

POLITECHNIKA WROCŁAWSKA
WYDZIAŁ MECHANICZNY
INSTYTUT KONSTRUKCJI I EKSPLOATACJI MASZYN

Rozprawa Doktorska

Raport serii PRE 2/07

mgr inż. Janusz Dudek

*METODA ODPREŻANIA
MECHANICZNEGO NACZYŃ
CIŚNIENIOWYCH*

Promotor: prof. dr hab. inż. Eugeniusz Rusiński, prof. zw. PWr.

Recenzenci: prof. dr hab. inż. Andrzej Buchacz, prof. zw. PŚl.
dr hab. inż. Tadeusz Smolnicki

Wrocław, czerwiec 2007

SPIS RZECZY

1.	Wstęp	3
2.	Rozpoznanie literaturowe	5
3.	Cel i teza pracy	10
3.1.	Sformułowanie tezy	10
3.2.	Cele pracy	21
4.	Schemat blokowy postępowania numeryczno - doświadczalnej metody odprężania mechanicznego	22
5.	Budowa modelu matematycznego opisującego zjawisko odprężania mechanicznego	25
5.1.	Zachowanie się naczynia ciśnieniowego w zakresie sprężystym.	26
5.2.	Osiągnięcie granicy plastyczności.	29
5.3.	Zachowanie się naczynia ciśnieniowego w stanie plastycznego płynięcia.	31
6.	Numeryczna symulacja odprężania naczynia ciśnieniowego	35
6.1.	Budowa modelu geometrycznego i dyskretnego	36
6.2.	Warunki brzegowe i obciążenia	41
6.3.	Model obliczeniowy	42
6.4.	Wyniki numerycznej symulacji	44
6.5.	Podsumowanie wyników obliczeń numerycznych.	62
7.	Przeprowadzenie badań eksperymentalnych	64
7.1.	Stanowisko pomiarowe	64
7.2.	Pomiar odkształceń	70
7.3.	Pomiar ciśnień	73
7.4.	Pomiar przyrostu objętości	73
7.5.	Oględziny zewnętrzne po przepiężaniu	74
7.6.	Wyniki badań	78
7.7.	Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych	82
8.	Porównanie otrzymanych wyników z obliczeń analityczno – numerycznych z wynikami badań eksperymentalnych	84
9.	Wnioski końcowe	89
10.	Literatura	91
11.	Oznaczenie ważniejszych wielkości i zmiennych występujących w pracy	96

1. WSTĘP

Standardowa próba ciśnieniowa – jako doświadczalna metoda badania wytrzymałości i szczelności niektórych urządzeń ciśnieniowych była stosowana, od co najmniej kilkudziesięciu lat i z powodzeniem jest wykorzystywana do dziś. O wielkim powodzeniu tego rodzaju badania decyduje przede wszystkim łatwość jej wykonania i jednoznacznego zinterpretowania jego wyniku.

Stosowanie powyższego badania jest obligatoryjne dla każdego nowo wybudowanego urządzenia przed oddaniem do eksploatacji, oraz w trakcie okresowych przeglądów stanu technicznego. Na terenie Rzeczypospolitej Polskiej obowiązek ten wprowadzają Dyrektywa Unii Europejskiej 97/23/UE [15], oraz przepisy Urzędu Dozoru Technicznego dla urządzeń Ciśnieniowych WUDT/UC/2003 [78], określające warunki przeprowadzania prób takie jak: czas, ciśnienie, rodzaj czynnika próbnego, częstotliwość badania, kryteria uznawania wyniku próby.

Podstawową zaletą tego typu badania jest możliwość doświadczalnego potwierdzenia wytrzymałości i szczelności uzyskane pod wpływem ciśnienia wewnętrznego, którym przeciąża się dane urządzenie ciśnieniowe w czasie quasistatycznego, kontrolowanego procesu.

Inne rodzaje badań takie jak: oględziny zewnętrzne i wewnętrzne, badania nieniszczące połączeń spawanych, badania penetracyjne, pomiary grubości dają nam tylko obraz stanu technicznego wybranych fragmentów naczynia ciśnieniowego. Zazwyczaj są to fragmenty (obszary) najistotniejsze z punktu widzenia zapewnienia bezpieczeństwa i prawidłowej eksploatacji, jednak nie dają pełnego obrazu o stanie technicznym urządzenia.

Dotychczas powszechnie stosowane są standardowe testy ciśnieniowe. Standardowa próba ciśnieniowa charakteryzuje się tym, że naprężenia (w czasie próby) w materiale nie przekraczają granicy plastyczności, a powstające odkształcenia są sprężyste (nietrwale). Aby dokonać analizy stanu naprężeń i odkształceń, panujących w materiale elementu w czasie tej próby, wystarczy kontrolować jeden parametr – ciśnienie. Standardowa próba ciśnieniowa nie przynosi pożądanego skutku w postaci obniżenia naprężeń własnych. W stanie sprężystym, po odciążeniu materiał powraca do swego pierwotnego stanu. Próby standardowe są powszechnie stosowane podczas odbiorów i okresowych przeglądów urządzeń ciśnieniowych. Dla niektórych urządzeń przeprowadzenie próby standardowej jest obligatoryjne przed wprowadzeniem ich do eksploatacji.

Dla testów standardowych (w zakresie sprężystym) jako czynnika próbnego do badania wytrzymałości i szczelności używa się zazwyczaj takich cieczy jak: woda, metanol, itp. (próba hydrauliczna) lub powietrza (próba pneumatyczna). Testy specjalne powinny być wykonywane tylko przy użyciu cieczy ze względu na zapewnienie bezpieczeństwa podczas próby. Nieściśliwość cieczy powoduje, że w przypadku ujawnienia wady krytycznej (np. pęknięcia materiału, spoiny itp.) wyzwalamą się energia zgromadzona w cieczy jest na tyle niewielka, że nie powoduje zagrożenia dla otoczenia oraz sprawia tylko lokalne naruszenie konstrukcji, zazwyczaj nadające się naprawić. Użycie powietrza jako czynnika próbnego stwarza zagrożenie, polegające na tym, że w przypadku zaistnienia nieszczelności lub wady dochodzi do jej lawinowego, niepowstrzymanego rozrostu pod wpływem gwałtownie rozprężającego się gazu (eksplozji). Ze względu na ściśliwość powietrza, energia sprężysta, zgromadzona w sprężonym gazie, jest nieporównywalnie większa od energii w sprężonej cieczy. Dlatego obecnie kierunki rozwoju metod i technik odprężania mechanicznego bazują na użyciu cieczy jako czynnika próbnego, bez względu na to, jaki czynnik roboczy jest używany w czasie eksploatacji.

Do projektowania, wytwarzania i oceny zgodności urządzeń ciśnieniowych i ich zespołów, dla których najwyższe dopuszczalne ciśnienie jest większe niż 0,5 bara odnosi się Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady z dn. 29 maja 1987 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących urządzeń ciśnieniowych [15].

Użyte w niniejszej rozprawie definicje pochodzące z Dyrektywy [15] oznaczają:

- urządzenia ciśnieniowe - oznaczają zbiorniki ciśnieniowe, rurociągi, osprzęt zabezpieczający i osprzęt ciśnieniowy. W mających zastosowanie przypadkach, do urządzeń ciśnieniowych należą elementy zamocowane do części ciśnieniowych, takie jak kołnierze, króćce, złączki, podpory, uchwyty transportowe, itp.,
- zbiornik - oznacza powłokę zaprojektowaną i zbudowaną w celu pomieszczenia płynów pod ciśnieniem wraz z jej bezpośrednimi przyłączami aż do miejsca połączenia z innym urządzeniem. Zbiornik może składać się z kilku komór,
- rurociąg - oznacza elementy rurowe przeznaczone, po ich wzajemnym połączeniu w układ ciśnieniowy, do przesyłania płynów. Rurociąg obejmuje w szczególności rurę lub układ rur, kształtki rurowe, złączki, kompensatory, przewody elastyczne lub, tam gdzie to właściwe, inne elementy ciśnieniowe. Za rurociągi należy uważać także wymienniki ciepła składające się z rur, przeznaczone do schładzania lub ogrzewania powietrza,
- osprzęt zabezpieczający - oznacza urządzenia przeznaczone do zabezpieczania urządzeń ciśnieniowych przed przekroczeniem dopuszczalnych parametrów granicznych,
- osprzęt ciśnieniowy - oznacza urządzenia mające powłoki ciśnieniowe i wykonujące funkcje eksploatacyjne,
- zespół - oznacza kilka urządzeń ciśnieniowych zmontowanych przez wytwórcę w sposób tworzący zintegrowaną i funkcjonalną całość,
- ciśnienie - oznacza ciśnienie względem ciśnienia atmosferycznego, tj. nadciśnienie. W konsekwencji podciśnienie wyrażane jest jako wartość ujemna,
- najwyższe dopuszczalne ciśnienie PS - oznacza najwyższe ciśnienie, dla którego urządzenie zostało zaprojektowane, określone przez wytwórcę. Ciśnienie to określane jest w miejscu podanym przez wytwórcę. Powinno to być miejsce podłączenia urządzeń zabezpieczających i/lub ograniczających, lub górna część urządzenia, lub jeśli miejsca te nie są odpowiednie, dowolne inne określone miejsce,
- najwyższa/najniższa dopuszczalna temperatura TS - oznacza najwyższą/najniższą temperaturę, dla której urządzenie zostało zaprojektowane, określoną przez wytwórcę,
- pojemność (V) - oznacza wewnętrzną pojemność komory, z wyłączeniem pojemności zainstalowanych na stałe elementów wewnętrznych, łącznie z pojemnością króćców do ich pierwszego podłączenia lub spoiny,
- wymiar nominalny (DN) - oznacza liczbowe oznaczenie wymiaru wspólnego dla wszystkich elementów w układzie rurociągu, innych niż elementy oznaczane przez średnice zewnętrzne lub wielkość gwintu. Jest to umowna zaokrąglona liczba używana jako odniesienie, luźno powiązana z wymiarami wykonawczymi. Wymiar nominalny jest określany literami DN i następującą po nich liczbą,
- płyn - oznacza gazy, ciecze i pary w postaci czystej, a także ich mieszaniny. Płyn może zawierać zawiesiny ciał stałych,
- połączenia nierozłączne - oznaczają połączenia, które można rozłączyć tylko przy zastosowaniu metod niszczących,

2. ROZPOZNANIE LITERATUROWE

Metoda przepięzania mechanicznego naczyń ciśnieniowych pod wpływem ciśnienia wewnętrznego jest już znana i rozwijana od ponad 50-ciu lat. Pierwszy test hydrauliczny przeprowadzono na początku lat 50-tych XX wieku, na magistralnym rurociągu paliwowym w USA (Texas).

Przed wykonaniem testu hydraulicznego, rurociąg ten często ulegał awariom w czasie eksploatacji z powodu defektów istniejących w materiale, powstałych w czasie produkcji rur. Przepięzanie mechaniczne miało w tym przypadku zlikwidować jak największą liczbę defektów istniejących w strukturze materiału. Zastosowane ciśnienie odprężania, (któremu odpowiadało naprężenie o wartości $1,09 R_e$) przyniosło zamierzoną likwidację defektów materiałowych, będących przyczyną awarii. Efekt ten zrealizowano poprzez odkształcenie plastyczne materiału rurociągu. Rurociąg w wyniku przepięzania został dodatkowo umocniony i był zdolny do pracy przy wyższym ciśnieniu niż poprzednio.

Efekty powyższego zabiegu na istniejącym rurociągu uznano jako w pełni satysfakcjonujące. Od tej pory rozpoczęto okres przepięzania mechanicznego innych istniejących rurociągów. Rozpoczęto także stosowanie przepięzania rurociągów nowowystawianych przed oddaniem ich do eksploatacji. Uzyskiwane przez operatorów korzyści z przepięzania rurociągów są z kolei przyczyną rozwoju dalszych badań naukowych nad dokładniejszym rozpoznaniem zjawiska, opracowaniem modeli teoretycznych zachowania się rurociągu w skali mikro (opis struktury materiału) i w skali makro (opis deformacji).

Na bazie powyższych doświadczeń w latach 60-tych ubiegłego wieku, w USA powstają pierwsze dokumenty normatywne, regulujące prowadzenie testów hydraulicznych rurociągów gazowych i paliwowych. W American National Standards Institute ustanowiono normatywy ANSI B31.8 Code „Pressure Piping, Gas Transmission and Distribution Systems” [2], oraz ANSI B31.4 Code „Oil Transportation Piping Systems” [1], zawierające między innymi wymagania odnośnie przeprowadzania prób ciśnieniowych rurociągów gazu ziemnego i rurociągów paliwowych.

Również obecnie w Polsce trwają prace w celu ustanowienia Normy Polskiej [56] dotyczącej rurociągów gazu ziemnego, wymagań i badań także uwzględniających możliwość przepięzania ich.

Obszerne przedstawienie zagadnienia odprężania mechanicznego rurociągów ropy naftowej i gazu znajduje się w artykule [29], w którym J. F. KIEFNER i A. WILLARD szeroko opisują zagadnienia związane z odprężaniem mechanicznym stalowych rurociągów przesyłowych w USA. Tezą ich artykułu jest stwierdzenie, że: Testowanie rurociągów jest jedynym efektywnym sposobem wykazania i potwierdzenia ich zdolności eksploatacyjnych.

W swoim artykule wykazują, że:

- istnieje sens wykonywania próby hydraulicznej dla nowowystawianych rurociągów przy ciśnieniu, które zapewnia przekroczenie granicy plastyczności w materiale rury,
- dla istniejących eksploatowanych rurociągów (o dużym prawdopodobieństwie istnienia niebezpiecznych wad, które mogą stać się większe z upływającym czasem eksploatacji) wykonywanie próby ciśnieniowej powinno być prowadzone w celu rehabilitacji własności materiałowych i tym samym przedłużenia jego trwałości,
- przepięzanie (test ciśnieniowy) powinien być wykonywany z użyciem najwyższego możliwego ciśnienia wewnętrznego, nie tworzącego niepożądanych uszkodzeń,
- osiągnięcie wartości naprężenia równej nawet $1,1 R_e$ nie jest niebezpieczne dla rurociągu, nie powoduje znaczącego trwałego powiększenia średnicy rurociągu.

Opisują także ilościowo i analizują statystycznie rodzaje defektów, ich wielkość, częstotliwość ich ujawniania się w zależności od zastosowanego ciśnienia odprężania, ciśnienia roboczego, średnicy rurociągu i materiału. Udowadniają, że:

- im wyższe ciśnienie odprężania tym mniej defektów ujawnia się w czasie eksploatacji, jeśli one przetrwają próbę,
- jeśli przy ciśnieniu eksploatacji mogą rozwijać się defekty, to wysokie ciśnienie próby zapewnia, że wadom tym, które już istnieją, potrzebny będzie dłuższy czas do wzrostu do rozmiaru, który może spowodować uszkodzenie podczas eksploatacji,
- jeśli próba ciśnieniowa nie ujawniła wad i defektów, to prawdopodobieństwo ich wystąpienia w czasie eksploatacji, przy ciśnieniu roboczym jest znikomo małe,
- im wyższy jest współczynnik ciśnienia próby do ciśnienia eksploatacji, tym bardziej efektywny jest test odprężania.

W artykule przedstawiono także inne czynniki mających wpływ na przebieg procesu odprężania, takie jak: różnicy wysokości poszczególnych sekcji rurociągu, objętość odcinka próby, ściśliwość wody.

Oddzielnie jest analizowany stan naprężenia i osiągnięcie granicy plastyczności odcinków rurociągu zakopanych w ziemi, ze względu na parcie gruntu i powstawanie więzów (ograniczeń) przemieszczania się rurociągu pod wpływem obciążenia gruntem. Spośród wszystkich analizowanych w niniejszej rozprawie naczyń ciśnieniowych, obciążenia gruntem są konieczne do uwzględnienia tylko dla rurociągów podziemnych.

Zaprezentowano współczesne techniki badań rurociągów wykorzystujących zjawisko odprężania mechanicznego, problemy techniczne i formalne, jakie się spotyka w czasie przepiężania oraz sposoby radzenia sobie z nimi. Wiele z nich można uogólnić na pozostałe naczynia ciśnieniowe. Doświadczenia dotyczące przepiężania rurociągów opisane w [29] można z powodzeniem wykorzystać do zbudowania programów badań i stanowisk badawczych innych naczyń ciśnieniowych.

Kopczyński w pracy [33] opisuje zmiany własności mechanicznych stali i ich modyfikację w trakcie hydraulicznej próby ciśnieniowej. Koncentruje się na opisie odprężania przesyłowych gazociągów wysokiego ciśnienia po montażu, przed oddaniem ich do eksploatacji. Dokonuje analizy wpływu odprężania na zmianę wykresów rozciągania stali. Wykazuje korzyści wynikające z przepiężania rurociągów w trakcie hydraulicznej próby ciśnieniowej.

W pracy A. Kopczyńskiego hydrauliczna próba ciśnieniowa przy wyteżeniu materiału rury do zakresu granicy plastyczności ma za zadanie przedłużenie trwałości gazociągu i przekazanie informacji o jego stanie bezpieczeństwa.

Opisuje On także zachowanie się wad w trakcie obciążania ciśnieniem wewnętrznym. Stwierdza, że w czasie próby hydraulicznej ujawniane są tylko większe wady, skutkujące pęknięciem i przeciekiem. Małe wady, rzędu kilku dziesiątych części milimetra, nie stwarzają niebezpieczeństwa, rozrost ich poprzez odkształcenie plastyczne jest hamowany, a nawet zanikają. Stwierdza też, że rozprzestrzenienie się pęknięć w czasie eksploatacji jest tym powolniejsze im większe było ciśnienie testu hydraulicznego i im więcej czasu od niego upłynęło.

Inaczej jest w miejscach o dużej twardości, w strefach nadmiernego oddziaływania termicznego w czasie spawania. Nawet wady o wymiarach rzędu setnych części milimetra mogą być przyczyną pęknięć. Dlatego wadliwy proces produkcji rur (niewłaściwe połączenie taśmy z której zwijana jest rura, uskok na krawędzi), lub niewłaściwe dobrane temperatury procesu zgrzewania taśm lub scalania odcinków rurociągu, zostają ujawnione w trakcie próby ciśnieniowej.

W dalszym ciągu pracy Kopczyński analizuje stan naprężenia w rurociągu w trakcie próby hydraulicznej. Nierównomiernie rozłożone naprężenia własne, w wyniku wzrostu obciążenia przekraczającego granicę proporcjonalności prowadzą do niewielkich odkształceń plastycznych. Naprężenia własne stopniowo zanikają, odpowiednio do ustalającego się nowego stanu równowagi. W ułożonych rurociągach naprężenia wzdłużne, które w niedopuszczalny sposób wzrosły do wysokości punktu płynięcia materiału są kompensowane przez względnie niewielkie odkształcenia plastyczne w kierunku obwodowym.

Ponadto ten sam Autor w pracy [33] twierdzi, że im bardziej miękkie materiały, tym większe wady mogą zostać usunięte w wyniku odprężania. Uważa także, że dla eksploatowanych rurociągów ułożonych w ziemi z pęknięciami i przeciekami spowodowanymi korozją naprężeniową lub innymi wadami, oprócz próby ciśnieniowej, nie znaleziono jeszcze żadnej innej metody ich rehabilitacji.

Jak do tej pory opisane i zbadane możliwe aplikacje przepiężania dotyczą jedynie rurociągów magistralnych wysokiego ciśnienia, głównie rurociągów przesyłowych gazu ziemnego, ropy naftowej lub jej produktów.

Modele fizyczne i matematyczne procesu przepiężania rurociągów są już dobrze poznane. Prostota konstrukcji rurociągu sprawia, że zjawisko daje się w prosty sposób zapisać zależnościami analitycznymi. Powszechnie znane są już sposoby analizy stanu naprężenia rury, traktowanej jak obiekt cienkościenny lub grubościenny. Przepiężanie rurociągów można uznać za dobrze poznane i w pełni opanowane.

Obecnie niewiele informacji można znaleźć na temat zagadnień dotyczących matematycznego opisu zjawiska przepiężania innych naczyń ciśnieniowych niż rurociągi. Jest to najczęściej spowodowane tym, że opis analityczny, za pomocą powszechnie stosowanych narzędzi matematycznych nie wszędzie jest możliwy lub nie dający wystarczająco dokładnych rezultatów.

Wielu badaczy po doświadczeniach związanych z przepiężaniem rurociągów, próbuje znaleźć naukowe uzasadnienie i możliwości techniczne przepiężania innych naczyń ciśnieniowych.

Opis wykorzystania zjawiska do odprężania mechanicznego połączeń króćców i pierścieni wzmacniających z płaszczem zbiorników ciśnieniowych został poruszony w artykule [71]. Autor opisuje w nim możliwości wyeliminowania naprężeń pozostających po procesie spawania.

Dla zbiorników walcowych, potwierdza tezę udowodnioną przy odprężaniu rurociągów, że im wyższe ciśnienie odprężania tym skuteczniejsza jest redukcja naprężeń własnych.

Analiza stanu naprężenia wykazuje, że w walcowych zbiornikach ciśnieniowych naprężenia obwodowe ulegają większej redukcji niż naprężenia wzdłużne. Najwyższa skuteczność procesu odprężania występuje wówczas, gdy kierunki naprężeń własnych i naprężeń od obciążeń zewnętrznych są zgodne.

Opisuje również zachowanie się struktury materiału w czasie odprężania. Jako negatywną cechę procesu podaje, że wynikiem przepiężania konstrukcji jest występowanie odkształceń plastycznych, które mogą mieć wpływ na zwiększenie niebezpieczeństwa kruche go pęknięcia.

Podaje ilościowy wpływ odkształceń plastycznych na odporność stali na kruche pęknięcie. Dla stali uspokojonych, z których budowane są naczynia ciśnieniowe odkształcenie plastyczne do 2% nie powoduje obniżenia odporności na kruche pęknięcie. Zwiększenie odkształcenia do 5% ponad granicę plastyczności, skutkuje podwyższeniem temperatury

przejścia w stan kruchości o 20K, a zwiększenie odkształceń plastycznych do 10% skutkuje podwyższeniem temperatury przejścia w stan kruchości aż o 50K.

Autor pracy [71] proponuje przyjęcie własnego toku postępowania, który należy przeprowadzić, aby zakwalifikować dany, nowobudowany zbiornik ciśnieniowy do odprężania mechanicznego w celu usunięcia naprężeń pozostających po procesie spawania. Proponuje, mając dany jego wstępny projekt, przeprowadzenie analizy wytrzymałościowej metodą elementów skończonych połączeń spawanych, gdzie przypuszczalnie wystąpią największe naprężenia. Następnie na podstawie wyników obliczeń wytrzymałościowych sugeruje przeprowadzenie optymalizacji konstrukcji. Ponowne wykonanie analizy wytrzymałościowej zoptymalizowanej konstrukcji zbiornika określa, jakie wprowadzone poprawki konstrukcyjne będą najodpowiedniejsze dla połączeń spawanych, które spowodują największy spadek naprężeń własnych.

Kolejnym etapem proponowanego toku postępowania jest budowa rzeczywistego zbiornika. Dalej proponuje dokładne zwymiarowanie spoin i kolejną, trzecią analizę numeryczną MES wybranych fragmentów przekrojów połączeń króćców z płaszczem zbiornika.

Na tym etapie kwalifikowania zbiornika do odprężania mechanicznego modele numeryczne, jakie wykorzystuje Szubryt w swoich analizach są budowane dla fragmentów (połączeń spawanych króćców z płaszczem) zbiorników ciśnieniowych. Osobno modelowane są poszczególne części płaskiego przekroju (w osi króćca) połączeń króćców z płaszczem zbiornika. Do budowy modelu dyskretnego wycinków połączeń spawanych używa płaskich izoparametrycznych elementów o 4 lub 8 węzłach, które przeznaczone są do modelowania układów, znajdujących się w płaskim stanie naprężenia lub odkształcenia.

Dopiero skutkiem trzeciej analizy MES, która symuluje rzeczywiste zachowanie materiału w miejscach połączeń króćców z płaszczem zbiornika, jest określenie ciśnienia odprężania mechanicznego. Ciśnienie to dobiera się tak, aby zapewnić przeprowadzenie skutecznego i nie powodującego niekorzystnych wpływów zabiegu odprężania mechanicznego.

Autor proponuje przeprowadzenie obliczeń numerycznych w zakresie sprężysto – plastycznym. W swych analizach uwzględnia nieliniowość fizyczną i sprężysto-plastyczne cechy materiału.

Wadą opisanego w pracy [72] sposobu modelowania jest tylko fragmentaryczne ujęcie problemu oraz brak uwzględnienia w modelach wpływu krzywizny płaszcza zbiornika. Inny będzie stan naprężenia w przekroju równoległym do osi całego zbiornika, a inny dla przekroju w płaszczyźnie prostopadłej do tej osi.

Ponadto, zaprezentowany sposób postępowania, mimo że wydaje się racjonalny dla nowych zbiorników, nie nadaje się do zbiorników istniejących, już eksploatowanych. Analizując istniejący obiekt konstrukcji, nie jest możliwe wykonanie optymalizacji rozwiązań projektowych pod kątem skuteczności zabiegu odprężania. Trudności napotka się także przy próbie pomiarów spoin ze względu na istnienie powłok malarskich czy ubytków korozyjnych.

Podobne zagadnienie opisano w pracy [48]. Autorzy analizują możliwość użycia nieliniowej analizy MES do zasymulowania plastycznego zniszczenia naczynia ciśnieniowego z zamodelowanymi defektami i bez nich. Przeprowadzono numeryczną, nieliniową analizę fragmentu naczynia ciśnieniowego do oszacowania jego wytrzymałości. Przyjęto charakterystykę rzeczywistego materiału, który nie jest idealnie sprężysto-plastyczny. Użyto kilka technik obliczeniowych MES do określenia plastycznego zniszczenia analizowanego naczynia. Techniki te polegały głównie na dobieraniu właściwej charakterystyki materiałowej, metodologii rozwiązywania oraz na sprawdzaniu jak zastosowane techniki wpływają na uzyskiwane wyniki, dokładność i redukcję czasu

potrzebnego do analizy. Ponadto wyznaczano i mierzono wielkość obszarów, w których wystąpiły odkształcenia plastyczne, pod wpływem zwiększającego się ciśnienia wewnętrznego. Określano też wielkość obciążenia potrzebną do osiągnięcia granicy plastyczności i dalej - do plastycznego zniszczenia.

Celem Autorów była także ocena różnych metodologii rozwiązywania plastycznych zagadnień dotyczących naczyń ciśnieniowych obciążonych ciśnieniem wewnętrznym w połączeniu z zastosowaniem metody elementów skończonych.

Wnioskiem opisanych w pracy [48] rozważań jest stwierdzenie, że niemożliwe byłoby poznanie obrazu plastycznego zniszczenia naczynia ciśnieniowego i wyznaczenia jego granicznych parametrów bez użycia zaawansowanej, nieliniowej wytrzymałościowej analizy MES.

Badaniami nad wielkością naprężeń resztkowych w powłokach sferycznych zbiorników ciśnieniowych zajmowano się w pracy [62]. W artykule opisano badania nad rozkładem naprężeń resztkowych na rozłaczanej płycie (próbce), która ma symulować rozłaczanie dennicy magazynowego zbiornika ciśnieniowego o pojemności 200 m³, przeznaczonego do skroplonego gazu LPG.

Rezultaty pokazują, że na wewnętrznej powierzchni powłoki sferycznej dennicy po rozłaczaniu, resztkowe naprężenia obwodowe są ściskające, a resztkowe naprężenia wzdłużne są rozciągające (bardzo małe) lub w niektórych miejscach także ściskające. Taki rozkład naprężeń resztkowych jest bardzo korzystny, gdyż zabezpiecza powłokę przed pękaniem korozyjnym. Rozłaczanie hydrauliczne zabezpiecza także przed wzrostem kruchości i przyczynia się do polepszenia wytrzymałości.

Ogólnie metodę wytwarzania dennic naczyń ciśnieniowych poprzez rozłaczanie hydrauliczne określono jako technologię pełną zalet i gwarantującą jego użytkownikowi bezpieczeństwo.

Przykłady wytrzymałościowej analizy Metodą Elementów Skończonych, wybranych naczyń ciśnieniowych z uwzględnieniem nieliniowości fizycznej i geometrycznej, przedstawiono w pracy [61]. Zwrócono uwagę, że korzystanie z nieliniowej analizy numerycznej wymaga starannego osądu inżynierskiego oraz doświadczenia ze względu na „wrażliwość” modelu na zamodelowane parametry geometryczne i materiałowe.

W publikacji zaprezentowano dwa problemy dotyczące analizy naczyń ciśnieniowych, w których występują duże przemieszczenia i odkształcenia plastyczne obiektów, których zachowanie pod wpływem ciśnienia wewnętrznego symuluje się przez nieliniową analizę MES.

Pierwszy z nich dotyczy wyznaczenia maksymalnego obciążenia zdeformowanego (owalnego) fragmentu rury obciążonego tylko ciśnieniem wewnętrznym i dyskutuje się w nim dokładność rozwiązania oraz porównuje z badaniem eksperymentalnym.

Drugi przypadek symuluje proces wytwarzania dennicy zbiornika ciśnieniowego poprzez formowanie (rozłaczanie) na zimno ze stali, która umacnia się w wyniku odkształcenia plastycznego.

Autor zwraca uwagę, że w każdym z opisanych powyżej przypadków w celu uzyskania wiarygodnych rezultatów, bardzo ważne jest przyjęcie do modelu obliczeniowego właściwych cech fizycznych materiału, jak najbliższych cechom materiału rzeczywistego.

Przedstawione w pracy [61] przykłady jasno stwierdzają, że dla cienkościennych naczyń ciśnieniowych tylko nieliniowa fizycznie i geometrycznie, numeryczna analiza wytrzymałościowa może dać realne i wiarygodne wyniki.

3. CEL I TEZA PRACY

3.1. Sformułowanie tezy pracy

Każde naczynie ciśnieniowe po zakończonym procesie technologicznym produkcji posiada defekty i własne wady, które powodują powstawanie naprężeń własnych i lokalnych koncentracji naprężeń. Defekty i własne wady powstają w elementach (częściach walcowych i dennicach) w trakcie różnych, kolejno następujących po sobie operacji technologicznych, a także podczas eksploatacji.

Ogólnie przyczyny powstawania wad, defektów i uszkodzeń naczyń ciśnieniowych można zakwalifikować wg następujących kategorii:

- niewłaściwy projekt,
- błędy operacyjne podczas procesu eksploatacyjnego np. niewłaściwe parametry ciśnienia lub temperatury,
- błędy spowodowane niewłaściwym serwisem, np. niewłaściwe zabezpieczenie antykorozyjne, niewykrycie korozji, szczeliny lub inicjującego się pęknięcia,
- użycie niewłaściwego materiału,
- błędy podczas procesu produkcji naczynia ciśnieniowego lub sam proces produkcyjny.

Na zaistnienie błędu ludzkiego w czasie eksploatacji nie mamy wpływu, a więc metodę odprężania mechanicznego naczyń ciśnieniowych możemy jedynie stosować w celu eliminacji lub niwelacji wad własnych i defektów, powstałych głównie wskutek procesu produkcyjnego, a także częściowo wskutek niewłaściwego materiału lub nieodpowiedniego projektu.

Podczas wytwarzania naczyń ciśnieniowych i zbiorników występują typowe operacje technologiczne takie jak: walcowanie, cięcie i kształtowanie, wyoblanie, gięcie, spawanie blach, łączenie ich w pierścienie za pomocą spoin doczołowych, a następnie spawanie obwodowe tych pierścieni w celu ostatecznego ukształtowania naczynia. Po każdej z tych operacji, a także podczas eksploatacji we wszystkich elementach naczynia ciśnieniowego powstają dodatkowe, zwykle niekorzystne, nie dające się wprost określić naprężenia.

Naprężenia te mogą się kumulować lub niwelować w czasie kolejnych operacji. Nie zniwelowane mogą pozostawać długi czas w czasie eksploatacji lub mogą się też ujawnić w jej trakcie. Zwykle nazywa się to awarią, jeśli urządzenie da się naprawić, lub katastrofą – jeśli zmian kształtu, struktury i funkcji nie daje się przywrócić.

Zaprezentowano kilka typowych przykładów zaistnienia, skumulowania się nie zniwelowanych wad własnych z niekorzystnymi czynnikami zewnętrznymi, które doprowadziły do wyłączenia z eksploatacji danego naczynia ciśnieniowego, uszkodzenia, a nawet katastrofy.

Przykłady wad powstałych w trakcie produkcji poziomego, ciśnieniowego zbiornika walcowego pokazano na rysunkach 3.1 ÷ 3.4.

Widoczne na rysunku 3.1 spoiny wzdłużne i obwodowe na płaszczu poziomego walcowego zbiornika ciśnieniowego są miejscami występowania dużych koncentracji naprężeń. Koncentracje pozostałe po spawaniu są to nie tylko obszary spoin, to także cała strefa wpływu ciepła, która ma szerokość kilku centymetrów.



Rys. 3.1. Spoiny wzdłużne i obwodowe

Oprócz spoin w całym arkuszu blachy występują naprężenia własne pozostałe po procesie gięcia blachy. Są to naprężenia ściskające na wewnętrznych, rozciągające na zewnętrznych powierzchniach ścianki naczyń.

Na rysunku 3.2 przedstawiono fragment zbiornika zawierający króciec i uchwyt transportowy. Dodatkowo elementy te znajdują się w pobliżu spoin wzdłużnej i obwodowej łączącej dennicę z częścią walcową. W tych miejscach trzeba się liczyć z osłabieniem ścianek zbiornika. Spoiny pachwinowe wokół króćca i uchwytu mogą być źródłem dodatkowego naprężenia, powodującego zginanie (dystorsję) wskutek stygnięcia spoiny.

Na rysunku 3.3 przedstawiono typowe rozwiązanie podparcia zbiornika poziomego. Część walcowa zbiornika położona jest na specjalnych opaskach, które spoinami pachwinowymi połączone są z podporami i częścią walcową. W miejscach podpór istnieją aż trzy czynniki generujące naprężenia: termiczne od spawania, od ciśnienia wewnętrznego i ciężaru własnego medium.



Rys. 3.2. Uchwyt transportowy, króciec i dennica



Rys. 3.3. Podpory zbiornika

Zwykle w prawidłowo wykonanych elementach ciśnieniowych naprężenia własne nie są niebezpieczne i nie ujawniają się podczas eksploatacji.

Jeśli wszystkie negatywne czynniki będą się kumulować, od procesu produkcyjnego zaczynając a na warunkach eksploatacji kończąc, to zaistniałe naprężenia jako skutek istnienia wad i defektów nie będą resztkowe, ale urosną do znacznych wartości. Jeśli będą to wartości na tyle duże, aby przewyższyć wartości określone w projektach jako dopuszczalne to skutkiem tego może być tylko nie dająca się przewidzieć nagła awaria lub katastrofa.

Negatywne przykłady istnienia wad i naprężeń własnych w materiale naczyń ciśnieniowych pokazano na rysunkach 3.4 i 3.5.

Jest to gazociąg wysokiego ciśnienia, do budowy którego użyto wadliwie wytworzone rury ze szwem spiralnym. Wady stwierdzone już podczas produkcji rur to: nierówne złożenie krawędzi blach przed wykonaniem spawu spiralnego, niewłaściwie wykonane spoiny (widoczne na rysunku 3.6), oraz znaczne lokalne przegrzania materiału. Dodatkowym obciążeniem takich gazociągów były naprężenia zginające pozostające po układaniu na łukach i na wznieszeniach/dolinach. Innym niekorzystnym czynnikiem była niestabilność gruntu w okresach całorocznych zima-lato. Do wszystkich czynników oddziałujących na gazociąg należy jeszcze dodać podstawowe obciążenie, jakim jest projektowe ciśnienie wewnętrzne.



Rys. 3.4. Fragmenty rur gazociągu po eksplozji – zerwanie wzdłuż szwu spiralnego



Rys. 3.5. Fragmenty rur gazociągu po eksplozji – zerwanie obwodowe



Rys. 3.6. Zerwana spoina po eksplozji gazociągu

W tym przypadku na skutek skumulowania się wszystkich wyżej wymienionych czynników doszło do eksplozji gazociągu. Zniszczenie polegało na „rozwinięciu się” rur spawanych spiralnie na odcinku ok. 50 m. Szczątki fragmentów rur porzucane były nawet w promieniu 100 m.

Przedstawiony gazociąg po montażu i ułożeniu w wykopie został poddany tylko pneumatycznej próbie szczelności przy ciśnieniu równym ciśnieniu robocznemu przesyłanego gazu.

Przeprężanie gazociągu, realizowane w trakcie hydraulicznej próby stresowej, natychmiast wykazałoby większe wady i można byłoby uniknąć tej katastrofy. Niezastosowanie tego zabiegu jako ostatniego etapu procesu produkcyjnego gazociągu okazało się w tym przypadku bardzo kosztownym błędem.

Inny defekt naczynia ciśnieniowego, którego skutki mogłyby być nie mniej groźne niż w opisywanym powyżej gazociągu, wystąpił w cysternie samochodowej przeznaczonej do transportowania paliw płynnych. W cysternie (pokazanej na rysunku 3.7) powstały pęknięcia w miejscach łączenia przegród z głównymi ściankami zbiornika. Powstałe pęknięcia wykazane penetrantem podczas oględzin, obejmowały wiele miejsc i były tak duże że cysterna została wycofana z eksploatacji. Obszary z pęknięciami spoinami wewnątrz zbiornika pokazano na rysunku 3.8.

W tym przypadku prawdopodobną przyczyną pęknięć mogło być zassanie zbiornika, czyli praca jednej komory przy podciśnieniu przy jednoczesnym wypełnieniu sąsiednich. Pęknięcie materiału nastąpiło w miejscach koncentracji naprężeń spawalniczych. Niewątpliwie wpływ na zaistnienie tego typu wady mogło mieć także eksploataowanie cysterny na drogach o złej lub uszkodzonej nawierzchni.



Rys. 3.7. Cysterna samochodowa do przewozu paliw płynnych



Rys. 3.8. Pęknięcia spoin przegród w cysternie samochodowej

Kolejny przykład uszkodzenia zbiornika, tym razem na skutek błędu operacyjnego spowodowanego przez człowieka, przedstawiono na rysunku 3.9.

Pionowy walcowy zbiornik służący do magazynowania oleju opałowego nie był projektowany jako naczynie ciśnieniowe. Wskutek błędu operacyjnego podczas procesu eksploatacji pojawiło się ciśnienie wewnątrz zbiornika. Zmagazynowana energia w sprężonym gazie uwolniła się podczas eksplozji, której skutkiem było oderwanie (odcięcie) dennicy dolnej i odrzucenie jej w dół.



Rys. 3.9. Uszkodzony zbiornik magazynowy oleju

Można stwierdzić, że do ogólnego stanu naprężeń wywołanego procesem produkcji, należy dodać także lokalne defekty generujące powstawanie kolejnych naprężeń własnych i koncentracji, spowodowanych czynnikami eksploatacyjnymi. Do najważniejszych czynników eksploatacyjnych generujących taki stan można zliczyć: warunki podparcia, działanie temperatury, zmienność temperatury, długotrwałość obciążenia, korozja, kawitacja, itp.

Z względu na rodzaj źródła generującego, czynniki powodujące naprężenia własne można podzielić na:

- mechaniczne, które są przeważnie skutkiem nierównomiernej grubości, wywołującej nierównomierne odkształcenia plastyczne (i naprężenia). Powstają w czasie prowadzonych procesów obróbki mechanicznej.
- termiczne, czyli najczęściej pozostałości po obróbce cieplnej. Są wynikiem nierównomiernego nagrzewania lub oziębiania, które powoduje występowanie gradientu temperatury, a gradient temperatury implikuje z kolei naprężenia termiczne.
- chemiczne, które są wynikiem przemian fazowych lub reakcji chemicznej zmieniającej właściwości materiału. Najczęściej jest to skutek obróbki powierzchniowej, nakładania powłok lub korozji.

Podstawowe elementy konstrukcyjne naczyń ciśnieniowych są łączone ze sobą poprzez spawanie. Ten fakt determinuje, że zbiorniki i urządzenia ciśnieniowe są budowane przeważnie ze stali niskowęglowych, niskostopowych lub w zależności od przeznaczenia ze stali czarnych, kwasoodpornych, nierdzewnych. Stale te charakteryzują się dobrymi właściwościami plastycznymi. Duży iloraz R_m/R_e , zdolność do umocnienia poprzez odkształcenie plastyczne ciągliwość, spawalność, to cechy materiałowe, które predysponują je do odprężania mechanicznego.

Dla powyżej przedstawionych problemów można sformułować tezę, która brzmi:

Dla naczyń ciśnieniowych posiadających naprężenia własne i wady istnieje metoda odprężania mechanicznego materiału, pozwalająca na zniwelowanie naprężeń własnych i lokalnych koncentracji naprężeń oraz na eksperymentalne potwierdzenie wytrzymałości i szczelności uzyskane pod wpływem zadanego ciśnienia wewnętrznego.

Istnieje doświadczalna metoda badania mechanicznego naczyń ciśnieniowych (zbiorników kulistych, zbiorników walcowych, rurociągów, cystern, itp.), której celem jest zniwelowanie naprężeń własnych i lokalnych koncentracji naprężeń oraz eksperymentalne potwierdzenie wytrzymałości i szczelności uzyskane pod wpływem ciśnienia wewnętrznego. W czasie tego procesu wykorzystuje się zjawisko umocnienia się materiału pod wpływem obciążenia powodującego odkształcenia plastyczne. Natomiast zredukowanie naprężeń własnych konstrukcji (homogenizacja pola naprężeń) jest wynikiem plastycznego płynięcia materiału.

Warunkiem skuteczności procesu odprężania mechanicznego jest kontrolowane obciążanie konstrukcji ciśnieniem wewnętrznym, powodującym przekroczenie granicy plastyczności w materiale, aż do uzyskaniażądanego stanu naprężenia naczyń ciśnieniowego.

Test naprężeniowy naczyń ciśnieniowych wykazuje wiele pożądanych skutków w postaci:

- usunięcia (w praktyce zmniejszenie) naprężeń własnych konstrukcji od spawania, montażu, sposobu podparcia itp.,
- ujawnienia wad krytycznych konstrukcji (np. wadliwie wykonana spoina ulega pęknięciu),
- utrudnienia poprzez odkształcenie plastyczne (zwiększenie liczby dyslokacji) rozrostu niewielkim wadom, które w przyszłości mogłyby się rozwijać w sposób niekontrolowany.

Ponadto dla konstrukcji już istniejących i długotrwale eksploatowanych test naprężeniowy stosuje się w celu:

- diagnozowania stanu technicznego elementu ciśnieniowego,
- polepszenia własności wytrzymałościowych i eksploatacyjnych,
- określenia poziomu bezpieczeństwa, wyznaczenia współczynnika bezpieczeństwa w czasie eksploatacji,
- odtworzenia (rehabilitacji) własności materiałowych do stanu pozwalającego na bezpieczną eksploatację.

Całe zjawisko przepięzania mechanicznego spawanych elementów naczyń ciśnieniowego przedstawiono schematycznie na rysunku 3.7.

Na rysunku 3.7a pokazano obraz naprężeń przed przepięzaniem, zmienne co do wartości i znaku, które mogą być rzędu wielkości porównywalnych z granicą plastyczności. Z kolei rysunek 3.7b, przedstawia obraz analizowanej próbki po przyłożeniu obciążenia zewnętrznego, następuje sumowanie się naprężeń, w niektórych obszarach dochodzi do uplastycznienia. Im wyższe jest obciążenie tym więcej obszarów zostaje uplastycznionych. Z rysunku 3.7c wynika, że po odciążeniu elementu naprężenia we wszystkich obszarach obniżają się o wartość spowodowaną obciążeniem zewnętrznym. Obszary, które po uplastycznieniu cechowały się jednakową wartością naprężenia, po odciążeniu zachowują tą cechę i jednak będzie to dużo niższa wartość niż pierwotnie występująca.

Odprężanie mechaniczne materiału idealnie sprężysto-plastycznego można opisać nierównością:

$$([\sigma_w] + [\sigma_o])_{red} \leq R_e \quad (1)$$

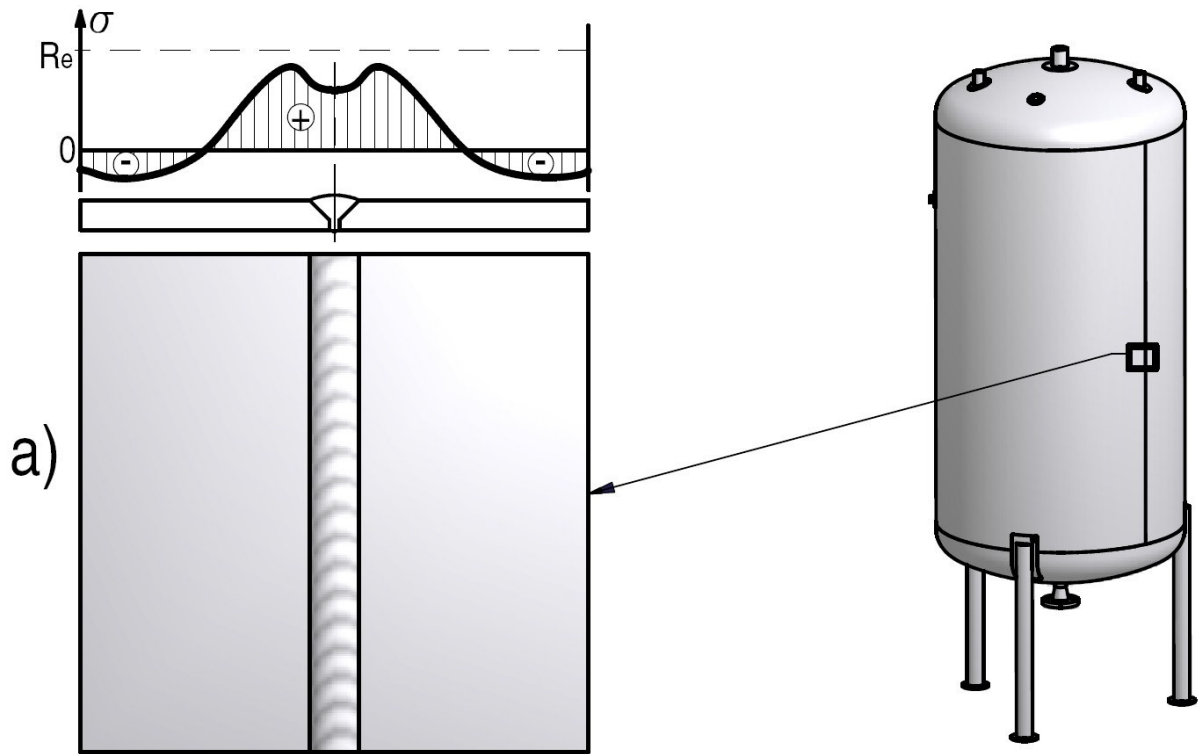
w której:

σ_w – naprężenia własne,

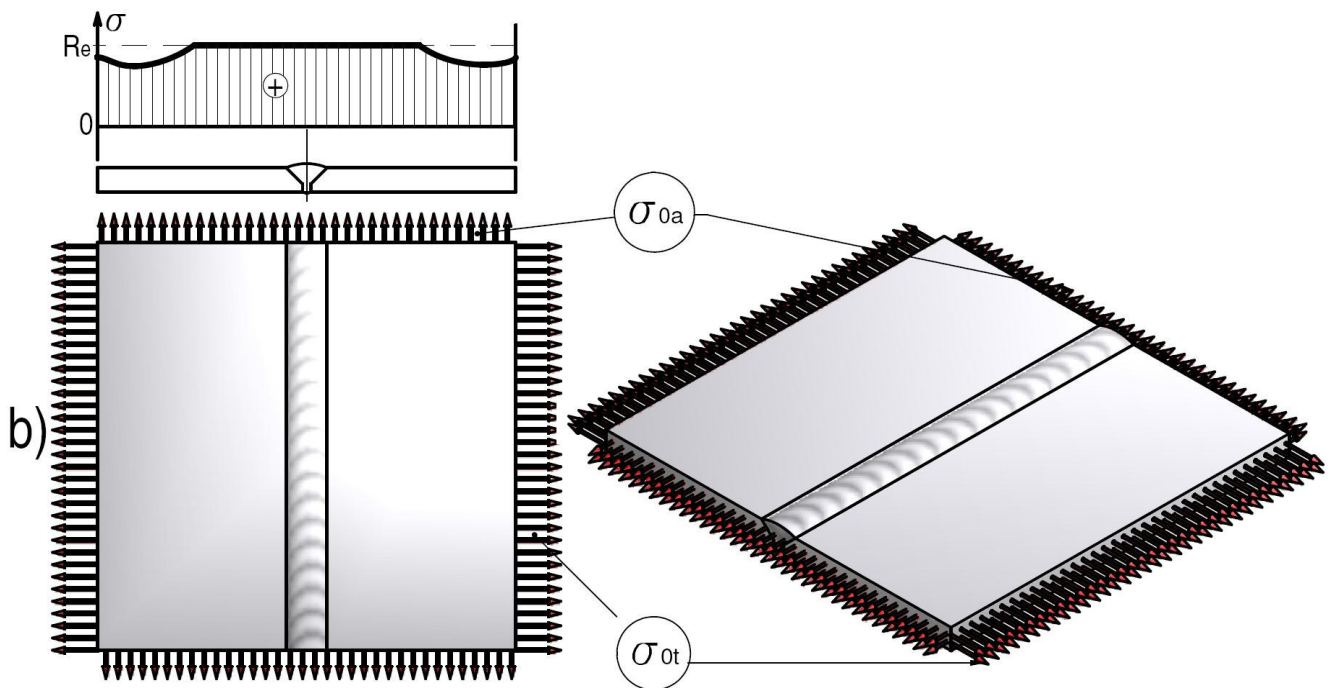
σ_o – naprężenia od obciążeń zewnętrznych

Z zależności (1) wprost wynika, że im wyższa wartość naprężenia od obciążeń zewnętrznych, tym niższe naprężenia własne. Inaczej mówiąc, przepięzanie mechaniczne będzie tym skuteczniejsze im wyższe będzie dodatkowe naprężenie wprowadzone podczas przepięzania.

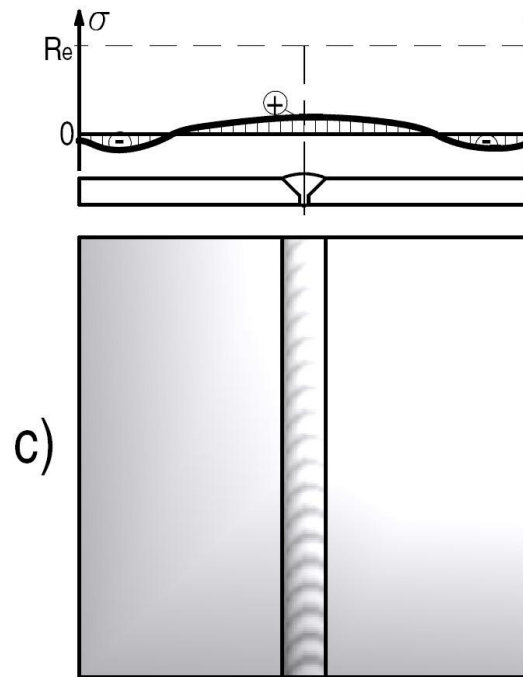
Teoretycznie dla materiałów idealnie sprężysto-plastycznych, wg zależności (1) można byłoby zniwelować naprężenia własne do zera. W praktyce jednak mamy do czynienia z materiałami, które po uplastycznieniu umacniają się. Dlatego w rzeczywistych materiałach nie likwiduje się naprężeń własnych do zera a tylko je zmniejsza.



a) stan materiału przed przepięciem,



b) przyłożenie obciążenia zewnętrznego – sumowanie się naprężeń własnych z naprężeniami od obciążenia zewnętrznego,



c) odciążenie materiału po przedprężaniu – spadek wartości naprężeń własnych.

Rys. 3.7. Schematyczna ilustracja etapów procesu odprężania mechanicznego

Aby w praktycznie realizowanych procesach zachodziło zjawisko odprężania mechanicznego muszą być spełnione następujące warunki:

- obciążenia próbne muszą działać w tych samych kierunkach co obciążenia eksploatacyjne, a wartość ich musi być większa od obciążeń eksploatacyjnych,
- odprężaniu można poddawać tylko elementy cienkościenne, dla których wpływ grubości na rozkład naprężeń w kierunku promieniowym jest nieznaczny,
- należy unikać lokalnych pogrubień (przewymiarowania) elementów, ponieważ przy zwiększeniu rozmiaru elementu może nie zostać przekroczona granica plastyczności, powstające odkształcenia będą sprężyste, a więc nietrwałe, nie likwidujące naprężeń własnych,
- konstrukcja naczyń ciśnieniowych powinna umożliwiać równoczesne przechodzenie w stan plastyczny wszystkich jego elementów. Im mniejsza różnica ciśnień pomiędzy uplastycznieniem się pierwszego i ostatniego fragmentu naczyń ciśnieniowych tym lepiej.

3.2. Cele pracy

Głównym motywem podjęcia się przedmiotowego zagadnienia w niniejszej pracy jest potrzeba opracowania analitycznego i numerycznego narzędzia, umożliwiającego analizę przepiężania mechanicznego naczyń ciśnieniowych.

Celem niniejszej pracy jest wykazanie, że odprężanie mechaniczne jest metodą doświadczalną, pozwalającą na zniwelowanie niekorzystnych efektów wywołanych przez naprężenia i wady własne.

Celem pracy jest także, przedstawienie numeryczno – doświadczalnej drogi postępowania przy projektowaniu, wytwarzaniu i badaniu naczyń ciśnieniowych oraz opracowanie metod obliczeniowych, pozwalających na szybkie oszacowanie możliwości technicznych zastosowania przepiężania naczyń ciśnieniowych.

Oprócz tego celem pracy jest pokazanie i opis wielu praktycznych korzyści jakie daje nam możliwość wykorzystania zjawiska odprężania mechanicznego do badania naczyń ciśnieniowych, oraz diagnozowania ich stanu technicznego.

Ponadto, końcowym celem tej pracy jest przedstawienie przykładowej symulacji procesu odprężania mechanicznego ciśnieniowego zbiornika walcowego pionowego, wykonaną przy wykorzystaniu metody elementów skończonych, wraz z jego doświadczalną weryfikacją.

4. SCHEMAT BLOKOWY POSTĘPOWANIA NUMERYCZNO - - DOŚWIADCZALNEJ METODY ODPRĘŻANIA MECHANICZNEGO

Proponowany własny, oryginalny schemat blokowy postępowania przy przepięzaniu naczyń ciśnieniowych przedstawiono na rysunku 4.1.

Na schemacie tym zawarto wszystkie istotne, fazy procesu projektowego i badawczego, jakie należy wykonać, przystępując do numeryczno – doświadczalnej analizy przepięzania.

Pierwszym krokiem sposobu postępowania jest wykonanie projektu konstrukcyjnego naczynia ciśnieniowego. Efektem tego działania będzie wykonanie dokumentacji konstrukcyjnej. Istotne wymiary (grubości ścianek, średnica, promienie zaokrągleń, itp.) mogą być przyjęte na podstawie obliczeń analitycznych, np. wg zależności podanych w pracach [24], [37], [56], [75].

Na podstawie dokumentacji konstrukcyjnej wykonuje się trójwymiarowy model geometryczny zaprojektowanego naczynia ciśnieniowego. Modeluje się cały zbiornik, wraz ze wszystkimi potencjalnie niebezpiecznymi miejscami ze względu na koncentracje naprężeń, występujących przy króćcach, wzmocnieniach, podporach, itp.

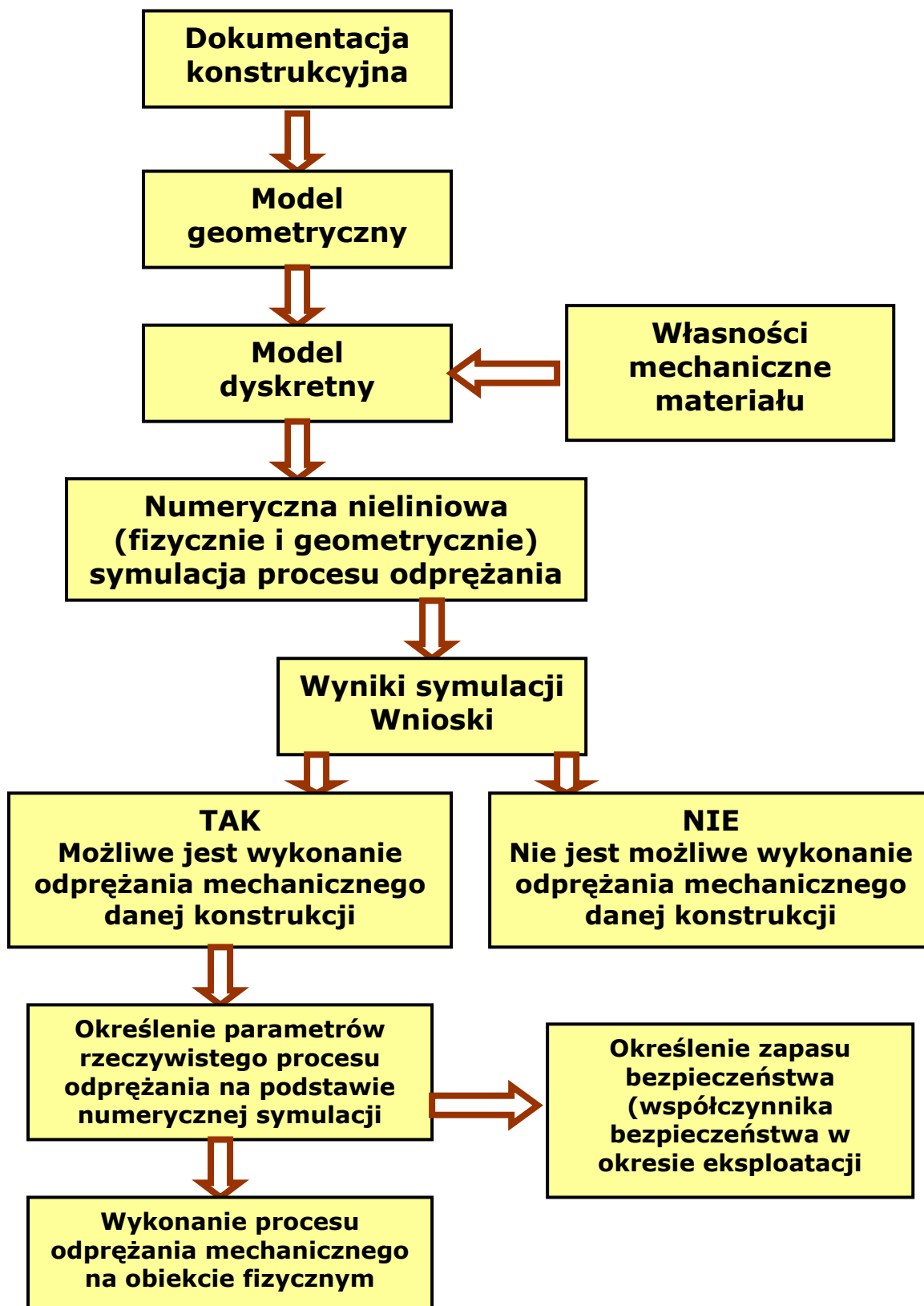
Kolejnym krokiem jest budowa modelu dyskretnego (z podziałem konstrukcji na elementy skończone), dobranie właściwego modelu materiału i przypisanie elementom modelu odpowiednich właściwości fizycznych. W miejscach wytypowanych jako potencjalnie niebezpieczne zagęszcza się siatkę modelu dyskretnego, aby jak dokładniej odwzorować lokalne obszary, miejsca o szczególnym znaczeniu dla wytrzymałości całego zbiornika. Budowę modelu geometrycznego i dyskretnego prowadzi się zgodnie z powszechnie znanymi zasadami sztuki i wiedzy inżynierskiej w tej dziedzinie, które m. in. są opisane w [59], [60], [61], [82].

W kolejnym etapie wykonuje się numeryczną, nieliniową fizycznie i geometrycznie, analizę wytrzymałościową naczynia ciśnieniowego, ze stopniowym narastaniem obciążenia, którym jest ciśnienie wewnętrzne.

Najważniejszą wielkością, w istotny sposób rzutującą na otrzymywane wyniki, jest przyjęcie do obliczeń właściwego modelu materiału. Najczęściej w tego typu analizie znajduje zastosowanie model materiału sprężystego z liniowym umocnieniem, czyli będzie to typ analizy liniowy geometrycznie, w którym uwzględnia się nieliniowość fizyczną. Dane do otrzymania krzywej umocnienia uzyskuje się na podstawie badań wytrzymałościowych próbek pobranych z elementu, na podstawie atestu hutniczego, lub z właściwych dla danego elementu dokumentów normatywnych. Najbardziej wiarygodnym źródłem tych danych są wyniki badań wytrzymałościowych. Wtedy do analizy przyjmuje się rzeczywistą zależność pomiędzy naprężeniem i odkształceniem badanego materiału.

Analizując wyniki otrzymane w symulacji numerycznej dokonuje się kwalifikacji danego naczynia ciśnieniowego do odprężania mechanicznego. Możliwe są tutaj dwie odpowiedzi:

- NIE – nie jest możliwe wykonanie odprężania mechanicznego (np. możliwe jest zniszczenie pewnych fragmentów naczynia zanim dojdzie do uplastycznienia głównych powłok),
- TAK – jest możliwe wykonanie odprężania mechanicznego.



Rys. 4.1. Schemat blokowy postępowania w numeryczno – doświadczalnej analizie zjawiska odprężania mechanicznego

Jeśli dla nowoprojektowanego naczynia wg numerycznej symulacji nie jest możliwe wykonanie odprężania mechanicznego, można powrócić do punktu początkowego i zmienić konstrukcję, ponownie zbudować model geometryczny, dyskretny i przeprowadzić obliczenia wytrzymałościowe. Następnie będzie można dokonywać zmian aż do satysfakcjonującego stanu.

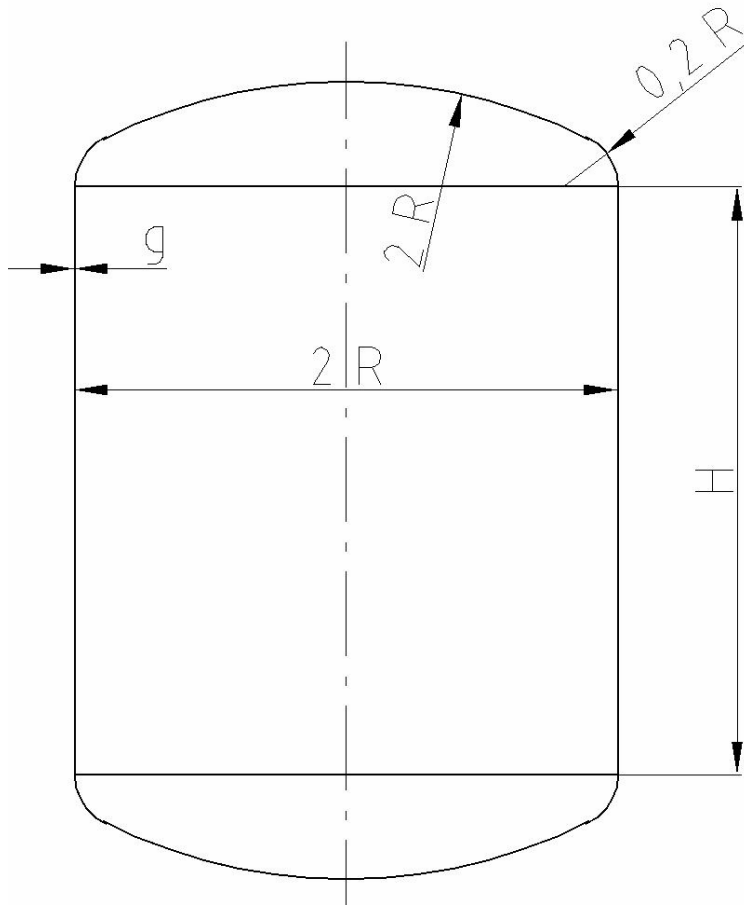
Dla istniejącego naczynia, w którym nie ma się już wpływu na zmiany konstrukcyjne, należy zrezygnować z przepiężania. Należy zastosować inne nieniszczące metody badania i testowania naczyń ciśnieniowych takie jak np.: badania ultradźwiękowe, badania RTG, badanie penetrantem.

Jeśli możliwe jest wykonanie przepiężania mechanicznego, to na podstawie wyników symulacji numerycznej można określić parametry (max. ciśnienie odprężania) dla rzeczywistego obiektu. Znając rezultaty numerycznej analizy można również określić współczynnik bezpieczeństwa (zapas bezpieczeństwa) naczyń ciśnieniowych w okresie eksploatacji.

Wszystkie, szczegółowo opisane czynności i etapy przedmiotowego procesu oraz jego weryfikacja doświadczalna przedstawiono w dalszych częściach niniejszej pracy.

5. BUDOWA MODELU MATEMATYCZNEGO OPISUJĄCEGO ZJAWISKO ODPRĘŻANIA MECHANICZNEGO

W niniejszej części pracy rozważania będą dotyczyły typowego naczynia ciśnieniowego, jakim jest zbiornik walcowy, pionowy, z dennicami torosferoidalnymi. Podstawowe wymiary zbiornika przyjęte do dalszych rozważań przedstawiono na rysunku 5.1.



Rys. 5.1. Model geometryczny naczynia ciśnieniowego z zaznaczonymi oznaczeniami

Analizę zawężono do badań cienkościennych naczyń ciśnieniowych, a więc wymiary gabarytowe, zamieszczone na rysunku 5.1 są wymiarami odnoszonymi się do środkowej powierzchni ścianki.

Jedynymi parametrami opisującymi geometrię są promień zbiornika (R), wysokość części walcowej (H), oraz grubość ścianki (g). Typowy zbiornik zaopatrzony jest w dennice torosferoidalne o promieniach równych: średnicy zbiornika w części środkowej i 10% średnicy zbiornika w części dennicy łączącej się z pobocznicą zbiornika. Przedstawione w dalszym ciągu zależności (objętości, odkształcenia, naprężenia, itp.) dotyczą naczynia o typowej konstrukcji.

Postępowanie dla innego typu konstrukcji zbiornika byłoby analogiczne pod warunkiem uwzględnienia jego osobliwości geometrycznych.

Ze względu na specyficzną cechę fizyczną materiału, jaką jest sprężysto-plastyczność, matematyczny opis zjawiska odprężania rozdzielono na dwa etapy. Pierwszy etap dotyczy opisu zależności w stanie sprężystym (stan nietrwały, odwracalny), drugi dotyczy opisu zależności po przekroczeniu granicy plastyczności (stan nieodwracalny).

5.1. Zachowanie się zbiornika w zakresie sprężystym

5.1.1. Część walcowa zbiornika

Bezmomentowa (błonowa) teoria powłok cienkościennych wykazuje, że jedynymi naprężeniami istniejącymi w ścianie zbiornika cylindrycznego są: naprężenie obwodowe oraz naprężenie wzdłużne. Są to jednocześnie naprężenia główne.

W rozważanym przypadku średnie wartości naprężeń wynoszą:
średnie naprężenie obwodowe:

$$\sigma_t = \frac{p R}{g}, \quad (2)$$

średnie naprężenie wzdłużne:

$$\sigma_a = \frac{p R}{2 g}. \quad (3)$$

Naprężenie zredukowane, wg hipotezy Hubera:

$$\sigma_z = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2} = \frac{\sqrt{3}}{2} \frac{pR}{g}. \quad (4)$$

Odształcenia w części walcowej zbiornika, wg uogólnionego prawa Hooke'a:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} [\sigma_t - \nu \sigma_a], \quad (5)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} [\sigma_a - \nu \sigma_t]. \quad (6)$$

Proponuję własną oryginalną ideę przedstawienia opisu zachowania się materiału, poprzez opis matematyczny przyrostu odształcenia promienia i długości:

$$\varepsilon_r = \frac{\Delta R}{R}, \quad (7)$$

$$\varepsilon_a = \frac{\Delta H}{H}. \quad (8)$$

Przyrosty promienia zbiornika określono jako funkcję ciśnienia wewnętrznego, stałych materiałowych oraz wymiarów geometrycznych:

$$\Delta R = \varepsilon_r R = \frac{R}{E} \left[\frac{pR}{g} - \nu \frac{pR}{2g} \right] = \frac{pR^2}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right). \quad (9)$$

Analogicznie, proponuję opis przyrostu długości zbiornika jako funkcję:

$$\Delta H = \varepsilon_a H = \frac{H}{E} \left[\frac{pR}{2g} - \nu \frac{pR}{g} \right] = \frac{pRH}{gE} \left(\frac{1}{2} - \nu \right). \quad (10)$$

Całkowita objętość zbiornika jako suma objętości części walcowej i dennic:

$$V_0 = \pi R^2 H + 2\pi R^3 \left[\frac{2282}{405} - \frac{4\sqrt{65}}{5} \arcsin \frac{4}{9} - \frac{2\sqrt{65}}{5} \sin \left(2 \arcsin \left(\frac{4}{9} \right) \right) + \frac{22}{10935} \right], \quad (11)$$

$$V_0 \approx \pi R^2 H + 0,60434 R^3.$$

Znając przyrosty promienia ΔR , opisane równaniem (8) oraz przyrost długości ΔH , opisany równaniem (9) proponuję opis analityczny na przyrost objętości ΔV , spowodowany wzrostem ciśnienia o wartość p w zbiorniku:

$$\Delta V = V - V_0 \approx \pi (R + \Delta R)^2 (H + \Delta H) + 0,60434 (R + \Delta R)^3 - \pi R^2 H - 0,60434 R^3. \quad (12)$$

Po pominięciu małych wielkości trzeciego rzędu przyrost objętości przyjmuje postać:

$$\Delta V = 2\pi R \Delta R \Delta H + \pi R^2 \Delta H + \pi H \Delta R^2 + 1,8129 R^2 \Delta R + 1,8129 R \Delta R^2. \quad (13)$$

Wyznaczenie przyrostu objętości jako funkcję ciśnienia, stałych materiałowych oraz wymiarów geometrycznych:

$$\Delta V = f(p, R, H, g, E, \nu), \quad (14)$$

$$\Delta V = \frac{\pi R^3}{gE} \left[\frac{pRH}{gE} (2-\nu)(1-2\nu) + H \left(\frac{1}{2} - \nu \right) + \frac{pH}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right)^2 + 1,8129 R \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) + 1,8129 \frac{pR}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right)^2 \right]. \quad (15)$$

Znane są wszystkie parametry występujące po prawej stronie równania, a więc podstawiając dane liczbowe można wyznaczyć przyrost objętości naczynia ciśnieniowego w dowolnym momencie przed osiągnięciem granicy plastyczności.

Znając bieżący przyrost objętości, można także rozpatrywać odwrotne zagadnienie. Posiadając wszystkie dane geometryczne i materiałowe użyte w równaniu (12), można pośrednio określić ciśnienie jako funkcję przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego.

Ogólnie ciśnienie wewnętrzne można przedstawić jako:

$$p = f(\Delta V, R, H, g, E, \nu). \quad (16)$$

Równanie (11) jest funkcją drugiego stopnia zmiennej p . Równanie to można rozwiązać analitycznie, jednak ze względu na dużą liczbę parametrów, których w tym równaniu jest 5,

zaleca się podstawienie znanych wielkości i zastosowanie jednej z metod numerycznych, dających przybliżone wyznaczenie ciśnienia p jako funkcji jednej zmiennej – przyrostu objętości ΔV .

Mając wyznaczone ciśnienie można powrócić do wyrażenia na naprężenia (1), (2) i opisać je jako funkcje przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego, który w czasie testu ciśnieniowego będzie równy ilości dotłoczonego czynnika próbnego.

$$\sigma_t = \frac{p(\Delta V)R}{g}, \quad (17)$$

$$\sigma_a = \frac{p(\Delta V)R}{2g}. \quad (18)$$

Również odkształcenia można pośrednio wyznaczyć znając przyrost objętości. Odkształcenia obwodowe i wzdłużne będą przedstawiały się następująco:

$$\varepsilon_t = \frac{1}{E} [\sigma_t - \nu \sigma_a] = \frac{p(\Delta V)R}{gE} \left(1 - \frac{1}{2}\nu\right), \quad (19)$$

$$\varepsilon_a = \frac{1}{E} [\sigma_a - \nu \sigma_t] = \frac{p(\Delta V)R}{gE} \left(\frac{1}{2} - \nu\right). \quad (20)$$

5.1.2. Dennica zbiornika

W przyjętym w punkcie 5.1.1. modelu obliczania przyrostu objętości założono równomierne odkształcanie całego zbiornika. Przyrostowi promienia zbiornika w trakcie obciążania go ciśnieniem wewnętrznym towarzyszy odpowiadający mu przyrost promieni zaokrąglenia dennicy. Jeśli promień zbiornika powiększył się o ΔR , to promienie zaokrąglenia powiększą się o odpowiednio $2 \Delta R$ oraz $0,2 \Delta R$.

Dla dennicy znajdującej się w błonowym stanie naprężenia w jej wierzchołku wynoszą:

$$\sigma = \frac{pR}{g}. \quad (21)$$

Naprężenia normalne w dwu wzajemnie prostopadłych do siebie kierunkach są sobie równe i jest to jednocześnie wartość naprężenia zredukowanego wg Hipotezy Hubera.

$$\sigma_z = \frac{pR}{g}. \quad (22)$$

Odkształcenia w punkcie wierzchołkowym dennicy wynoszą:

$$\varepsilon = \frac{1}{E} [\sigma - \nu \sigma] = \frac{pR}{gE} (1 - \nu). \quad (23)$$

Znając wartość ciśnienia jako funkcję przyrostu objętości (p. 5.1.1.), określa się naprężenie oraz odkształcenie w punkcie wierzchołkowym dennicy w zależności od przyrostu objętości:

$$\sigma = \frac{p(\Delta V)R}{g}, \quad (24)$$

$$\varepsilon = \frac{p(\Delta V)R}{gE}(1-\nu). \quad (25)$$

5.2. Osiągnięcie granicy plastyczności

Uplastycznienie się rozpatrywanego walcowego zbiornika ciśnieniowego będzie następować w dwóch etapach:

Naprężenia zredukowane osiągną wartość granicy plastyczności przy ciśnieniach:

- w wierzchołku dennicy:

$$p_e = \frac{R_e g}{R}, \quad (26)$$

- w części walcowej:

$$p_e = \frac{2 R_e g}{\sqrt{3} R}. \quad (27)$$

W pierwszej kolejności nastąpi uplastycznienie się obszaru w strefie zmiany promienia zaokrąglenia dennicy i w miarę wzrostu ciśnienia będzie się rozprzestrzeniać. Po uplastycznieniu się dennicy kolejnym etapem będzie (teoretycznie) natychmiastowe przejście w stan plastyczny całej poboczniczy zbiornika.

Uplastycznienie całego zbiornika nastąpi przy ciśnieniu p_e , które można wyznaczyć ze wzoru (27).

Można teraz wyznaczyć pozostałe parametry odpowiadające punktowi osiągnięcia granicy plastyczności. W dalszej części pracy oznaczono je z indeksem „e”.

Odkształcenie obwodowe:

$$\varepsilon_{te} = \frac{p_e R}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu\right) = \frac{2 R_e}{\sqrt{3} E} \left(1 - \frac{1}{2} \nu\right). \quad (28)$$

Odkształcenie wzdłużne:

$$\varepsilon_{ae} = \frac{p_e R}{gE} \left(\frac{1}{2} - \nu\right) = \frac{2 R_e}{\sqrt{3} E} \left(\frac{1}{2} - \nu\right). \quad (29)$$

Przy ciśnieniu p_e naprężenia w części walcowej będą wynosiły:

Naprężenie obwodowe:

$$\sigma_{te} = \frac{p_e R}{g} = \frac{2}{\sqrt{3}} R_e. \quad (30)$$

Naprężenie wzdłużne:

$$\sigma_{ae} = \frac{p_e R}{2g} = \frac{1}{\sqrt{3}} R_e. \quad (31)$$

Naprężenie zredukowane będzie oczywiście równe granicy plastyczności.

Powiększenie się objętości naczynia ciśnieniowego w chwili osiągnięcia granicy plastyczności wyznaczamy ze wzoru (11) podstawiając jako ciśnienie wartość p_e .

$$\Delta V_e = \Delta V(p = p_e). \quad (32)$$

W rozpatrywanym przypadku różnica pomiędzy ciśnieniem potrzebnym do osiągnięcia granicy plastyczności w wierzchołku oraz w części walcowej wynosi:

$$2/\sqrt{3} - 1 = 0.133, \text{ czyli względna różnica to: } 13,3\%.$$

Wykazaną powyżej różnicę ciśnień uznaję się za jedną z cech charakteryzujących przydatność danego naczynia ciśnieniowego do odprężania mechanicznego. Wartość względnej różnicy pomiędzy ciśnieniem uplastyczniającym płaszcz i dennicę zależy od parametrów geometrycznych zbiornika. Każda konstrukcja naczynia ciśnieniowego będzie posiadała swoją specyficzną wartość.

Jak na wstępie niniejszej pracy zaznaczono im mniejsza będzie to wartość tym bardziej równomierne odprężanie uzyskuje się. Jest to jednak tylko względna różnica. Górnej wartości różnicy ciśnień, do której dopuszczalne jest odprężanie mechaniczne (lub ma sens) nie można w oczywisty sposób podać. Należy jeszcze przy tym rozpatrywać inne czynniki, spośród których, najważniejszym jest iloraz granicy wytrzymałości do granicy plastyczności R_m/R_e . Generalnie można stwierdzić, że kwalifikowanie do przepiężania mechanicznego naczynia ciśnieniowego przy dużej różnicy ciśnień uplastyczniających poszczególne jego fragmenty jest możliwe, jeśli odpowiednio wystarczająca jest różnica pomiędzy wytrzymałością na rozciąganie i granicą plastyczności materiału.

Można także wyznaczyć zwiększenie się promienia zbiornika w chwili osiągnięcia granicy plastyczności. Wyznaczono go ze wzoru (7) przy ciśnieniu równym p_e :

$$R_p = R + \Delta R = R + \frac{p_e R^2}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu\right). \quad (33)$$

5.3. Zachowanie się naczynia ciśnieniowego po przekroczeniu granicy plastyczności

Z chwilą osiągnięcia granicy plastyczności rozpoczyna się proces plastycznego płynięcia materiału.

Jako parametry początkowe tego procesu przyjmuje się wielkości wyznaczone w punkcie 5.2, w którym wyznaczono charakterystyczne wartości odkształceń, naprężeń i przyrostu objętości w chwili osiągnięcia granicy plastyczności.

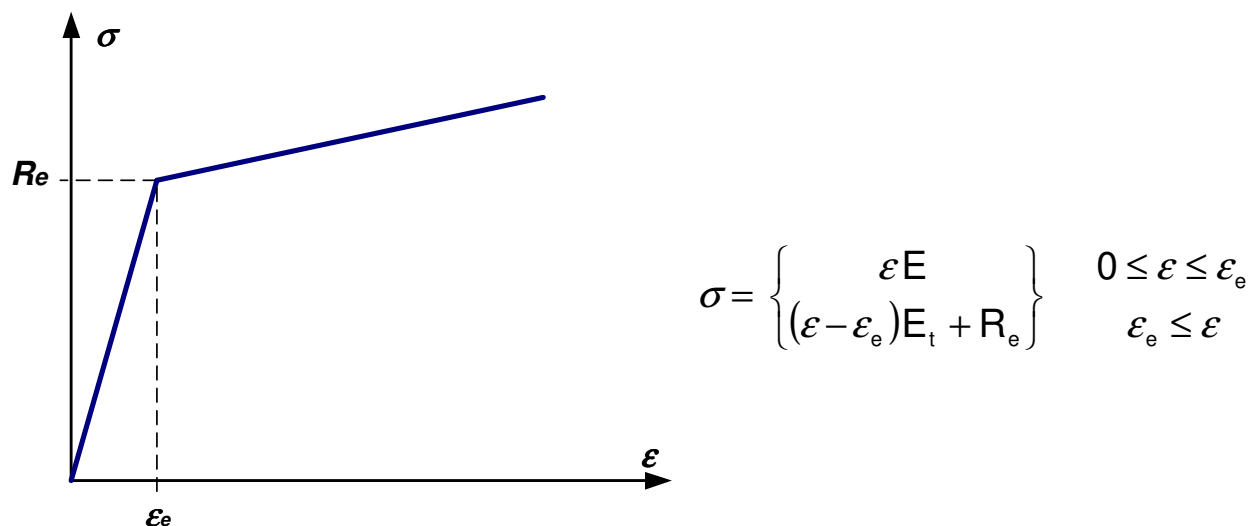
W modelu zakłada się, że zbiornik przechodzi w stan plastyczny równomiernie, co jest prawdziwe w przypadku części walcowej, lecz nie jest prawdziwe w innych częściach, które uplastyczniają się nierównomiernie. Przyjęcie tych założeń upraszczających jest niezbędne do kontynuowania obliczeń analitycznych. Brak przyjęcia tych założeń znacznie utrudniałoby wykonanie ich lub całkowicie je uniemożliwił. Zasadność przyjęcia powyższego założenia została potwierdzona poprzez wyniki badań eksperymentalnych i obliczeń numerycznych zawarte w dalszych rozdziałach pracy.

Najistotniejszym czynnikiem przy analizie zjawisk zachodzących po uplastycznieniu jest przyjęcie właściwego modelu materiału

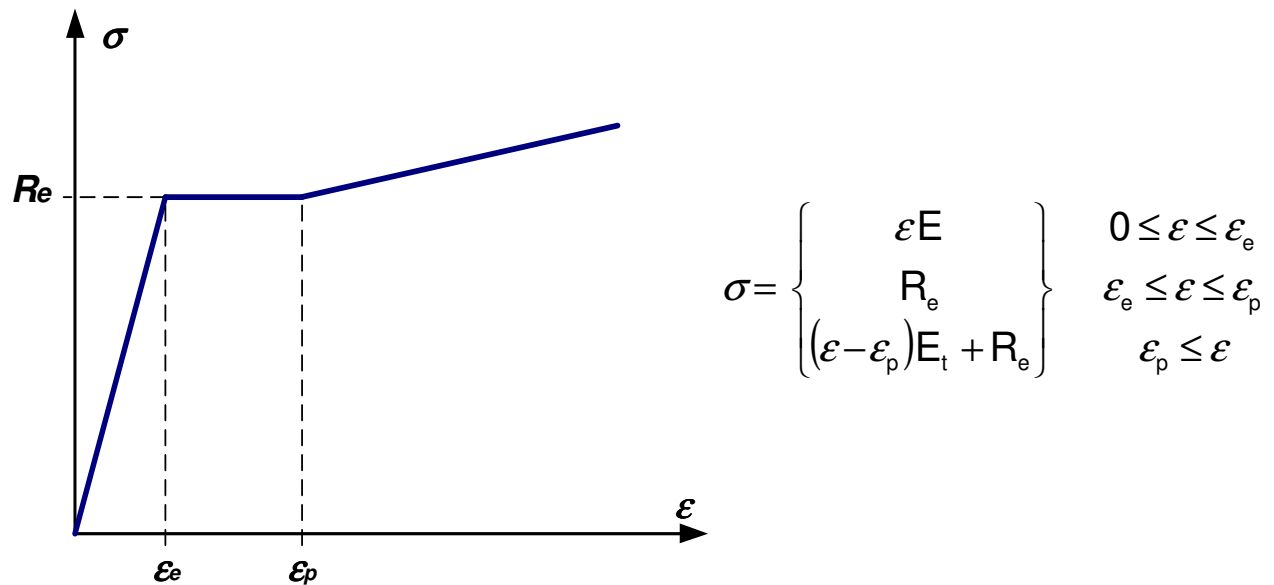
Najczęściej stosowane przy rozważaniach analitycznych są:

- sprężysto – plastyczny model materiału z liniowym umocnieniem. W wielu przypadkach bardzo zbliżony do zachowania się rzeczywistego materiału. Charakteryzuje go prosty opis, użyteczny do rozważań analitycznych, często wykorzystywany do nieliniowych symulacji numerycznych. Model ten przedstawiono schematycznie na rysunku 5.2.,

- sprężysto – plastyczny model materiału z liniowym umocnieniem, z dodatkowo wyodrębnioną strefą plastycznego płynięcia materiału. Model tego materiału przedstawiono schematycznie na rysunku 5.3.



Rys. 5.2. Model materiału sprężysto-plastyczny z liniowym umocnieniem



Rys. 5.2. Model materiału sprężysto-plastyczny, ze strefą plastycznego płynięcia i liniowym umocnieniem

Inne modele materiału, jeśli tylko są adekwatne do rozważań analitycznych mogą być również stosowane do analitycznego opisu przepiężania w stanie sprężysto – plastycznym.

Praktycznie można przyjąć każdy dowolny materiał opisany znaną zależnością naprężenia w funkcji odkształcenia.

Jeśli dysponuje się odpowiednimi danymi materiałowymi (charakterystyką materiałową), to zalecane jest jej wykorzystanie do rozważań analitycznych i numerycznych bo to daje dokładniejszy obraz zjawisk zachodzących w czasie próby przepiężania.

Do obliczeń numerycznych, przedstawionych w kolejnym rozdziale pracy, przyjęto model materiału sprężysto – plastyczny (rysunek 5.2).

Naprężenia po przekroczeniu granicy plastyczności są opisane tymi samymi zależnościami jak dla stanu sprężystego – wzory (17) i (18).

W stanie plastycznym wartość współczynnika Poissona wynosi $\nu = 0,5$. Odkształcenia można przedstawić jako sumę: odkształcenia sprężystego (nieodwracalnego) i plastycznego (nieodwracalnego):

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{te} + \varepsilon_{tp}, \quad (34)$$

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ta} + \varepsilon_{ap}. \quad (35)$$

Po podstawieniu do (34) i (35) zależności ε_{te} i ε_{ae} ze wzorów (28) i (29) a za ε_{tp} i ε_{ap} naprężeń wg uogólnionego prawa Hooke'a ze współczynnikiem Poissona $\nu = 0,5$, otrzymujemy odkształcenie obwodowe i wzdłużne w ścianie zbiornika walcowego, po przekroczeniu granicy plastyczności:

$$\varepsilon_t = \varepsilon_{te} + \frac{1}{E_t} \left(\sigma_t - \frac{1}{2} \sigma_a \right) = \frac{2 R_e}{\sqrt{3} E} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) + \frac{3(p - p_e)R}{4 g E_t}, \quad (36)$$

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{ae} + \frac{1}{E_t} \left(\sigma_a - \frac{1}{2} \sigma_t \right) = \frac{2 R_e}{\sqrt{3} E} \left(\frac{1}{2} - \nu \right) + 0 = \frac{2 R_e}{\sqrt{3} E} \left(\frac{1}{2} - \nu \right). \quad (37)$$

Z analizy odkształceń opisanych wzorami (36) i (37) wynika, że po przekroczeniu granicy plastyczności odkształcenie obwodowe będzie się zwiększać w miarę wzrostu ciśnienia wewnętrznego, natomiast odkształcenie wzdłużne będzie tej samej wartości jak w chwili osiągnięcia granicy plastyczności.

Potwierdza to wiele przykładów, w których zniszczenie (rozerwanie) walcowych naczyń ciśnieniowych następuje wzdłuż tworzącej zbiornika na skutek przekroczenia dopuszczalnego odkształcenia w kierunku obwodowym, nigdy zaś nie występuje rozerwanie po obwodzie.

Występujące w wyrażeniu (34) i (35) składowe plastyczne odkształceń wynoszą:

$$\varepsilon_{tp} = \frac{3(p - p_e)R}{4 g E_t}, \quad (38)$$

$$\varepsilon_{ap} = 0. \quad (39)$$

W czasie procesu przepięzania wielkości te będą odpowiedzialne za redukcję naprężeń własnych. Z zależności (38) i (39) wynika także, że w przypadku idealnego walcowego naczynia ciśnieniowego możliwe jest tylko uzyskanie trwałego odkształcenia w kierunku obwodowym, niemożliwe w kierunku wzdłużnym. W przypadku jakiegokolwiek nieciągłości, pocienienia/pogrubienia ścianki, istnienia naprężenia resztkowego może się pojawić odkształcenie wzdłużne, oraz może wystąpić odkształcenie obwodowe o nieco innej wartości. A to wszystko po to, aby zniwelować różnice pomiędzy sąsiednimi obszarami materiału i dopasować się do stanu naprężeń i odkształceń, jaki panuje w otaczających to miejsce obszarach, czyli po to, by ujednorodnić pole naprężeń w materiale spełniającym w różnych miejscach tę samą funkcję.

Przyrost objętości naczynia ciśnieniowego możemy zapisać podobnie jako sumę przyrostu objętości odpowiadającą sprężystemu (odwracalnemu, nietrwałemu) odkształceniu i plastycznemu (trwałemu):

$$\Delta V = \Delta V_e + \Delta V_p, \quad (40)$$

Wielkość ΔV_e została obliczona ze wzoru (32). Wielkość ΔV_p zależy tylko od obwodowego odkształcenia plastycznego ε_{tp} , które z kolei zależy tylko od parametrów geometrycznych: promienia i grubości ścianki zbiornika.

Plastyczne odkształcenie obwodowe zapisują się jako:

$$\varepsilon_{tp} = \frac{\Delta R_p}{R}. \quad (41)$$

Trwałe plastyczne powiększenie się promienia względem jego długości początkowej:

$$\Delta R_p = \varepsilon_p R = \frac{3(p - p_e)R^2}{4gE_t}. \quad (42)$$

Trwałe zwiększenie objętości wynosi:

$$\Delta V_p = V - V_0 \approx \pi (R + \Delta R_p)^2 (H) + 0,60434(R + \Delta R_p)^3 - \pi R^2 H - 0,60434 R^3. \quad (43)$$

Po pominięciu małych wielkości trzeciego rzędu otrzymuje się:

$$\Delta V_p = 2\pi R H \Delta R_p + \pi H \Delta R^2 + 1,8129 R^2 \Delta R_p + 1,8129 R \Delta R_p^2. \quad (44)$$

Podobnie jak to miało miejsce przy opisie zachowania się materiału w stanie sprężystym, wyznacza się trwały przyrost objętości jako funkcję ciśnienia, stałych materiałowych oraz wymiarów geometrycznych:

$$\Delta V_p = f(p, R, H, g, E_t). \quad (45)$$

Jeśli znane są wszystkie parametry występujące po prawej stronie równania (45), to podstawiając je, można wyznaczyć trwały przyrost objętości naczynia ciśnieniowego w dowolnym momencie po przekroczeniu granicy plastyczności.

Znając bieżący trwały przyrost objętości, możemy także, posiadając wszystkie dane geometryczne i materiałowe użyte w równaniu (44), pośrednio określić ciśnienie i trwałe odkształcenie obwodowe jako funkcję przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego:

$$p = f(\Delta V_p, R, H, g, E_t), \quad (46)$$

$$\varepsilon_p = f(\Delta V_p, R, H, g, E_t). \quad (47)$$

Ostatecznie, powracając do wzoru (40) można wyznaczyć przyrost objętości naczynia ciśnieniowego (ilość dotłoczonego czynnika próbnego) w trakcie przepiężania, po przekroczeniu granicy plastyczności.

6. NUMERYCZNA SYMULACJA ODPRĘŻANIA NACZYNIA CIŚNIENIOWEGO

Zaprezentowana w niniejszym rozdziale przykładowa numeryczna symulacja odprężania naczynia ciśnieniowego jest kompleksową próbą opisaną, rozwiązania i zanalizowania procesu przepiężania przy zastosowaniu nowoczesnych technik obliczeniowych i symulacyjnych.

Przedstawiając teoretyczną, przybliżoną, ale wystarczająco dokładną symulację, widzi się konieczność wykonania jej przed przeprowadzeniem całego zabiegu na obiektach fizycznych.

W przypadku naczyń ciśnieniowych o złożonej geometrii wyznaczenie występującego pola przemieszczeń, odkształceń i naprężeń jest możliwe jedynie przy zastosowaniu zaawansowanych metod numerycznych np. metody elementów skończonych.

Procedura wykonywania obliczeń metodą elementów skończonych wymaga wykonania następujących podstawowych czynności: budowa modelu geometrycznego, budowa modelu dyskretnego oraz określenia warunków brzegowych.

W niniejszym rozdziale przedstawiono sposób przeprowadzania symulacji metodą elementów skończonych. Opisano poszczególne jej etapy i przedstawiono wyniki. Wszystko to zostało zaprezentowane na przykładowym naczyniu ciśnieniowym, którym jest zbiornik ciśnieniowy, pionowy o pojemności nominalnej $V=600 \text{ dm}^3$, który szczegółowo opisany został w rozdziale 7 niniejszej pracy.

Obliczenia prowadzono do uzyskania w ścianie zbiornika zakładanego poziomu naprężenia zredukowanego powyżej umownej granicy plastyczności. Zadawalającym w tego typu analizie będzie zamodelowanie przebiegu procesu, tak aby osiągnąć naprężenie zredukowane na poziomie $(1,05 \div 1,10) R_e$.

Dla modelu przedstawionego w punkcie 6.1. pracy przeprowadzono obliczenia wytrzymałościowe w zakresie statyki nieliniowej z uwzględnieniem nieliniowości materiałowej (fizycznej) i dużych odkształceń (nieliniowości geometrycznej).

Analizę wytrzymałościową rury przeprowadzono systemem I-DEAS 10NX, produkcji EDS SDRC Ltd. USA. System ten jest oparty na metodzie elementów skończonych (MES). Do rozwiązania zagadnienia użyto algorytmu nie jawnego, zawartego w module Model Solution systemu I-DEAS™ SDRC [50].

Analizę tę można wykonać dowolnym innym systemem, w którym można uwzględnić nieliniowości materiału i geometrii analizowanej konstrukcji.

Celem tej analizy jest sprawdzenie zachowania się modelu naczynia ciśnieniowego przed przystąpieniem do przepiężania rzeczywistego obiektu. Interesujące będą następujące wyniki:

- naprężenia główne oraz naprężenia zredukowane wg odpowiedniej hipotezy wytrzymałościowej,
- strefa uplastycznienia materiału oraz obraz jej powstawania i powiększania się,
- odkształcenia i przemieszczenia elementów konstrukcji.

6.1. Budowa modelu geometrycznego i dyskretnego

Wykonanie modelu geometrycznego jest pierwszym krokiem analizy MES obiektu fizycznego, jakim jest zbiornik ciśnieniowy. Model geometryczny zbudowany został w skali 1:1. Przyjęto następujące wymiary geometryczne:

- średnia średnica zbiornika $D = 750$ mm
- wysokość części walcowej: $H = 1250$ mm
- dennice torosferoidalne o promieniach zaokrągleń: $10\%D$, D ,
- grubość ścianki zbiornika $g = 2,5$ mm
- wzmocnienia ścianek wokół króćców i podpór, $t = 5$ mm

Model geometryczny, przyjęty z dokumentacji konstrukcyjnej naczynia, przedstawiony został na rysunku 7.2. w rozdziale 7 niniejszej pracy.

Bazując na zbudowanym modelu geometrycznym, przystąpiono do wygenerowania modelu dyskretnego. Do prawidłowego odwzorowania konstrukcji powłokowej jaką jest naczynie ciśnieniowe, przy budowie modelu dyskretnego najlepiej jest zastosować elementy płaskie (dwuwymiarowe). Na potrzeby analizy zastosowano elementy skończone – czterowęzłowe powłoki grubościennego typu SHELL.

Dyskretyzację całego naczynia ciśnieniowego przeprowadzono elementami tego samego typu, czterowęzłowymi powłokami grubościennymi o liniowej funkcji kształtu. W każdym z czterech naroży elementu znajduje się węzeł, który posiada sześć stopni. Przyjęcie przy tego typu analizie elementów o liniowej funkcji kształtu wystarcza, wg teorii MES, do zapewnienia odpowiedniej dokładności obliczeń.

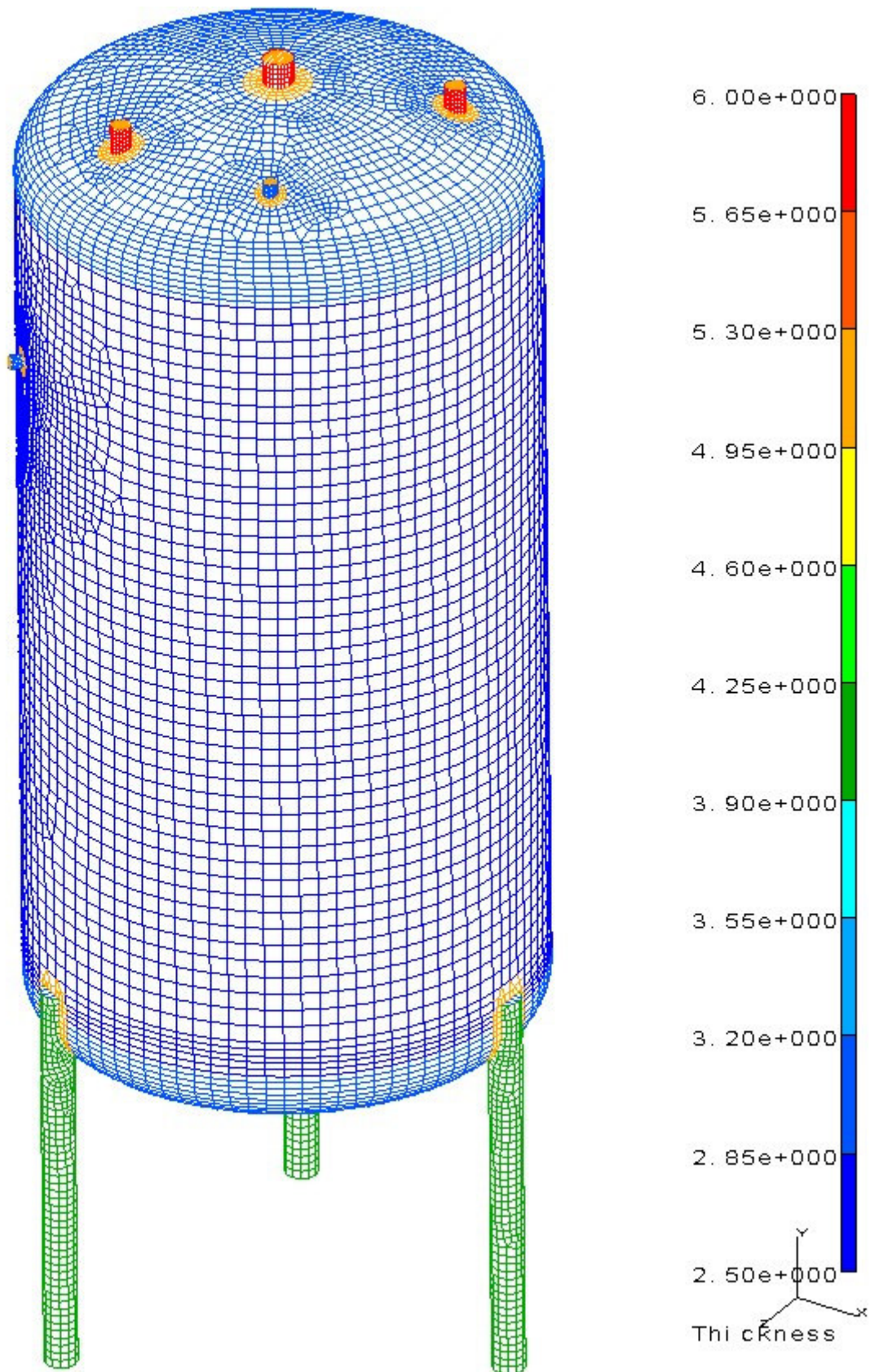
Wielkość elementu skończonego w tego typu analizie powinna wynikać z następujących czynników: grubości ścianki naczynia, jego wymiarów gabarytowych oraz promieni zaokrągleń powłok. Można przyjąć, że średni rozmiar elementu nie powinien być mniejszy niż 10-cio krotność wartości grubości ścianki oraz nie mniejszy niż 10% promienia zaokrągleń w silnie zakrzywionych powłokach. W przedstawionej analizie przyjęta średnia wielkość elementu skończonego to 25 mm.

Jak wcześniej założono, odprężaniu możemy poddawać tylko elementy cienkościenne, dla których wpływ grubości na rozkład naprężeń w kierunku promieniowym jest nieznaczny. Postawiony w ten sposób warunek ogranicza możliwości wyboru typu elementu skończonego.

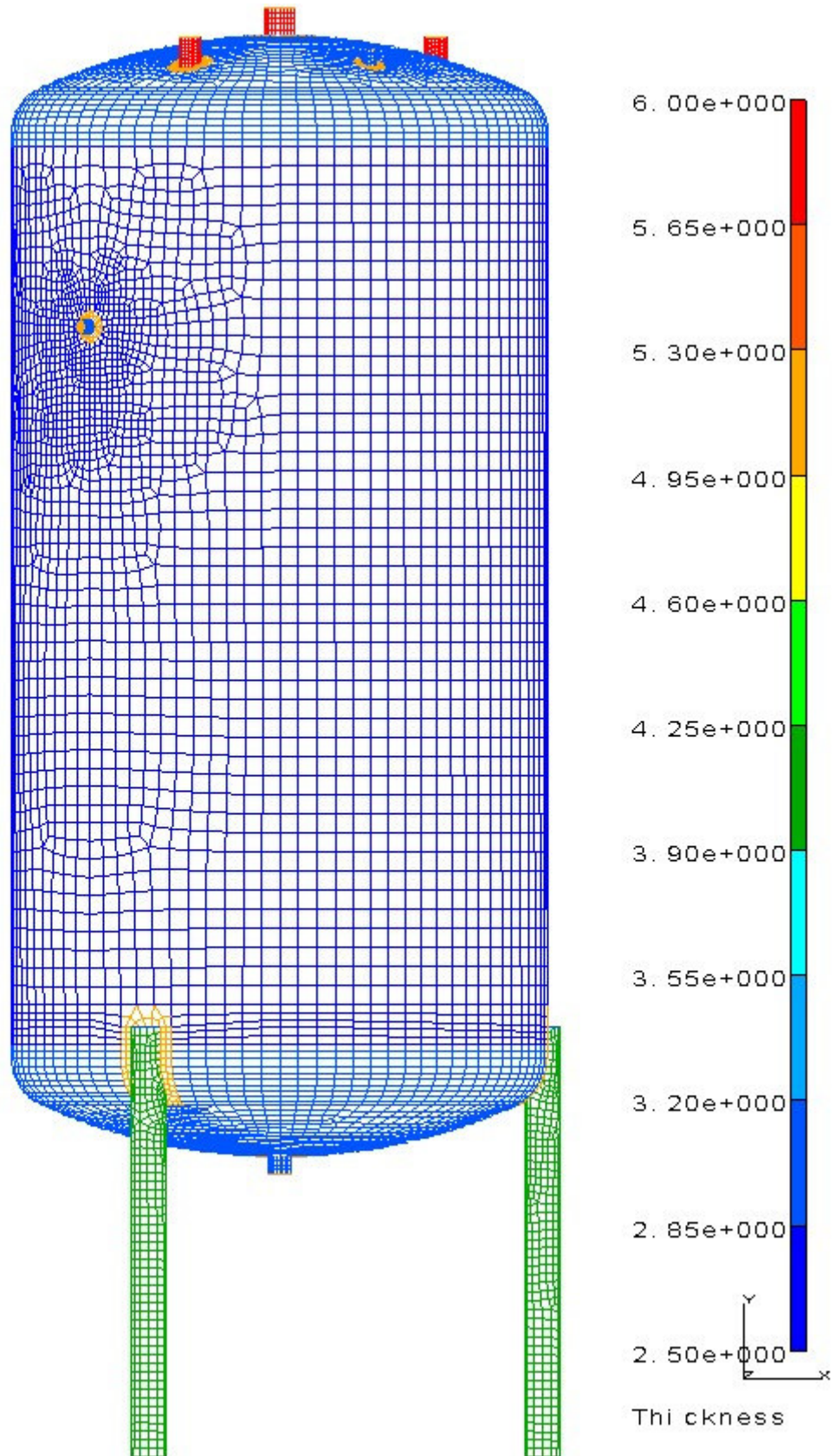
Zamodelowano cały zbiornik, wraz ze wszystkimi potencjalnie niebezpiecznymi miejscami ze względu na wielkość naprężeń, takimi jak: króćce, wzmocnienia, podpory itp. Bardzo ważną częścią modelowania jest dobranie odpowiedniej gęstości siatki podziału w obrębie króćców, podpór i zaokrągleń dennic. We wszystkich tych miejscach siatka modelu dyskretnego powinna być odpowiednio bardziej zagęszczona, aby jak dokładniej odwzorować lokalne obszary, miejsca o szczególnym znaczeniu dla wytrzymałości całego zbiornika.

Ogółem wygenerowany model powłokowy posiada 13830 elementów, 13808 węzłów o łącznej liczbie stopni swobody 82848 (bez utwierdzenia).

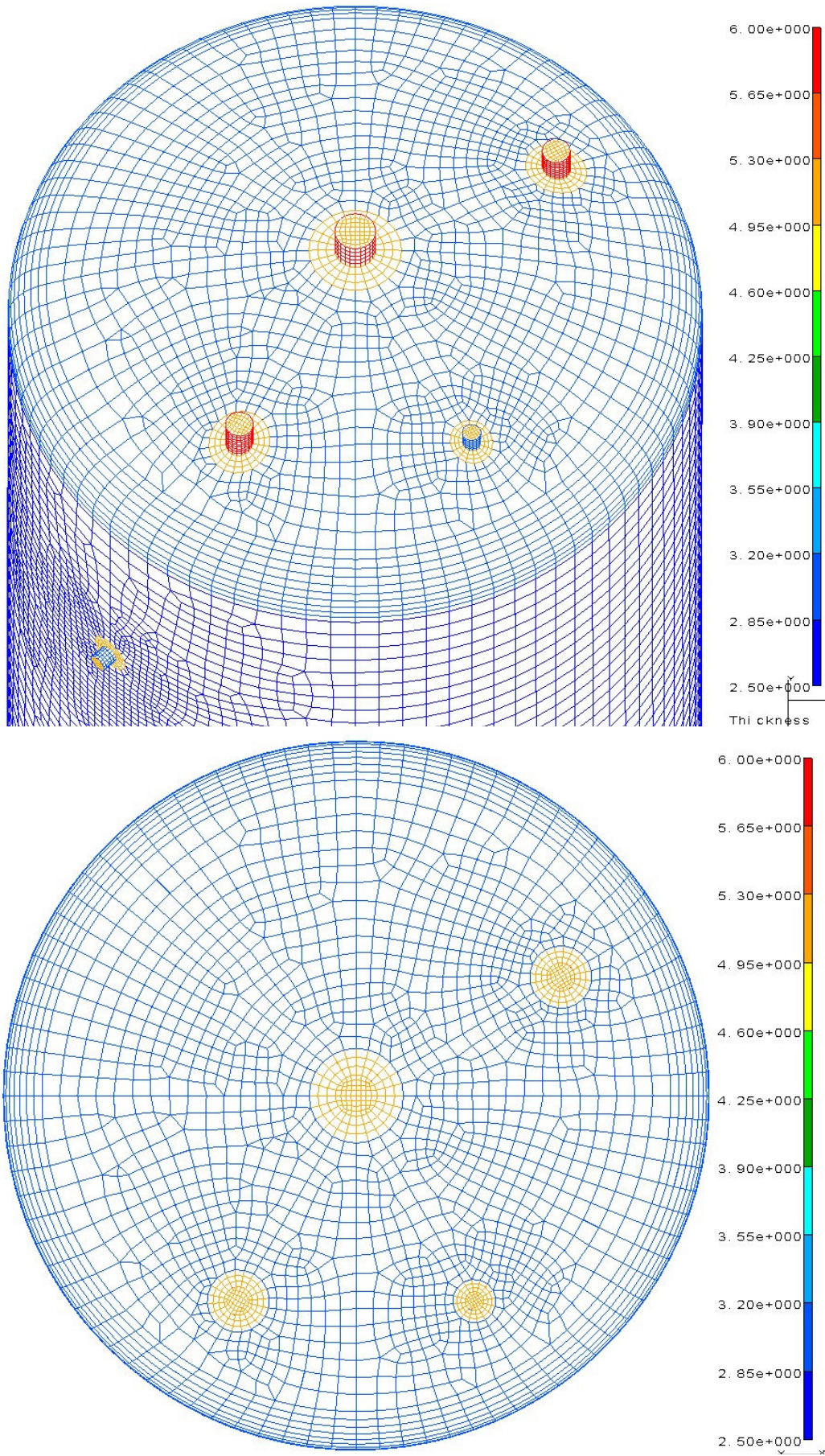
Model dyskretny, wygenerowany z wykorzystaniem oprogramowania I-DEAS NX10 przedstawiono na rysunkach 6.1 ÷ 6.4.



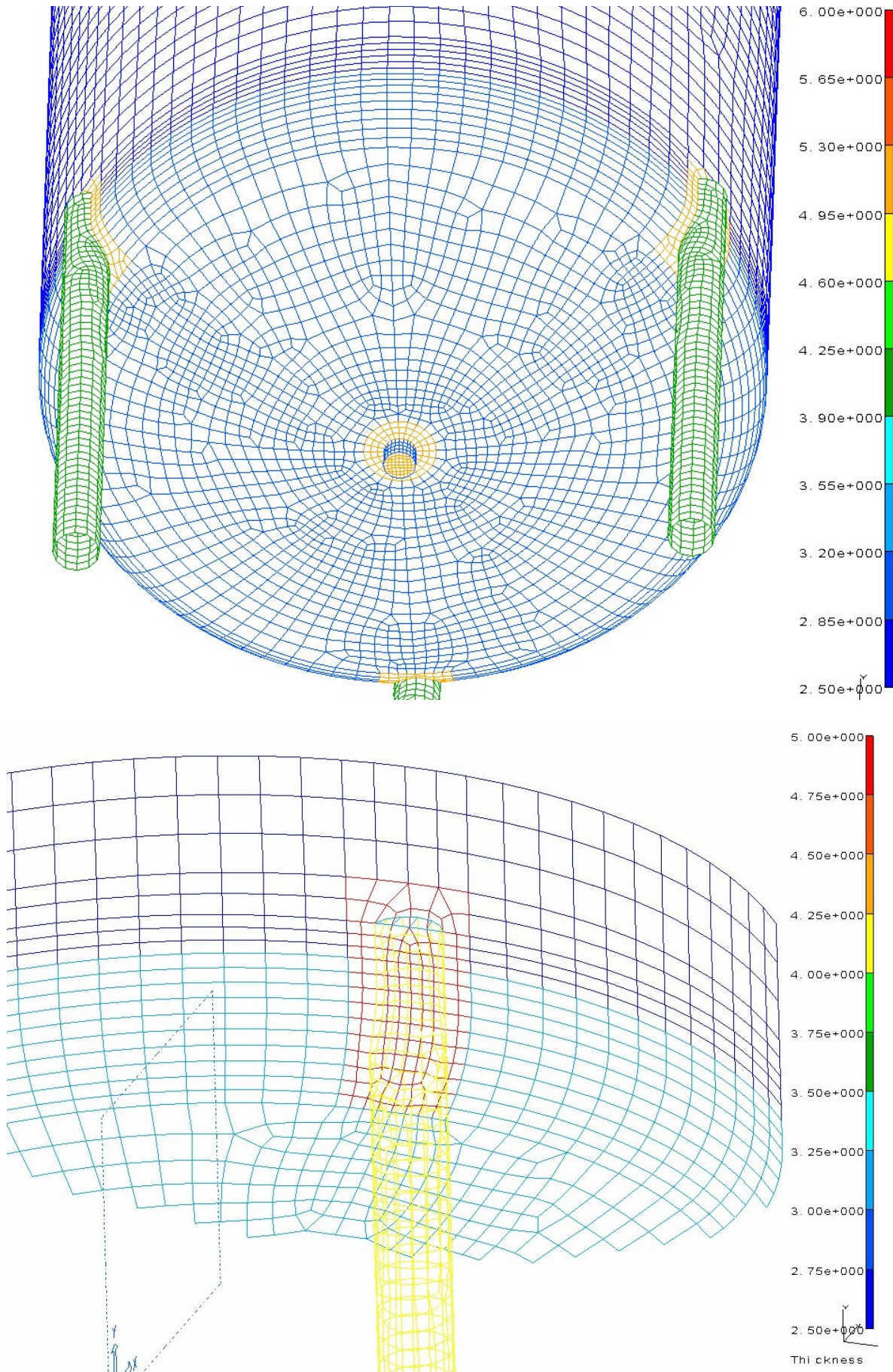
Rys. 6.1. Model dyskretny analizowanego zbiornika ciśnieniowego V=600L – widok ogólny



Rys. 6.2. Model dyskretny – widok na pobocznice zbiornika



Rys. 6.3. Model dyskretny - dennica górna wraz z króćcami



Rys. 6.4. Model dyskretny dna naczyń wraz z podporami

6.2. Warunki brzegowe i obciążenia

Naczynie ciśnieniowe obciążone jest ciśnieniem wewnętrznym, ciśnieniem hydrostatycznym pochodzącym od ciężaru własnego cieczy oraz ciężarem własnym obiektu. W wyniku tego całkowite naprężenie w materiale naczynia rury jest sumą w/w składowych.

Prezentowany w niniejszej analizie zbiornik ciśnieniowy jest wsparty na trzech podporach. Więzy i ograniczenia przemieszczeń modelują się tak, aby jak najdokładniej odzwierciedlić warunki podparcia rzeczywistego obiektu i nie krępować swobodnego odkształcania i uplastyczniania powłok naczynia. Tylko w podporach, w miejscach ich styku z podłożem należy założyć istnienie utwierdzeń. Aby zapewnić swobodne odkształcanie się całego naczynia, założono stałe (niepodatne) więzy w czasie trwania symulacji na krawędzie nóg zbiornika znajdujących się w płaszczyźnie podłoża.

Ogółem, po nałożeniu więzów (utwierdzeniu wybranych węzłów) model jest staje się układem statycznie niewyznaczalnym zewnętrznie i wewnętrznie. Analizowany model posiada 82665 stopni swobody.

Podstawowym obciążeniem naczynia ciśnieniowego jest ciśnienie wewnętrzne o jednakowej wartości w całym naczyniu. Zgodnie z prawem Pascala ciśnienie to jest jednakowe w całej objętości zbiornika, na wszystkich powierzchniach wewnętrznych. W modelu obliczeniowym ciśnienie to jest przyłożone na każdy element tworzący powierzchnię naczynia.

Ponieważ analiza dotyczy przepiężania mechanicznego z użyciem cieczy nie należy pomijać ciśnienia od jej ciężaru własnego. W modelu ciężar cieczy wprowadzono jako ciśnienie hydrostatyczne.

Uwzględnienie ciśnienia hydrostatycznego w modelu obliczeniowym będzie tym istotniejsze, im większa będzie wysokość (lub pionowa rozpiętość) naczynia.

Istotna jest prawidłowa interpretacja i zastosowanie tych dwóch składników ciśnienia w modelu. Ciśnienie hydrostatyczne nie jest zależne od czasu, a jego wartość jest funkcją wysokości słupa cieczy. Na jednym poziomie panuje jednakowa wartość tego ciśnienia. Ciśnienie wewnętrzne, wywołane przez dopompowywaną ciecz, jest natomiast jednakowe na wszystkich ścinkach zbiornika w danej chwili czasu. Założono krokowy wzrost tego ciśnienia w trakcie trwania nieliniowej analizy przepiężania.

Ciężar własny naczynia ciśnieniowego jest określany przez masy wszystkich elementów i wartość przyspieszenia ziemskiego g . Jest on wyznaczany poprzez całkowanie z modelu geometrycznego na drodze numerycznej przy pomocy programu, opartego na metodzie elementów skończonych wg następującego wzoru:

$$G = \hat{g} \int_{V_g} \rho dV_g, \quad (48)$$

gdzie ρ jest gęstością materiału, którą dla stali przyjęto 7860 kg/m^3 .

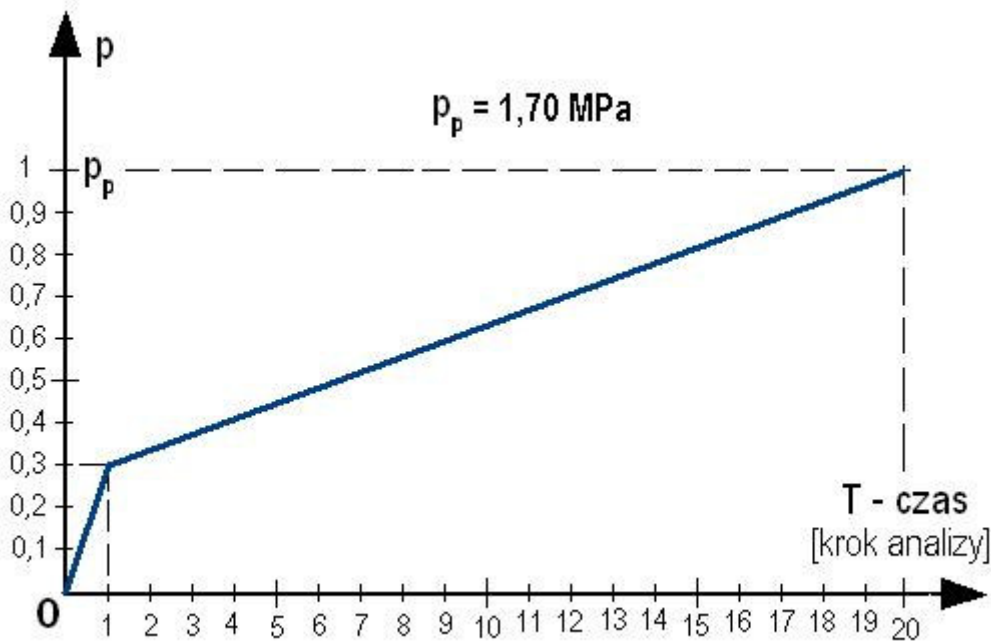
Numeryczną symulację można prowadzić, sterując krokiem narastania obciążenia lub odkształcania.

W przedmiotowym modelu obliczeniowym założono, analogicznie do rzeczywistego procesu obciążania, stopniowe narastanie obciążenia (czyli ciśnienia wewnętrznego). Założona droga narastania obciążenia (krok narastania obciążenia) powinna być dobrana tak, aby jak najdokładniej odzwierciedlić fizyczny proces i rzeczywiste zachowanie się materiału. W początkowej fazie, kiedy materiał znajduje się w stanie sprężystym można pozwolić sobie na duży krok przyrostu ciśnienia wewnętrznego. Kiedy naprężenia zbliżają się do granicy

plastyczności, osiągną tę granicę i przekroczą ją, należy odpowiednio zmniejszyć krok przyrostu ciśnienia w celu uzyskania żądanej dokładności.

Założona droga narastania obciążenia w modelu numerycznym przedstawiona została na rysunku 6.5.

Stopniowe zwiększanie ciśnienia jest procesem quasi-statycznym, w każdej chwili trwania procesu jest zachowany stan równowagi pomiędzy obciążeniem zewnętrznym a reakcjami zewnętrznymi oraz pomiędzy oddziaływaniami wewnętrznymi.



Rys. 6.5. Przebieg narastania ciśnienia w analizie numerycznej

6.3. Model obliczeniowy

Analizę prowadzono uwzględniając nieliniowość fizyczną i geometryczną materiału. Ze względu na to, że można się spodziewać znacznych odkształceń i przemieszczeń w porównaniu do wymiarów całego obiektu, uwzględniono nieliniowość geometryczną.

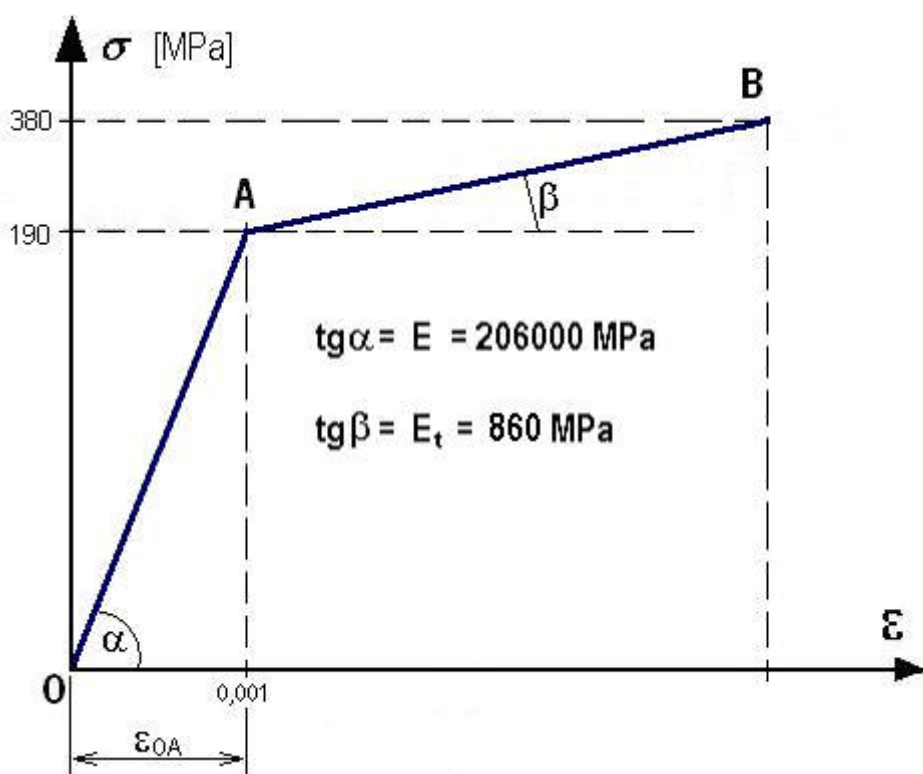
Z punktu widzenia metody elementów skończonych materiał o modelu konstytutywnym sprężysto-plastycznym charakteryzuje się różnymi cechami w zależności od stanu naprężenia, w jakim się znajduje. Do osiągnięcia wartości naprężeń równej granicy plastyczności materiał spełnia prawo Hooke'a. Po przekroczeniu granicy plastyczności R_e relacja między naprężeniem a odkształceniem staje się nieliniowa. Materiał uplastycznia się i następuje jego umocnienie.

Do przeprowadzenia obliczeń wytrzymałościowych potrzebne są parametry charakteryzujące własności materiału zbiornika. Dane te przyjmuje się na podstawie dokumentów normatywnych lub badań doświadczalnych. Dla stali węglowej konstrukcyjnej zwykłej jakości o oznaczeniu St0 (wg. PN-H-84020), na podstawie wyników badań doświadczalnych i dokumentów normatywnych przyjęto następujące parametry:

- granica plastyczności stali: $R_e = 190 \text{ MPa}$,
- współczynnik sprężystości wzdłużnej: $E = 206000 \text{ MPa}$,
- granica wytrzymałości (wartość minimalna): $R_m = 380 \text{ MPa}$,
- współczynnik Poissona: $\nu = 0,28$,
- długość obszaru sprężystego odkształcenia: $\epsilon_{OA} = 0,001$,
- wydłużenie A_5 : $A_5 = 22\%$
- moduł styczny w strefie umacniania się materiału: $E_t = 950 \text{ MPa}$,

Zwykle przed przystąpieniem do przepięzania naczynie ciśnieniowe wypełnia się cieczą i pozostawia na kilka, kilkanaście godzin, aby doszło do wyrównania się temperatury czynnika próbnego i temperatury ścianek naczynia z otoczeniem. Dla analizowanego modelu materiału wszystkie parametry przyjęto jako niezależne od temperatury.

Przyjętą charakterystykę materiału do obliczeń numerycznych przedstawiono na rysunku 6.6.



Rys 6.6. Model fizyczny materiału sprężysto-plastycznego z fazą plastycznego płynięcia

Powyższa charakterystyka została wykorzystana do nieliniowych obliczeń wytrzymałościowych w zakresie sprężysto-plastycznym. Przyjęty model materiału jest nieliniowy, składający się z dwóch modeli liniowych dla zakresu sprężystego i plastycznego.

Zakładano, że proces przepięzania będzie prowadzony aż do uzyskania naprężenia zredukowanego (wg hipotezy Hubera) o wartości $1,15 R_e$.

Ciśnienie wewnętrzne p_p potrzebne do uzyskania naprężenia o wartości ok. $1,15 R_e$ i zadanych wymiarów geometrycznych obliczono na podstawie wzoru (27).

$$p_p = \frac{2 \cdot 1,1 R_e g}{\sqrt{3} R} = \frac{2 \cdot 1,15 \cdot 190 \cdot 2,5}{\sqrt{3} \cdot 375} \approx 1,65 \text{ MPa} \quad (49)$$

Dla założonych wcześniej wymiarów geometrycznych określono sposób zwiększania obciążenia ciśnieniem wewnętrznym. W tego typu analizie założono sterowanie krokiem narastania obciążenia (ciśnienia wewnętrznego).

Analogicznie do prowadzenia rzeczywistego procesu, założono większe przyrosty ciśnienia w początkowej fazie, kiedy materiał naczynia ciśnieniowego jest w fazie sprężystej. Później w miarę jak jest coraz bliżej osiągnięcia granicy plastyczności i po jej przekroczeniu, krok przyrostu obciążenia zmniejsza się, nawet kilkukrotnie.

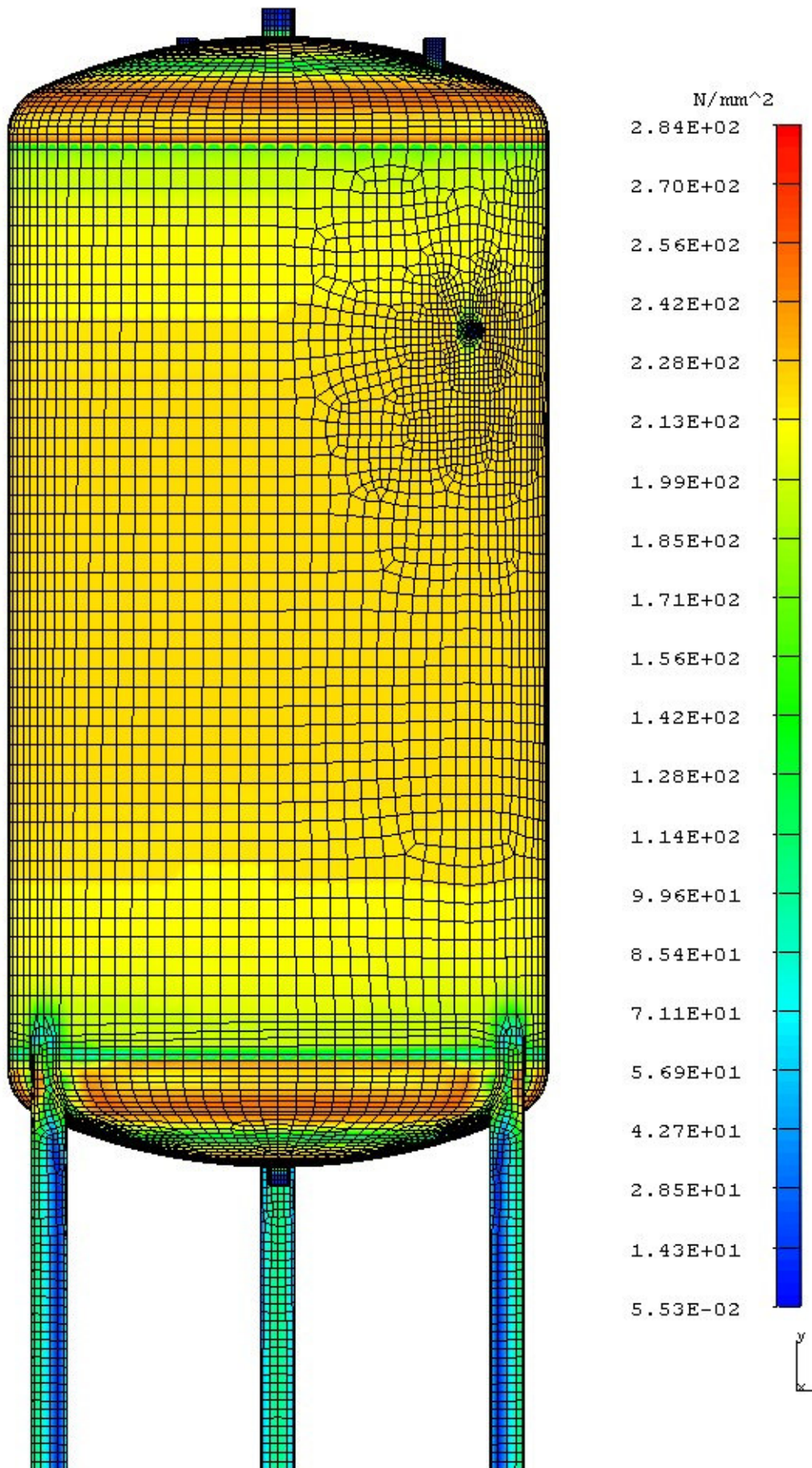
6.4. Wyniki numerycznej symulacji

Otrzymane wyniki nieliniowej analizy wytrzymałościowej MES przedstawiono w postaci graficznej na rysunkach 6.8 ÷ 6.24.

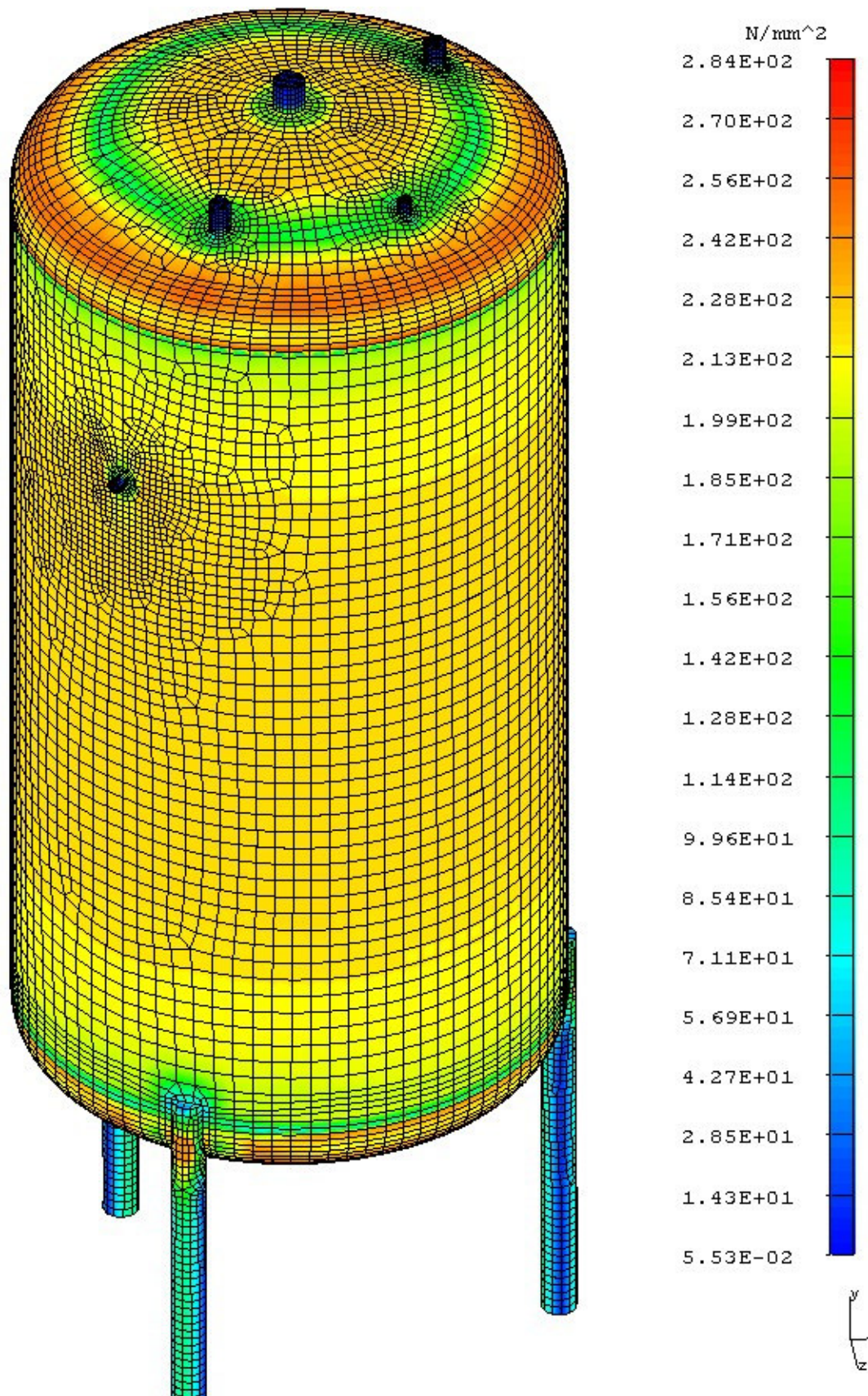
Zaprezentowane wyniki: pola naprężeń, pola przemieszczeń i pola odkształceń otrzymano dla maksymalnej wartości ciśnienia odprężania (ostatniego kroku nieliniowej fizycznie i geometrycznie analizy wytrzymałościowej), które zostało wyznaczone według wzoru (49). Kolejno przedstawiono:

- warstwice naprężeń zredukowanych wg. hipotezy Hubera-Misesa (rys. 6.8 ÷ 6.11),
- warstwice naprężeń głównych (rys. 6.12 ÷ 6.14),
- przemieszczenia całkowite oraz obraz deformacji (rys. 6.19 ÷ 6.21).
- odkształcenia (rys. 6.22 ÷ 6.24).

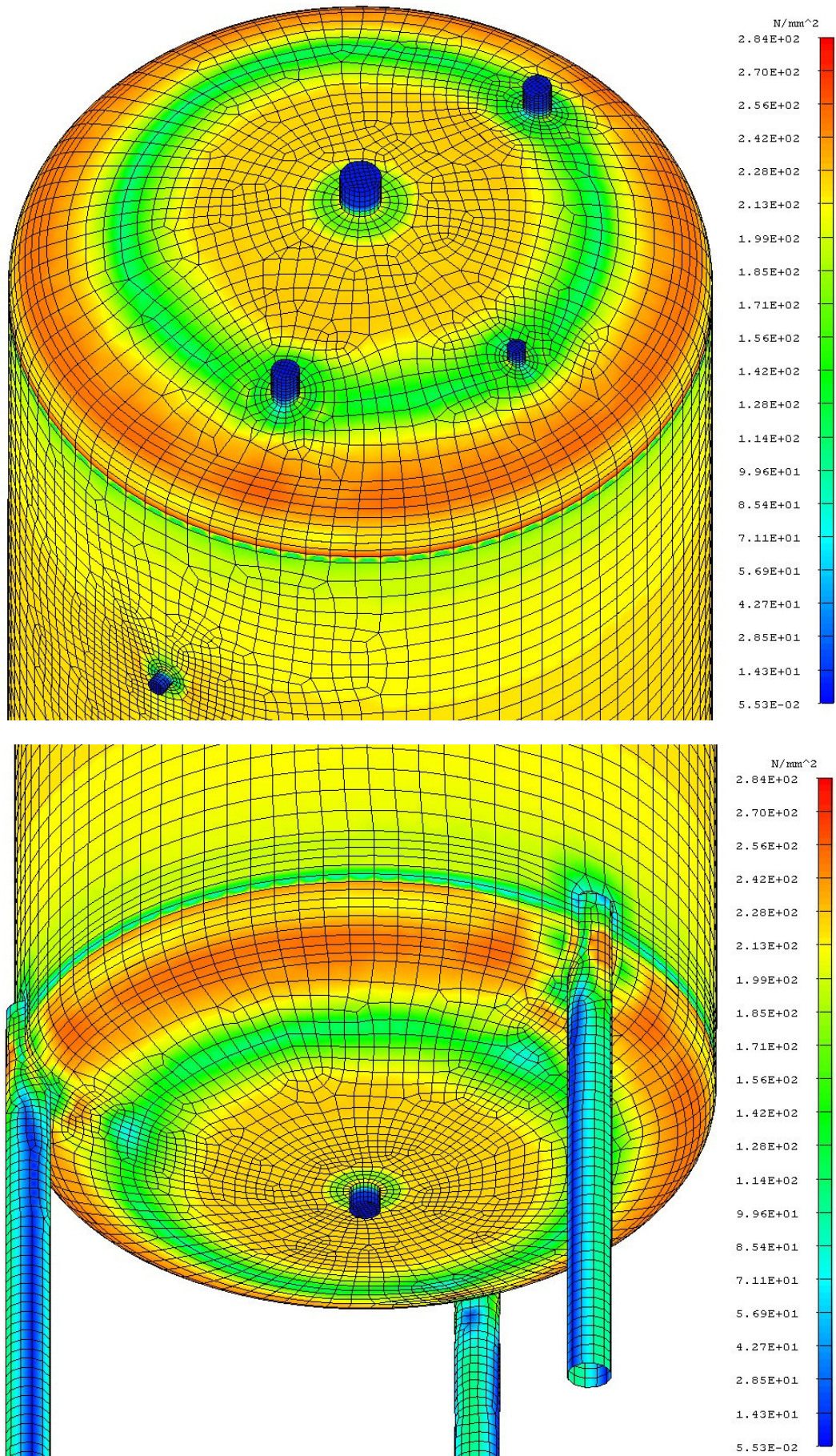
Na rys. 6.15 ÷ 6.18 przedstawiono strefy uplastycznienia się naczynia oraz obraz powstawania tych stref dla powłoki walcowej i dennicy. Kolorem zielonym oznaczono strefy, które nie uległy uplastycznieniu. Kolorem czerwonym obszary, w których intensywność odkształcenia przekroczyła wartość 0,001 co odpowiada granicy zakresu sprężystego dla przyjętego modelu materiału.



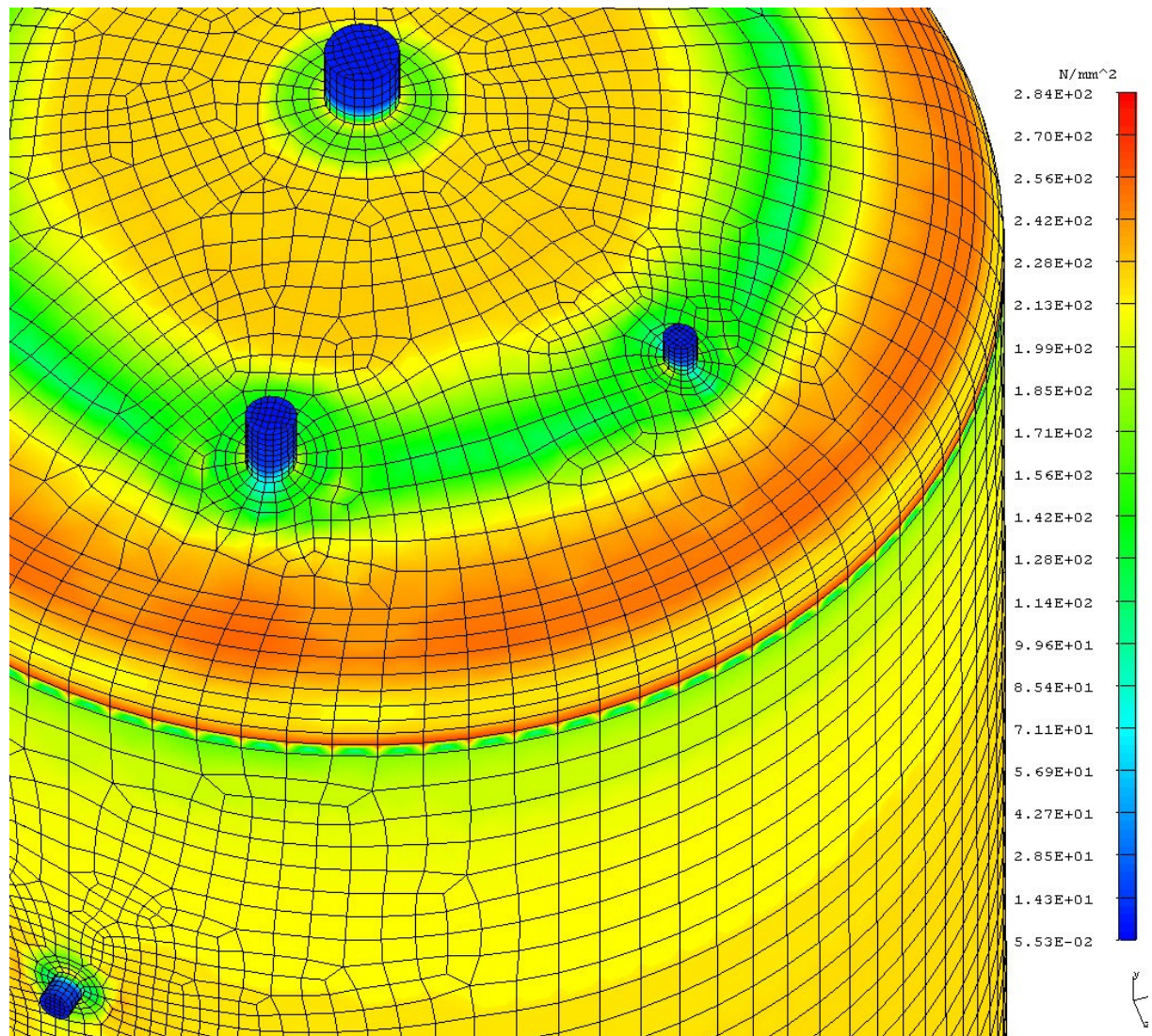
Rys. 6.8. Naprężenia zredukowane – widok ogólny



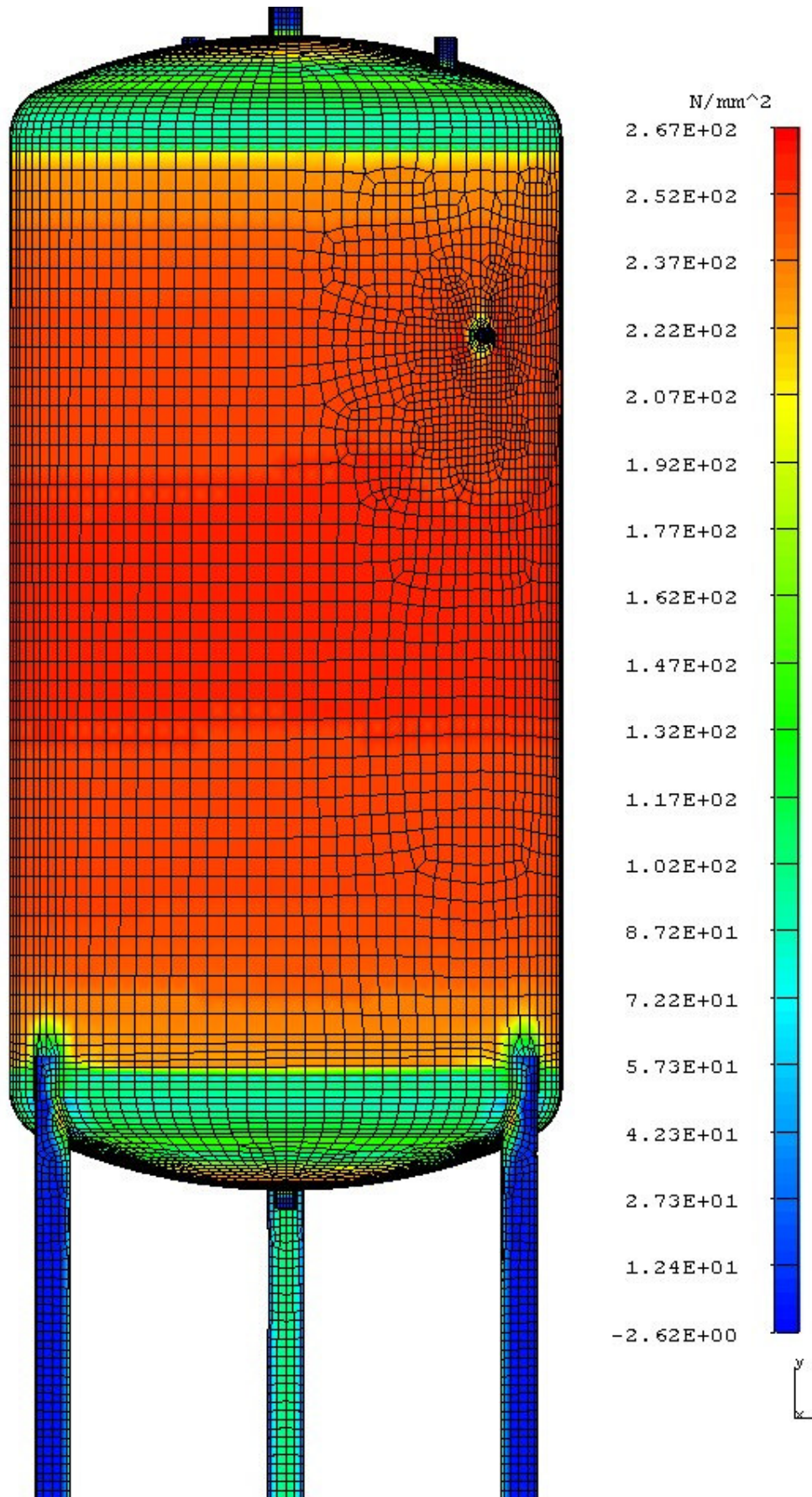
Rys. 6.9. Naprężenia zredukowane – widok z boku



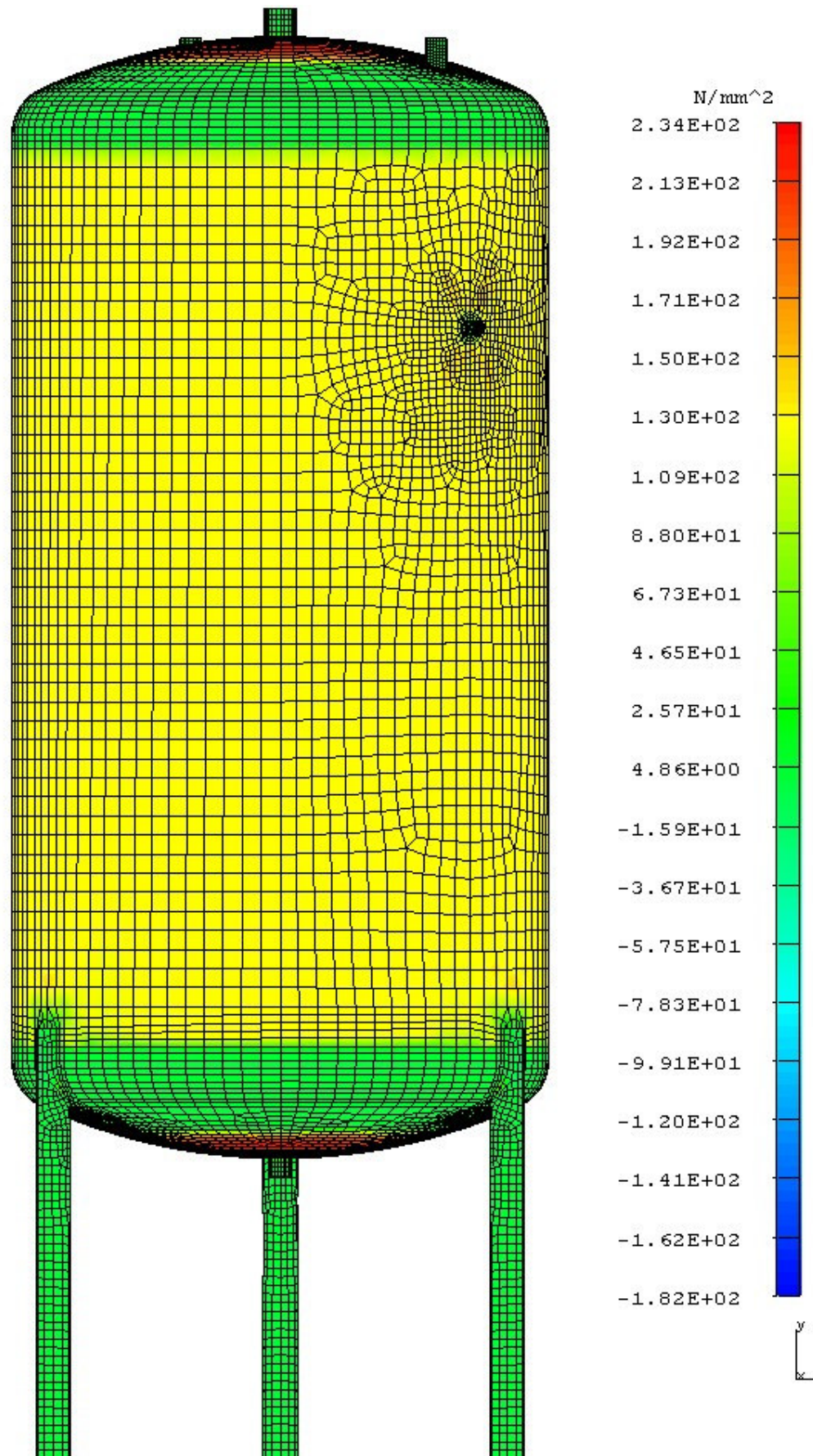
Rys. 6.10. Naprężenia zredukowane – widok na dennice i podpory



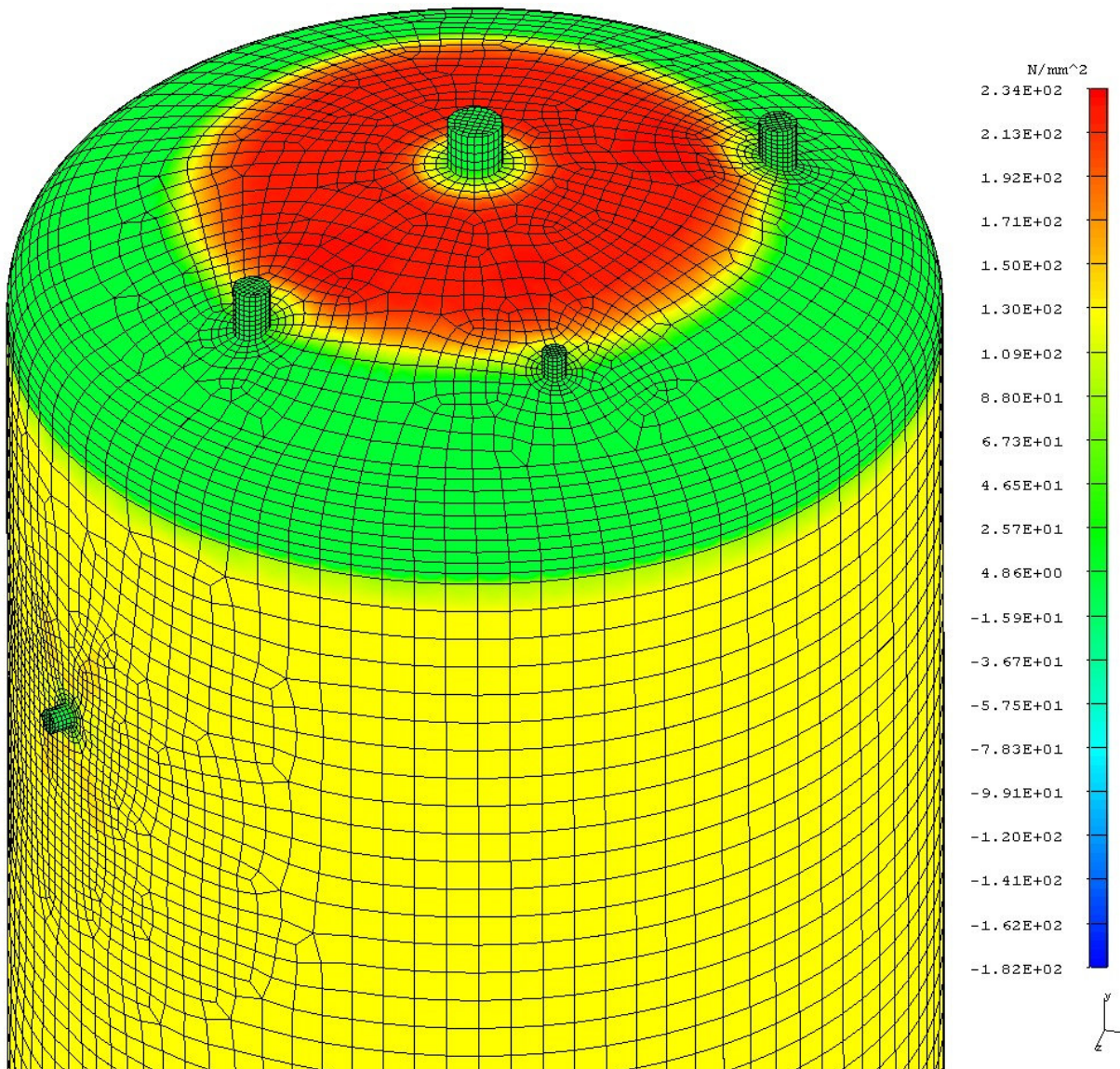
Rys. 6.11. Naprężenia zredukowane – króćce zbiornika



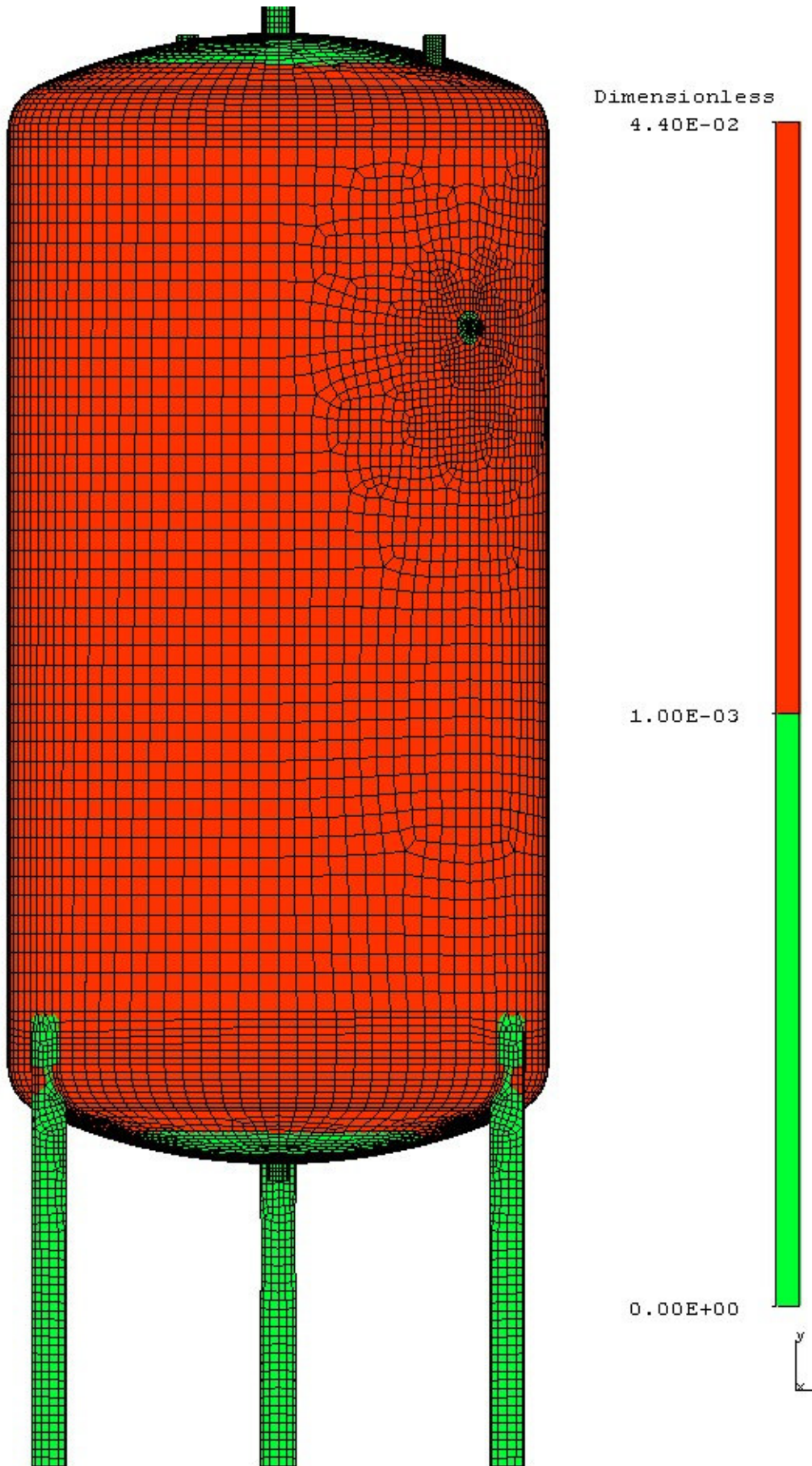
Rys. 6.12. Naprężenia główne – maksymalne (tożsame z naprężeniem obwodowym na ścianie zbiornika) – widok ogólny



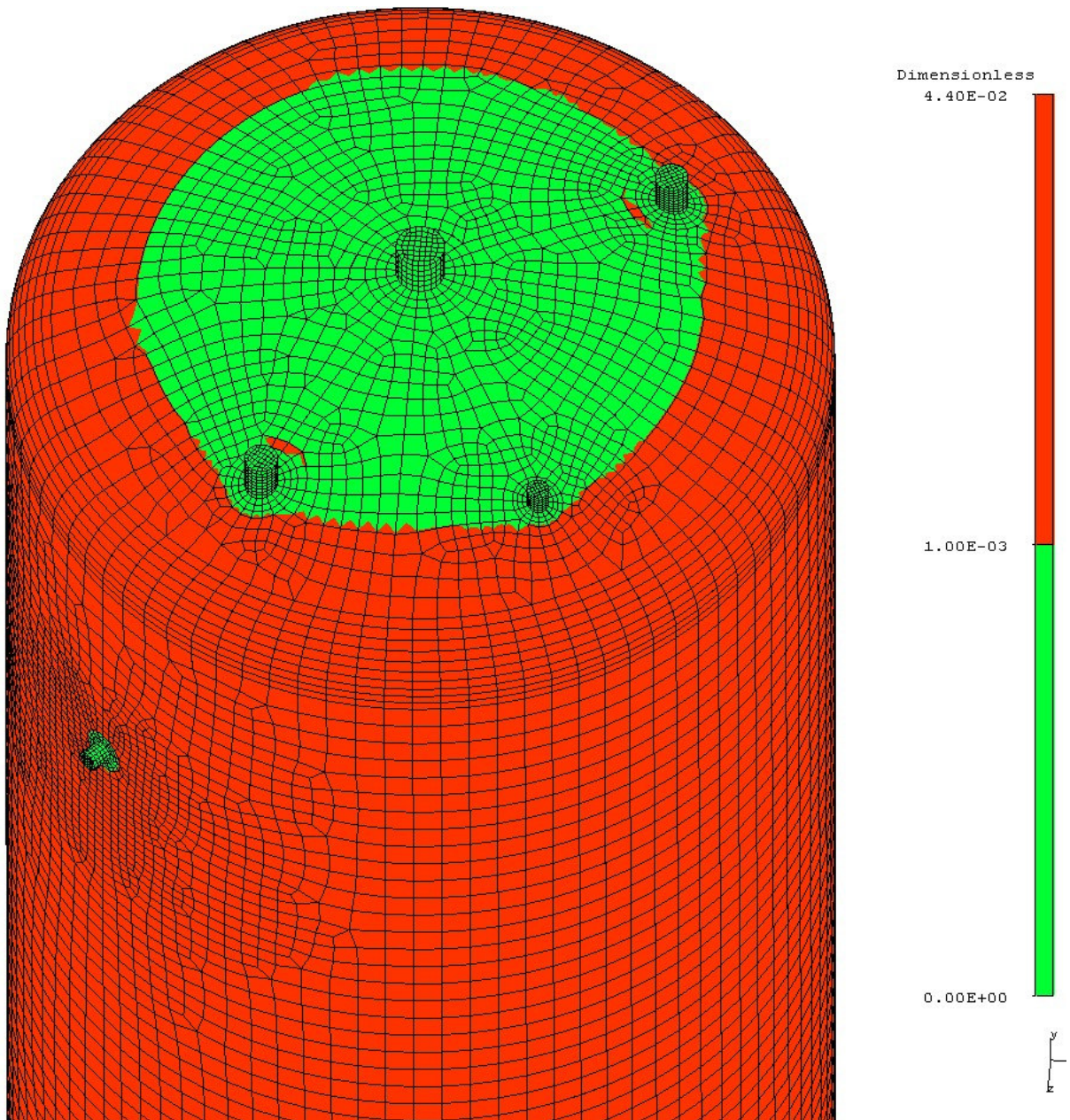
Rys. 6.13. Naprężenia główne – średnie (tożsame z naprężeniem wzdłużnym na ścianie zbiornika) – widok ogólny



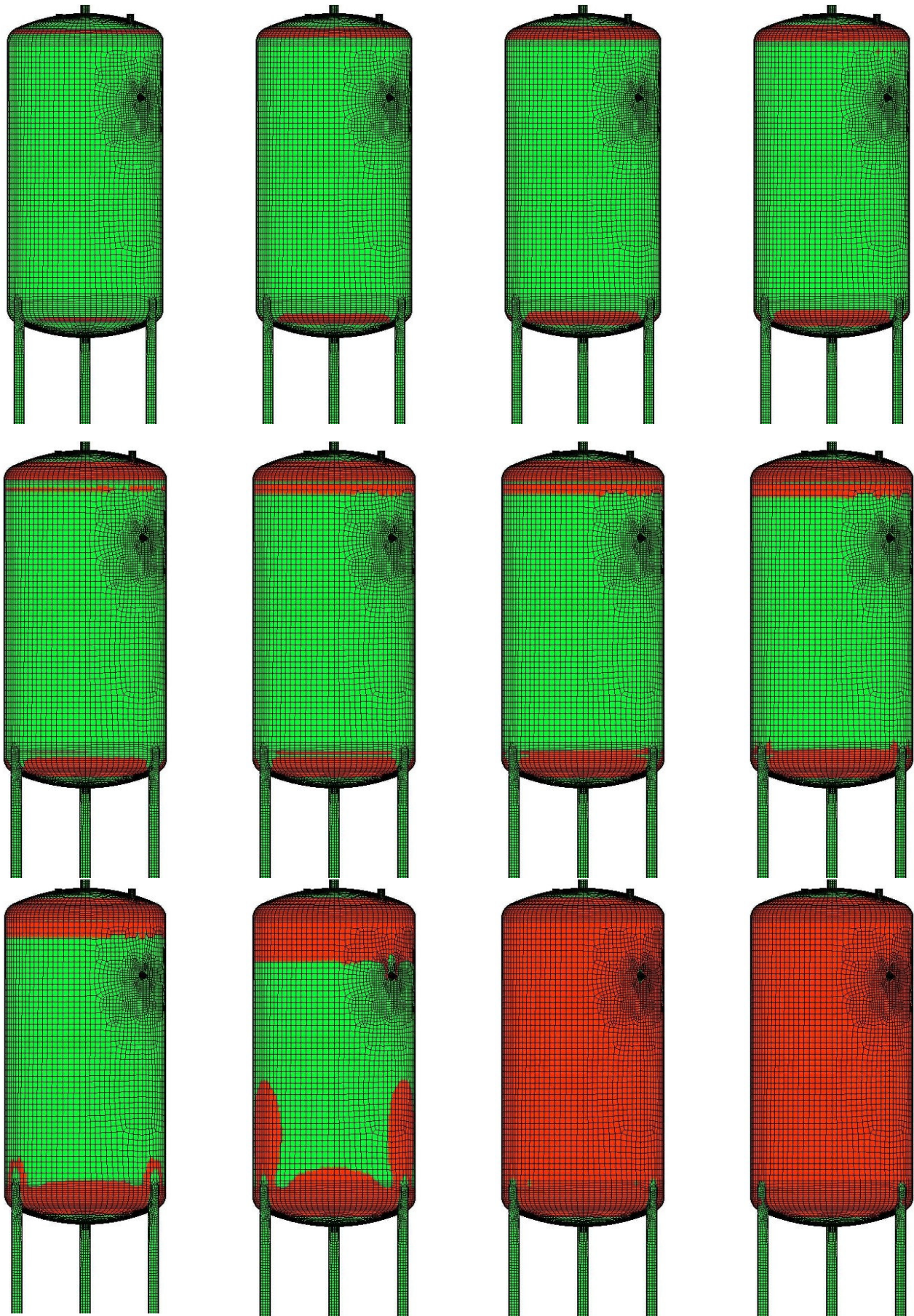
Rys. 6.14. Naprężenia główne – średnie (tożsame z naprężeniem wzdłużnym na ścianie zbiornika) – dennica górna



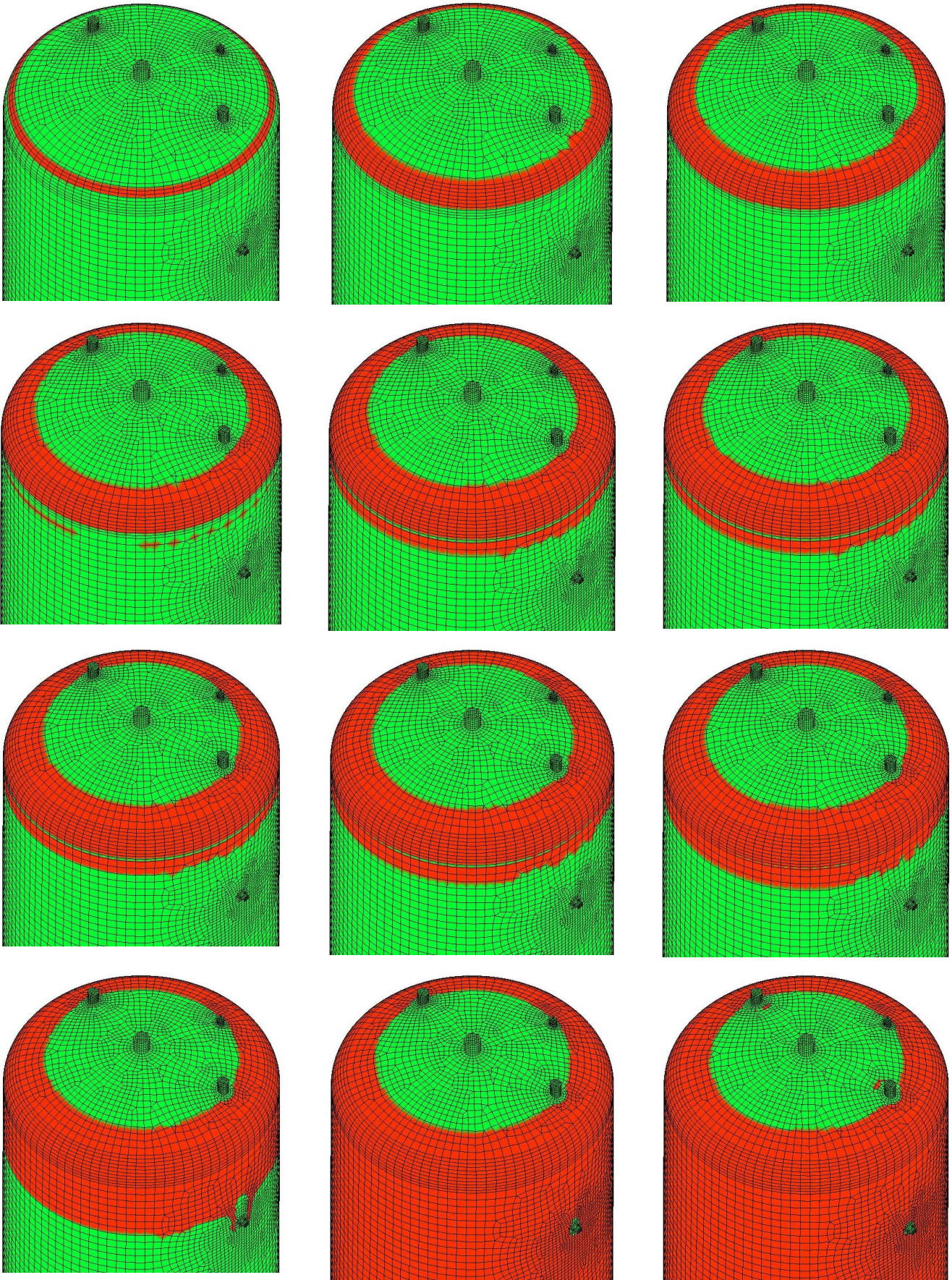
Rys. 6.15. Strefy uplastycznienia się zbiornika – widok ogólny



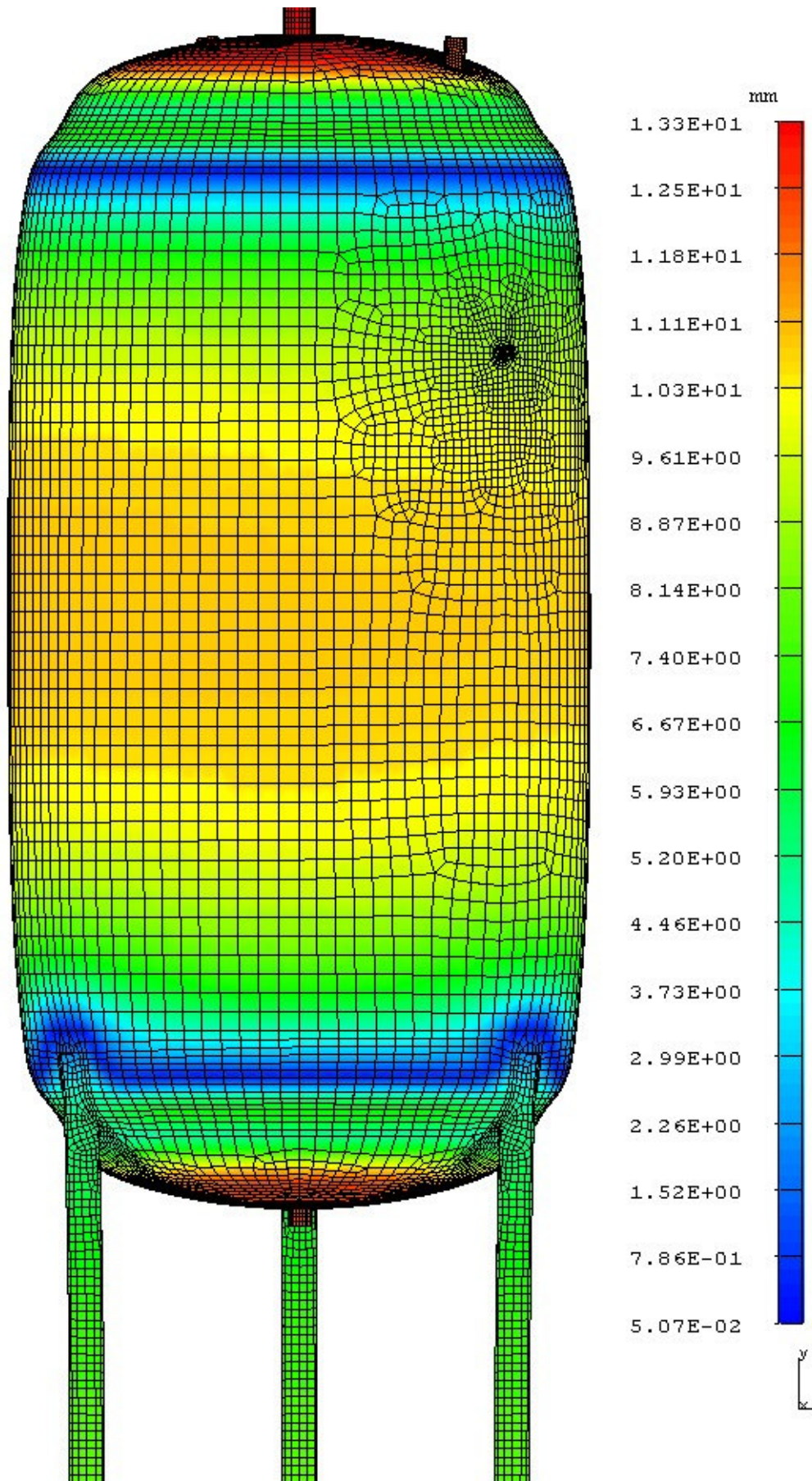
Rys. 6.16. Strefy uplastycznienia się zbiornika – dennica górna



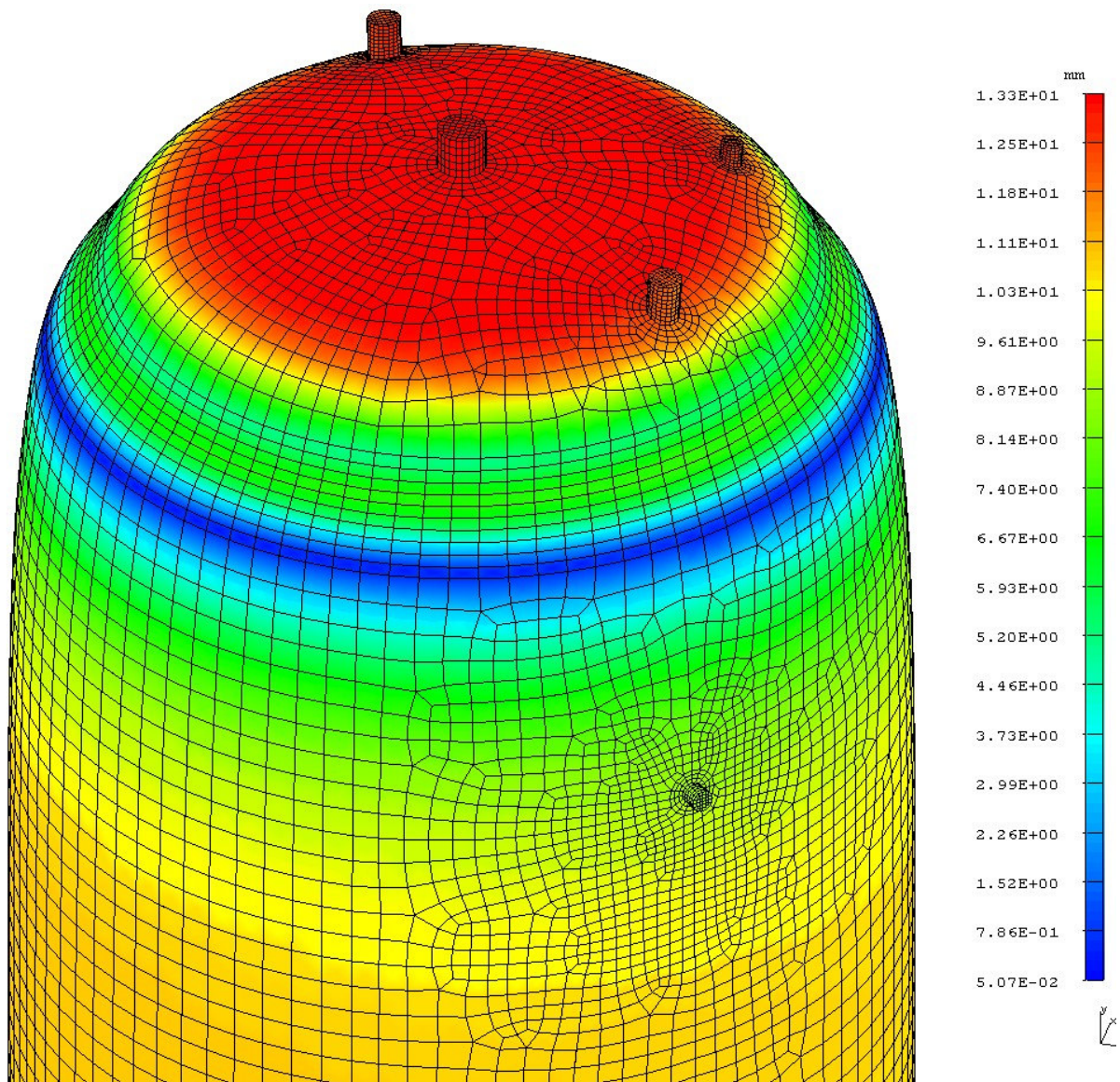
Rys. 6.17. Etapy uplastyczniania się zbiornika – widok ogólny



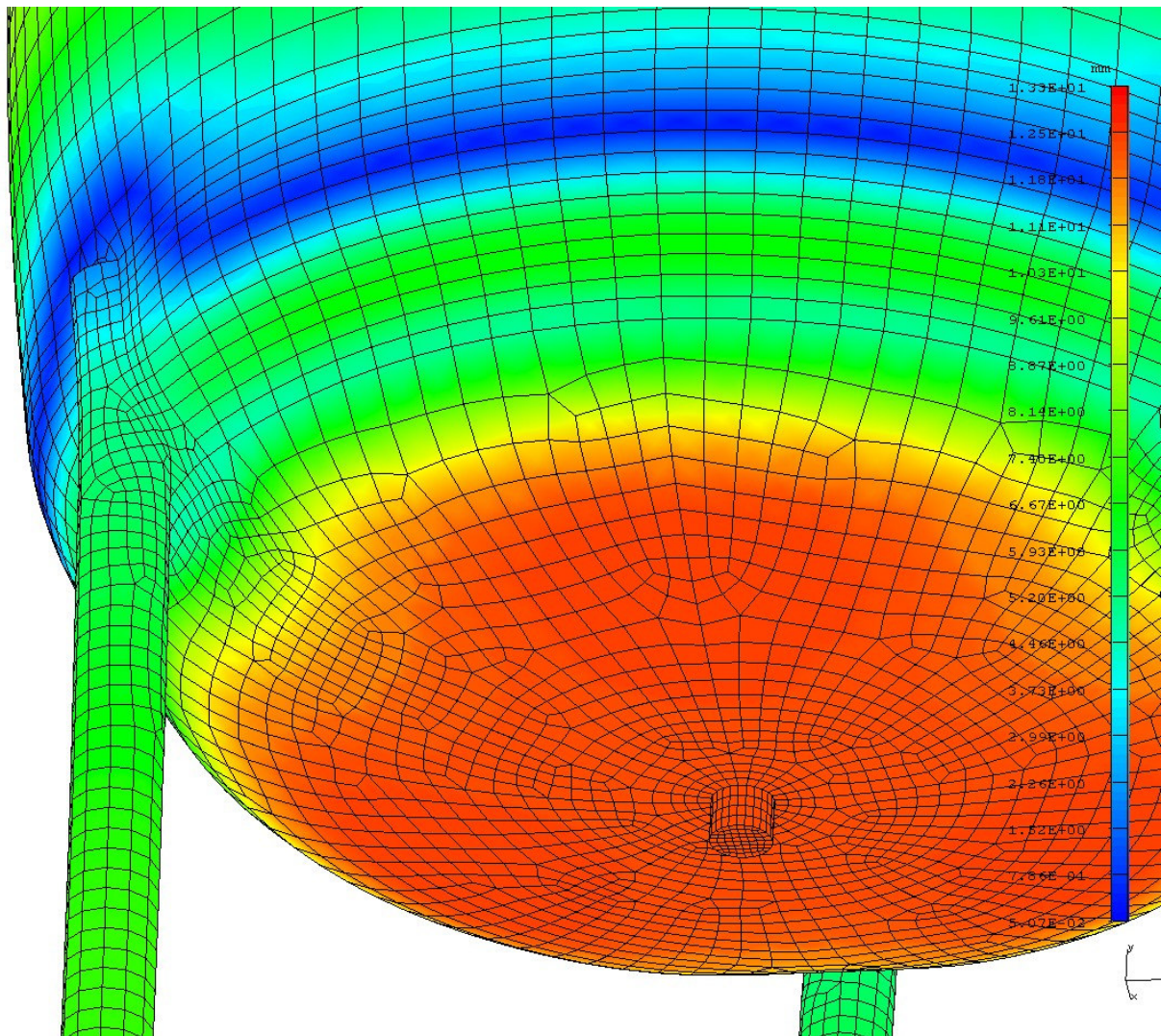
Rys. 6.18. Etapy uplastyczniania się zbiornika – dennica górna



Rys. 6.19. Obraz deformacji i przemieszczenia – widok ogólny



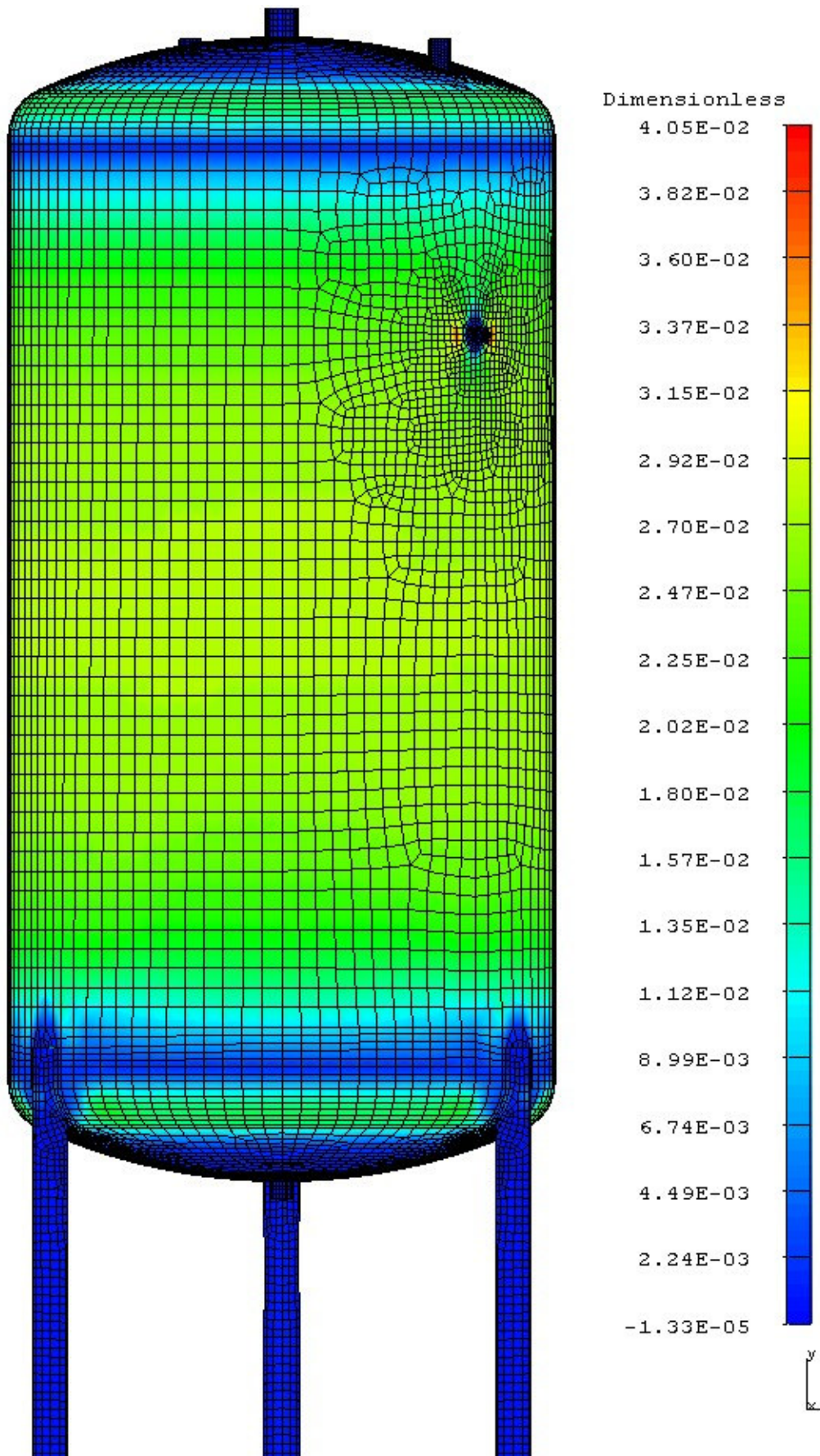
Rys. 6.20. Obraz deformacji i przemieszczenia – dennica górna



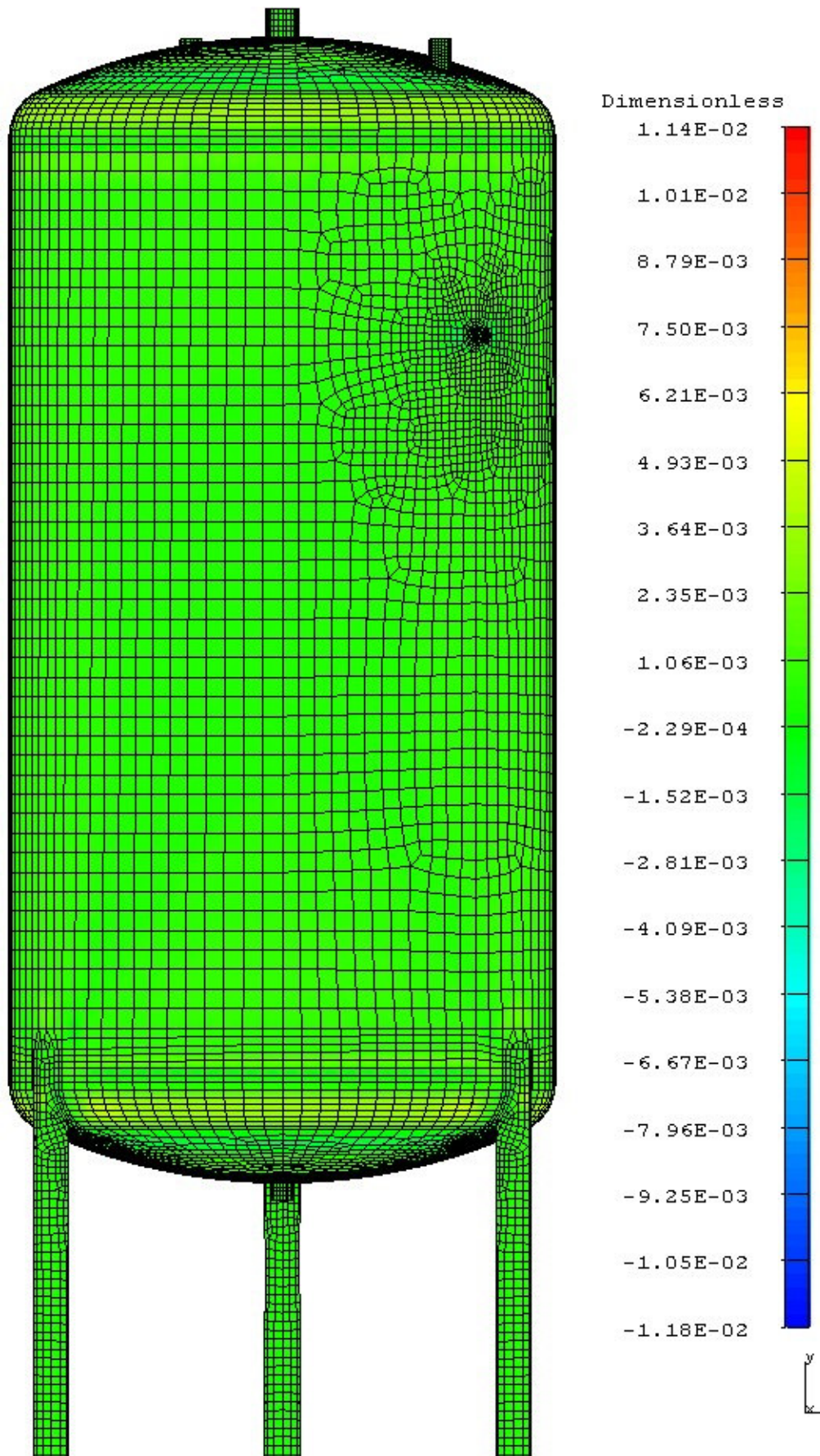
Rys. 6.21. Obraz deformacji i przemieszczenia – dennica dolna

Ekstremalne wartości stwierdzone na podstawie wyników analizy numerycznej to:

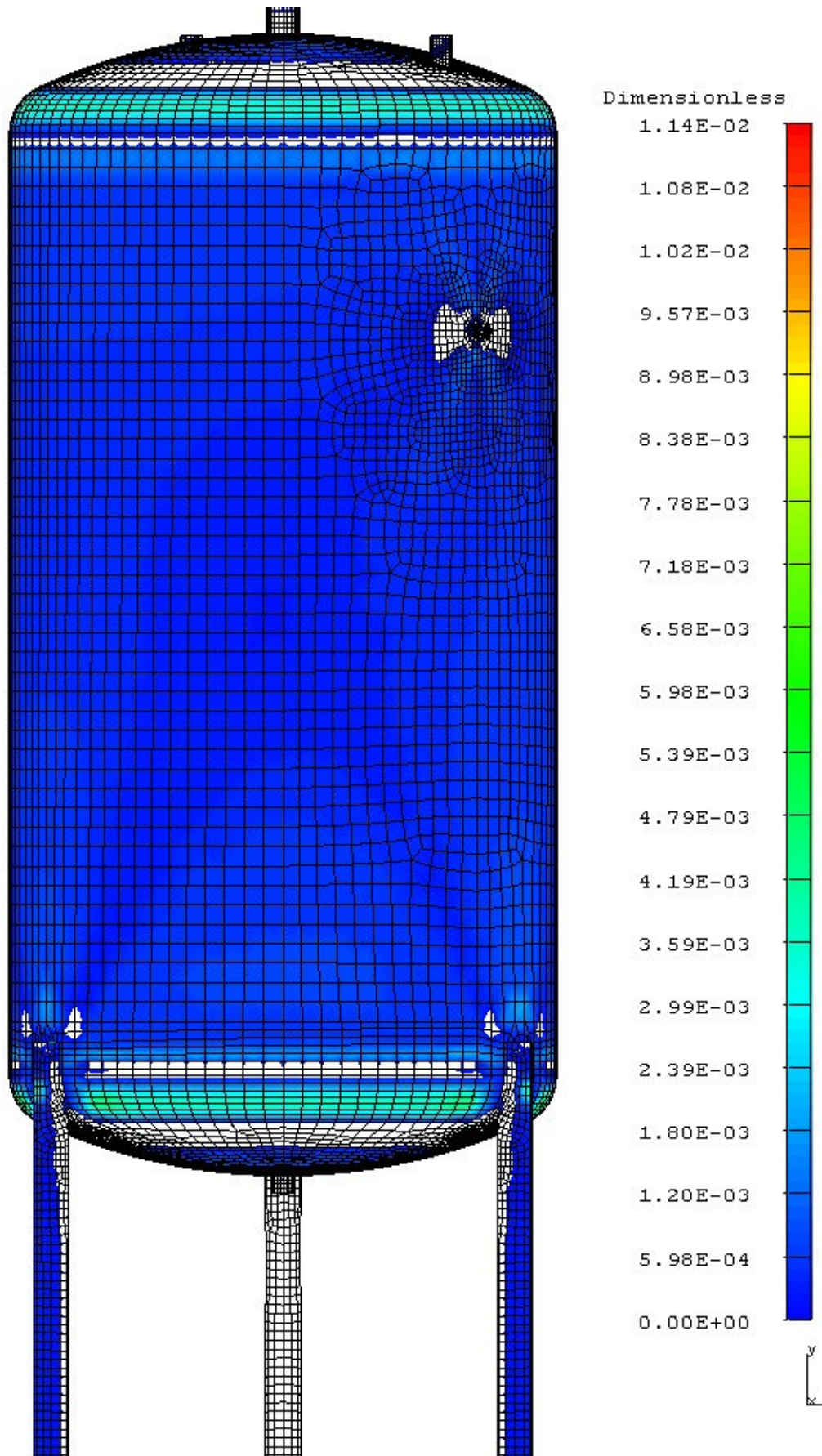
- maksymalna intensywność naprężeń wg hipotezy Hubera-Misesa wynosi 284 MPa i występuje na dennicach w strefie zmiany promienia zaokrąglenia dennic,
- maksymalne przemieszczenie wynoszące $13,3 \text{ mm}$ zaobserwowano w wierzchołku dennicy górnej.



Rys. 6.22. Odkształcenia główne – na części walcowej tożsame z odkształceniami obwodowymi



Rys. 6.23. Odkształcenia główne – na części walcowej tożsame z odkształceniami wzdłużnymi



Rys. 6.24. Odkształcenia główne – na części walcowej tożsame z odkształceniami wzdłużnymi. Wyselekcjonowanie odkształceń o wartościach dodatnich

6.5. Podsumowanie wyników obliczeń numerycznych

Celem wykonania przedstawionej analizy wytrzymałościowej MES, było uzyskanie jak największej ilości informacji umożliwiających ocenę zachowania się analizowanej konstrukcji. Numeryczną symulację wykonuje się w celu poznania jak dane naczynie ciśnieniowe będzie zachowywało dla zadanych warunków obciążenia i podparcia oraz dla przyjętego modelu materiału.

W przypadku analizowanego przedmiotowego naczynia ciśnieniowego głównym celem analizy, jest poznanie obrazu zmian pola odkształcenia, naprężenia i przemieszczeń dla poszczególnych kroków analizy numerycznej. MES daje możliwość śledzenia „krok po kroku” w jaki sposób „pracuje” konstrukcja w czasie całego cyklu przedprężania.

Z chwilą przekroczenia odkształcenia stanowiącego granicę plastyczności, można obserwować obraz uplastyczniania się naczynia ciśnieniowego. Uplastycznienie powłok naczynia ciśnieniowego odpowiadające maksymalnemu obciążeniu przedstawiono na rysunkach 6.15 i 6.16. Następnie na rysunkach 6.17 i 6.18 przedstawiono obraz powstawania i powiększania się stref plastycznych. Analiza ta oprócz poznania wartościowych wyników, daje nam także możliwość znalezienia obszarów najbardziej podatnych na odkształcenia oraz mechanizmu zniszczenia obiektu. Dobra znajomość tych zjawisk daje konstruktorowi wskazówki do ulepszeń i modyfikacji konstrukcyjnych, mających zapobiec zaobserwowanemu na modelu numerycznym niekorzystnemu zjawisku.

Po szczegółowej weryfikacji modelu, po przeprowadzeniu obliczeń numerycznych uzyskano wartości naprężeń zredukowanych oraz naprężeń głównych. Warstwice naprężeń dla maksymalnego ciśnienia odprężania pokazano na rys. 6.8 ÷ 6.14. Na ich podstawie uzyskujemy podstawową informację, że maksymalne naprężenie zredukowane wynosi 284 MPa. Naprężenie to występuje na dennicach, a jego wartość jest mniejsza niż granica wytrzymałości materiału. Ten wynik uzasadnia możliwość przeprowadzenia procesu przedprężania obiektu fizycznego.

W takcie stopniowego zwiększania obciążenia następowało uplastycznienie materiału, początkowo w strefie zaokrągleń dennic a następnie rozprzestrzeniało się na część walcową i w stronę wierzchołka dennicy. W miarę uplastyczniania się coraz większych obszarów zbiornika różnica pomiędzy wartościami największego i najmniejszego naprężenia malała.

Po początkowym dość szybkim przejściu w stan plastyczny obszarów dennic, w pobliżu spoin obwodowych łączach je z powłoką walcową zbiornika, nie obserwujemy już tak dużych przyrostów wartości naprężeń. Wytlumaczyć to możemy w ten sposób, że z chwilą uplastyczniania się promienie zaokrągleń dennic zaczęły się zmieniać i dopasowywać do zaistniałego obciążenia, tak aby spełniony był warunek minimum energii wewnętrznej odkształcenia w dowolnej chwili procesu. Na modelu numerycznym obserwujemy wtedy, że promień zaokrąglenia na wierzchołku dennicy zmniejsza się, a w obszarach w pobliżu spoin obwodowych zwiększa się. Pomiedzy nimi można zaobserwować strefę (linie) „przebiegania się” powłoki naczynia, obszaru w którym powłoka nie jest zginana. Zaobserwowane na modelu (rys. 6.9, 6.10 i 6.11) naprężenia zredukowane w tym obszarze przebiegania są mniejsze niż w sąsiednich obszarach.

Symulacja numeryczna może dla konstruktora naczynia ciśnieniowego być źródłem ważnej wskazówki, że najlepszym miejscem na rozmieszczenie króćców jest właśnie obszar przebiegania powłoki dennicy zaobserwowany podczas przedprężania.

Przemieszczenia odpowiadające maksymalnemu obciążeniu przedstawione zostały na rysunkach 6.19 ÷ 6.21. Maksymalne przemieszczenie wynoszące 13,3 mm zaobserwowano

w wierzchołku dennicy górnej. Maksymalne przemieszczenie promieniowe na powłoce walcowej to 10,6 mm.

Maksymalne wartości odkształceń głównych pokazano na rysunkach 6.22 i 6.23. W nieliniowej fizycznie analizie przedprężania należy sprawdzić czy dla założonych parametrów procesu dochodzi do zbliżenia się do wartości odkształcenia dopuszczalnego, od którego rozpoczyna się płynięcie plastyczne nie dające się już zahamować i w konsekwencji prowadzące do zniszczenia.

Analizując wartości przemieszczeń i odkształceń w ciągu poszczególnych kroków nieliniowej analizy numerycznej, można poznać tendencje danego naczynia ciśnieniowego do powstawania wybrzuszeń lub utraty stateczności miejscowej powłok. Jeśli projektant uzna to za konieczne, to może to być wskazówka do wprowadzenia dodatkowych wzmocnień lub usztywnień.

Dla zaproponowanej w niniejszej pracy metody przepięzania duży wpływ na efekty badań numerycznych ma przyjęcie właściwego modelu materiału, gdyż nieliniowe obliczenia numeryczne są bardzo wrażliwe na charakterystykę materiału. Znaczenie charakterystyki materiałowej będzie tym większe, im obciążenia będą bardziej przekraczać granicę plastyczności.

Oprócz nieliniowości fizycznej, uwzględnienie nieliniowości geometrycznej (założenie występowania dużych odkształceń) to nie tylko wierniejsze odwzorowanie zachowania się obiektu fizycznego. To także na zwiększenie dokładności wyznaczonych przemieszczeń, odkształceń i naprężeń. Dodatkowo należy pamiętać, że jak dla każdej analizy, na dokładność wyników obliczeń ma wpływ nie tylko przyjęty algorytm rozwiązywania, a także dokładność założeń takich jak: obciążenia, własności materiałowe, usytuowanie więzów, warunki początkowe.

Podsumowując analizę numeryczną, można stwierdzić, iż przedstawiony sposób budowy modelu i przeprowadzania obliczeń daje nie tylko możliwość oszacowania przebiegu zjawiska odprężania mechanicznego, ale jest także źródłem cennych informacji dla konstruktora naczynia ciśnieniowego.

7. PRZEPROWADZENIE BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

Jako weryfikację eksperymentalną analitycznego i numerycznego postępowania, opisanego w poprzednich rozdziałach niniejszej pracy, przeprowadzono próbę przepięcia mechanicznego walcowego, pionowego zbiornika ciśnieniowego o objętości nominalnej 600L. Do eksperymentu wykorzystano zbiornik zbudowany z typowych elementów.

7.1. Stanowisko pomiarowe

Badanie eksperymentalne przeprowadzono na zbiorniku ciśnieniowym o parametrach opisanych w Tabeli 1:

Tabela 1. Podstawowe parametry techniczne charakteryzujące zbiornik

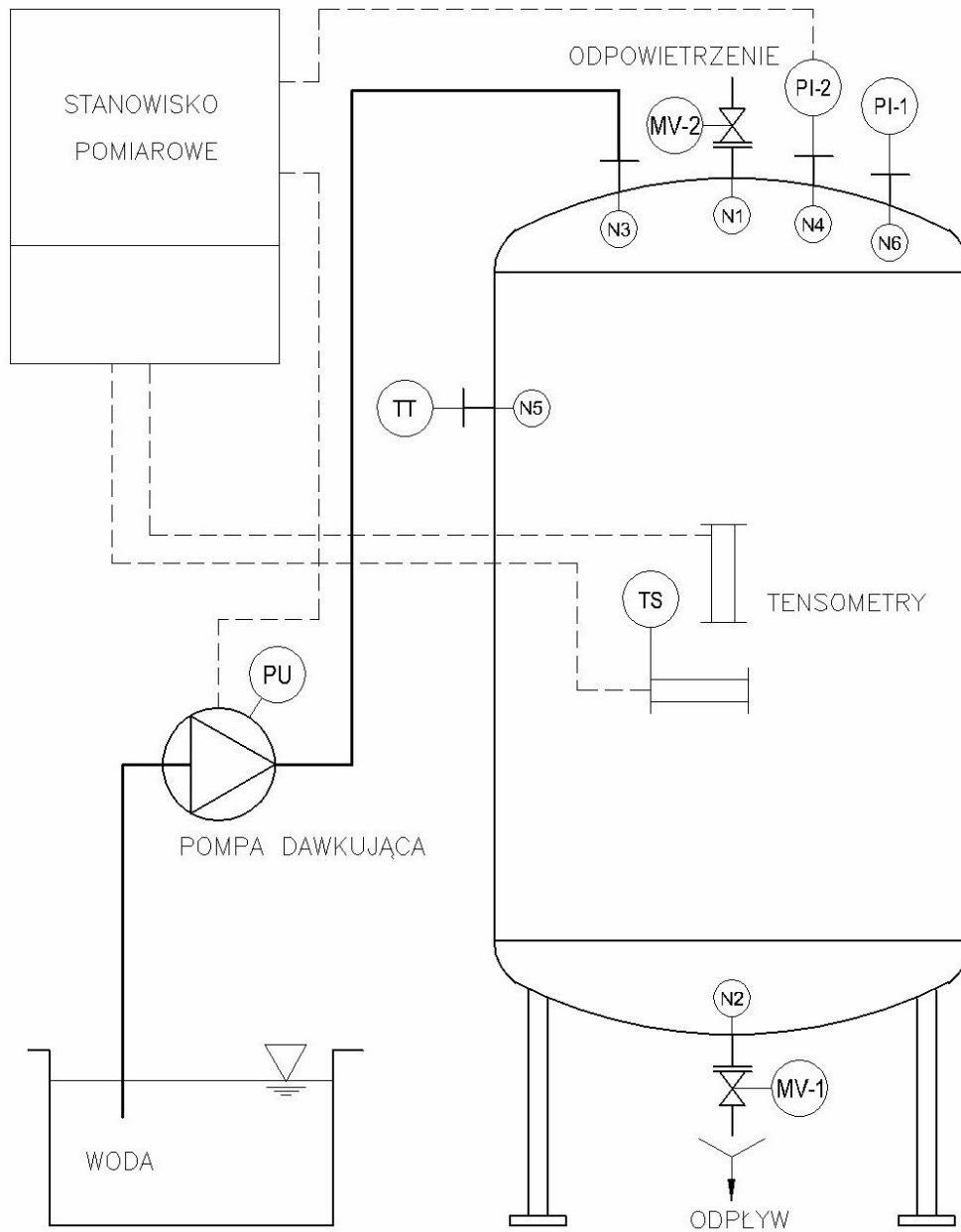
Wyszczególnienie	Symbol	Wartość	Jednostka
Pojemność	V	0.60	m^3
Ciśnienie robocze	p_r	--	--
Temperatura czynnika roboczego	T_m	288	K
Masa zbiornika próżnego	m	91	kg
Czynnik roboczy	Woda		
Materiał (gatunek stali)	Stal węglowa S235JRG2 wg EN 10025		

Tabela 2. Podstawowe wielkości charakteryzujące parametry geometryczne zbiornika

Wyszczególnienie	Symbol	Wartość	Jednostka
Średnica zewnętrzna	D_z	750	mm
Grubość ścianek: - dennice	g_b	3.0	mm
- pobocznica	g_s	2.5	mm
Wysokość części walcowej	h_s	1250	mm
Całkowita wysokość	h	1580	mm

Schemat stanowiska pomiarowego przedstawiono na rysunku 7.1.

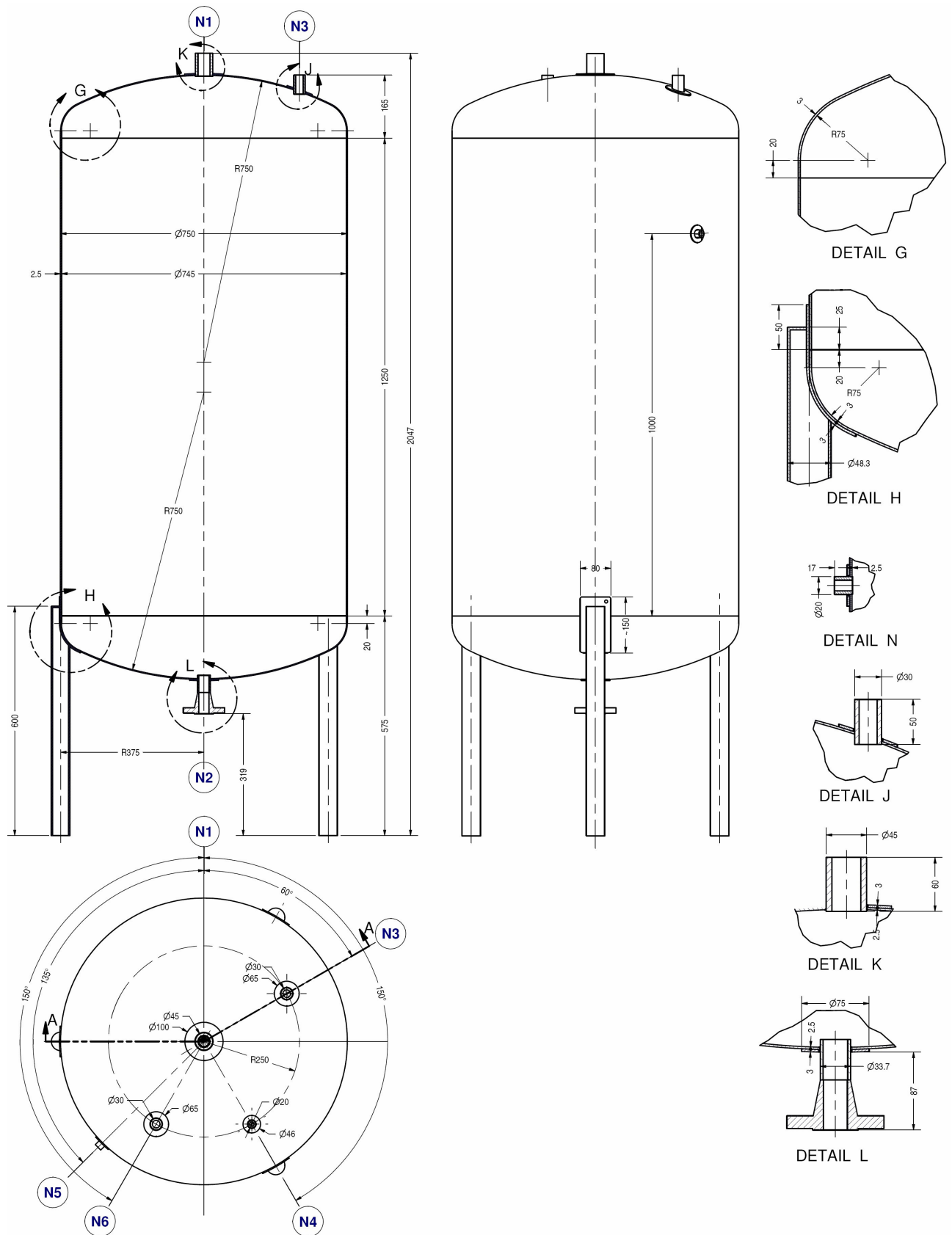
Dokumentację konstrukcyjną zbiornika, na podstawie której wykonano obiekt będący przedmiotem badań eksperymentalnych przedstawiono na rysunku 7.2.



Rys. 7.1. Schemat stanowiska pomiarowego




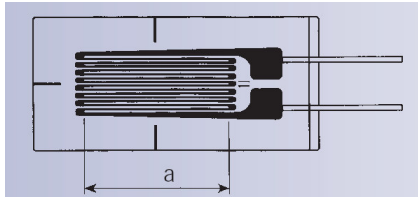
Tabela 3. Lista króćców

Oznaczenie	Przeznaczenie	Średnica nominalna	Rodzaj Połączenia
N1	Odpowietrzenie	DN25	1" NPT
N2	Opróżnianie	DN25	FLG PN25
N3	Wlew	DN15	0,5" NPT
N4	Manometr precyzyjny	DN8	0,25" NPT
N5	Termometr	DN8	0,25" NPT
N6	Manometr zwykły	DN15	0,5" NPT





Rys. 7.2. Dokumentacja konstrukcyjna zbiornika

Tabela 4. Lista sprzętu

Symbol	Nazwa i Przeznaczenie	Widok
PI-1	<p>Manometr Zwykły</p> <p>Producent: Wika,</p> <p>Zakres pomiarowy: 0 – 2,5 MPa,</p> <p>Dokładność: $\pm 0,05$ MPa (ok. 2% zakresu pomiarowego),</p> <p>Typ połączenia: Gwint 0.5" NPT,</p> <p>Medium: Woda,</p> <p>Temperatura pracy: 4 ÷ 75 °C.</p>	
PI-2	<p>Manometr precyzyjny</p> <p>Producent: Crystal Engineering Corporation,</p> <p>Zakres pomiarowy: 0 ÷ 2 MPa,</p> <p>Klasa dokładności: 0.1% (ok. ± 0.002 MPa),</p> <p>Typ połączenia: Gwint 0.25" NPT,</p> <p>Medium: Ciecz, gaz,</p> <p>Temperatura pracy: -10 ÷ +50 °C,</p> <p>Interface: Port RS323,</p> <p>Zasilanie: Bateria RS6.</p>	
MV-2	<p>Zawór odpowietrzający – ręczny</p> <p>Rozmiar nominalny: DN20</p> <p>Ciśnienie nominalne: PN25</p> <p>Materiał: Stal nierdzewna 316L</p> <p>Typ połączenia: Gwint 0.5" NPT</p>	
TS	<p>Tensometr Oporowy</p> <p>Producent: Tenmex</p> <p>Rodzaj: Tensometr foliowy TFs-10/120</p> <p>Napięcie zasilania: 21 V</p> <p>Maksymalne odkształcenie: 4%</p> <p>Wymiary: 5,2 mm x 24 mm x 30 μm</p> <p>Materiał: Constantan</p>	

T a b e l a 4. Lista sprzętu – c.d.

Symbol	Nazwa i Przeznaczenie	Widok
MV-1	Zawór spustowy – ręczny Producent: Spirax Sarco Rozmiar nominalny: DN25 Ciśnienie nominalne: PN25 Materiał: Stal nierdzewna 316L Typ połączenia: Kołnierz EN1092 Temperatura pracy: 4 – 90 °C	
PU	Pompa dawkująca Producent: Rothenberger, Model: Prüfpumpe RP 50, Napęd: Ręczny, Typ połączenia: Tri-Clamp 1"	

Ogólny widok całego stanowiska pomiarowego, składającego się ze zbiornika, z zamontowanym osprzętem i aparaturą pomiarową, został przedstawiony na rysunku 7.4.



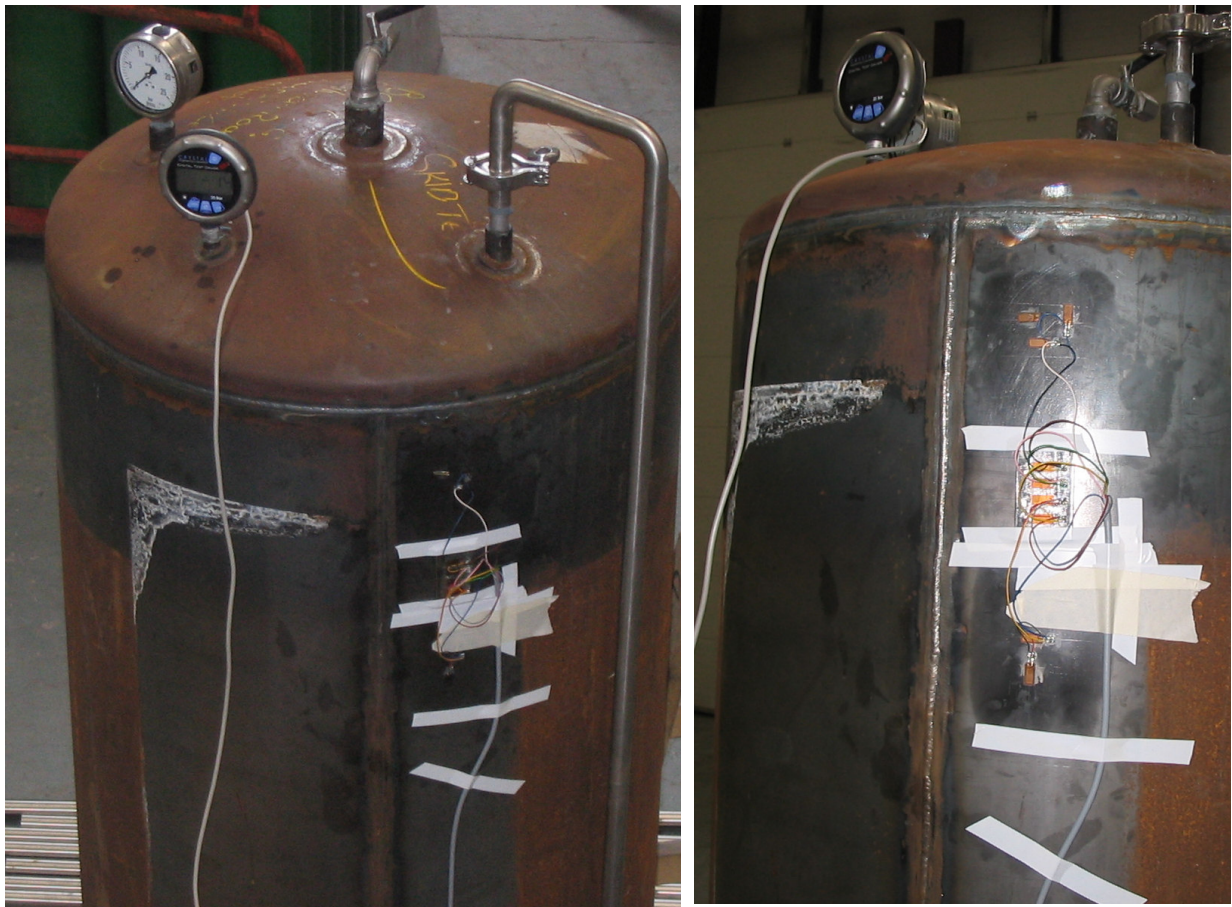
Rys. 7.4. Widok stanowiska do badań eksperymentalnych

7.2. Pomiar odkształceń

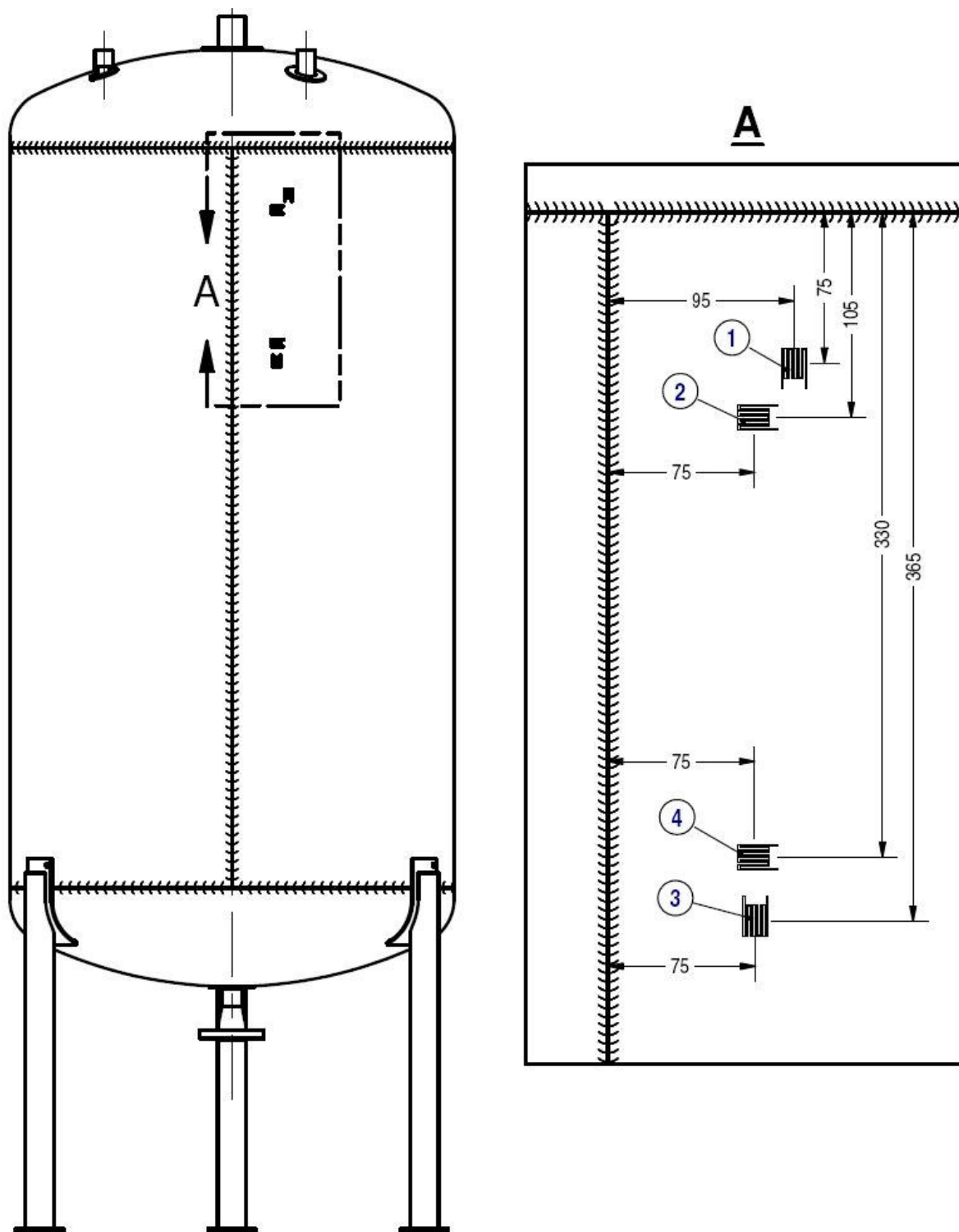
Pomiar odkształceń wykonano za pomocą tensometrów oporowych w czasie całego procesu przepiężania zbiornika ciśnieniowego. Pomiar był realizowany za pomocą 2 par tensometrów (w czterech punktach pomiarowych), usytuowanych na poboczniczy zbiornika. Tensometry naklejono na ściankę zbiornika w dwu wzajemnie prostopadłych kierunkach: obwodowym i wzdłużnym. Na obiekcie umieszczono 2 tensometry półmostka dla każdego toru pomiarowego, aby zminimalizować wpływ zmiany temperatury obiektu i otoczenia na wartość mierzoną.

Pomiary odkształceń odbywały się w czterech punktach pomiarowych. Rejestracja wyników odbywała się równolegle we wszystkich czterech kanałach. Ogólny widok rozmieszczenia tensometrów na zbiorniku pokazano na rysunku 7.5. Szczegółowy schemat usytuowania tensometrów wraz z istotnymi wymiarami przedstawiono na rysunku 7.6.

Jako lokalizacje punktów pomiarowych przyjęto miejsca na części walcowej zbiornika w odległości min. 75 mm od głównych spoin. Ze względu na brak wcześniejszych doświadczeń związanych z przepiężaniem oraz przewidując równomierne obwodowe odkształcanie się, wybrane punkty pomiarowe mogły znajdować się w dowolnym innym miejscu na płaszczu zbiornika.

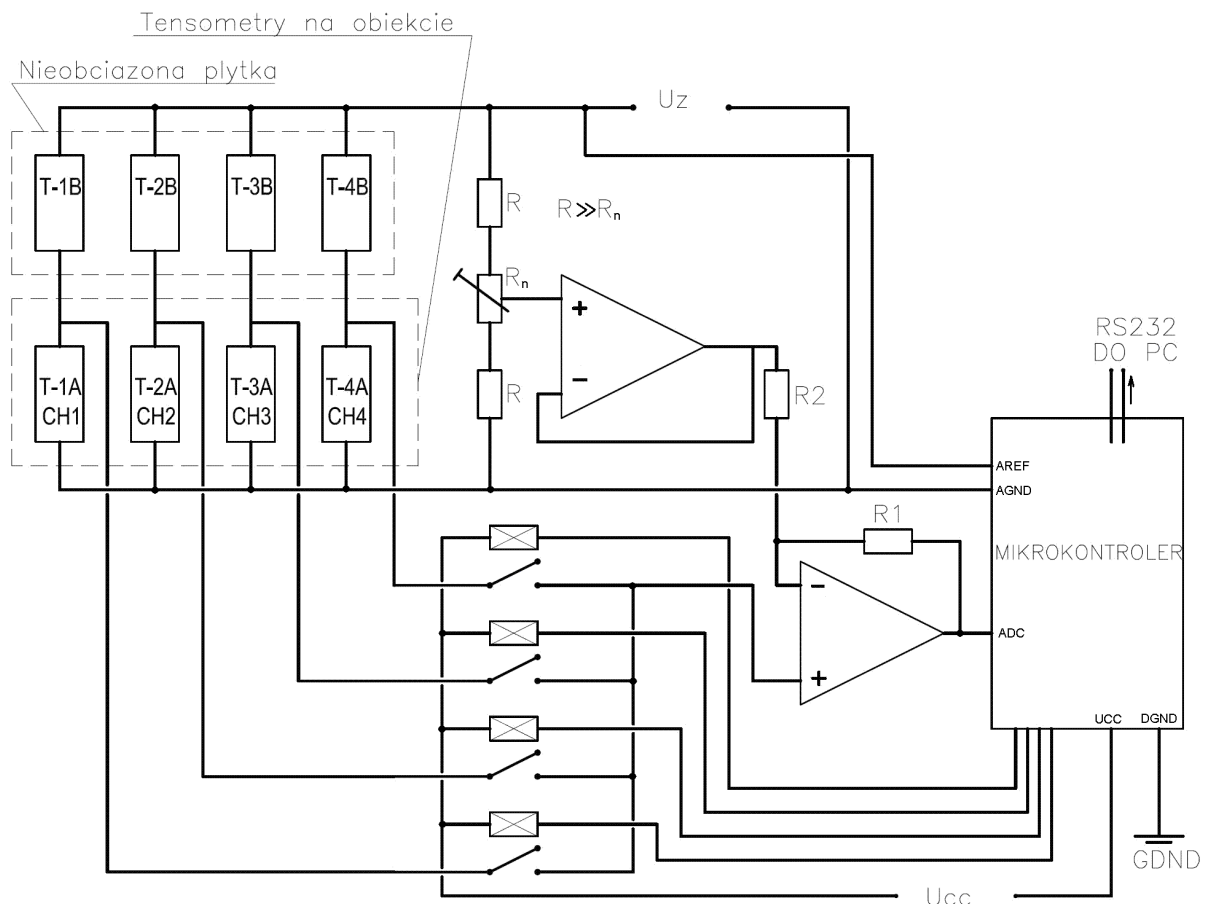


Rys. 7.5. Rozmieszczenie tensometrów na zbiorniku – widok obiektu



Rys. 7.6. Schemat usytuowania tensometrów

Rejestracja wyników pomiarów odbywała się w czasie całego procesu przepięzania. Przetwornik elektryczny zbierający i przetwarzający sygnały elektryczne, na skutek zmian odkształceniowych ze ścianki zbiornika, był podłączony do komputera poprzez port RS232. Komputer rejestrował względne zmiany rezystancji tensometrów w czasie całego procesu z krokiem 0,5225 sekundy. Schemat układu pomiarowego przedstawiono na rysunku 7.7.



Rys. 7.7. Schemat układu pomiarowego

Zarejestrowane napięcia przeliczono na wartości odkształceń względnych według następującej zależności:

$$\varepsilon = \frac{\Delta W}{k \cdot w}, \quad (50)$$

w którym:

k – stała tensometru równa $2,15 \pm 0,5\%$,

w – wzmacnienie układu – wyznaczono doświadczalnie za pomocą testera tensometrów, zależne od ilorazu rezystancji $R1$ i $R2$

ΔW – różnica pomiędzy wskazaniem bieżącym i początkowym.

Zastosowano tensometry foliowe o rezystancji $350\Omega \pm 0,2\%$, dla których maksymalne odkształcenie wynosiło 4% .

Cała aparatura zbudowana została w taki sposób, aby zminimalizować liczbę czynników negatywnie wpływających na pomiar. Najistotniejszą właściwością układu pomiarowego było to, że wartość mierzona w postaci cyfrowej zależała od:

- wzmacnienia układu, które zostało obliczone na podstawie wyników pomiarów kalibrujących tory pomiarowe,
- stałej tensometru,

- liczby czynnych tensometrów w pojedynczym torze pomiarowym – jeden czynny tensometr,
- oraz w minimalnym stopniu od zmian temperatury.

Pomiary tensometryczne realizowano przy dwóch wartościach wzmocnienia układu:

- pomiar I – wzmocnienie ok. 400
- pomiar II – wzmocnienie 39,3 – zakres zmniejszono o ok. 10 razy aby możliwy był pomiar dużych odkształceń.

Wartość wzmocnienia nie miała znaczenia, ponieważ przyrząd pomiarowy został wykalibrowany z użyciem testera tensometrów. Przy znanej zmianie napięcia wejścia wyrażonej w promilach, otrzymano zmiany wartości mierzonej w postaci binarnej dla dwóch wartości wzmocnień. Po uwzględnieniu stałej tensometru otrzymano odkształcenie.

Dokładność pomiarów tensometrycznych zależy od wielu czynników, wśród których najważniejszymi są: temperatura, rodzaj materiału podłoża, rozkład temperatury na obiekcie, stabilność aparatury pomiarowej. Dla opisanego układu pomiarowego dokładność pomiaru tensometrycznego szacuje się na $3 \div 5 \%$.

Opisany układ pomiarowy do pomiarów tensometrycznych można stosować w przypadku dużych odkształceń.

Wyniki - odkształcenia ze wszystkich punktów pomiarowych uzyskane w trakcie przepięzania, przedstawione zostały na wykresach na rys. 7.10.

7.3. Pomiar ciśnień

Ciśnienie wewnętrzne w naczyniu ciśnieniowym podczas przepięzania było kontrolowane przez 2 manometry: podstawowy (zgrubny pomiar) i cyfrowy manometr precyzyjny.

Pomiar ciśnienia w czasie całego procesu przepięzania był realizowany z manometru precyzyjnego o dokładności pomiarowej $\pm 0,002$ MPa. Szczegółowe dane manometrów użytych do pomiarów i rejestracji ciśnienia zostały opisane w Tabeli 4.

Podczas eksperymentu manometr precyzyjny podłączono do komputera poprzez port RS232. Komputer rejestrował wartości ciśnienia w czasie całego procesu z krokiem 4 sekundy.

Pomiar ciśnienia realizowany był, aby określić krzywą narastania ciśnienia, a także zależność pomiędzy przyrostem ciśnienia i przyrostem objętości dotłoczonego czynnika próbnego.

Wykres narastania ciśnienia w trakcie próby przedstawiono na rysunku 7.11.

7.4. Pomiar przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego

Pomiar przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego był realizowany poprzez zliczanie ilości dotłoczonego czynnika próbnego (wody) przez pompę dawkującą, która pełniła w procesie przepięzania zbiornika podstawowa funkcje, jaką jest zwiększanie ciśnienia.

Rejestracja ilości dotłoczonego czynnika próbnego odbywała się w czasie rzeczywistym tak, aby możliwe było odczytanie przyrostu objętości w dowolnej chwili czasu trwania procesu przepięzania.

Wykres ilości dotłoczonego czynnika próbnego w trakcie przepięzania przedstawiono na rysunku 7.12.

7.5. Oględziny zewnętrzne po przepiężaniu

Przedprężanie naczynia ciśnieniowego dokonano w dwóch etapach. Po każdym z tych etapów dokonano oględzin zewnętrznych i sprawdzono podstawowe wymiary zbiornika.

Ogólny widok zbiornika i dennicy górnej ukazujący różnice w wyglądzie zewnętrznym obiektu przed przedprężaniem i po przepiężaniu został przedstawiony na rysunkach 7.8 i 7.9.

Dokonano sprawdzenia wymiarów obwodu zbiornika na sześciu różnych poziomach oraz długość części walcowej. Dla zmierzonych długości obliczono średnice po przepiężaniu oraz odkształcenia względne. Wymiary po pierwszym i drugim etapie przepiężania oraz odpowiadające im odkształcenia względne przedstawiono na rysunkach 7.10. i 7.11.

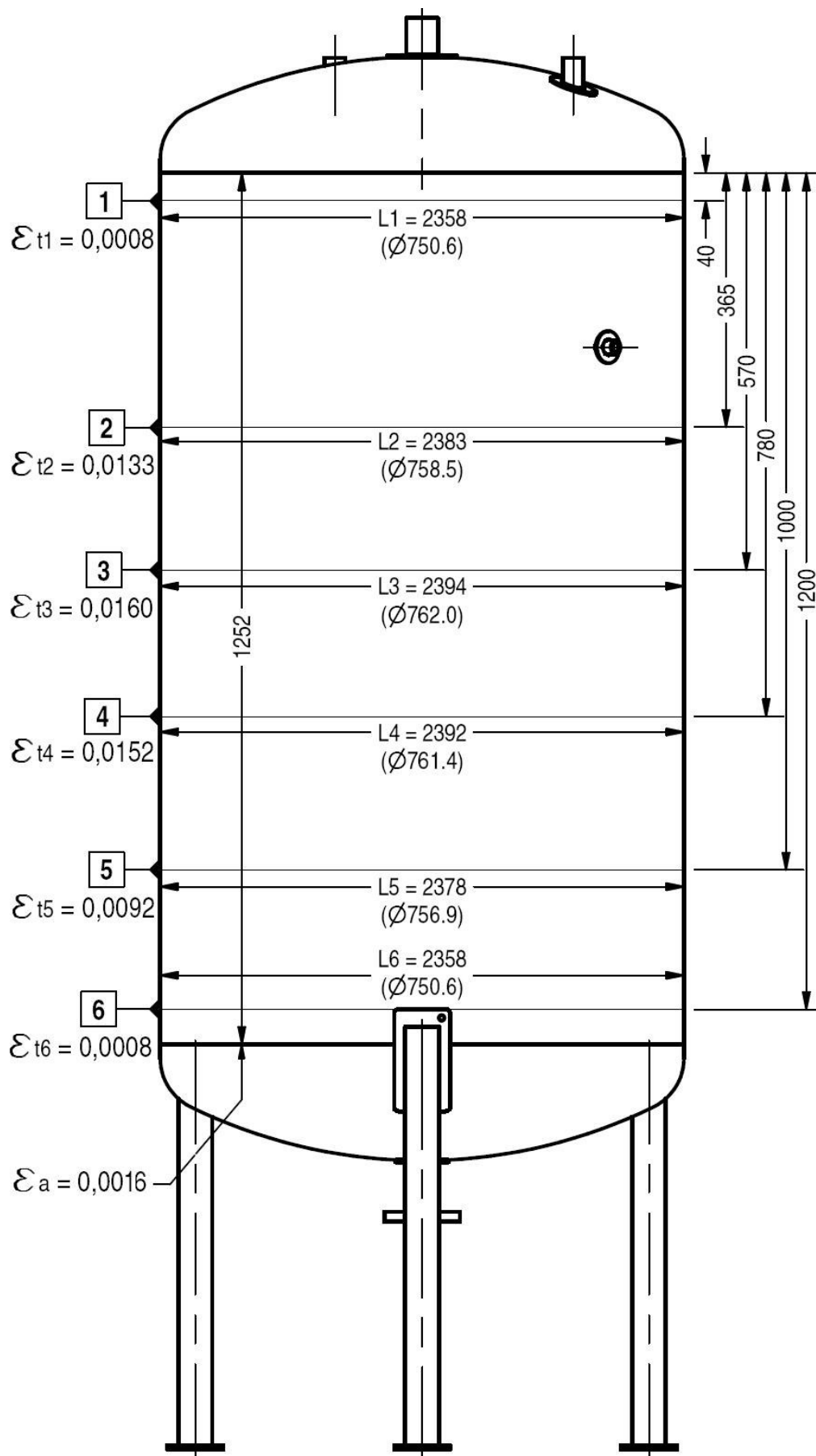
Nie stwierdzono żadnych nieszczelności na zbiorniku.



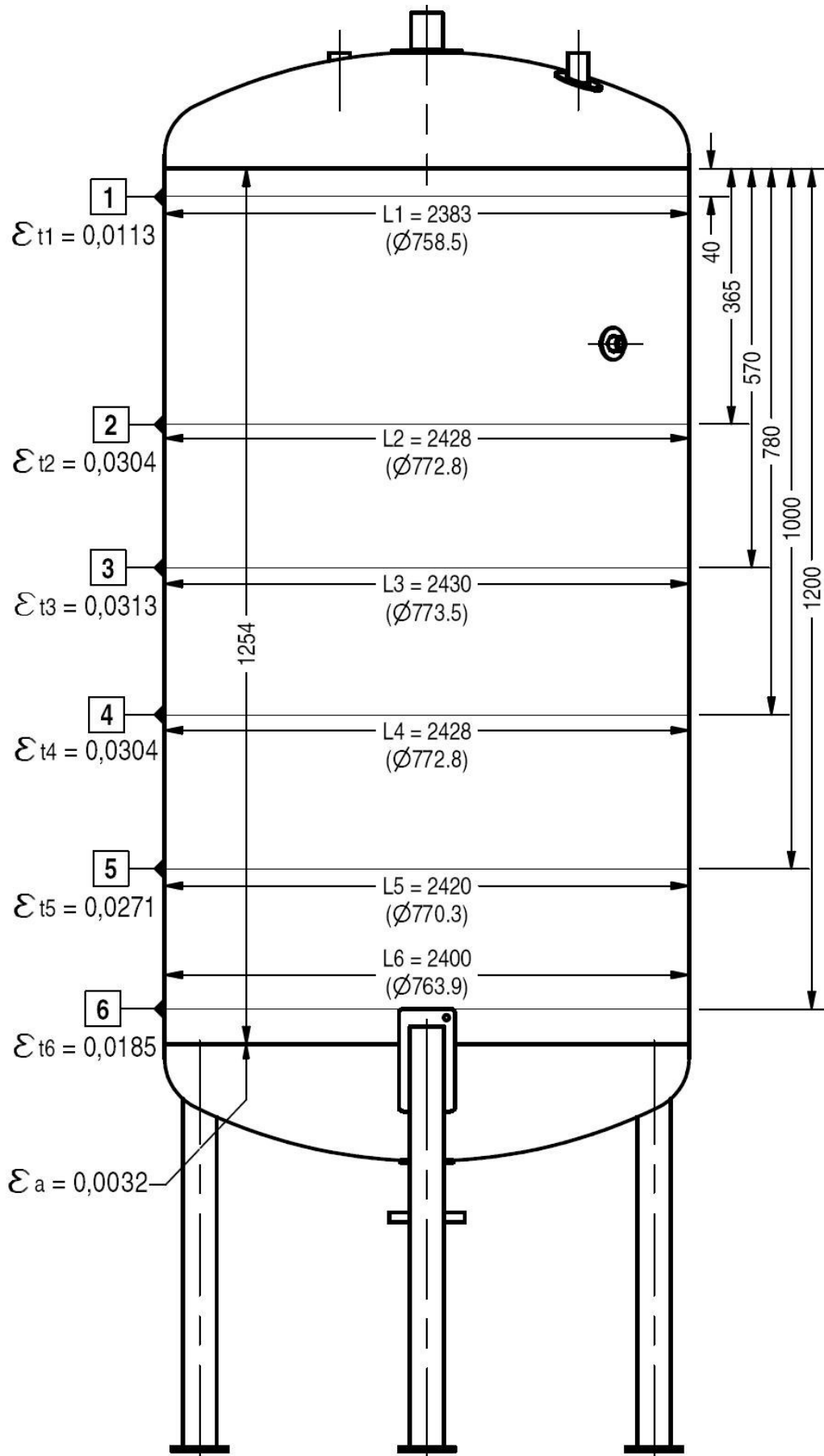
Rys. 7.8. Widok ogólny zbiornika przed i po przepiężaniu



Rys. 7.9. Widok ogólny zbiornika przed i po przepiężaniu – dennica górna



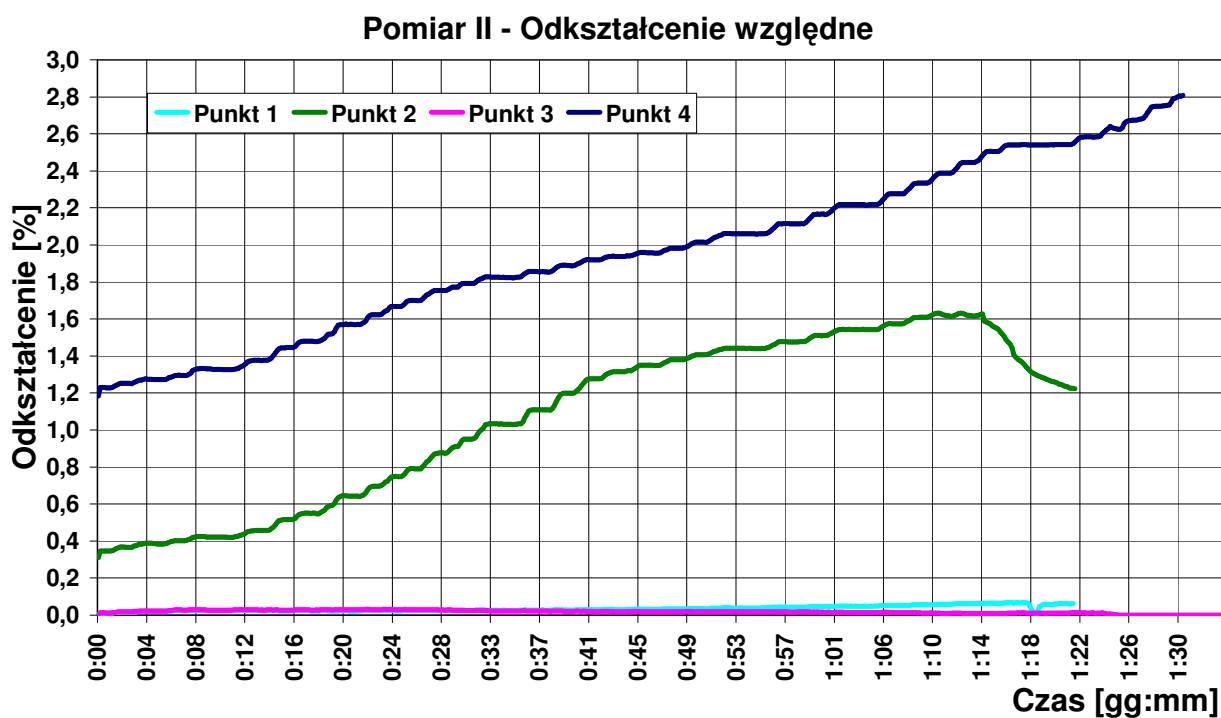
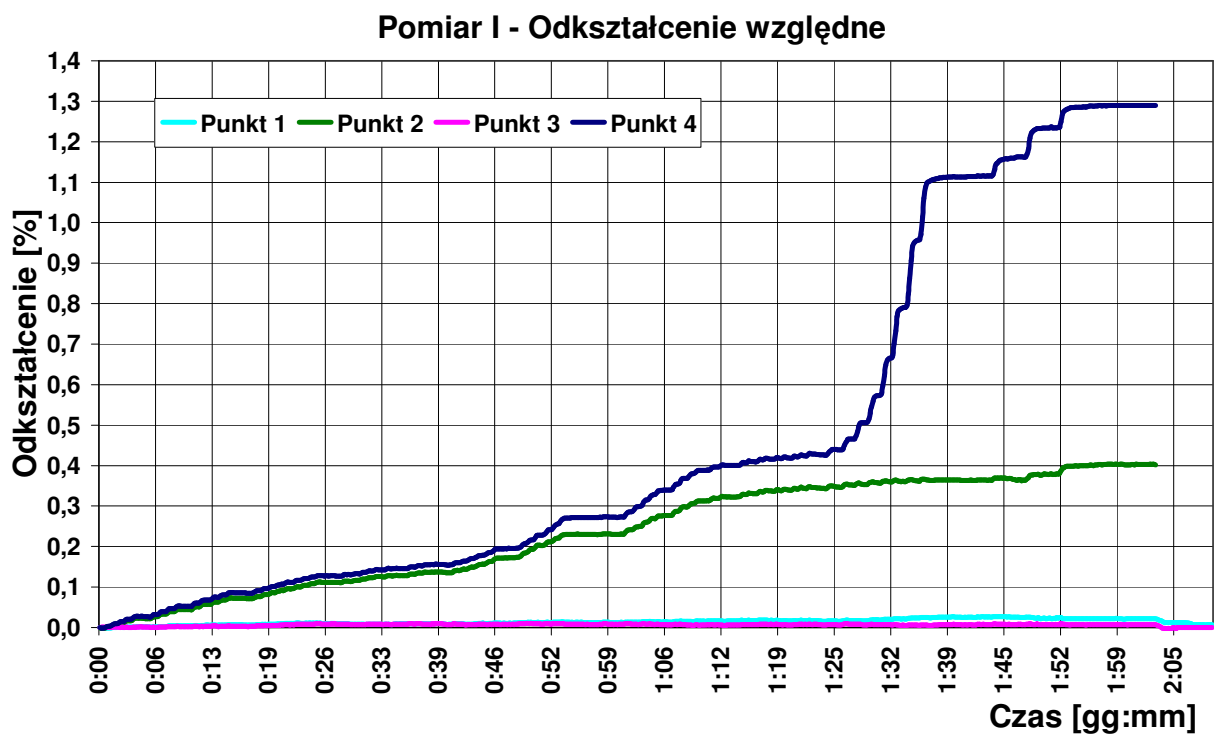
Rys. 7.10. Wymiary zewnętrzne zbiornika po pierwszym etapie przepięcia



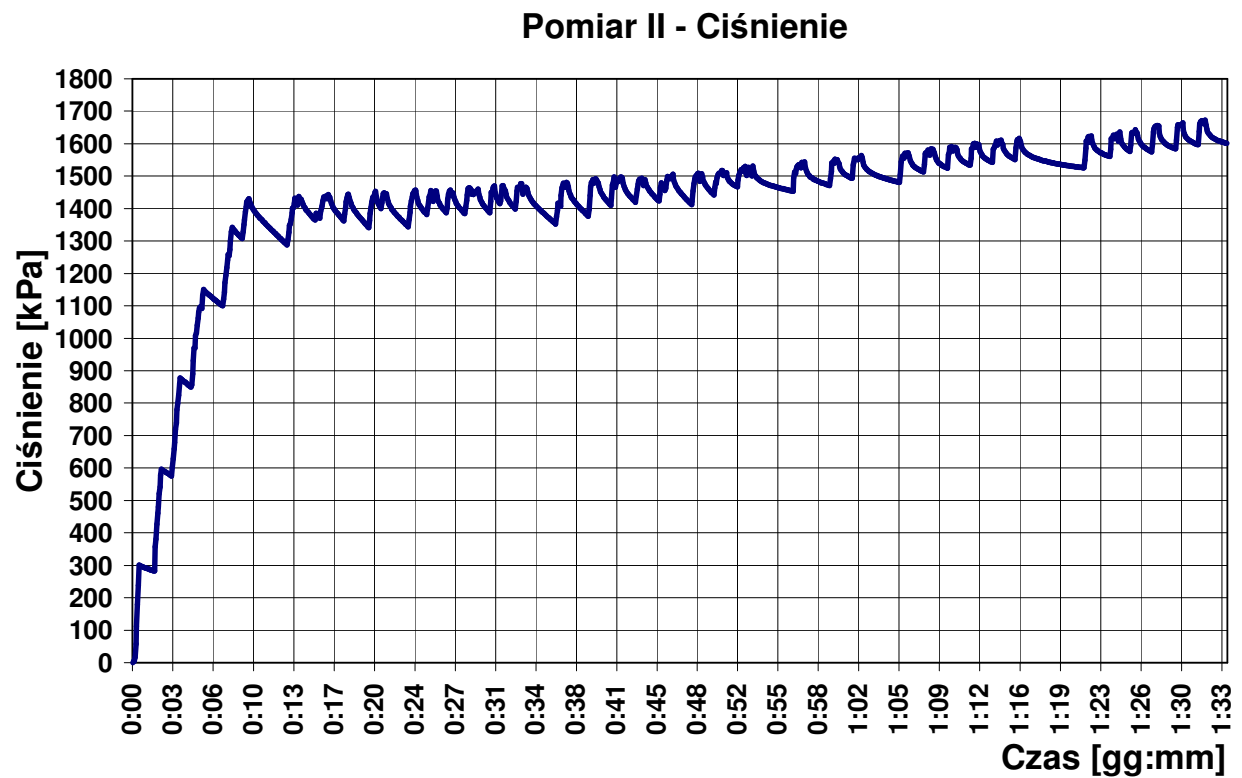
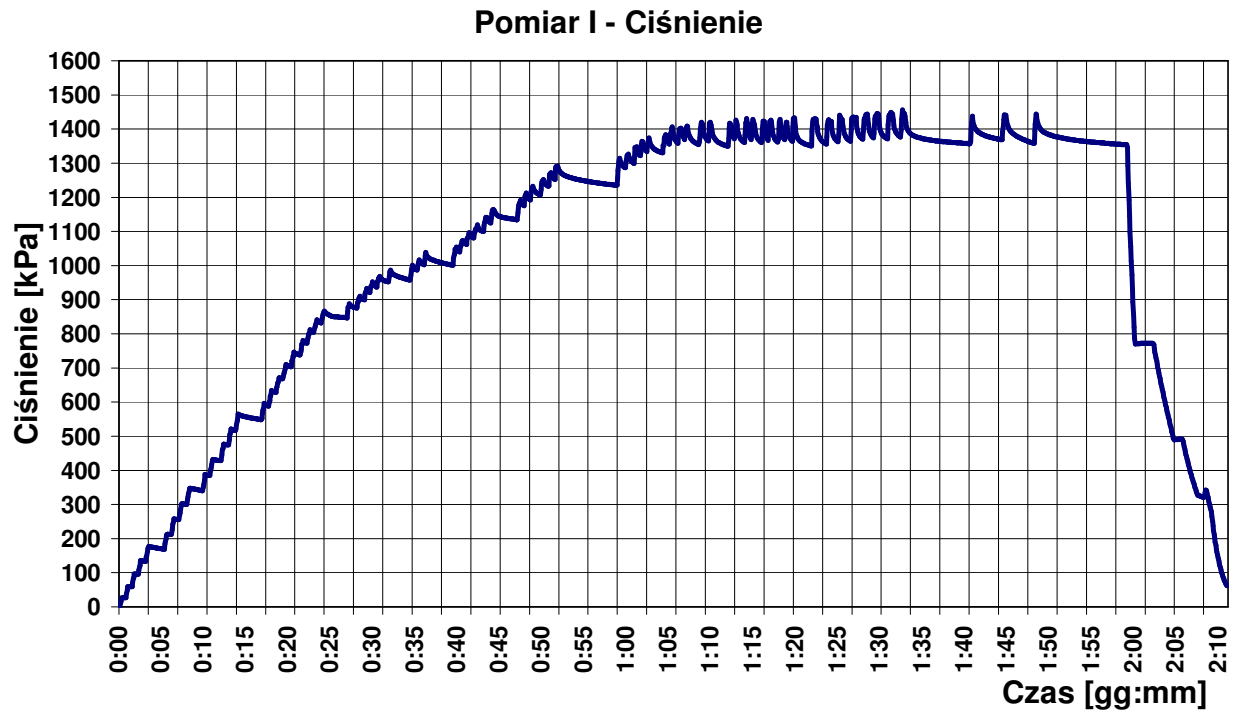
Rys. 7.11. Wymiary zewnętrzne zbiornika po drugim etapie przeprężania

7.6. Wyniki badań

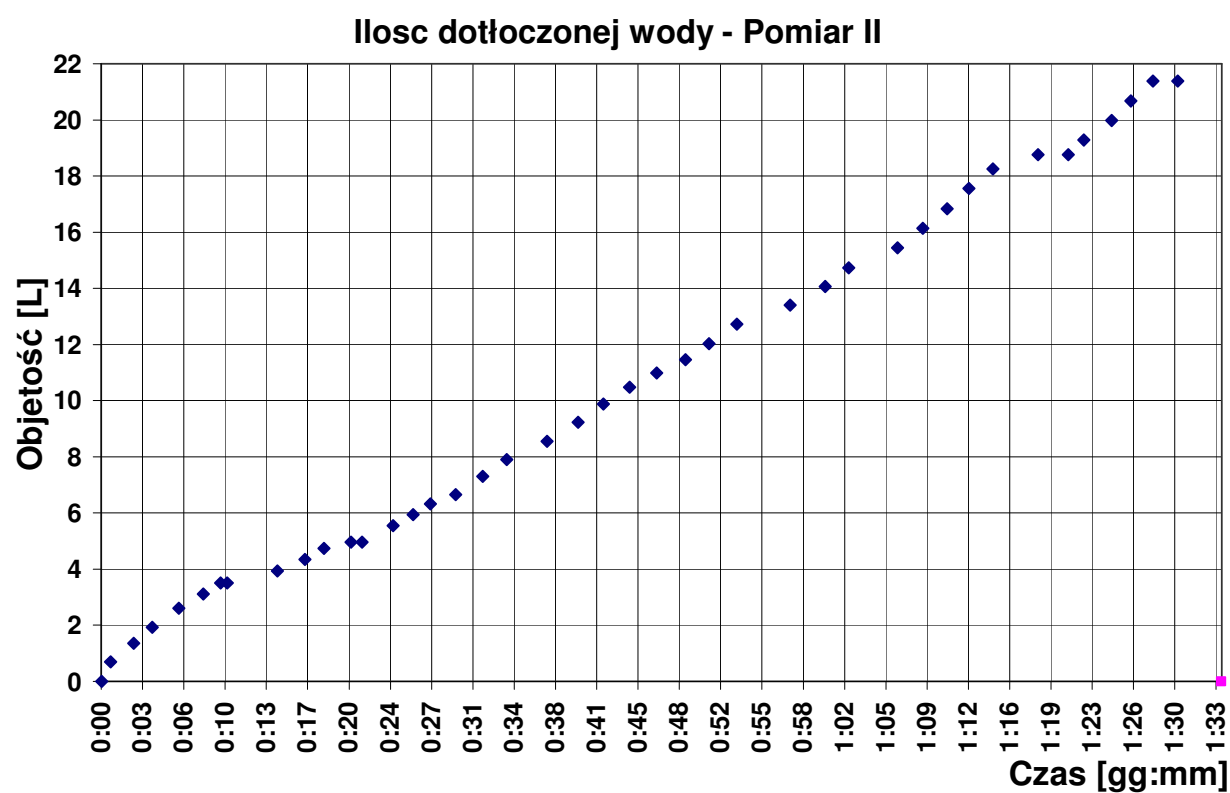
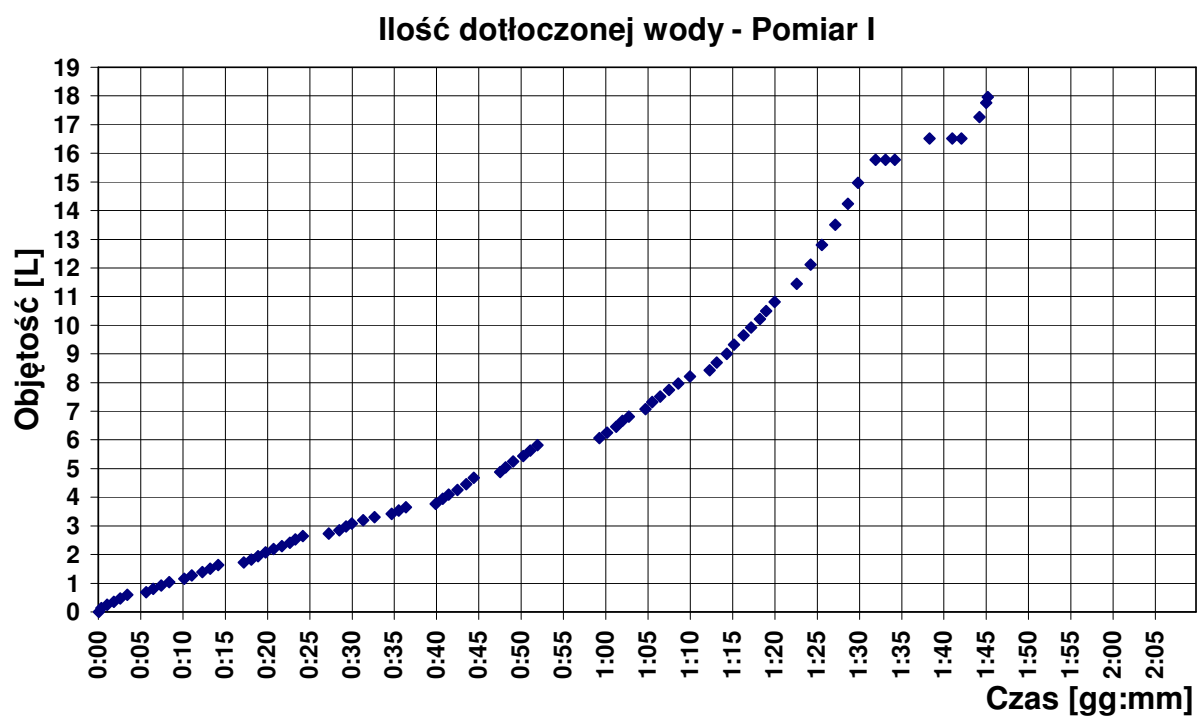
W niniejszej części pracy przedstawiono wyniki zarejestrowane podczas eksperymentu. Analiza wyników znajduje się w dalszej części pracy.



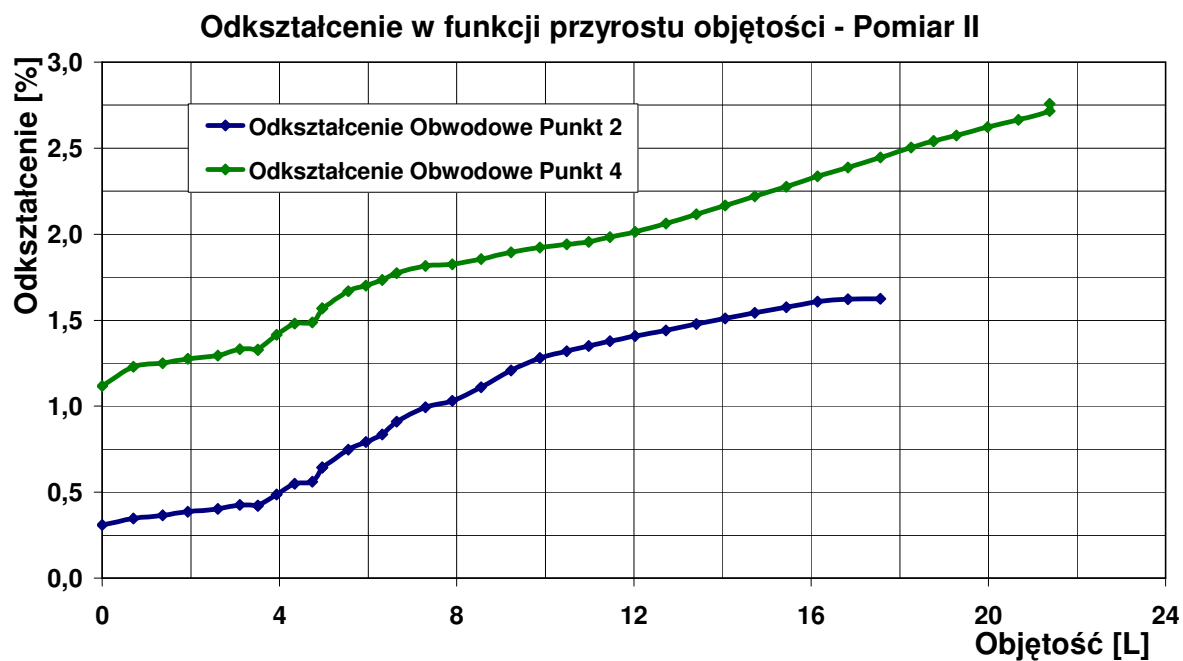
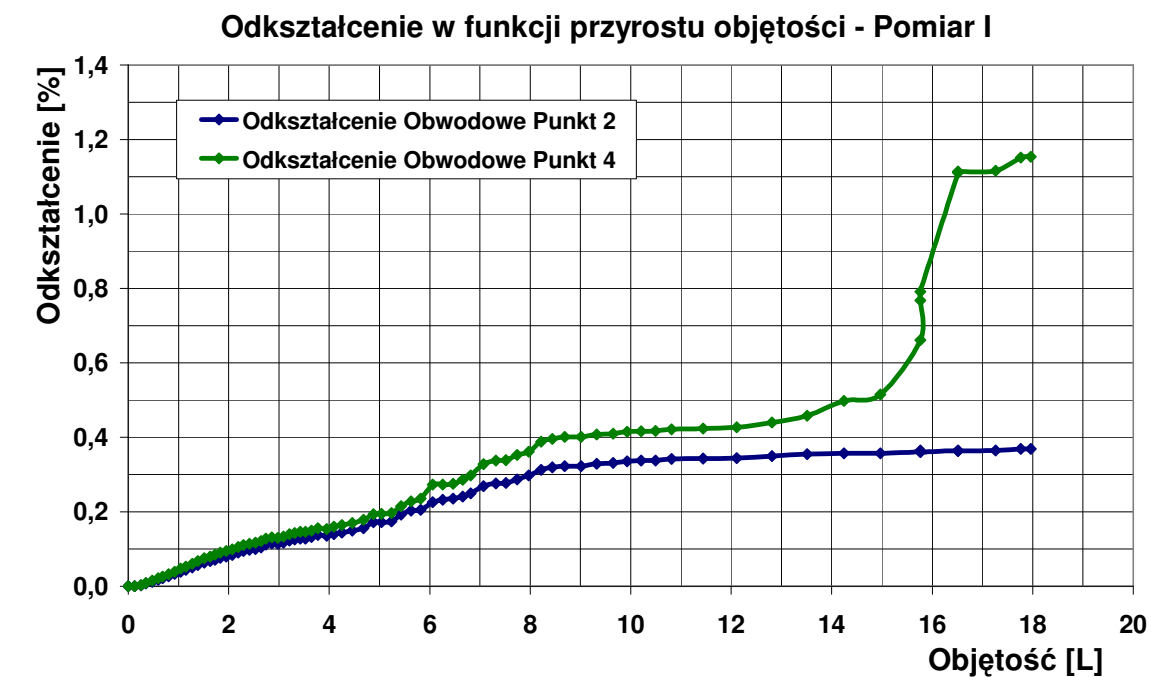
Rys. 7.12. Wykresy odkształceń względnych



Rys. 7.13. Wykresy zmian ciśnienia



Rys. 7.14. Wykresy ilości dotłoczonego czynnika próbnego w trakcie przedprężania



Rys. 7.15. Wykres odkształcenia obwodowego w zależności od ilości dotłoczonej wody

7.7. Podsumowanie wyników badań eksperymentalnych

W wyniku badań eksperymentalnych doświadczalnie potwierdzona została szczelność i wytrzymałość obiektu fizycznego – cienkościennego pionowego zbiornika walcowego. W trakcie trwania eksperymentu nie stwierdzono żadnych nieszczelności na zbiorniku. Przepiężanie, duże odkształcenia i plastycznie płynięcie materiału przyczyniły się do skorygowania niektórych krzywizn zbiornika. Zaobserwowano, że zbiornik po przepiężaniu jest nieznacznie powiększony. Można nawet powiedzieć, że uzyskaliśmy idealne kształty zbiornika, ze względu na możliwość przenoszenia zwiększonych obciążeń.

Tak jak zaznaczono wcześniej, przepiężanie prowadzone było w dwóch etapach, ze względu na konieczność zmiany zakresów pomiarowych tensometrów. Z tego względu wszystkie wyniki zostały zaprezentowane dla 2 etapów procesu.

Na wykresach na rysunku 7.12 przedstawiono wartości odkształceń względnych zarejestrowane podczas eksperymentu. Odkształcenia wzdłużne zostały zarejestrowane w punktach pomiarowych 1 i 3, a odkształcenia obwodowe w punktach pomiarowych 2 i 4.

Analizując wyniki odkształceń obwodowych widzimy, że większe wartości uzyskano w punkcie 4, który jest bliżej środka zbiornika. Wyniki z punktów pomiarowych 1 i 3 potwierdzają wcześniejsze rozważania teoretyczne, że po uplastycznieniu się części walcowej, jedynym odkształceniem wzdłużnym jest odkształcenie sprężyste. Zarejestrowane wartości odkształceń wzdłużnych w punktach pomiarowych 1 i 3 są rzędu 0,01 %, czyli odpowiadają granicy zakresu sprężystego materiału. W czasie trwania eksperymentu, poza początkową chwilą, utrzymują się one na nie zmienionym poziomie, podczas gdy odkształcenia obwodowe zwiększają się w miarę dotłaczania czynnika próbnego i wzrostu ciśnienia wewnętrznego w zbiorniku.

Rysunek 7.13 przedstawia wykresy z zarejestrowanymi wartościami ciśnienia wewnętrznego w czasie eksperymentu. Maksymalna wartość zarejestrowanego ciśnienia wewnętrznego to 1,66 MPa. Z analizy tego wykresu wynika, że uplastycznianie się zbiornika zaczęło następować przy ciśnieniu ok. 1,4 MPa. W pierwszym etapie procesu przepiężania obserwujemy krzywą narastania ciśnienia, która odpowiada stopniowemu przechodzeniu w stan plastyczny kolejnych obszarów zbiornika. Nie obserwujemy istnienia wyraźnego punktu, od którego występuje plastyczne płynięcie. W drugim etapie procesu, po odciążeniu możemy już zaobserwować nową, podwyższoną granicę plastyczności. Na początku drugiego etapu procesu wzrost ciśnienia następuje liniowo, do nowej wyższej granicy plastyczności, a następnie rozpoczyna się plastyczne płynięcie i umacnianie się materiału.

Czynnik próby w czasie eksperymentu dotłaczany był stopniowo, co można zaobserwować na wykresach narastania ciśnienia. Po każdym dodaniu porcji wody ciśnienie na krótką chwilę, w czasie samego dotłaczania wzrastało, a następnie wartość jego się zmniejszała wg zależności podobnej do krzywej logarytmicznej. Równocześnie w tej samej chwili w czasie rejestracji odkształceń można było zauważyć, że odkształcenia w trakcie dotłaczania, a także i po nim cały czas się zwiększało. Przy czym wzrost wartości odkształcenia był tym wolniejszy, im więcej czasu upłynęło samego impulsu ciśnienia spowodowanego dotłaczaniem.

Można stwierdzić, że zgodnie z przyjętymi założeniami przepiężanie jest typowym procesem quasistatycznym, w którym po każdym zaingerowaniu w układ jakim było dotłoczenie próbki objętości wody, ustalał się nowy stan równowagi układu pomiędzy ciśnieniem wewnętrznym a naprężeniami, które w rezultacie implikowały powstawanie odkształceń i przemieszczeń.

Ilość dotłoczonego czynnika próbnego w czasie eksperymentu pokazano na wykresach na rysunku 7.14. Według przyjętych założeń metody przepięzania starano się zapewnić stopniowe i równomierne dotłaczanie wody. W pierwszym etapie procesu dotłaczano ok. 170 ml na minutę, w drugim etapie zwiększono ta ilość od ok. 250 ml na minutę. Łącznie czasie obu etapów procesu dotłoczono niemal 40 dm³.

Wykresy narastania odkształcenia w funkcji przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego przedstawiono na rysunku 7.15. Dokonano porównania tylko odkształceń obwodowych w punktach pomiarowych 2 i 4 gdyż, jak wykazano wcześniej po osiągnięciu granicy plastyczności zbiornik odkształca się trwale tylko w kierunku obwodowym.

Po początkowym nierównomiernym przyroście odkształceń, w drugim etapie procesu, po uplastycznieniu się części walcowej zbiornika i stopniowym płynięciu materiału obserwuje się równomierne, niemal liniowe zwiększanie się odkształcenia w funkcji przyrostu objętości.

W ramach badań eksperymentalnych, po przepięzaniu dokonano oględzin zewnętrznych obiektu po każdym z etapów.

Zbiornik po przepięzaniu jest wyraźnie powiększony. Obraz całego zbiornika oraz dennic przed i po przepięzaniu przedstawiono na rysunkach 7.8 i 7.9. Skorygowanie krzywizn dennic i owalizację płaszcza zbiornika możemy zaobserwować okiem nieuzbrojonym, nie posiadając żadnych przyrządów pomiarowych.

Dla wykazania zaistniałych zmian geometrii zbiornika zmierzono jego obwód na 6 różnych poziomach i korzystając z zależności analitycznych obliczono odkształcenia obwodowe. Miejsca pomiarów i odpowiadające im wartości odkształceń przedstawiono na rysunkach 7.10 i 7.11. Maksymalne odkształcenia obwodowe powłoki walcowej zbiornika uzyskano w jej środkowej części. Maksymalne odkształcenia po pierwszym etapie przepięzania wyniosło 1,6%, a po drugim etapie zwiększyło się do 3,1 %. Odkształcenie obwodowe było tym większe, im miejsce pomiaru było bliżej środka płaszcza zbiornika.

Oględziny zewnętrzne potwierdziły prawidłowość przeprowadzonej wcześniej symulacji numerycznej, która wykazała tendencje do wybrzuszenia się zbiornika przy dużych odkształceniach plastycznych.

Przeprowadzony eksperyment i uzyskane wyniki, są potwierdzeniem doświadczalnym przedstawionych w poprzednim rozdziale pracy wyników uzyskanych na drodze przybliżonego rozwiązania numerycznego.

Pomimo niemal całkowitego uplastycznienia, nie stwierdzono w żadnym miejscu utraty stateczności lokalnej, lokalnych wybruszeń czy dużych odkształceń uniemożliwiających normalną eksploatację. Reasumując, można stwierdzić, że pomimo istnienia dużych trwałych odkształceń postać geometryczna zbiornika nie uległa zasadniczym zmianom.

8. PORÓWNANIE WYNIKÓW OBLICZEŃ ANALITYCZNO – NUMERYCZNYCH Z WYNIKAMI BADAŃ EKSPERYMENTALNYCH

W niniejszym rozdziale pracy dokonano analizy porównawczej niektórych rezultatów, które uzyskano w wyniku obliczeń (analitycznych i numerycznych) oraz uzyskanych na podstawie badań eksperymentalnych. Dokonano porównania trzech charakterystycznych wielkości będących efektem pomiarów w trakcie eksperymentu oraz obliczeń:

- powiększenie średnicy (promienia) zbiornika,
- przyrost objętości eksperymentalnego naczynia ciśnieniowego,
- względne odkształcenia obwodowe.

Wyniki obliczeń analitycznych oraz nieliniowej (fizycznie i geometrycznie) analizy wytrzymałościowej MES porównano z wynikami uzyskanymi w czasie eksperymentu przy zastosowaniu jednakowych parametrów procesu, odpowiadającym rzeczywistym warunkom odprężania.

Obliczone lub zmierzone wartości będące przedmiotem porównania zaprezentowano także w postaci graficznej na rysunkach 8.1 ÷ 8.3.

Na wykresach wartości zostały uzyskane w wyniku jednej z przedstawionych opcji:

- A – obliczenia analityczne,
- N – obliczenia numeryczne MES,
- P – pomiar obiektu fizycznego,
- T – pomiar tensometryczny (tylko odkształcenia).

Uzyskano następujące rezultaty:

Powiększenie się promienia zbiornika:

- wg obliczeń analitycznych, ze wzorów (33) i (42):

$$\Delta R = \Delta R_e + \Delta R_p = \frac{p_e R^2}{gE} \left(1 - \frac{1}{2} \nu \right) + \frac{3(p - p_e) R^2}{4gE_t}, \quad (51)$$

$$\Delta R = \frac{1,46 \cdot 375^2}{2,5 \cdot 208600} \left(1 - \frac{1}{2} 0,29 \right) + \frac{3(1,65 - 1,46) 375^2}{4 \cdot 2,5 \cdot 860} = 0,34 + 9,32 = 9,66 \text{ mm} \quad (52)$$

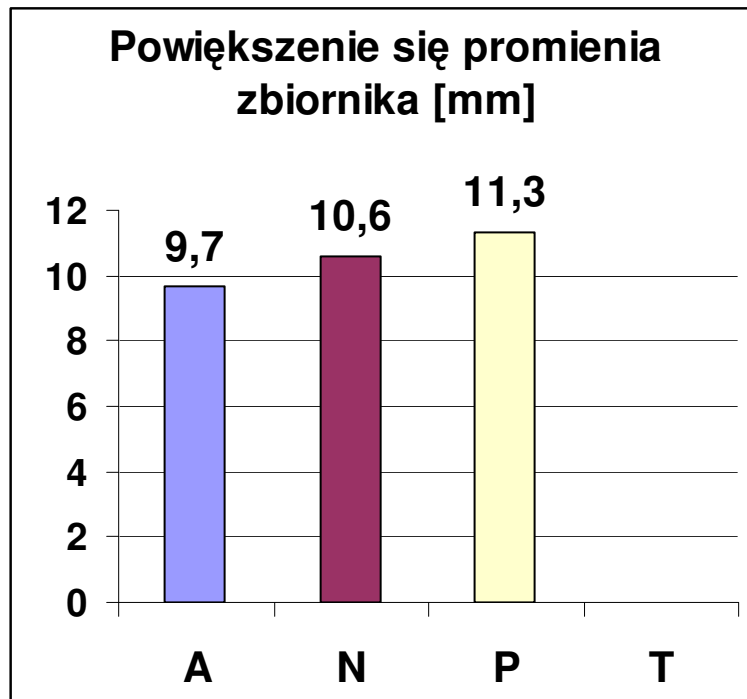
- wg obliczeń numerycznych (w środku powłoki walcowej):

$$\Delta R = 10,6 \text{ mm},$$

- wg pomiaru obiektu fizycznego po przedprężaniu (w środku powłoki walcowej):

$$\Delta R = 11,3 \text{ mm},$$

Graficzne zestawienie pokazujące porównanie uzyskanych wyników przyrostu promienia zbiornika przedstawiono na rysunku 8.1.



Rys. 8.1. Przyrost promienia zbiornika

Trwały przyrost objętości naczynia ciśnieniowego:

- wg obliczeń analitycznych, wzór (44):

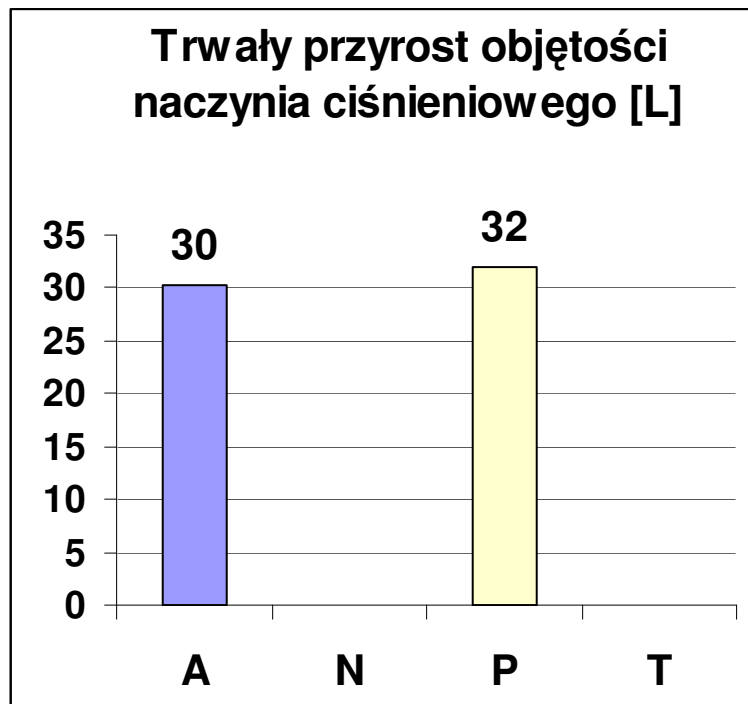
$$\Delta V_p \approx 2\pi R H \Delta R_p + \pi H \Delta R^2 + 1,8129 R^2 \Delta R_p + 1,8129 R \Delta R_p^2 \quad (53)$$

$$\Delta V_p = 27450000 + 341000 + 2376000 + 59000 = 30226000 \text{ mm}^3 \approx 30 \text{ l} \quad (54)$$

- wg pomiaru ilości dotłoczonego czynnika próbnego dla badanego obiektu fizycznego:

$$\Delta V_p = 32 \text{ l}$$

Trwały przyrost objętości zbiornika przedstawiono na wykresie, rysunek 8.2.



Rys. 8.2. Trwały przyrost objętości naczynia ciśnieniowego

Względne odkształcenie obwodowe na ścianie zbiornika w miejscu usytuowania tensometru (punkt pomiarowy 4):

- wg obliczeń analitycznych, wzór (38):

$$\varepsilon_{tp} = \frac{3(p - p_e)R}{4g E_t} = \frac{3(1,65 - 1,46)375}{4 \cdot 2,5 \cdot 860} = 0,025 \quad (55)$$

- wg obliczeń numerycznych:

$$\varepsilon_{tp} = 0,025$$

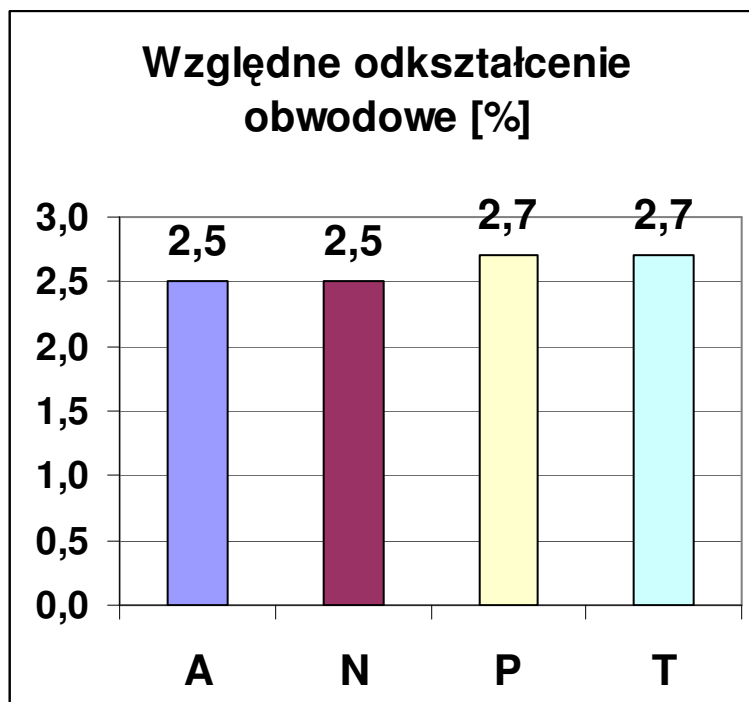
- wg tensometrycznych pomiarów odkształceń na obiekcie fizycznym:

$$\varepsilon_{tp} = 0,027$$

- wg pomiarów obiektu fizycznego po przepiężaniu:

$$\varepsilon_{tp} = 0,027$$

Porównanie względnych odkształceń obwodowych uzyskanych na podstawie obliczeń analitycznych, numerycznych i badań doświadczalnych przedstawiono w postaci graficznej na rysunku 8.3.



Rys. 8.3. Odkształcenie obwodowe części walcowej zbiornika.

Różnice wykazane pomiędzy wynikami obliczeń i wynikami badań eksperymentalnych są niewielkie.

Największe różnice dotyczą obliczonego przyrostu promienia zbiornika. Jest to odpowiednio: 9,7mm, 10,6mm, 11,3mm. Względna różnica pomiędzy największą i najmniejszą wartością wynosi ok. 14 %. Różnica ta może być spowodowana przyjęciem dla obliczeń analitycznych założenia, że odkształcanie obwodowe jest równomierne na całej powłoce części walcowej zbiornika. Jak wykazał eksperyment (i obliczenia numeryczne), w środkowej części powłoki walcowej zbiornika wystąpiły większe odkształcenia. Również w trakcie oględzin zewnętrznych i pomiarów obiektu po przepiężeniu stwierdzono wybrzuszenie środkowej części powłoki walcowej.

Względna różnica wyników przyrostu promienia w czasie eksperymentu i wyników obliczeń numerycznych jest już mniejsza i wynosi 6%. Przepiężanie prowadzono aż do uzyskania naprężenia zredukowanego (według Hubera) 15% wyższego niż granica plastyczności. Efekty przepiężania można już uzyskać, przekraczając granicę plastyczności o kilka procent. A więc przy mniejszych wartościach przekroczenia granicy plastyczności podczas przepiężania, należy się spodziewać bardziej równomiernego odkształcania oraz większej zbieżności wyników uzyskanych wszystkimi metodami.

Względna różnica trwałego przyrostu objętości naczynia ciśnieniowego wynosi 7%. Większą wartość uzyskano podczas badania eksperymentalnego. Tę większą wartość także można wytłumaczyć efektem „wybrzuszenia” się zbiornika przy dużych odkształceniach plastycznych w jego środkowej części.

Dla zmierzonych odkształceń obwodowych największa względna różnica wynosi 7%. Otrzymane wyniki pochodzą z czterech źródeł: obliczenia analityczne, obliczenia numeryczne, pomiar obiektu fizycznego i pomiar tensometryczny. Uzyskane wyniki odkształceń na potrzeby analizy przepiężania można uznać za wystarczająco zbieżne.

Reasumując, wyniki uzyskane na podstawie obliczeń analitycznych, obliczeń numerycznych, badań eksperymentalnych i oględzin zewnętrznych badanego obiektu wykazują zgodność.

Rezultaty eksperymentu potwierdziły słuszość zastosowanych modeli i przyjętych uproszczeń dla rozważań analitycznych i symulacji numerycznej. Porównując wartości otrzymane podczas eksperymentu i symulacji numerycznej można stwierdzić, że otrzymane wyniki wytrzymałościowej analizy MES są poprawne.

9. WNIOSKI KOŃCOWE

Motywy niniejszej pracy była potrzeba opracowania własnej numeryczno – doświadczalnej metody postępowania pozwalającego na przeprowadzenie i analizę odprężania mechanicznego klasy urządzeń, jakimi są cienkościenne naczynia ciśnieniowe.

W celu realizacji wyżej wymienionego zadania w niniejszej pracy:

- dokonano przeglądu dotychczasowych doświadczeń i osiągnięć w przedmiotowej dziedzinie – rozdział 2,
- zidentyfikowano i zanalizowano badane zjawiska - rozdział 3,
- opracowano schemat blokowego postępowania, przyjęto założenia oraz wprowadzono ograniczenia stosowania przedmiotowej metody - rozdziały 3 i 4,
- opracowano model matematyczny zjawiska odprężania mechanicznego, który jest przydatny do wykonywania obliczeń analitycznych – rozdział 5,
- wykonano symulację numeryczną metodą elementów skończonych wraz z opisem zasad budowania i analizowania modelu obliczeniowego dla tego typu obiektów – rozdział 6,
- w celu potwierdzenia słuszności zaproponowanej metody postępowania wykonano badania eksperymentalne i pomiary wybranych wielkości fizycznych rzeczywistego naczynia ciśnieniowego – rozdział 7,
- dokonano analizy porównawczej wyników eksperymentu, wyników obliczeń wytrzymałościowych obliczeń MES oraz wyników obliczeń analitycznych.

Zaproponowano metodykę przeprowadzania procesu odprężania mechanicznego naczyń ciśnieniowych połączoną jest z równoczesnym badaniem ich szczelności i wytrzymałości. Zastosowany został numeryczno – doświadczalny sposób analizy, wykorzystujący Metodę Elementów Skończonych, jako narzędzie do przeprowadzenia symulacji numerycznej przed wykonaniem eksperymentu.

Z analizy całego zagadnienia przedstawionego w niniejszej pracy wynika, że dla znanych parametrów geometrycznych konstrukcji i cech fizycznych materiału analiza przepiężania cienkościennego naczynia ciśnieniowego powinna być zawsze przeprowadzana jako proces quasistatyczny w zakresie nieliniowym geometrycznie i materiałowo.

Przeprowadzone w niniejszej pracy rozważania teoretyczne, obliczenia numeryczne i badania eksperymentalne prowadzą do następującego wniosku, że istnieje możliwość odprężania mechanicznego naczyń ciśnieniowych, (czyli niwelowania naprężeń własnych, lokalnych koncentracji naprężeń poprzez umocnienie spowodowane odkształceniem plastycznym) pod wpływem zadanego ciśnienia wewnętrznego.

Niniejszym też, zaproponowana teza, że dla naczyń ciśnieniowych posiadających naprężenia własne i wady istnieje metoda odprężania mechanicznego materiału, pozwalająca na zmniejszenie naprężeń własnych i lokalnych koncentracji naprężeń oraz eksperymentalne potwierdzenie wytrzymałości i szczelności uzyskane pod wpływem zadanego ciśnienia wewnętrznego, została potwierdzona.

Przedstawiony sposób badania naczyń ciśnieniowych, mimo że wydaje się bardzo drastyczny dla badanej konstrukcji, może być stosowany w celu jednorazowego zdiagnozowania stanu technicznego naczynia ciśnieniowego.

W pracy podano także ograniczenia, które uniemożliwiają wykonanie założonego procesu przepiężania. Ograniczeniami są między innymi:

- ograniczenia materiałowe – odprężanie możemy wykonać dla elementów ciśnieniowych wykonanych z materiałów charakteryzujących się dobrymi własnościami plastycznymi,

- ograniczenia konstrukcyjne – gdy naczynie ciśnieniowe zbudowane jest z elementów o różnych grubościach ścianki, z materiałów o różniących się właściwościami mechanicznymi lub gdy zaburzenia wywołane istnieniem króćców i ich wzmocnień są na tyle duże, że prowadzą do dużej niejednorodności stanu naprężeń,
- duża różnica wysokości - powoduje konieczność uwzględnienia wpływu ciśnienia hydrostatycznego pochodzącego od ciężaru własnego cieczy.

Reasumując dotychczasowe rozważania zawarte w niniejszej pracy, efekty poznawcze można określić w następujący sposób:

- opracowano własną metodę (schemat) postępowania numeryczno – doświadczalnej analizy zjawiska odprężania mechanicznego,
- pokazano pośrednią, analityczną metodę wyznaczania odkształcenia w czasie próby przepiężania poprzez pomiar ilości dotłoczonego czynnika próbnego,
- wykonano numeryczną symulację procesu o parametrach odpowiadających parametrom rzeczywistego procesu przepiężania,
- zweryfikowano wyniki symulacji z wynikami badań doświadczalnych.

Jako przedmiot dalszych kierunków badań dotyczących odprężania mechanicznego naczyń ciśnieniowych można przyjąć:

- optymalizacja rozwiązań konstrukcyjnych naczyń ciśnieniowych, ze względu na wielkość naprężeń, odkształceń oraz skuteczność całego procesu odprężania mechanicznego,
- badania zmian strukturalnych w materiale podczas i po przepiężaniu,
- poszukiwanie i opracowanie dokładniejszych modeli materiału, opisujących zachowanie dla dużych odkształceń plastycznych,
- badania stopnia redukcji naprężeń własnych w czasie odprężania mechanicznego.

Wszystkie zdobyte w czasie realizacji niniejszej pracy doświadczenia oraz zaprezentowana teoria analizowania zagadnienia potwierdzają, że odprężanie mechaniczne można zarekomendować, jako jedyny efektywny sposób wykazania i potwierdzenia zdolności eksploatacyjnych dla klasy urządzeń, jakimi są naczynia ciśnieniowe, zarówno dla obiektów nowobudowanych i już eksploatowanych.

10. LITERATURA

- [1] ANSI B31.8 Code; *Pressure Piping, Gas Transmission and Distribution Systems*.
- [2] ANSI B31.4 Code; *Oil Transportation Piping Systems*.
- [3] ARGYRIS J. H. (red.); *Nieliniowość materiału w analizie metodą elementów skończonych. Metody obliczeniowe w mechanice nieliniowej*. Ossolineum, Wrocław 1976.
- [4] BEDNARSKI T.; *Mechanika plastycznego płynięcia w zarysie*. PWN, Warszawa 1995.
- [5] BOUCHARD P. J., GEORGE D., SANTISTEBAN J. R., BRUNO R., DUTTA M., EDWARDS L., KINGSTON E., SMITH D. J.; *Measurement of the residual stresses in a stainless steel pipe girth weld containing long and short repairs*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 82. p. 299-310, 2005.
- [6] BRZOSKA Z.; *Statyka i stateczność konstrukcji prętowych i cienkościennych*. Warszawa PWN 1965.
- [7] BUCHACZ A.; *Komputerowe wspomaganie syntezy i analizy podzespołów maszyn modelowanych grafami i liczbami strukturalnymi*. Zeszyty naukowe Politechniki Śląskiej. Mechanika z. 127, Gliwice 1997.
- [8] BUCHACZ A., ŻÓŁKIEWSKI S.; *Model matematyczny manipulatora obciążonego siłami poprzecznymi w ruchu unoszenia*. VII Międzynarodowa Konferencja Naukowa COMPUTER AIDED ENGINEERING, Journal of Transdisciplinary Systems Science. Official Journal of the Polish Systems Society, Vol 9, Special Issue 1, s. 168-175, Polanica Zdrój 2004.
- [9] BUCHACZ A., ŻÓŁKIEWSKI S.; *Wyznaczenie podatności dynamicznej belki drgającej giętnie metodą Galerkina*. XII Sympozjum Dynamiki Konstrukcji Rzeszów – Bystre. ZN Politechniki Rzeszowskiej nr 222, Mechanika z. 65, s. 37-44 Problemy dynamiki konstrukcji. 2005
- [10] BUFFLER K.; *Pressure loaded structures under large deformations*. ZAMM, 64, Page 287-295, 1984.
- [11] BUSH S. H.; *Statistics of the pressure vessels and piping failure*. ASME Journal of Pressure Vessels Technology, 1988.
- [12] CHALLENGR N. V., PHAAL R., GARWOOD S. J.; *Fracture mechanics assessment of industrial pressure vessel failures*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 61. p. 433-456, 1995.
- [13] 87/404/UE. *Council Directive of 25 June, 1987 on harmonization of the laws of the Member States relating to simple pressure vessels*.
- [14] DAVIDSON T. E., KENDALL D. P.; *The mechanical behaviour of materials under pressure*. Elsevier, Amsterdam, 1970.
- [15] 97/23/UE *Directive of the European Parliament and of the Council of 29 May 1997 on the approximation of the laws of the Member States concerning pressure equipment (97/23/WE Dyrektywa Parlamentu Europejskiego i Rady z dn. 29 maja 1987 r. w sprawie zbliżenia przepisów prawnych państw członkowskich dotyczących urządzeń ciśnieniowych)*.
- [16] DT-UT-90/WO-M. *Warunki Techniczne Dozoru Technicznego. Wymagania Ogólne. Materiały*.
- [17] DUDEK J., *Ekspertyza techniczna. Analiza przyczyn awarii Gazociągu DN500 Włocławek-Odolanów*. Biuro Studiów i Projektów Gazownictwa Gazoprojekt SA. Wrocław 2003.

- [18] DUDEK J., RUSIŃSKI E., *Zjawisko odprężania mechanicznego w badaniu i diagnozowaniu stanu technicznego naczyń ciśnieniowych*. SYSTEMS - Journal of Transdisciplinary Systems Science, Volume 9, Special Issue I - str. 343-353. VII Międzynarodowa Konferencja CAE. Polanica Zdrój 16-18.06.2004.
- [19] ERBEL S., KUCZYŃSKI K., MARCINIAK Z.; *Obróbka plastyczna na zimno*. PWN, Łódź 1971.
- [20] FLUGGE W.; *Powłoki. Obliczenia statyczne*. Arkady, Warszawa 1992.
- [21] FUNG Y. C.; *Podstawy mechaniki ciała stałego*. PWN Warszawa, 1969.
- [22] GABRYSZEWSKI Z.; *Teoria plastyczności*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2002.
- [23] GUOHUA C., SHUHO D.; *Study on the reliability assessment methodology for pressure vessels containing defects*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 69. p. 273-277, 1996.
- [24] HARVEY J. E.; *Theory and design of pressure vessels*. Van Nostrand Reinhold, New York, 1991.
- [25] I-DEAS Master Series, *Exploring I-DEAS Drafting* Copyright © Structural Dynamics Research Corporation 1994 I-DEAS Master Series, *Exploring I-DEAS Design*, Vol. I i II Copyright © Structural Dynamics Research Corporation 1994
- [26] KACPERSKI T.; *Experimental study of the phenomenon of stability loss of a horizontal thin-walled cylindrical shell loaded by a liquid*. Engineering Trans., 42 z. 4, page 331-337, 1994.
- [27] KARLSON R. I., JOSEFSON B. L.; *Three dimensional finite element analysis of the temperatures and stresses in a single-pass butt-weld pipe*. Transaction of the ASME Journal of Pressure Vessels Technology, 1990.
- [28] KIEFNER J. F., MAXEY W. A., EIBER R. J., DUFFY A. R.; *Failure Stress Levels of Flaws in Pressurized Cylinders*. Progress in Flow Growth and Toughness Testing. ASTM STP 536, ASTM page 461-481, 1973.
- [29] KIEFNER J. F., WILLARD A.; *Hydrostatic testing – 1. Pressure ratios key to effectiveness*. Oil & Gas Journal, 31 July 2000.
- [30] KITCHING R., LIM C. S., ROBINSON M.; *Experimental limit and burst pressures for spherical shells with defects adjacent to nozzles*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 46. p. 167-171, 1991.
- [31] KLEIBER M. (red.) *Mechanika techniczna, t. XI. Komputerowe metody mechaniki ciał stałych*. PWN Warszawa 1995.
- [32] KLEIBER M. (red.) *Wprowadzenie do metody elementów skończonych*. PWN Warszawa-Poznań 1989.
- [33] KOPCZYŃSKI A. *Własności mechaniczne stali do budowy rurociągów przesyłowych gazu i ich modyfikacja w wyniku ekspandowania rurociągów gazu w trakcie hydraulicznej próby ciśnieniowej*. IV Seminarium Naukowo – Techniczne. Zakopane 1997.
- [34] LEE S., KOH S.; *Residual stress effects on the fatigue life of fan externally grooved thick-walled pressure vessel*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 79. p. 119-126, 2002.
- [35] LEMAITRE J., CHABOCHE J. L.; *Mechanics of solid materials*. Cambridge University Press, Cambridge 1990.
- [36] LIN Y. C., LEE K. H., *Effect of welding parameters on the residual stress by the parallel heat welding*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 71. p. 197-202, 1997.
- [37] MAGNUCKI K., STASIEWICZ P.; *Optymalizacja kształtu przekroju poprzecznego zbiornika walcowego*. XXXV Sympozjum Modelowanie w Mechanice, Zeszyty Naukowe Katedry Mechaniki technicznej. Politechnika Śląska, Gliwice z.1, str. 139-144, 1996.

- [38] MAGNUCKI K., SZYC W.: *Optima design of a cylindrical shell loaded by internal pressure*. Structural Optimization 11, page 263-266, 1996.
- [39] MAGNUCKI K. *Wytrzymałość i optymalizacja zbiorników cienkościennych*. Wydawnictwo naukowe PWN. Warszawa – Poznań 1998.
- [40] MAGNUCKI K., KACZYŃSKI R., WALCZAK M.: *Minimalizacja spiętrzenia naprężeń w ciśnieniowym zbiorniku walcowym*. Zagadnienia Eksploatacji Maszyn, PAN, z.2, str. 321-331, 1994.
- [41] MAGNUCKI K., WEGNER T., SZYC W.: *On buckling of ellipsoidal cups under internal pressure*. Ingenieur Archiv 58, page 339-342, 1988.
- [42] MAJZOBI G. H., FARRAHI G. H., MAHMOUDI A. H.: *A finite element simulation and an experimental study of autofrettage for strain hardened thick-walled cylinders*. Materials Science and Engineering, Volume 359, pp. 326-331, April 2003.
- [43] MILLER M.K.; BABU S.S.; SOKOLOV M.A.; NANSTAD R.K.; ISKANDER S.K. *Effect of stress relief temperature and cooling rate on pressure vessel steel welds*. Materials Science and Engineering: A, Volume 327, Number 1, pp. 76-79(4), 15 April 2002.
- [44] NOWACKI W.: *Dźwigary powierzchniowe*. PWN, Warszawa PWN 1979.
- [45] NOWACKI W.: *Teoria sprężystości*. Warszawa PWN 1970.
- [46] NOWZARTASH F., MOHAREB M.: *An elasto-plastic finite element for steel pipelines*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 81. p. 919-930, 2004.
- [47] PABJANEK A.: *Lepkoplastyczne płynięcie powłoki walcowej przy warunku plastyczności Hubera-Misesa*. Rozprawy Inżynierskie, 19, 2 str. 309-326, 1971.
- [48] PAYTEN W., LAW M.: *Estimating the plastic collapse of pressure vessels using plasticity contours*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 75. p. 529-536, 1998.
- [49] PIETRASZKIEWICZ W. *Finite Rotations and Lagrangean Description in the Non-linear Theory of Shells*. Poznań PWN 1979.
- [50] PIETRASZKIEWICZ W. *Geometrically Non-linear Theories of Thin Elastic Shells*. Advances in Mechanics, 12, 1989.
- [51] PIETRASZKIEWICZ W. *Introduction to the Non-linear Theories of Shells*. Amitt. Institut for Mechanik, 10, Ruhr-Uni. Bochum, 1977.
- [52] PN-EN 10207 +A1. *Stale na zwykle zbiorniki ciśnieniowe. Techniczne warunki dostawy blach, taśm i prętów*.
- [53] PN-EN 10028-1. *Wyroby płaskie ze stali na urządzenia ciśnieniowe. Stale niestopowe i stopowe do pracy w podwyższonych temperaturach*.
- [54] PN-EN 10028-3. *Wyroby płaskie ze stali na urządzenia ciśnieniowe. Stale spawane drobnoziarniste i normalizowane*.
- [55] prEN 12953. *Shell boilers*.
- [56] PrPN-M-34503 *Gazociągi i instalacje gazownicze. Próby ciśnieniowe rurociągów*.
- [57] RAJU I. S., NEWMAN J. C. Jr.: *Stress Intensity Factor for Internal and External Surface Cracks in Cylindrical Vessels*. ASME Journal of Pressure Vessels Technology, page 293-298, 1982.
- [58] RAO B. S. C., MADESWARAN R., CHANDRAMOHAN R.: *In fabrication and pre-service care on stainless steel pressure vessels*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 73. p. 53-57, 1997.
- [59] RUSIŃSKI E. *Metoda elementów skończonych. System COSMOS/M*. Wydawnictwo Komunikacji i Łączności. Warszawa 1990.

- [60] RUSIŃSKI E., SMOLNICKI T., CZMOCHOWSKI J. *Zaawansowana metoda elementów skończonych w konstrukcjach nośnych*. Oficyna Wydawnicza Politechniki Wrocławskiej, Wrocław 2000.
- [61] SANAL Z.; *Nonlinear analysis of pressure vessels: some examples*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 77. p. 705-709, 2000.
- [62] SHIJIAN Y., WANG Z. R.; *Research on residual stresses after hydrobulging of spherical vessels*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 68. p. 231-235, 1996.
- [63] SKRZYPEK J.: *Plastyczność i pełzanie*. PWN Warszawa 1986.
- [64] SOKOŁOWSKI M. (red.) *Mechanika techniczna, t. IV. Sprężystość*. PWN Warszawa 1978.
- [65] SORIC J., ZAHLTEN W.: *Elastic-Plastic analysis of internally pressurized torospherical shells*. Thin-Walled Structures, 22 page 217-239, 1995.
- [66] SPENCE J., TOOTH A. S.: *Pressure vessels design concepts and principles*. II Seminarium Nowoczesne metody projektowania naczyń ciśnieniowych. Politechnika Łódzka, Łódź, 1995.
- [67] STERJOVSKI Z., DUNNE D. P., AMBROSE S.; *Evaluation of cross-weld properties of quenched and tempered pressure vessel steel before and after PWHT*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 81. p. 465-470, 2004.
- [68] STRATENWERTH. *Design and safety of vessels and pipelines with an internal overpressure*. Achema 2006. International Exhibition-Congress on Chemical Engineering 15-19 May 2006.
- [69] SZCZEPIŃSKI W.: *Wstęp do analizy procesów obróbki plastycznej*. PWN Warszawa 1967.
- [70] SZCZEPIŃSKI W.: *Mechanika plastycznego płynięcia*. PWN Warszawa 1976.
- [71] SZUBRYT M. *Przystosowanie zbiorników ciśnieniowych do odprężania mechanicznego*. Przegląd spawalnictwa Nr 10–11.2000.
- [72] TAFRESHI A.; *Numerical analysis of thin torispherical end closures*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 71. p. 77-88, 1997.
- [73] THIELSCH, H. *Defects and Failures in Pressure Vessels and Piping. 2nd edition, Chapters 16 and 17*. Reinhold: New York 1975.
- [74] TIMOSHENKO S. P., GERE J. M.; *Teoria stateczności sprężyste*. Arkady, Warszawa, 1972.
- [75] TIMOSHENKO S. P., WOINOWSKY-KRIEGER S.; *Teoria płyt i powłok*. Arkady, Warszawa, 1962.
- [76] TRAJDOS T.: *Matematyka, cz.3*, WNT Warszawa 1994
- [77] WANG X., WANG A., XUE G.; *Numerical schemes for defining reference stress in components containing defects*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 75. p. 127-131, 1999.
- [78] *Warunki Urzędu Dozoru Technicznego dla Urządzeń Ciśnieniowych WUDT/UC/2003*. Oficyna Wydawnicza TOMPIK. Bydgoszcz 2003.
- [79] XUEMENG S., LIANGHAI Z., HENGYUN J., LIANGHSHAN C., XIUZHONG D., ZHONGYAO S.; *Safety performance evaluation for warm preloaded cylindrical LPG vessels*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 73. p. 111-118, 1997.
- [80] YANG Y. S., LEE S. H., *A study of the mechanical stress relieving in a butt-welded pipe*. International Journal of Pressure Vessels and Piping. Volume 73. p. 175-182, 1997.
- [81] ZIELNICA J.: *Stateczność powłok stożkowych w zakresie sprężysto-plastycznym*. Rozprawy nr 182. Wydawnictwo Politechniki Poznańskiej, Poznań 1997.
- [82] ZIENKIEWICZ O. C., *Metoda elementów skończonych*. Wydawnictwo Arkady. Warszawa 1972.

- [83] ZIENKIEWICZ O. C., TAYLOR R. L.: *The Finite Element Method*. Mc Graw-Hill Book Co. Ltd. Berkshire, England 2000.
- [84] ZIÓŁKO J.; *Zbiorniki metalowe na ciecze i gazy*. Arkady, Warszawa, 1986.
- [85] ŻYCZYKOWSKI M.; *Obciążenia złożone w teorii plastyczności*. PWN Warszawa, 1973.
- [86] ŻYCZYKOWSKI M. (red.) *Mechanika techniczna, t. IX. Wytrzymałość elementów konstrukcyjnych*. PWN Warszawa 1988.

11. OZNACZENIE WAŻNIEJSZYCH WIELKOŚCI I ZMIENNYCH WYSTĘPUJĄCYCH W PRACY

E	Moduł odkształcenia wzdłużnego (Younga)
E_t	Moduł styczny
ε_t	Odkształcenie obwodowe
ε_a	Odkształcenie wzdłużne
ε	Odkształcenie, odkształcenie wzdłużne w wierzchołku dennicy
ε_p	Odkształcenie plastyczne
ν	Współczynnik Poissona
H	Wysokość części walcowej zbiornika
g	Grubość ścianki naczynia ciśnieniowego
\hat{g}	Przyspieszenie ziemskie
G	Ciężar własny naczynia
Δ	Przyrost wielkości
k	Stała tensometru
p	Ciśnienie
p_e	Ciśnienie o wartości wywołującej naprężenia równe granicy plastyczności
ρ	Gęstością materiału naczynia ciśnieniowego
R	Promień zbiornika
R_p	Promień naczynia ciśnieniowego po uplastycznieniu
R_e	Umowna granica plastyczności
R_m	Granica wytrzymałości (wytrzymałość na rozciąganie)
σ	Naprężenie, naprężenie normalne w wierzchołku dennicy
σ_t	Naprężenie obwodowe
σ_a	Naprężenie wzdłużne
σ_t	Naprężenie zredukowane
σ_w	Naprężenia własne
σ_o	Naprężenia od obciążeń zewnętrznych
V	Objętość naczynia ciśnieniowego
V_0	Objętość początkowa naczynia ciśnieniowego

V_g Objętość materiału naczynia ciśnieniowego

w Wzmocnienie tensometru

ΔW Różnica wskazan (bieżącego i początkowego) dla pomiarów tensometrycznych

σ_e Wielkości odpowiadające osiągnięciu granicy plastyczności ($p_e, \sigma_e, \sigma_{ae}, \sigma_{te}, \epsilon_{ae}, \epsilon_{te}$)

σ_p wielkości charakterystyczne dla fazy plastycznego płynięcia ($\sigma_p, \sigma_{ap}, \sigma_{tp}, \epsilon_{ap}, \epsilon_{tp}$)