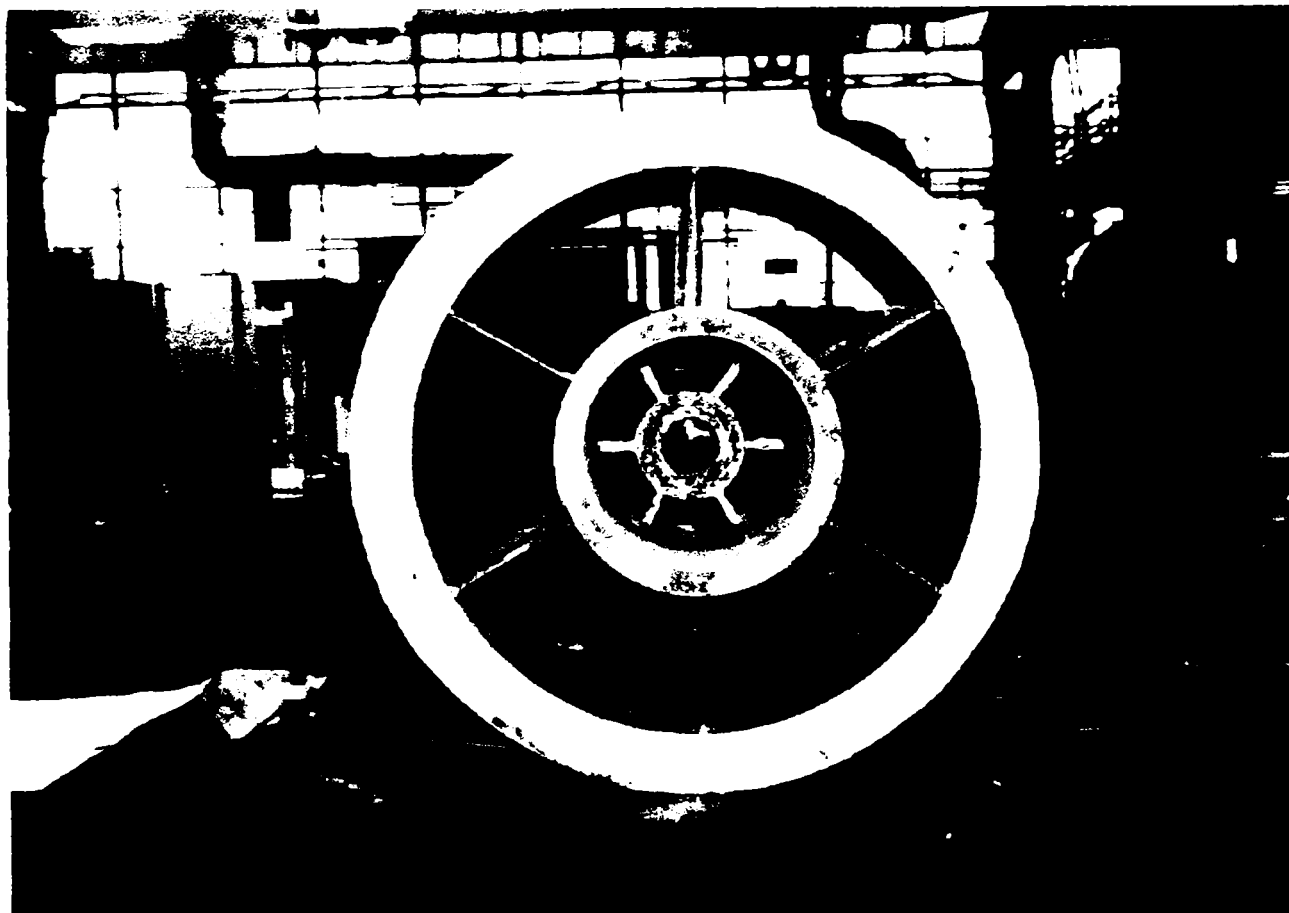
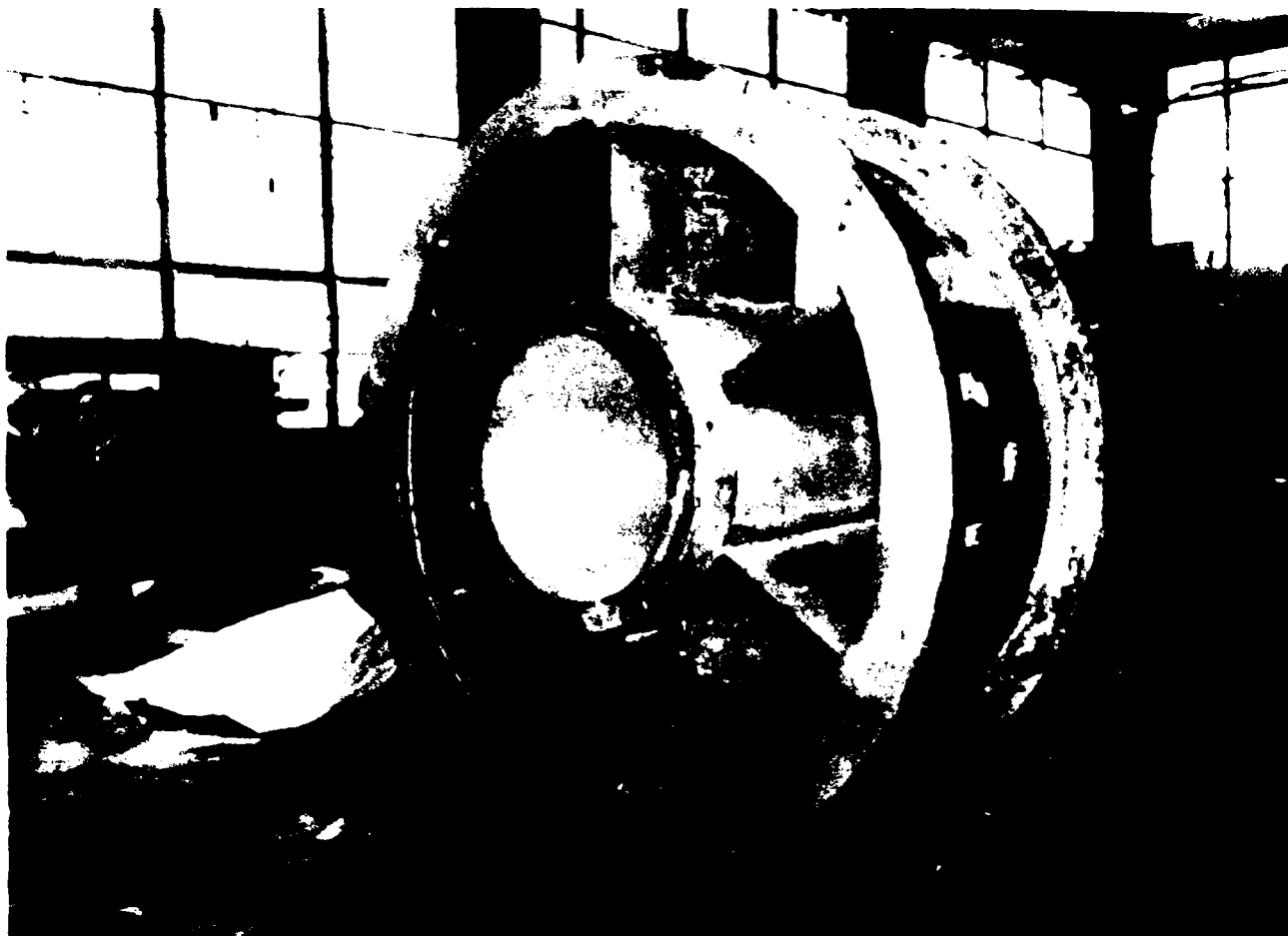
Încercări de rezistență. Regim dinamic

Anexa 2

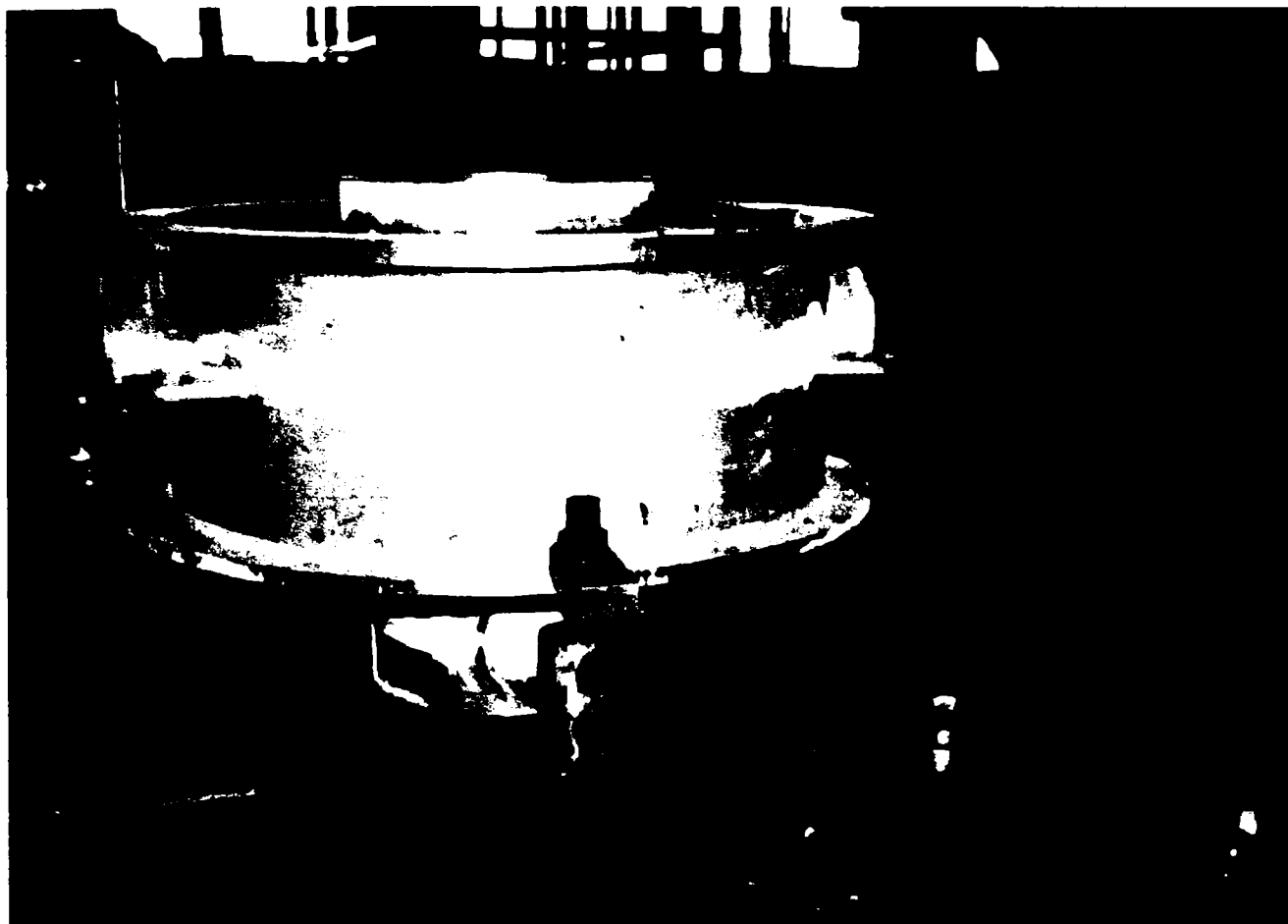
Fabricarea vanelor cu jet tubular



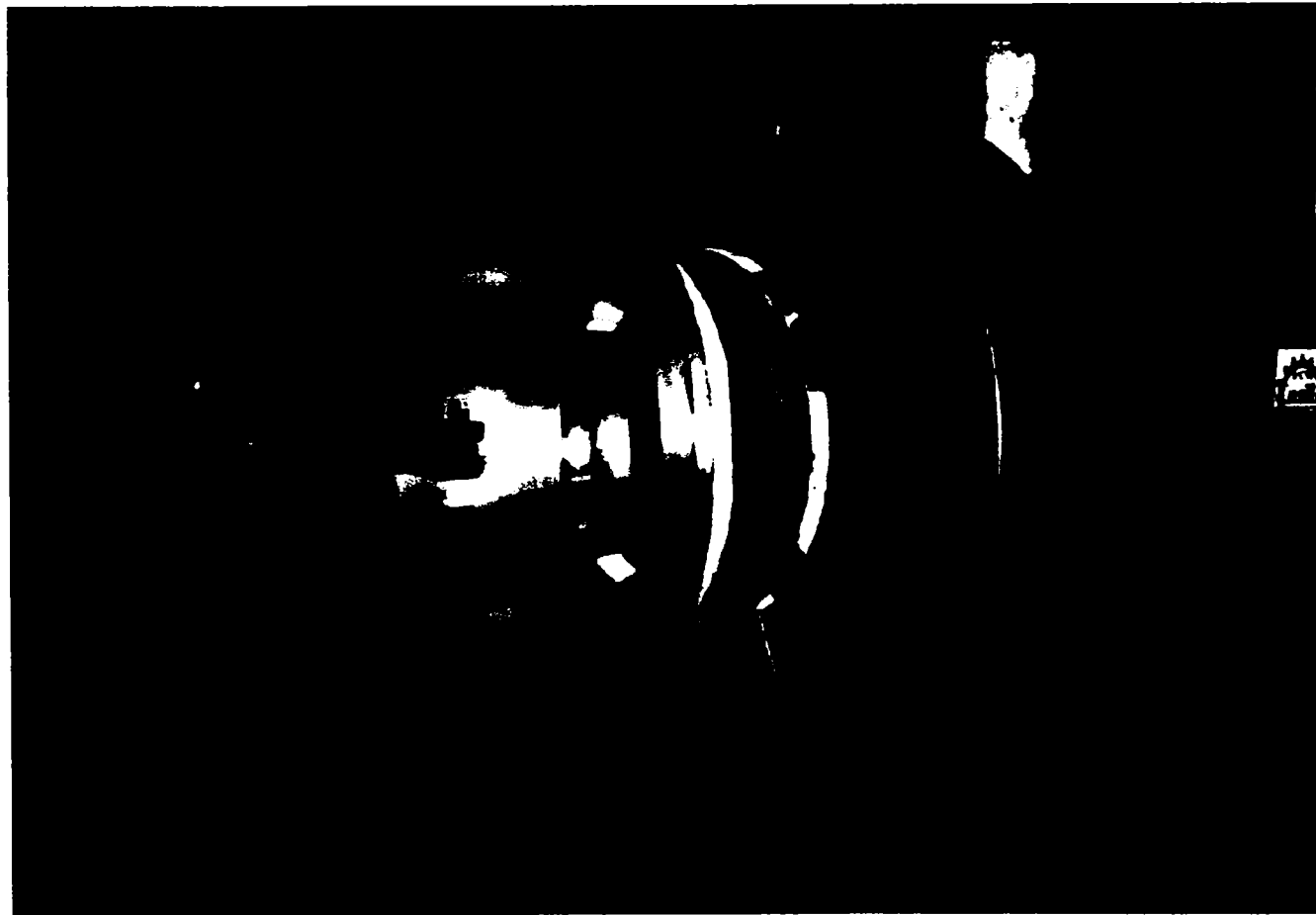
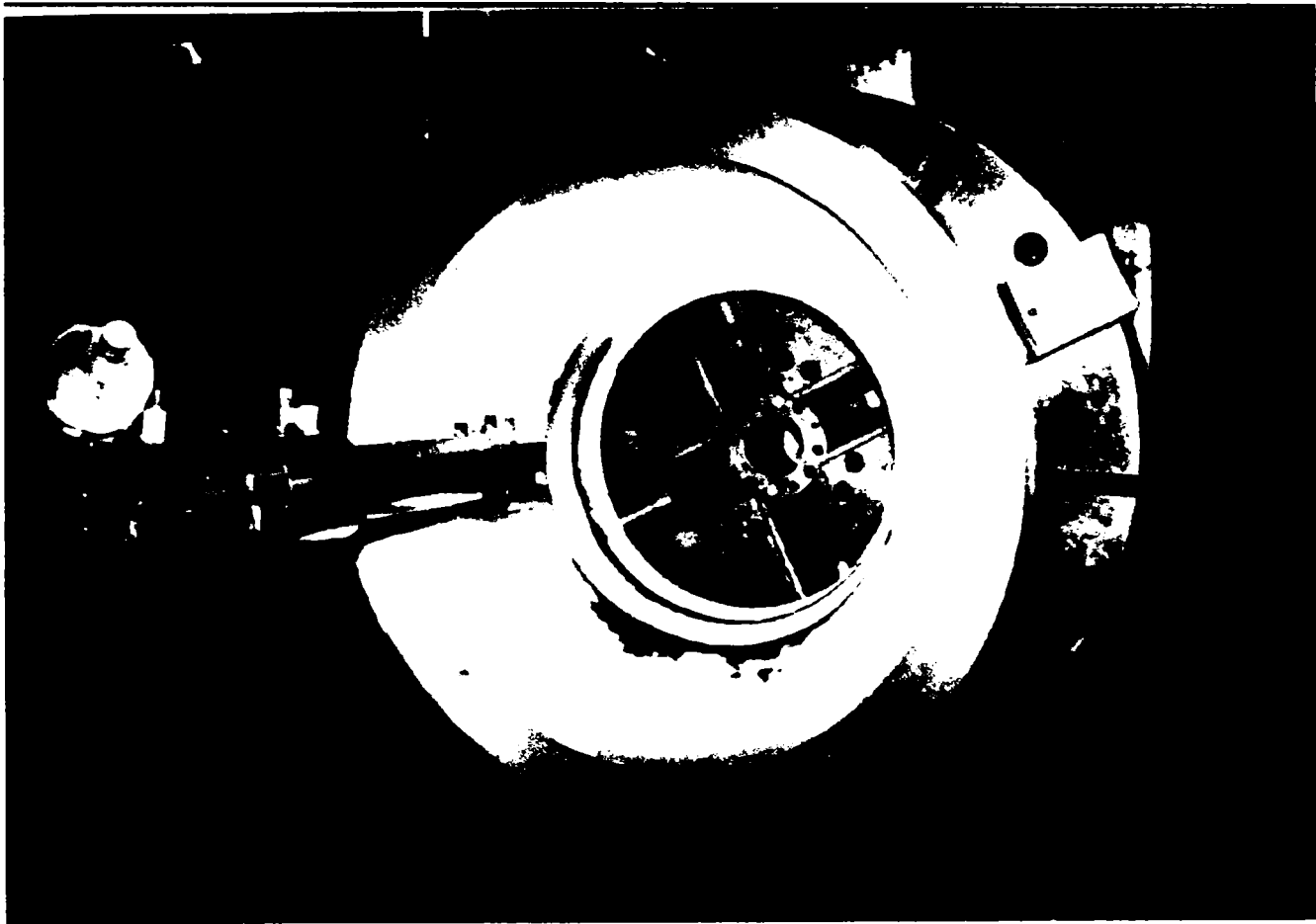
Sudare corp aval vana cu jet tubular Dn 600



Corp aval vana cu jet tubular Dn 600 – ansamblul sudat



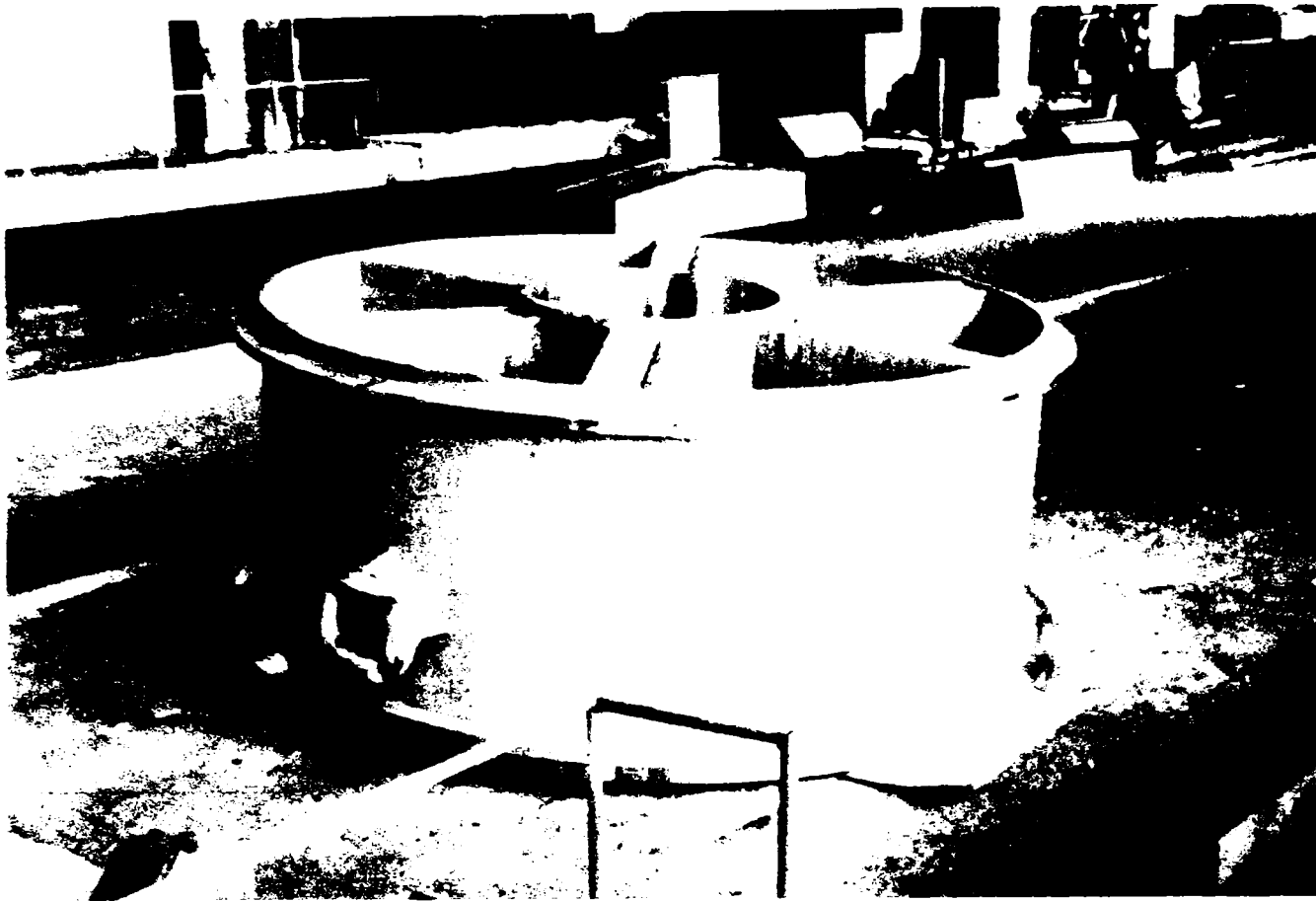
Prelucrări mecanice corp aval, vana cu jet tubular Dn 600



Prelucrări mecanice corp amonte, vana cu jet tubular Dn 600



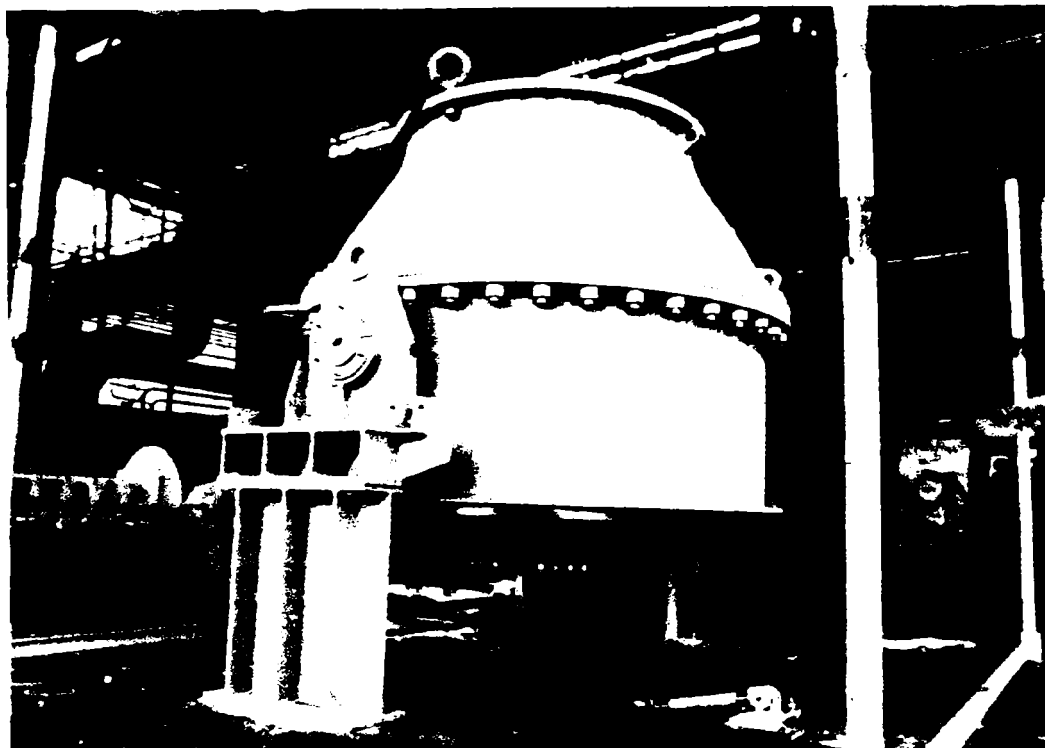
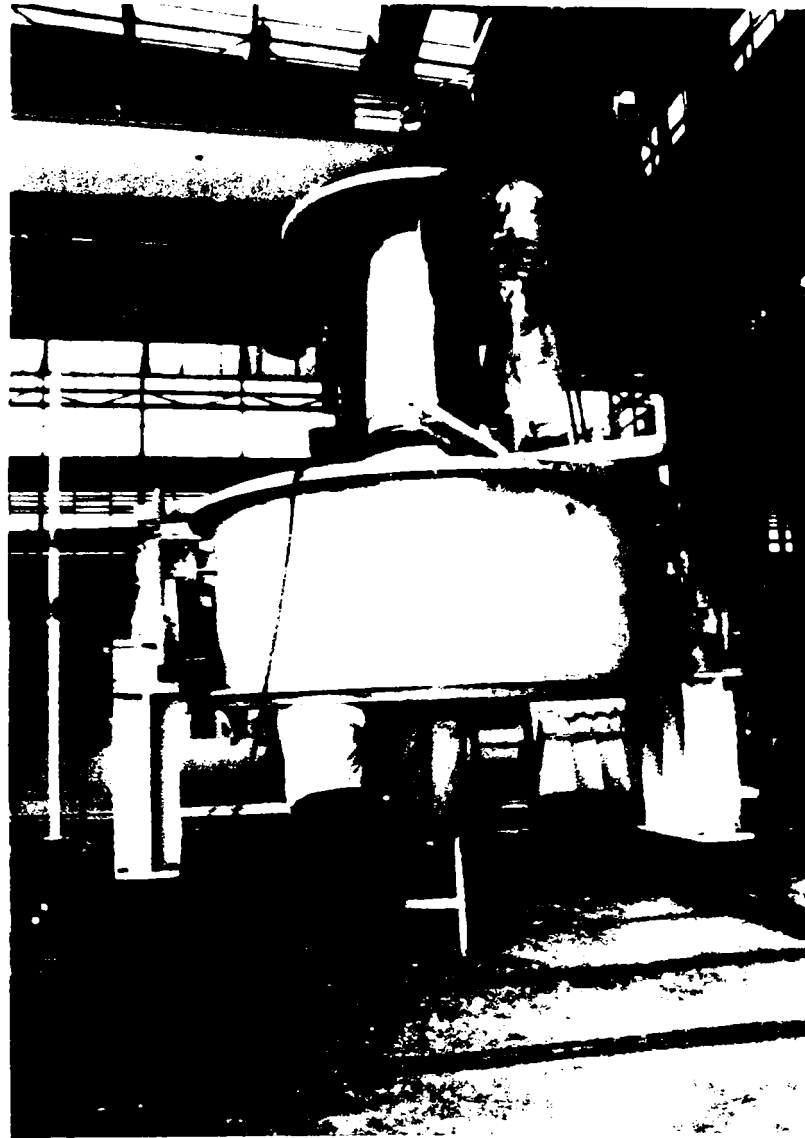
Obturator vană cu jet tubular Dn 600



Corp aval vană cu jet tubular Dn 1600 – ansamblul sudat



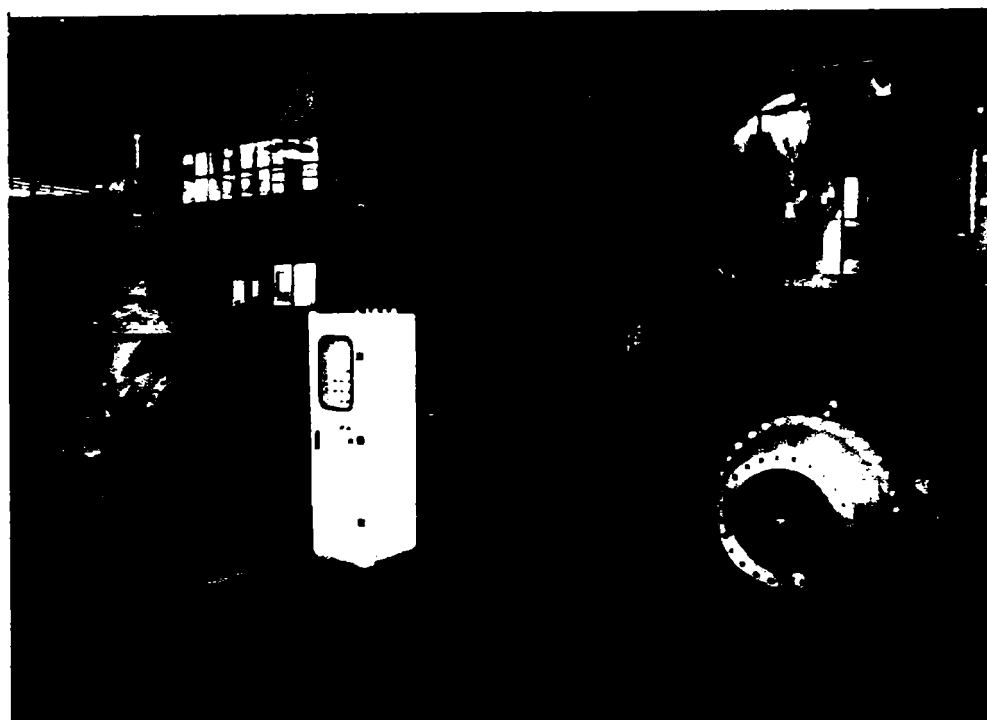
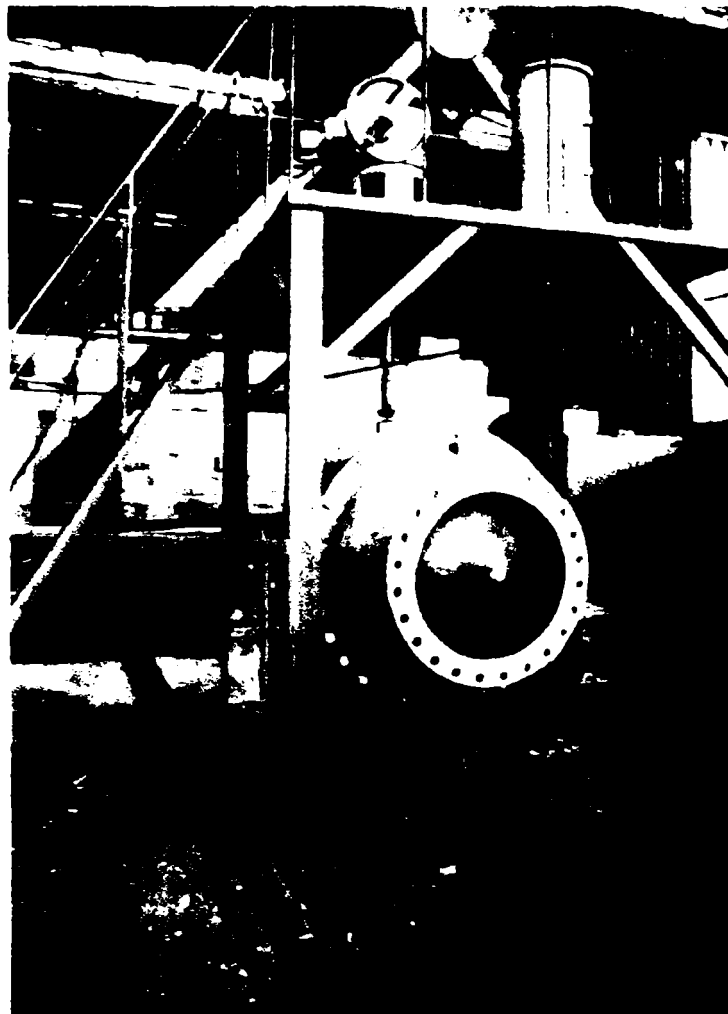
Corp amonte vană cu jet tubular Dn 1600 – prelucrări mecanice



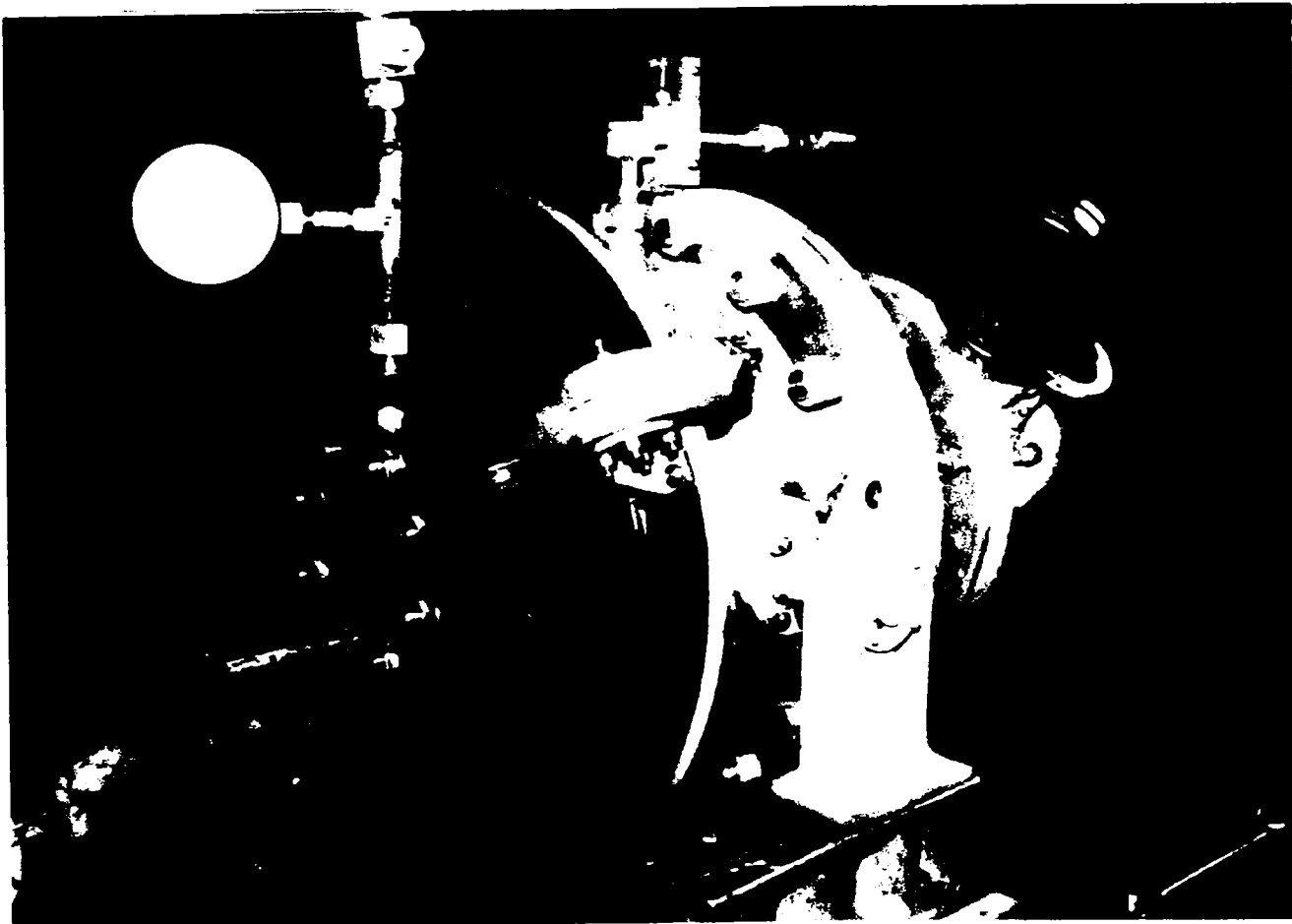
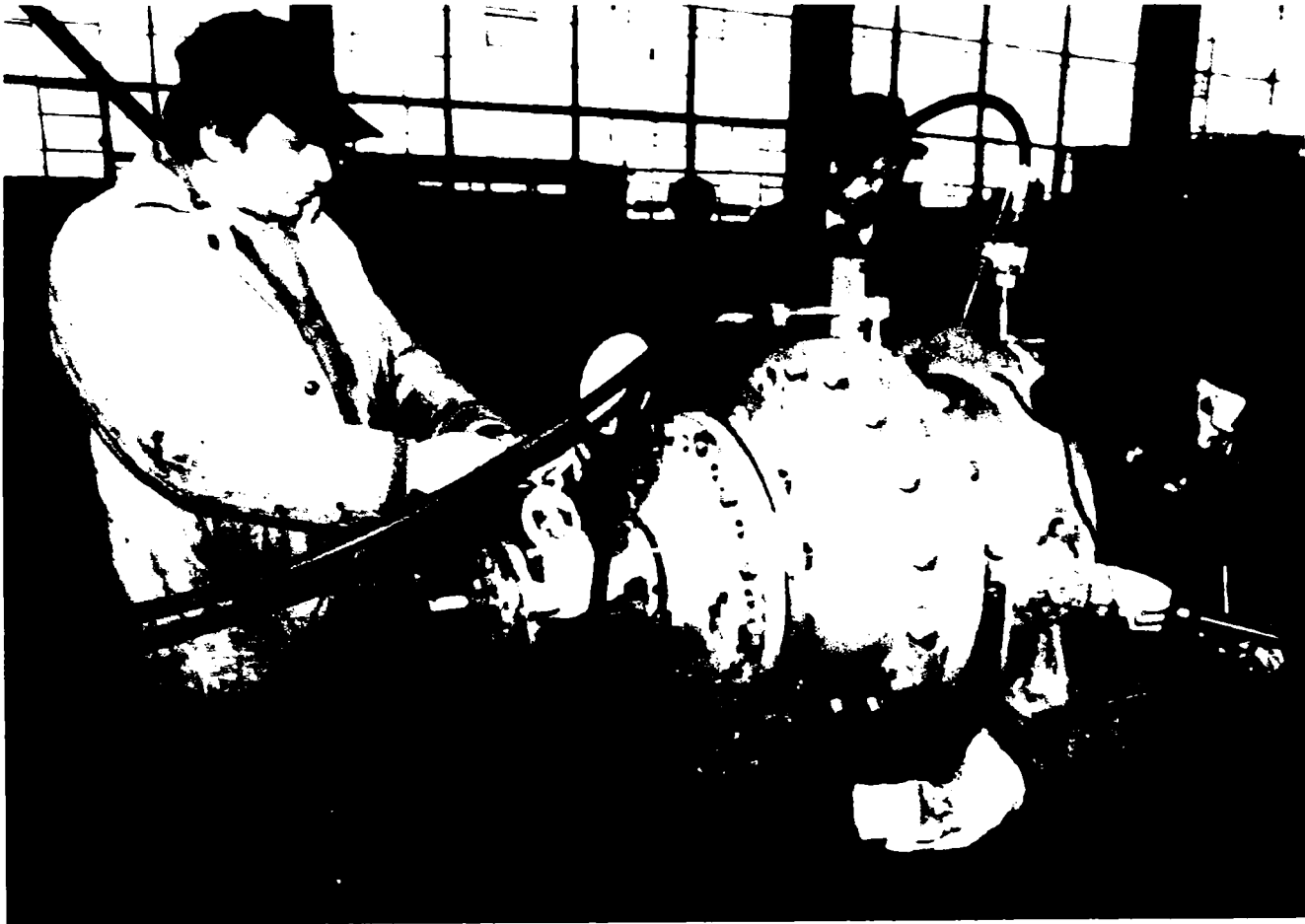
Vana cu jet tubular Dn 1600. Montaj în uzină

Anexa 3

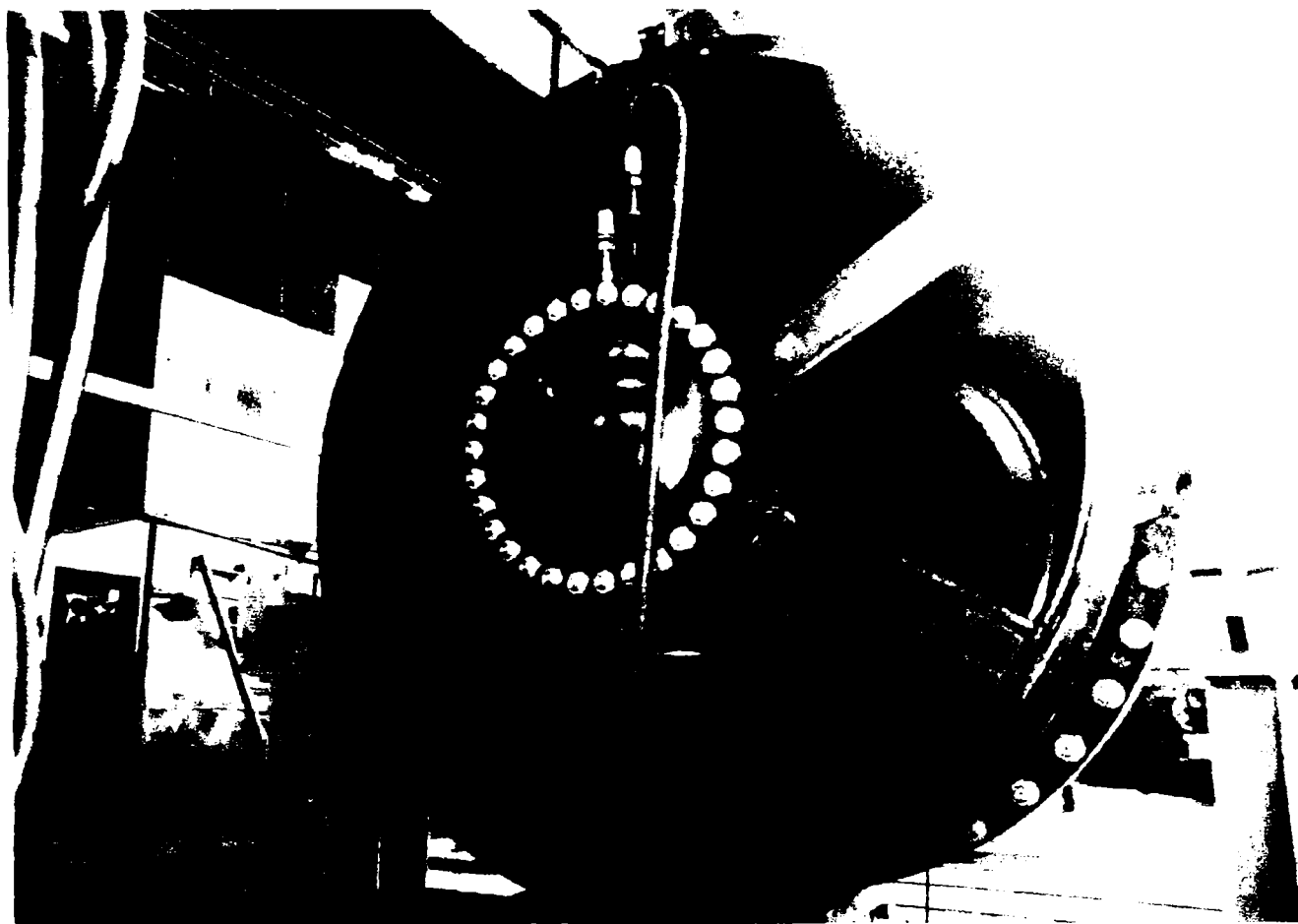
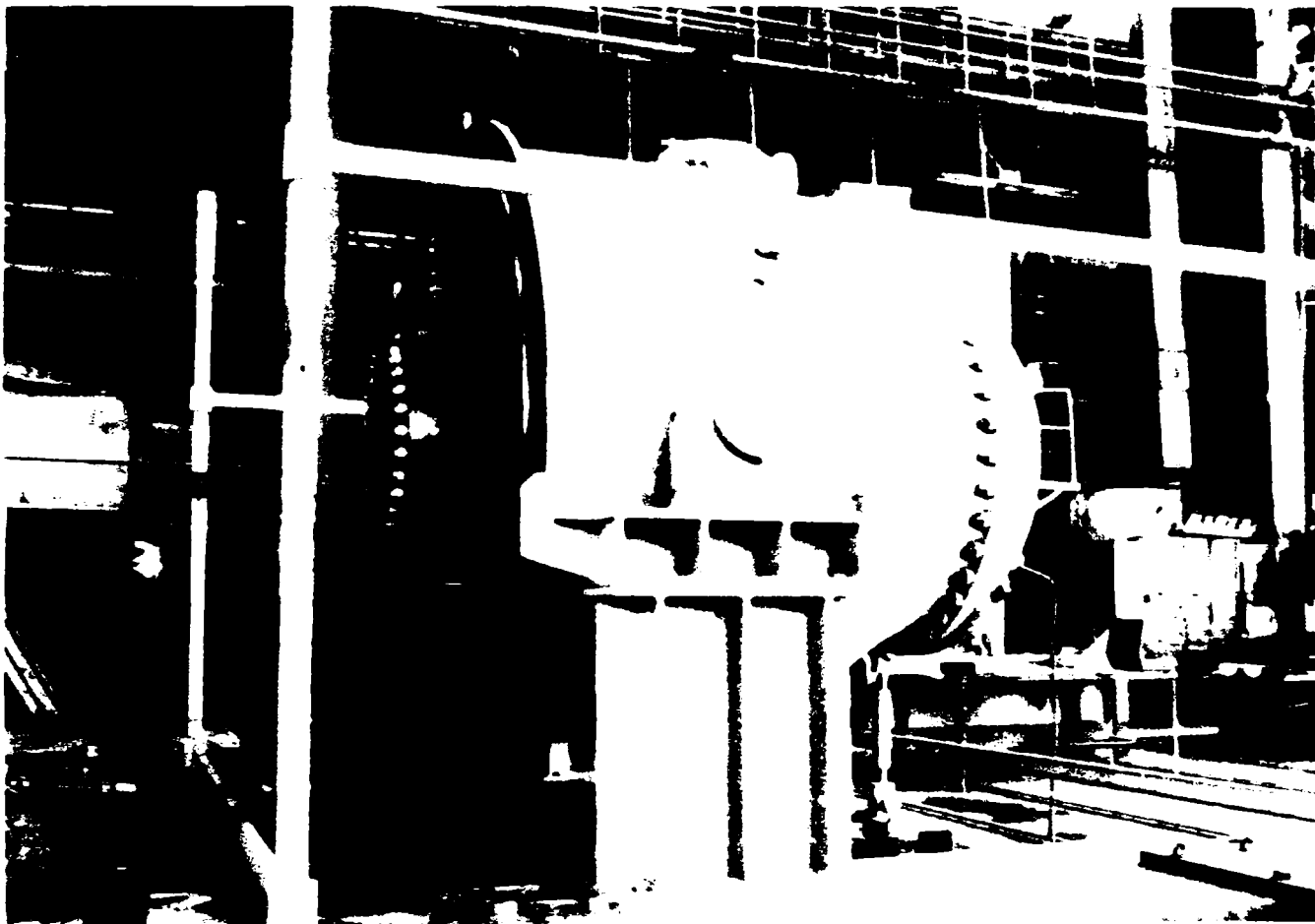
Probe uzinale pentru vanele cu jet tubular



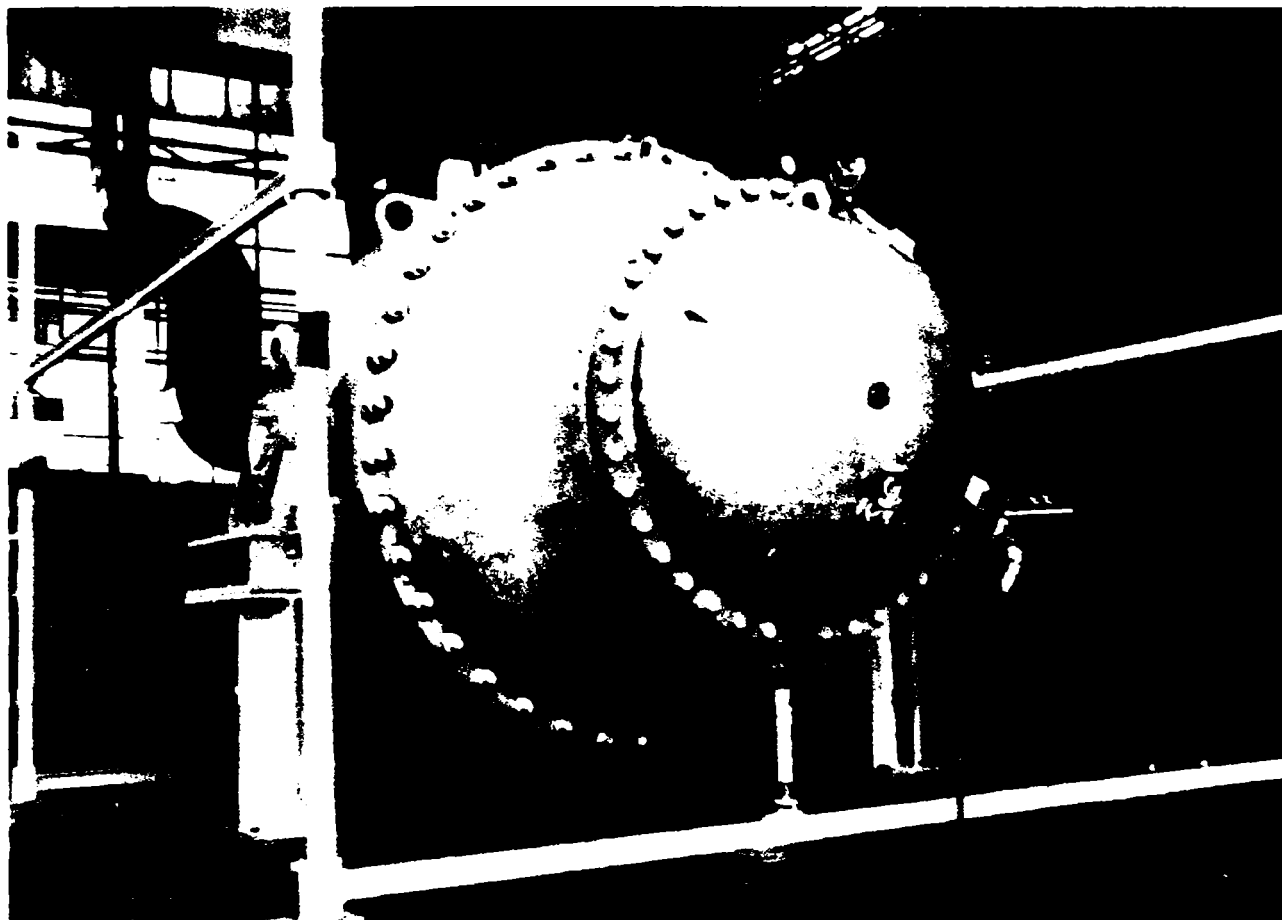
Vana cu jet tubular Dn 600 – proba cinematică



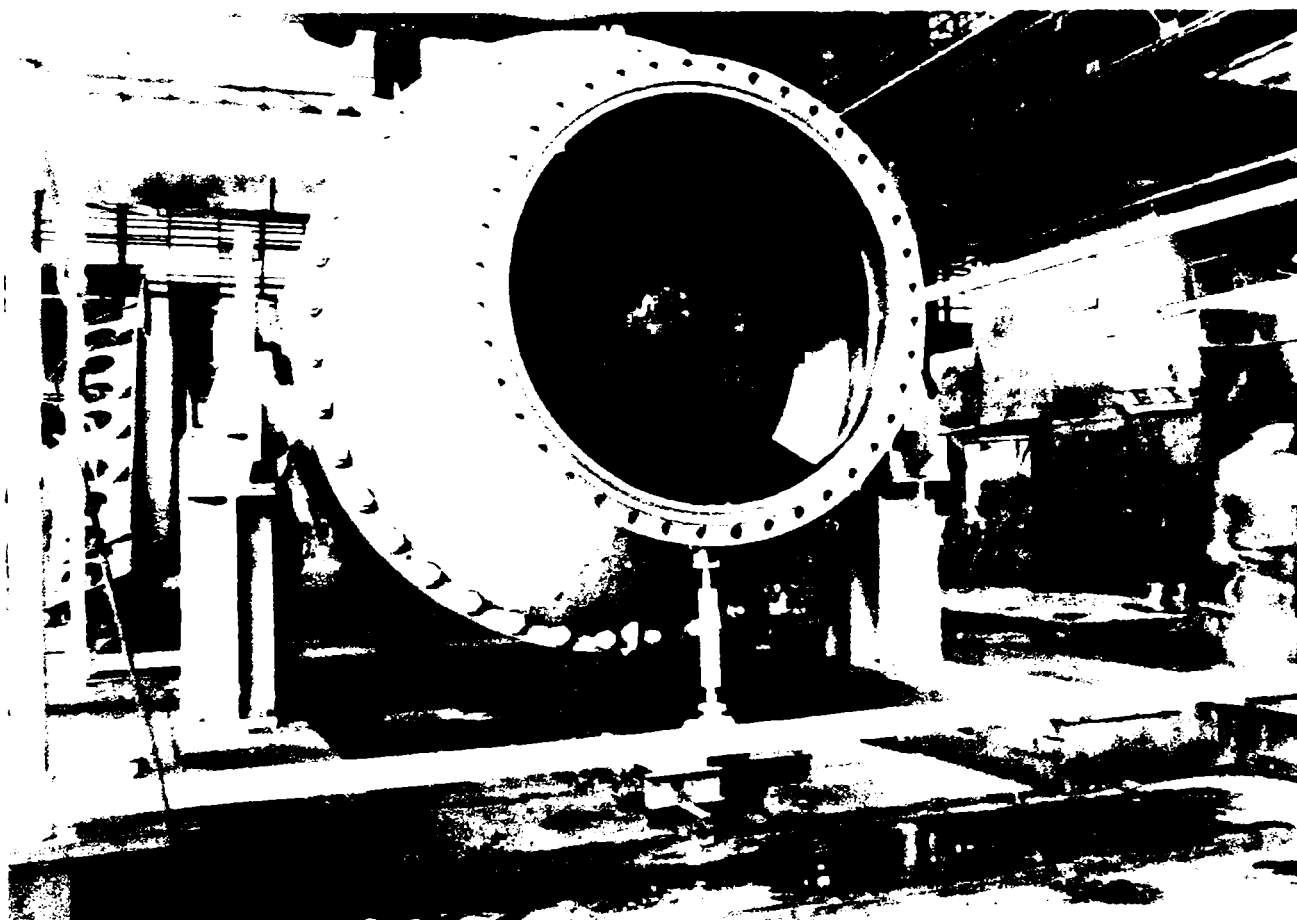
Vana cu jet tubular Dn 250. Proba de etanșare



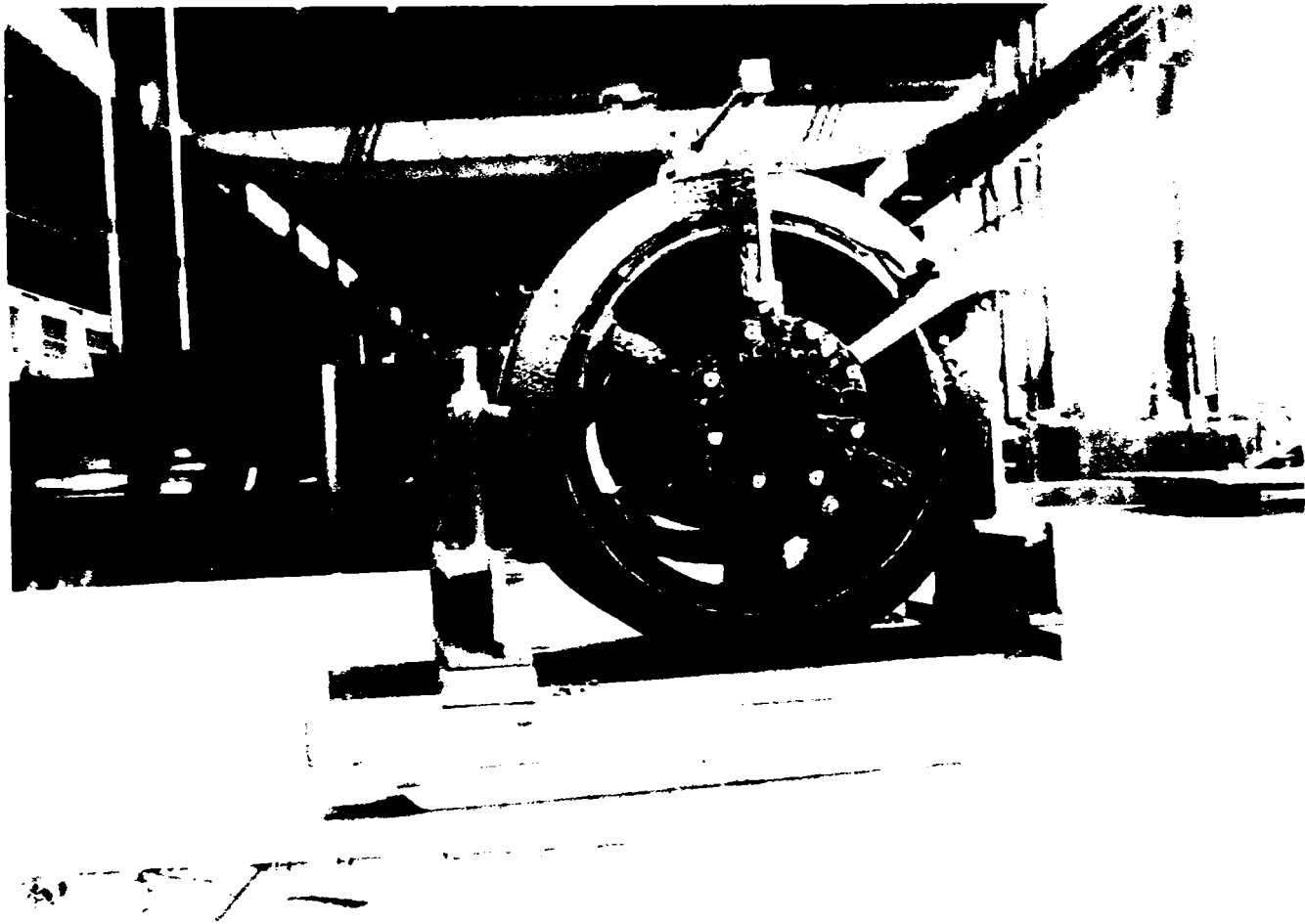
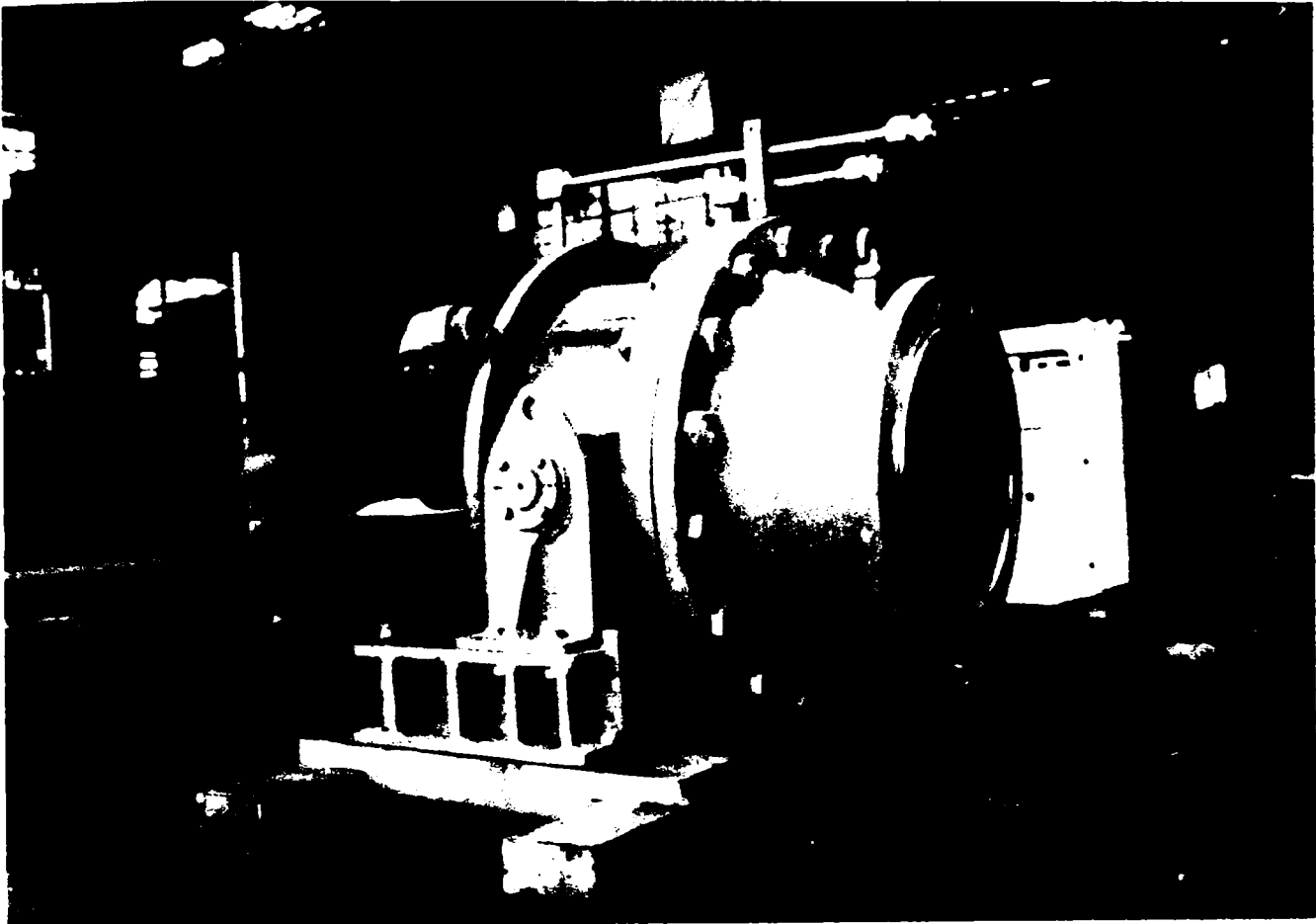
Vana cu jet tubular Dn 1600. Proba de etanșare



Vana cu jet tubular Dn 1600. Proba de rezistență hidraulică



Vana cu jet tubular Dn 1600. Proba cinematică.



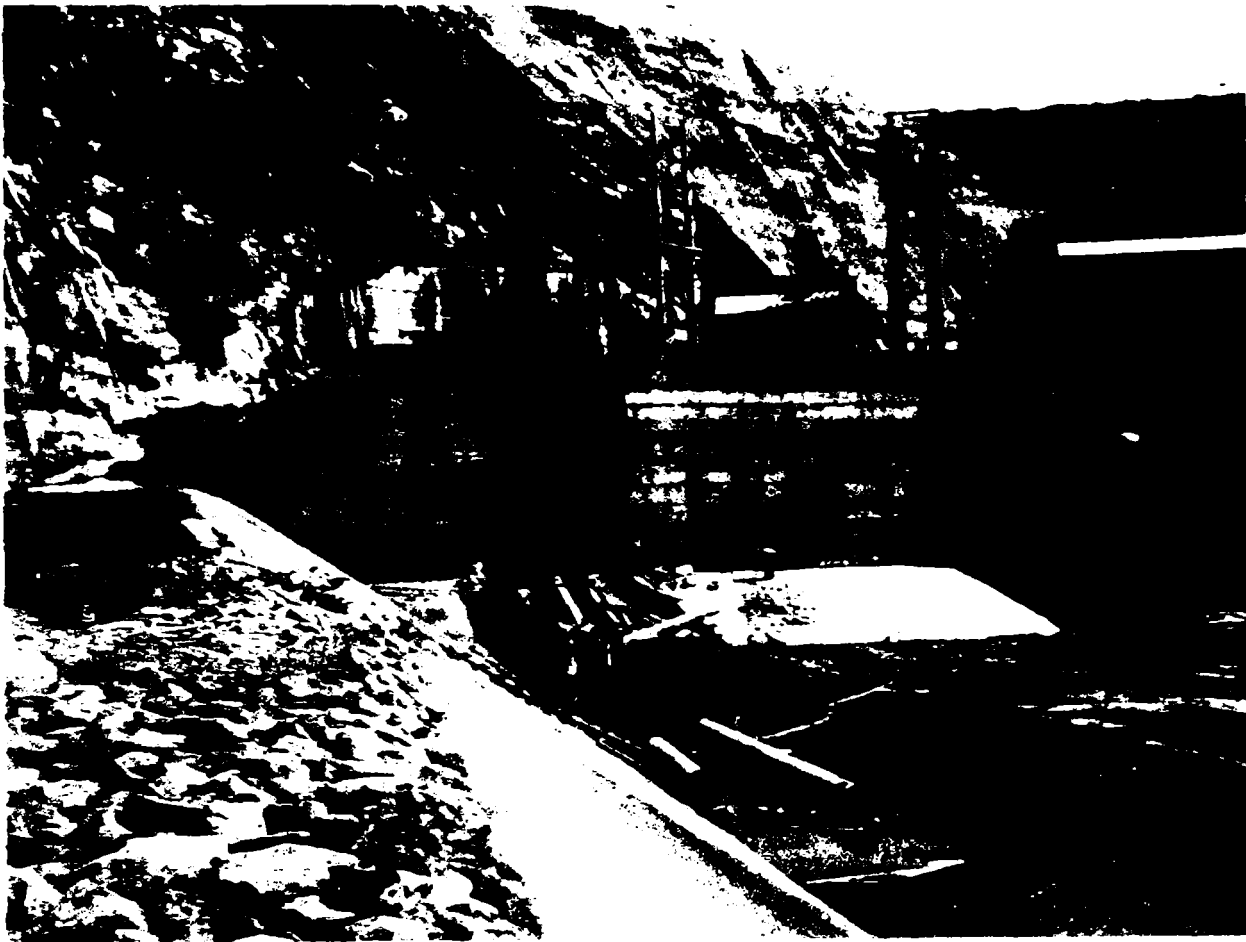
Vana cu jet tubular Dn 250. Vedere

Anexa 4

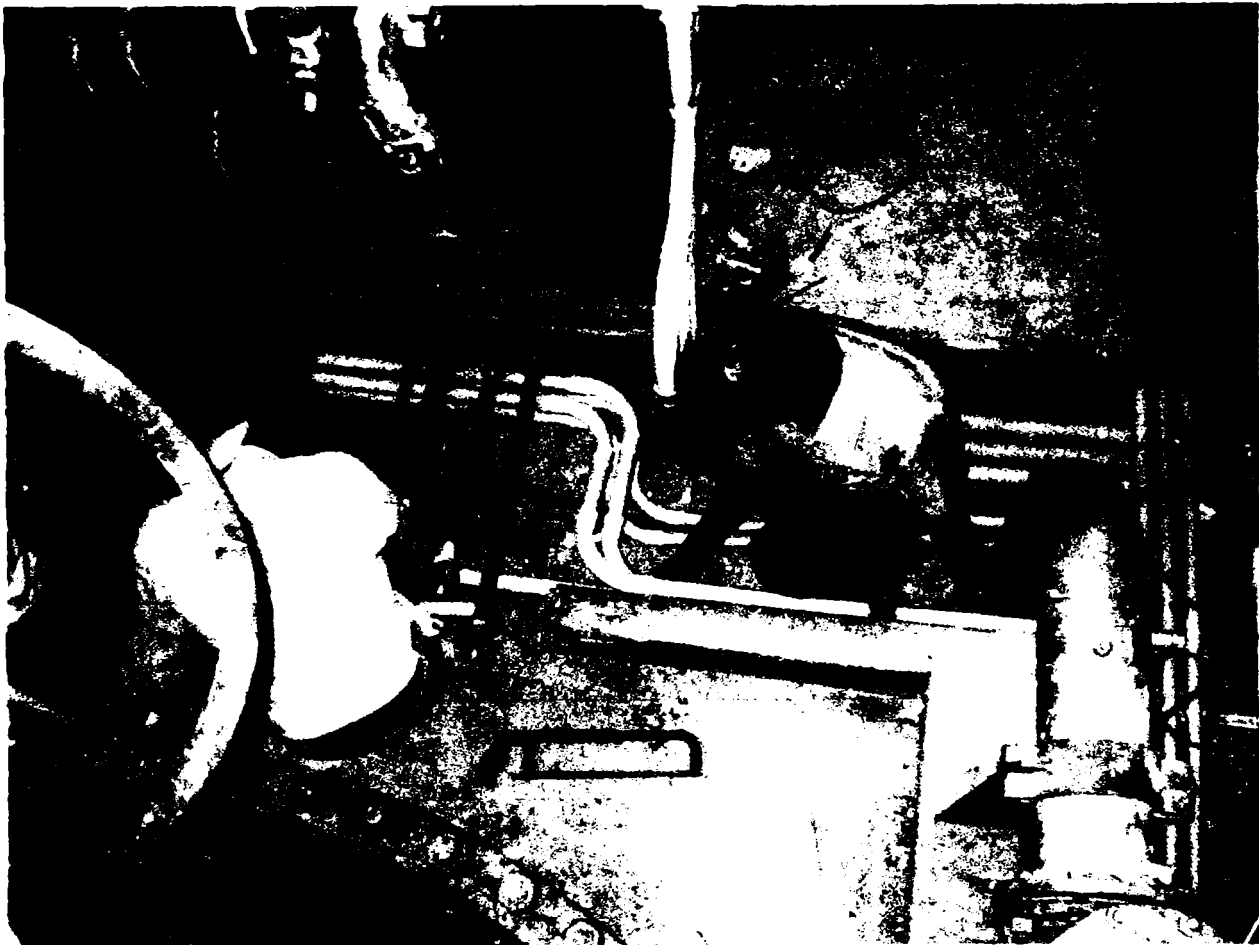
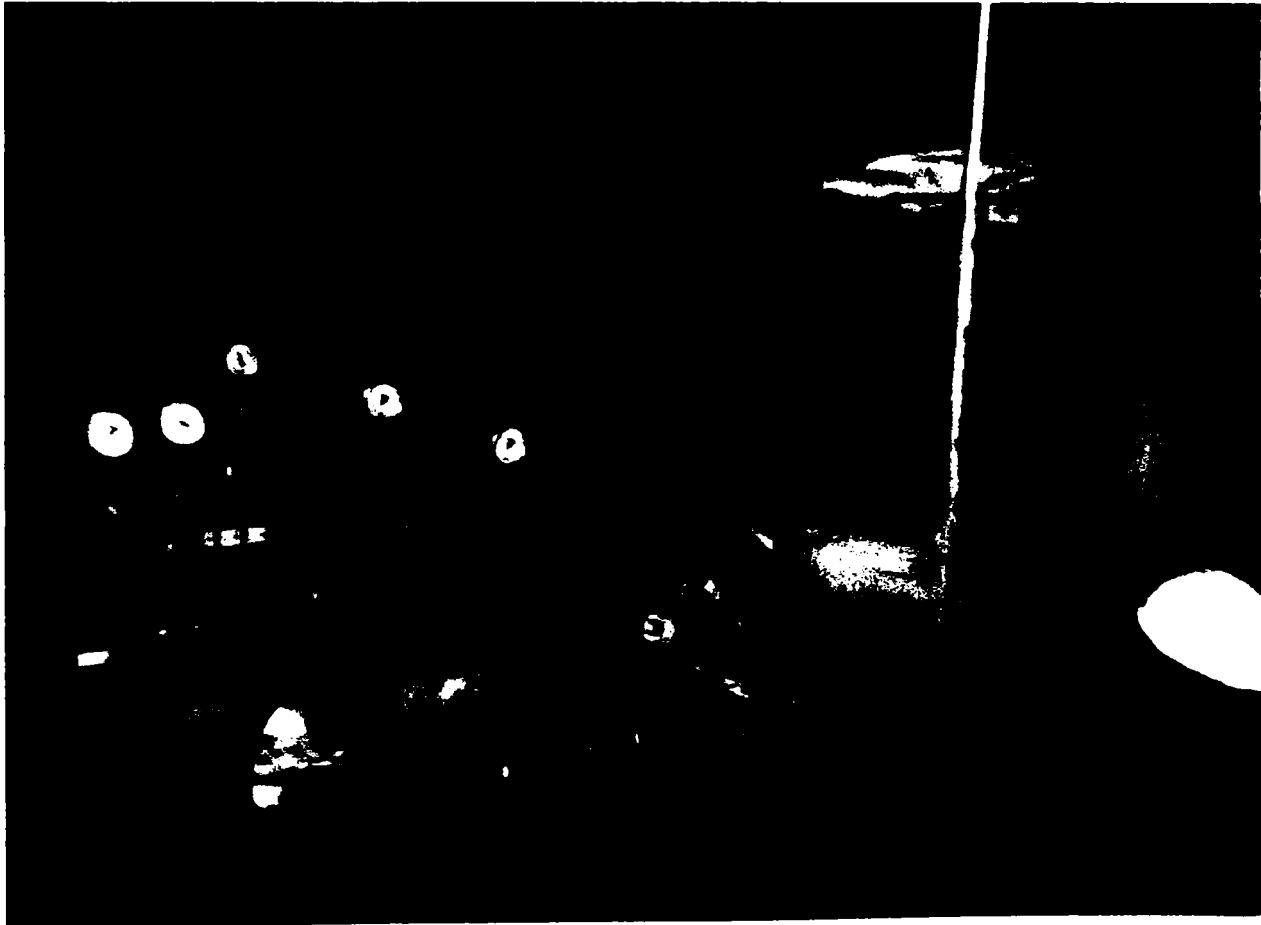
Montaj și punere în funcțiune Centrala Wonorejo - Indonezia



Barajul Wonorejo. Vedere spre lac



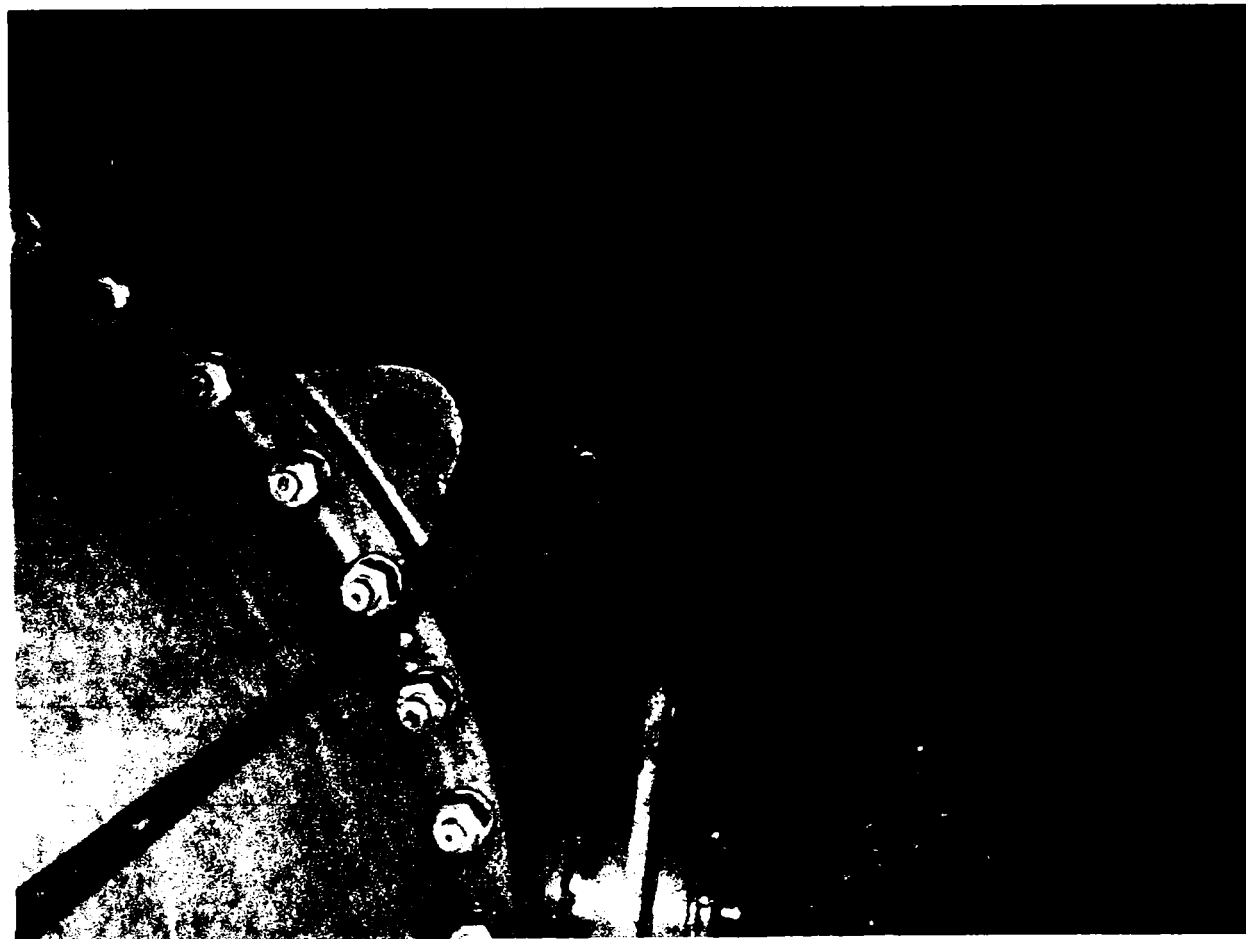
Tunelul de descărcare al vanelor cu jet tubular



Aparatura de comandă și circuitul de acționare



Punere în funcțiune vana cu jet tubular Dn 250



Punere în funcțiune vana cu jet tubular Dn 1600.