

10769127782
1N15-BR -- 2807

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

UM MODELO PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE FLANGES DE
VASOS DE PRESSÃO NUCLEARES

CARLOS ALBERTO DE OLIVEIRA

Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Tecnologia Nuclear.

Orientador: Dr. Edison Gonçalves

128 im

.2

SÃO PAULO
1987

INSTITUTO DE PESQUISAS ENERGÉTICAS E NUCLEARES
AUTARQUIA ASSOCIADA À UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO

UM MODELO PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE FLANGES DE
VASOS DE PRESSÃO NUCLEARES

CARLOS ALBERTO DE OLIVEIRA

Dissertação apresentada como parte dos
requisitos para obtenção do Grau de
Mestre em Tecnologia Nuclear.

Orientador: Dr. Edison Gonçalves

SÃO PAULO
1987



AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que de algum modo colaboraram para a execução deste trabalho, em particular ao Oscar e ao Edison.

UM MODELO PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE FLANGES DE VASOS DE PRESSÃO NUCLEARES

Carlos Alberto de Oliveira

RESUMO

Devido aos recentes avanços brasileiros na área de tecnologia nuclear, faz-se necessário o desenvolvimento de métodos para o projeto e análise estrutural de componentes de reatores a água pressurizada, assim como de outros componentes de uma central nuclear.

Neste trabalho é proposta uma metodologia para a análise estrutural de flanges de grande diâmetro para vasos de reatores nucleares. Nesta análise o vaso é dividido em elementos de casca de revolução, os flanges são representados por anéis rígidos, e os parafusos são tratados como vigas. Utiliza-se o método dos esforços para a solução do problema. Um programa de computador é apresentado, sendo que os resultados fornecidos (deslocamentos e tensões) são comparados com resultados obtidos pelo método dos elementos finitos.

Embora desenvolvido para o cálculo de vasos de reatores nucleares, o programa é de maior abrangência, podendo ser utilizado para a análise de qualquer estrutura composta por cascas de revolução.

**A MODEL FOR THE STRUCTURAL ANALYSIS OF
NUCLEAR PRESSURE VESSEL FLANGES**

Carlos Alberto de Oliveira

ABSTRACT

Due to the recent Brazilian advances in the nuclear technology area, it has been necessary the development of design and analysis methods for pressurized water reactor components, so as other components of a nuclear plant.

This work proposes a methodology for the structural analysis of large diameter nuclear reactor pressure vessel flanges. In the analysis the vessel is divided into shell-of-revolution elements, the flanges are represented by rigid rings, and the bolts are treated as beams. The flexibility method is used for solving the problem. A computer program is shown, and the given results (displacements and stresses) are compared with results obtained by the finite element method.

Although developed for nuclear reactor pressure vessel calculations, the program is more general, being possible its use for the analysis of any structure composed by shells of revolution.

**UM MODELO PARA A ANÁLISE ESTRUTURAL DE
FLANGES DE VASOS DE PRESSÃO NUCLEARES**

ÍNDICE

RESUMO	ii
ABSTRACT	iii
1 - INTRODUÇÃO	
1.1 - Aspectos Gerais	1
1.2 - Os Flanges como Componentes de Vasos de Pressão .	2
1.3 - Características da União Flangeada	4
1.4 - Escopo do Trabalho	6
2 - FLANGES DE VASOS NUCLEARES	
2.1 - Introdução	9
2.2 - A Região de Contato	10
2.3 - Normalização	12
3 - UM MODELO PARA A ANÁLISE DE FLANGES NUCLEARES	
3.1 - Introdução	20
3.2 - Aspectos Históricos	20
3.2.1 - Flanges de uso não nuclear	22
3.2.2 - Flanges para vasos nucleares	23

3.3 - Programa ANESA: Apresentação e Emprego em Análises Nucleares	26
3.3.1 - Elementos implementados	27
3.3.1.1 - Elemento de calota esférica	27
3.3.1.2 - Elemento de anel rígido	29
3.3.1.3 - Elemento de anel rígido com- posto	32
3.3.1.4 - Elemento flange	34
3.3.1.5 - Elemento cilíndrico curto	34
3.3.1.6 - Elemento cilíndrico longo	39
3.3.2 - Modelo matemático	42
3.3.3 - Condições de compatibilidade e equilí- brio	44
3.3.3.1 - Análise das rotações relativas entre os flanges superior e in- ferior	44
3.3.3.2 - Análise de escorregamento no ponto de contato	47
3.3.3.3 - Acoplamento entre parafusos e anel superior	49
3.3.4 - Algumas características do programa	49
3.4 - O Modelo Proposto para a Análise de um Flange Nuclear	53
4 - MODELAGEM PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	
4.1 - Breve Apresentação do Método	57
4.2 - O Código ANSYS e a Discretização Utilizada	58
5 - RESULTADOS	
5.1 - Introdução	62
5.2 - Testes de Elementos	62

5.3 - Caso Exemplo: Vaso de Pressão Nuclear	63
5.3.1 - Análise de Tensões e Deslocamentos	67
5.3.1.1 - Caso A: pré-tensionamento dos parafusos	69
5.3.1.2 - Caso B: pressurização com a- trito infinito	69
5.3.1.3 - Caso C: pressurização com escorregamento	80
5.3.2 - Análise do Ponto de Contato	80
6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	
6.1 - Conclusões	87
6.2 - Recomendações	88
APÊNDICES	
APÊNDICE I: Desenvolvimento do Elemento de Calota Esférica	90
APÊNDICE II: Teoria de Anel Rígido e sua Aplicação ao Programa "ANESA"	100
II.A - Anel Circular Rígido	100
II.B - Desenvolvimentos para o Elemento de Anel Superior	111
II.C - Desenvolvimentos para o Elemento de Anel Inferior	116
APÊNDICE III: Desenvolvimento do Elemento Cilíndrico Longo	123
APÊNDICE IV: Fluxograma Simplificado de ANESA	128
REFERÊNCIAS	132

ÍNDICE DE FIGURAS

CAPÍTULO 1

- Figura 1: Vaso de pressão de um reator nuclear tipo PWR, e alguns locais sujeitos a grandes solicitações 3
- Figura 2: Nomenclatura utilizada na descrição de um flange 5
- Figura 3: Flange integral típico (a) e sua versão empregada em vasos nucleares (b) 7

CAPÍTULO 2

- Figura 4: Flange típico e região de contato para vasos de pressão de reatores tipo PWR 11
- Figura 5: Tipos de anéis de vedação "O-ring" 13
- Figura 6: Configuração típica do contato, com sistema redundante de anéis de vedação 15

CAPÍTULO 3

- Figura 7: Esquema do vaso de pressão de Angra I 21
- Figura 8: Esquematização do modelo de análise de Murray e Stuart 25
- Figura 9: Elemento de calota esférica 28
- Figura 10: Elemento de anel rígido (anel superior) 30
- Figura 11: Elemento de anel composto (anel inferior) 33
- Figura 12: Elemento flange 35
- Figura 13: Elemento cilíndrico curto 36
- Figura 14: Elemento cilíndrico longo 40
- Figura 15: Discretização de um compressor de hélio para reatores tipo HTGR 43

Figura 16: Região de contato com a nomenclatura utilizada na análise de rotação	45
Figura 17: Gráfico de variação com a pressão do esforço horizontal necessário para que não ocorra escorregamento, e da reação horizontal devida ao atrito	48
Figura 18: Acoplamento entre parafusos e anel superior	50
Figura 19: Elementos com orientações (1-2) e (2-1)	52
Figura 20: Configuração do flange de Angra I	54
Figura 21: Discretização do vaso de Angra I segundo o programa ANESA, e subdivisão do elemento flange	55

CAPÍTULO 4

Figura 22: Discretização de uma placa em elementos triangulares (a), e detalhe de um elemento genérico, com seus graus de liberdade (b)	57
Figura 23: Discretização utilizada para a análise do vaso do reator de Angra I, empregando elementos axissimétricos	60

CAPÍTULO 5

Figura 24: Calota esférica submetida a uma pressão externa (p)	64
Figura 25: Gráfico de tensões circunferenciais relativas ao teste do elemento de calota esférica	65
Figura 26: Gráfico de tensões meridionais relativas ao teste do elemento de calota esférica	66
Figura 27: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso A)	70
Figura 28: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso A)	71
Figura 29: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso A)	72

Figura 30: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso A)	73
Figura 31: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso A)	74
Figura 32: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso B)	75
Figura 33: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso B)	76
Figura 34: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso B)	77
Figura 35: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso B)	78
Figura 36: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso B)	79
Figura 37: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso C)	81
Figura 38: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso C)	82
Figura 39: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso C)	83
Figura 40: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso C)	84
Figura 41: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso C)	85
Figura 42: Esquemática dos elementos de contato utilizados na análise com o código ANSYS	86

APÊNDICE

Figura I-1: Casca fina genérica e nomenclatura a ela associada	91
Figura I-2: Casca esférica fina submetida a esforços de extremidade e pressão interna	93
Figura II-1: Anel circular de seção indeformável submetido a um momento torçor	101
Figura II-2: Corte diametral de um anel	103
Figura II-3: Anel circular de seção indeformável	

submetido a um esforço radial	107
Figura II-4: Convenção utilizada para esforços e deslocamentos no anel	110
Figura II-5: Elemento de anel superior com esforços e deslocamentos positivos, sistema de eixos, domínios de integração e principais dimensões	112
Figura II-6: Elemento de anel inferior com esforços e deslocamentos positivos, sistema de eixos, domínios de integração e principais dimensões	117
Figura II-7: Viga engastada representativa dos parafusos de fixação da união flangeada ..	118
Figura III-1: Elemento cilíndrico longo com esforços e deslocamentos positivos, dimensões e sistema de referência utilizado	124

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1: Materiais de recobrimento dos anéis de vedação 'O-ring', espessura do recobrimento e temperatura máxima de serviço	14
Tabela 2: Carregamentos do nível A de limite de serviço (condições normais)	17
Tabela 3: Carregamentos do nível B de limite de serviço (transitório moderado)	17
Tabela 4: Carregamentos do nível C de limite de serviço (condição de emergência)	18
Tabela 5: Carregamentos do nível D de limite de serviço (condição de falha)	18
Tabela 6: Principais propriedades dos materiais do vaso de Angra I, na temperatura de projeto	68

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

1.1 - ASPECTOS GERAIS

Baseados no significado usual do termo, podemos entender o vaso de pressão como um recipiente fechado, cuja extensão é limitada, ao contrário de uma tubulação. Suas dimensões são consideravelmente maiores que as da tubulação a ele ligada, quando esta existir. É ainda diferente de uma caldeira que, na maior parte dos casos, se destina a produzir vapor, utilizado fora dela. Pode-se dizer que os vasos de pressão são os meios pelos quais o espaço externo e o fundo do mar são alcançados, a energia nuclear é dominada, os sistemas de energia são controlados, e os processos industriais, como o químico e o petrolífero, são operados. Sua resistência à operação em meios hostis, assim como a altas pressões e temperaturas, demonstra a importância dos vasos de pressão.

Acompanhando a demanda técnica por altas pressões e grandes tamanhos de vasos, seguem-se também os problemas econômicos de redução de peso e economia de material. Isto requer um bom conhecimento de análise de tensões, teoria de projeto, comportamento dos materiais e métodos de fabricação. Devido à não adequação dos velhos códigos de projeto, os quais envolvem apenas limites para as tensões primárias [1], tópicos avançados foram incluídos no estudo de um crescente número de vasos de pressão para aplicação em engenharia petroquímica, de potência, aeroespacial e naval, envolvendo fadiga, fratura frágil e fluência como possíveis modos de falha. A atuação pioneira da engenharia nuclear no desenvolvimento de técnicas mais avançadas de projeto deriva do grande número de circunstâncias especiais que atuam num vaso de pressão nuclear:

- requisitos de segurança e estanqueidade extremamente rígidos;
- aumento da probabilidade de ocorrência de falhas internas ao material, devido à grande espessura das paredes dos vasos para reatores PWR (Pressurized Water Reactors);
- acesso limitado para inspeções periódicas;

- aumento da suscetibilidade à falha por fratura, por efeito de radiação;
- tensões térmicas causadas pela absorção de neutrons e de radiação gama;
- choque térmico, no caso de resfriamento de emergência do núcleo.

Um dos passos no procedimento de projeto para uma instalação nuclear é a execução de um relatório detalhado de cálculo de tensões no vaso do reator, feito pela firma projetista do vaso. Este relatório de tensões deve ser revisto independentemente pelo fornecedor da instalação nuclear. Às vezes procede-se ainda a uma terceira revisão deste relatório, feita por uma firma de consultoria independente. Os métodos de cálculo utilizados variam bastante. Entretanto, as análises já evoluíram para um estágio em que há uma boa concordância de resultados, de modo que há um bom grau de confiabilidade de que as tensões calculadas sejam representativas das tensões reais atuantes no vaso, sob várias condições de carregamento [2]. Vasos de pressão nucleares e outros semelhantes são sujeitos aos seguintes carregamentos:

- pressão interna, causando esforços do tipo axissimétrico, com exceção dos bocais no corpo cilíndrico do vaso, e dos furos nos tampos superior ou inferior;
- gradientes de temperatura na parede ou entre as partes adjacentes do vaso, com os mesmos pontos de não-axissimetria citados no item anterior;
- pré-tensão dos parafusos e reações das tubulações, barras de controle e saias-suporte, quando estas existirem. Com poucas exceções, estes carregamentos não são axissimétricos [1].

O relatório citado apresenta a análise de tensões e deformações de componentes selecionados do vaso de pressão, tais como tampos, bocais e flanges (Figura 1).

1.2 - OS FLANGES COMO COMPONENTES DE VASOS DE PRESSÃO

Entre os componentes fundamentais dos vasos de pressão encontram-se os vários tipos de flanges (ou uniões flangeadas, que seria um termo mais completo), como os de tampos, bocais, aberturas de inspeção, tubos, e flanges de vasos bipartidos. A concepção dos flanges sofreu uma mudança

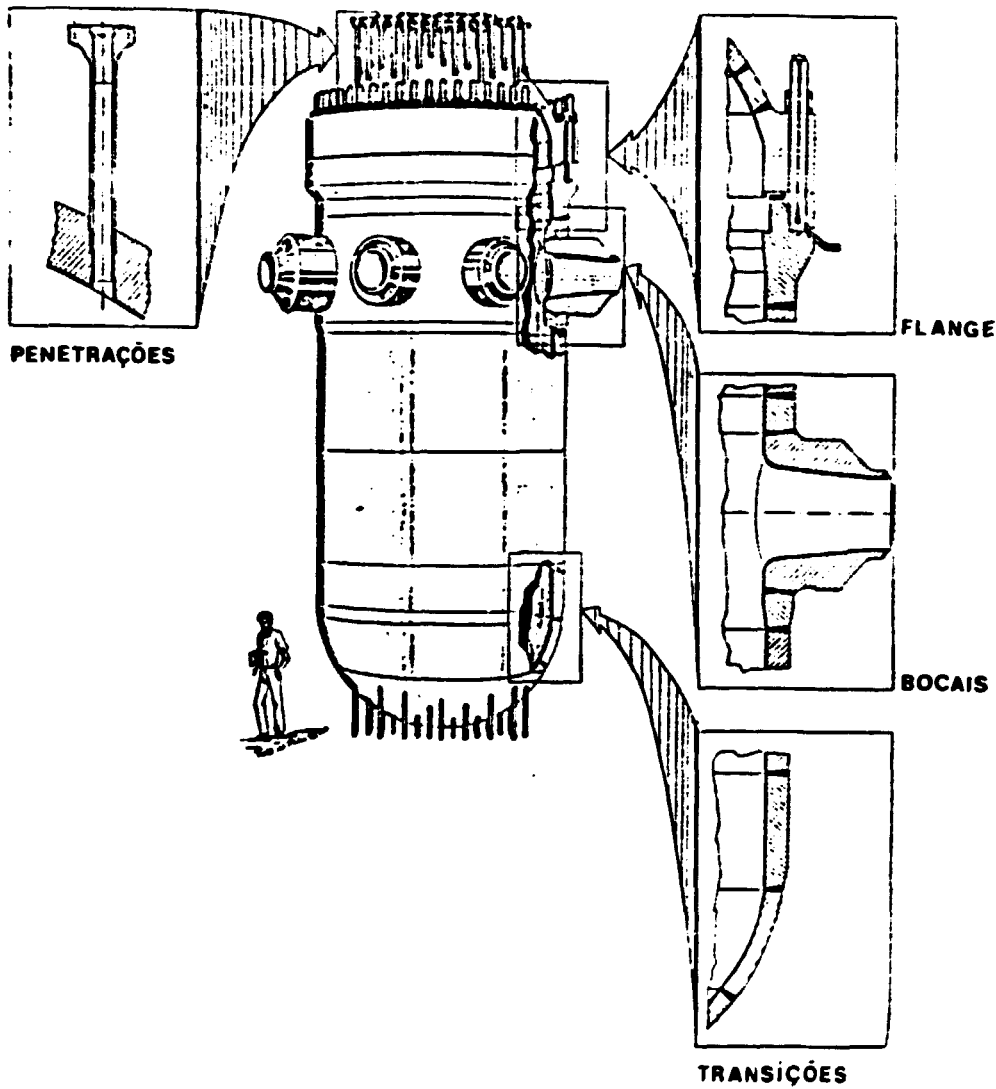


Figura 1: Vaso de pressão de um reator nuclear tipo PWR, e alguns locais sujeitos a grandes solicitações [1].

considerável a partir da primeira metade deste século. Sendo inicialmente providos de casca com espessura aproximadamente uniforme e presos ao seu anel e ao restante do sistema por meio de rosca, rebites ou interferência, os flanges passaram, em geral, a ser dotados de transição de espessura variável e a constituir estruturas integralizadas ao sistema através da utilização de solda para se unir o anel à transição, e a extremidade da transição ao restante da estrutura [3] (Figura 2). A utilização de uniões flangeadas está largamente difundida, pois facilita a montagem e desmontagem dos equipamentos e tutulações que fazem parte do sistema considerado.

No que tange ao problema da análise de vasos de pressão, os flanges distinguem-se não somente por serem membros estruturais e, portanto, estarem sujeitos aos requisitos de integridade estrutural, mas também por comporem, juntamente com os parafusos e a gaxeta, um conjunto suscetível de falhar por vazamento. Este é o caso do vaso de pressão de um reator nuclear, em que o tampo do vaso deve ser removível a fim de que se possa ter acesso à sua parte interna. Para tanto tem-se uma união flangeada entre o tampo e o corpo do vaso, de modo que a montagem ou desmontagem do sistema possa ser feita por atuação de parafusos. No caso de vasos nucleares, o número de uniões flangeadas é geralmente mantido num mínimo devido à dificuldade de se garantir o não-vazamento, principalmente devido à alta pressão envolvida e às variações cíclicas de temperatura que, alternadamente, aquecem e resfriam as juntas.

1.3 - CARACTERÍSTICAS DA UNIÃO FLANGEADA

Numa união flangeada pode-se destacar três elementos principais, quais sejam: a vedação ou gaxeta, os parafusos e o flange propriamente dito (Figura 2). Uma união bem projetada deve impor à região de contato uma força de assentamento que seja suficiente para garantir o aperto necessário durante a operação, sem que isso venha a solicitar, além de certos limites pré-estabelecidos, os materiais do flange e dos parafusos; esta força é aplicada por meio do pré-tensionamento dos parafusos. Quando estes parafusos são apertados, a pressão interna ao vaso não está presente, e todo o esforço de aperto é utilizado para garantir o contato entre as duas superfícies da união. Quando a pressão interna é aplicada, a força que comprimia as faces em contato é mais ou menos diminuída, dependendo da relação entre as características elásticas dos materiais do contato e dos parafusos. A força residual restante é que mantém a efetividade da união.

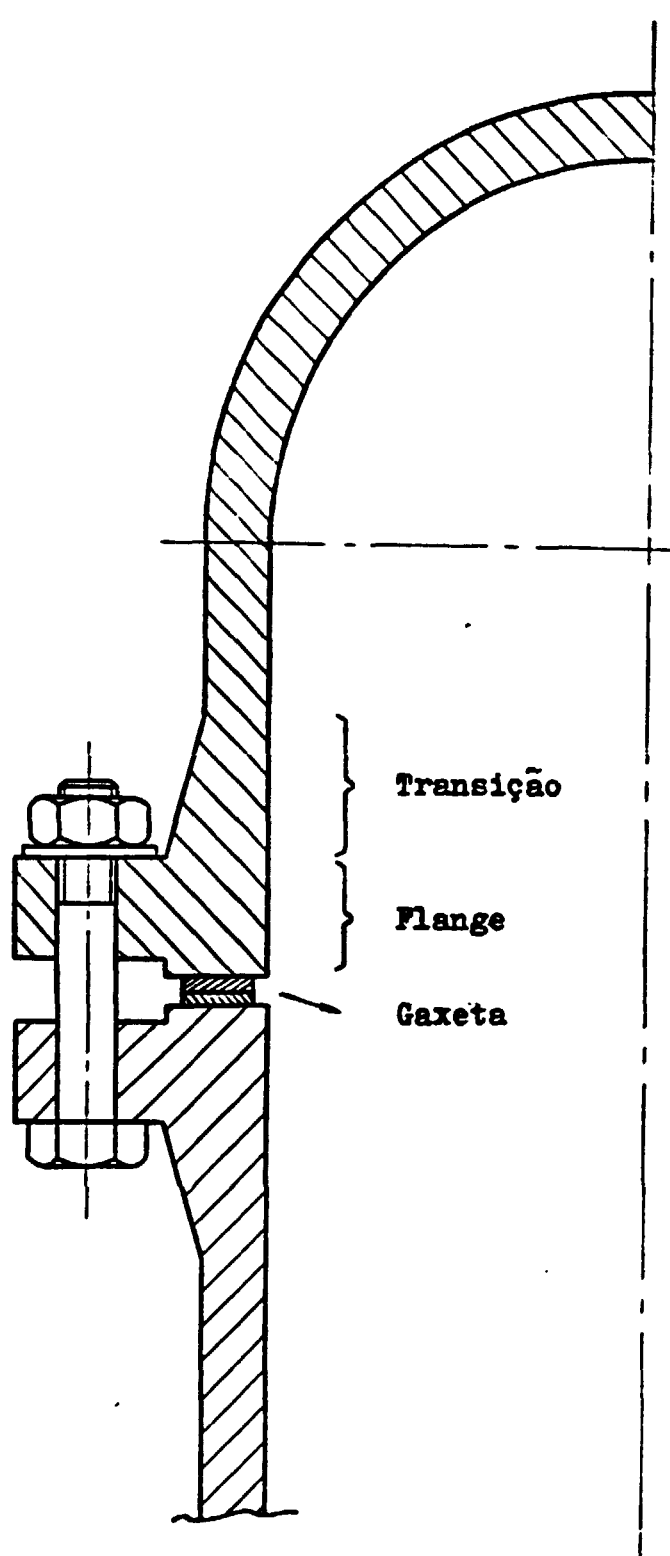


Figura 2: Nomenclatura utilizada na descrição de um flange.

No caso geral, a função da gaxeta é interpor um material entre as faces dos flanges, o qual, através de sua deformação sob carga, vede as irregularidades de superfície, a fim de evitar o vazamento de fluido. A quantidade de escoamento que se espera que o material da gaxeta apresente, a fim de garantir uma boa vedação, depende da rugosidade superficial dos flanges. As gaxetas devem ainda resistir à corrosão provocada pelo fluido de trabalho, se for o caso, além de serem compatíveis com a temperatura de projeto.

Quanto aos parafusos, são elementos que garantem a fixação da união flangeada, mantendo a necessária força de compressão no contato. De um modo geral, o diâmetro do círculo dos parafusos deve ser mantido pequeno; desta forma o momento fletor atuante e o diâmetro externo do flange também serão mantidos proporcionalmente pequenos.

O flange integral é o tipo mais característico deste elemento, sendo construído de maneira que sua resistência seja reforçada por uma transição cilíndrica de espessura variável e pela parede do corpo cilíndrico ao qual se prende. O principal aspecto deste tipo de flange é a existência desta transição entre o anel do flange e a junta soldada que une o flange ao sistema, a qual proporciona uma mudança mais gradual de geometria entre a largura do anel do flange e a espessura da parede do corpo cilíndrico ao qual aquele se une. Isto atenua a descontinuidade das tensões e conseqüentemente aumenta a resistência do flange. O flange integral é o tipo mais indicado para trabalho sob condições extremas de solicitação, como: carregamento cíclico, grandes flutuações de pressão e temperatura, alta pressão e alta temperatura [4]. Seu emprego é, portanto, indicado para aquelas situações onde uma ruptura ou vazamento venha a ter conseqüências muito graves. A Figura 3 apresenta um flange integral típico e sua versão empregada em vasos nucleares.

1.4 - ESCOPO DO TRABALHO

Este trabalho objetiva focalizar a análise estrutural de flanges de grandes diâmetros para vasos de pressão nucleares trabalhando em regime normal de operação, e tendo como carregamentos a pressão interna e a pré-tensão dos parafusos.

Um processo bastante difundido para a análise estrutural é aquele que utiliza o método dos elementos finitos através de programas ou códigos de computador como o ANSYS, o qual é utilizado neste trabalho para a análise de um caso exemplo e posterior comparação. Este método tem a

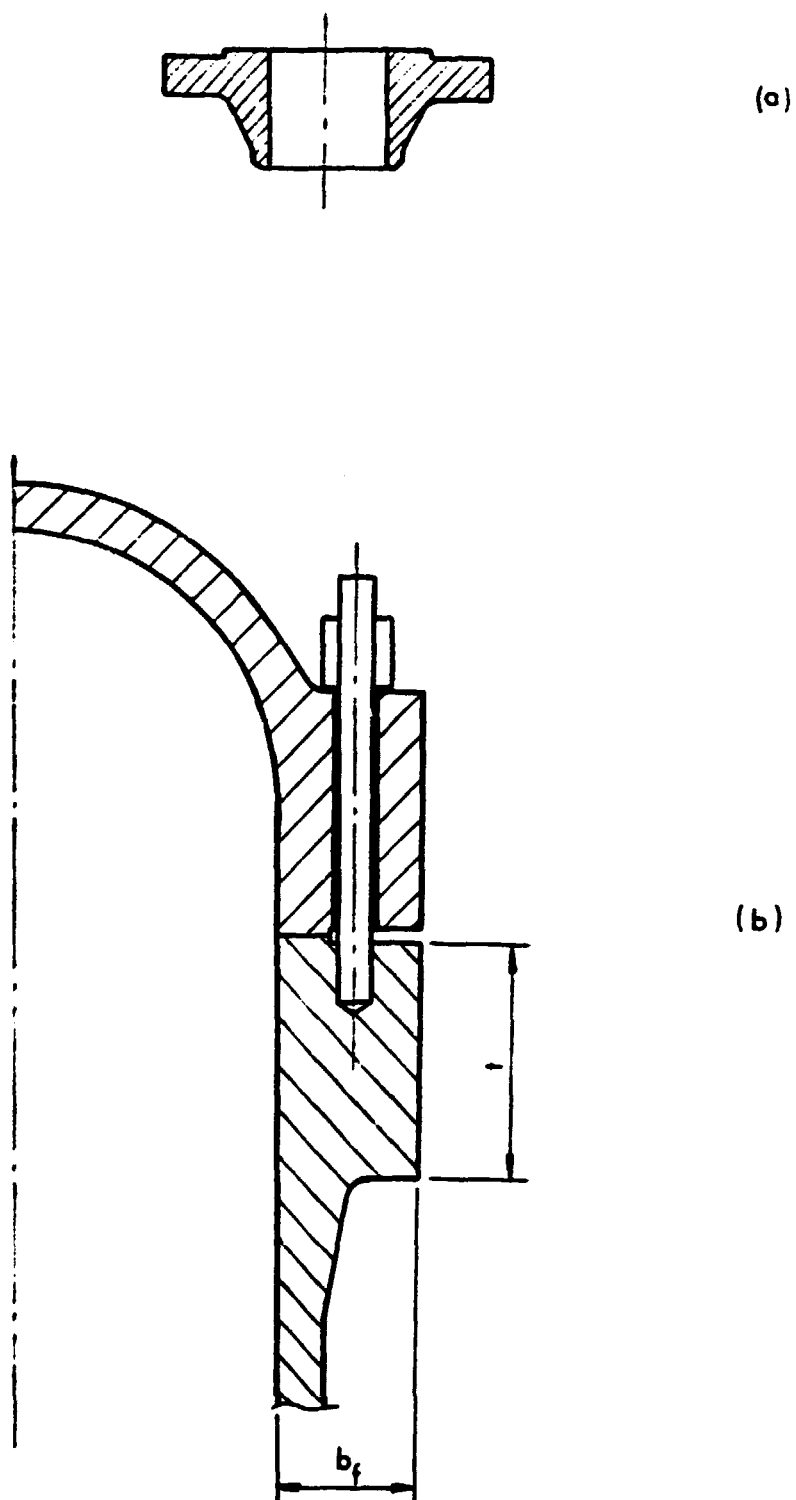


Figura 3: Flange integral típico (a), e sua versão empregada em vasos nucleares (b).

vantagem de poder ser aplicado a qualquer tipo de estrutura. Entretanto, a preparação dos dados necessários ao processamento é bastante trabalhosa, e os resultados obtidos dependem, em grande parte, da modelagem utilizada [5]. Caso a modelagem não se mostre adequada, é necessário redefini-la, o que exige um dispêndio de tempo nem sempre desprezível.

Visando a obtenção expedita de dados de tensões e deslocamentos para a avaliação de dimensões em fase de projeto e concepção, apresentamos aqui um modelo para a análise estrutural de flanges de vasos nucleares, baseado no Método dos Esforços. Este modelo é utilizado para a análise de um caso exemplo, sendo que seus resultados são comparados com aqueles obtidos através do código ANSYS, aumentando-se a confiabilidade da análise. A análise é efetuada por meio de um programa computacional cuja entrada de dados é simples e fácil de ser alterada.

CAPÍTULO 2

FLANGES DE VASOS NUCLEARES

2.1 - INTRODUÇÃO

Muitos fatores afetam a segurança de uma central nuclear. A confiabilidade dos componentes, ou seja, a capacidade de cumprirem os serviços para os quais foram projetados é, certamente, um dos mais importantes. Em instalações que utilizam reatores refrigerados a água leve, um componente particularmente importante é o circuito primário do reator. Uma falha em tal sistema pode resultar num acidente de sérias consequências para a instalação e até para o meio ambiente, como o ocorrido no caso do acidente da central nuclear de Three Mile Island [6].

O vaso de pressão, como parte do circuito primário, deve ser criteriosamente analisado, tanto em seu todo, como no que tange a certos componentes em particular, como o flange, que é o elemento ao qual está limitado o interesse deste trabalho. A união flangeada existente entre o tampo de um vaso nuclear e seu corpo combina uma grande dimensão (diâmetro externo de cerca de 4 metros para o vaso do reator tipo PWR da usina de ANGRA I - Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto, Angra dos Reis - RJ) com uma alta pressão de trabalho (cerca de 15,5 MPa para o mesmo reator), requerendo ainda padrões de estanqueidade extremamente rígidos. Este último fator implica em que a falha funcional por deformação excessiva, a qual viria a causar vazamento, deve preceder a falha estrutural deste componente em termos de prioridade de estudo, o que significa que a preocupação inicial do projetista será determinar as deformações sob condição de operação e, após isto, as tensões atuantes [7]. Implica ainda em se ter altas pressões de contato, que são obtidas pela combinação de uma face de contato estreita e de um grande número de parafusos de aperto com pequeno espaçamento entre si. A forma geométrica resultante dos fatores citados (flanges estreitos e altos, ou seja, razão espessura/largura maior que a unidade, e uso de transição de espessura variável) leva a uma aproximação analítica diferente daquela seguida no caso dos flanges convencionais que atuam a baixas pressões [8].

2.2 - A REGIÃO DE CONTATO

Um fator essencial para o bom desempenho da união flangeada é o tipo de gaxeta empregada. A função dos flanges e dos parafusos é manter sobre a gaxeta um esforço suficiente para assentá-la, ou seja, deformá-la de modo a causar um contato íntimo entre ela e as irregularidades de superfície dos flanges, de modo a evitar qualquer vazamento de fluido, sem contudo provocar a ruína por esmagamento da gaxeta. Neste ponto há uma diferença sensível entre o flange de aplicação nuclear e os demais flanges. No caso geral (ver Figura 2), trabalha-se com o escoamento plástico do material da gaxeta a fim de se vedar as irregularidades superficiais e, como neste caso a gaxeta é o elemento efetivo de contato, a reação de contato certamente atuará sobre este elemento. No caso de um flange nuclear o contato efetivo ocorre entre as superfícies metálicas dos flanges (Figura 4), de modo que a reação de contato atua entre estas superfícies. A gaxeta utilizada neste tipo de união (anel de vedação 'O-ring') trabalha em regime essencialmente elástico, havendo deformação plástica somente em uma fina camada de material que a recobre.

Durante o processo de pressurização, a medida que a pressão é aplicada no interior do vaso, o carregamento hidrostático atuante na junta reduz progressivamente a força de contato, fazendo com que a capacidade vedante da gaxeta atinja um mínimo quando a pressão interna atingir seu valor máximo (exceto no caso de anéis de vedação auto energizáveis). Os parafusos da união flangeada devem ser projetados para suportar o carregamento hidrostático final e também para permitir a aplicação de um esforço compressivo sobre a gaxeta, quando houver necessidade deste esforço; os flanges devem ser rígidos o suficiente para resistir à flexão causada pela carga dos parafusos. A aplicação dos métodos convencionais de projeto de flanges (métodos semi-empíricos que incluem o uso de gaxetas que operam por deformação plástica) a concepção de uniões flangeadas de grande diâmetro e sujeitas a pressões elevadas, como as de uso nuclear, resultaria em componentes inviáveis, devido às grandes dimensões e ao grande esforço de pré-tensão de parafusos que se obteria como resultado. Para diminuir este problema, o projeto usual de flanges nucleares adota uma geometria particular, e emprega gaxetas do tipo anel de vedação 'O-ring'. Nesta geometria, o círculo primitivo dos parafusos é minimizado, o que diminui o diâmetro externo do flange e faz com que os parafusos de aperto passem a guardar pequena distância entre si. Isto, apesar de diminuir ligeiramente a rigidez dos flanges, diminui o momento fletor atuante nos mesmos. Além disto, a razão espessura/largura para o anel do flange é maior que a unidade, o que aumenta a

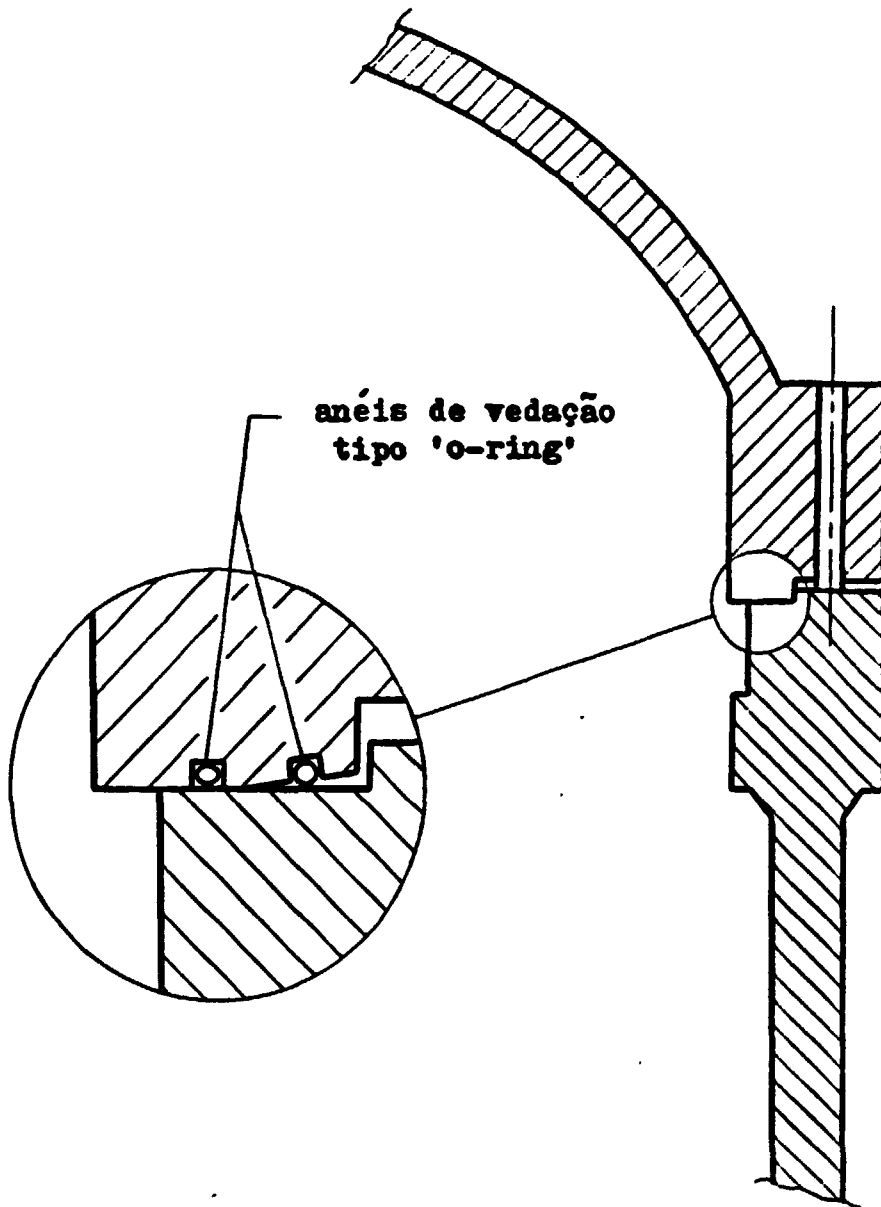


Figura 4: Flange típico e região de contato para vasos de pressão de reatores tipo PWR.

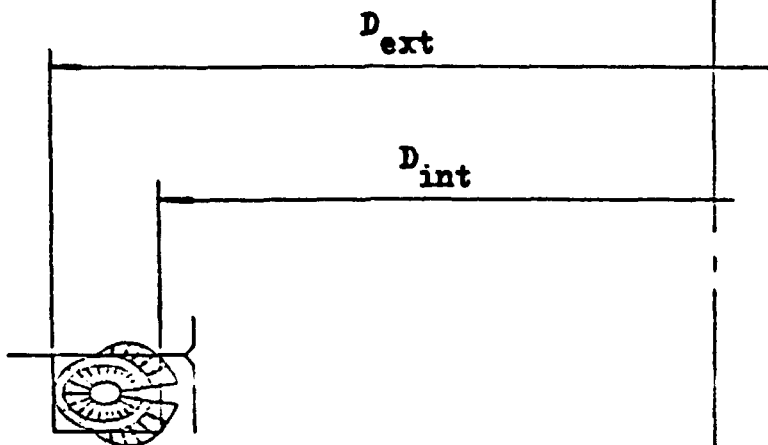
rigidez dos flanges, diminuindo sua suscetibilidade à rotação. O anel de vedação 'O-ring', por não trabalhar com deformações plásticas, fica sujeito a um esforço de contato desprezível após a pressurização; o contato efetivo, como já citado, ocorre entre as superfícies metálicas da região de contato dos flanges.

Como dito anteriormente, as condições severas de pressão e temperatura em que atuam os vasos de pressão nucleares requerem o uso de gaxetas do tipo anel de vedação 'O-ring' ([9] [10]). O 'O-ring' consiste de um tubo metálico vazado, cujas extremidades são soldadas a fim de se obter um elemento circular. Há três tipos básicos de anel de vedação 'O-ring': (1) auto-energizável, (2) pressurizado, e (3) não-pressurizado ou selado (Figura 5). O perímetro mais interno do anel auto-energizável é dotado de pequenos furos ou de uma ranhura, de modo que a pressão interna ao anel iguale a pressão do sistema. O tipo pressurizado é preenchido com gás inerte a uma pressão de cerca de 4 MPa. Estes tipos de gaxeta são normalmente posicionados no interior de ranhuras usinadas na face de um dos flanges, como as que se vê na Figura 4. O anel de vedação 'O-ring' é fabricado em aço inoxidável ou Inconel e é, em geral, recoberto com uma camada de material mais dúctil, como os citados na Tabela 1 [10], destinada a vedar as irregularidades das superfícies de contato através de seu escoamento plástico. Por ter características elásticas bem conhecidas, o anel de vedação 'O-ring' permite a execução de uma análise mais completa do comportamento da região de contato, baseada nos deslocamentos máximos que ainda mantenham os flanges em contato com o anel de vedação, ou seja, que ainda garantam a não-abertura da união flangeada.

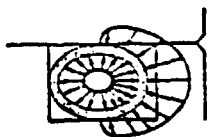
O cumprimento dos padrões de estanqueidade requeridos para os reatores de água leve (vazamento nulo através do 'O-ring' mais externo durante a operação normal e nos transientes de projeto) é efetivado pelo uso de dois anéis de vedação em série, sendo um deles redundante. Este arranjo permite a monitoração de vazamento na região entre os anéis. A Figura 6 apresenta uma configuração típica de um flange nuclear com dois anéis de vedação concêntricos.

2.3 - NORMALIZAÇÃO

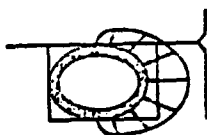
As normas relativas ao projeto de flanges para vasos de pressão geralmente são parte de códigos completos que disciplinam o projeto dos vasos como um todo. Em muitos países estes códigos têm força de lei, mas mesmo onde isto não ocorre é costume utilizá-los para se elaborar especificações de projeto. Como poucos códigos são



(1) anel de vedação auto-energizável



(2) anel de vedação pressurizado



(3) anel de vedação selado

Figura 5: Tipos de anéis de vedação 'o-ring'.

Tabela 1: Materiais de recobrimento dos anéis de vedação 'O-ring', espessura do recobrimento e temperatura máxima de serviço

Material de recobrimento	Espessura do recobrimento in (mm)	Temperatura máxima de serviço °F (°C)
Teflon	0,001 - 0,004 (0,0254) (0,1016)	500 (260)
Prata	0,001 - 0,002 (0,0254) (0,0508)	1300 (704,4)
Ouro	0,001 - 0,002 (0,0254) (0,0508)	1900 (1037,8)
Cobre	0,0005 - 0,002 (0,0127) (0,0508)	1900 (1037,8)
Níquel	0,001 - 0,002 (0,0254) (0,0508)	2200 (1204,4)

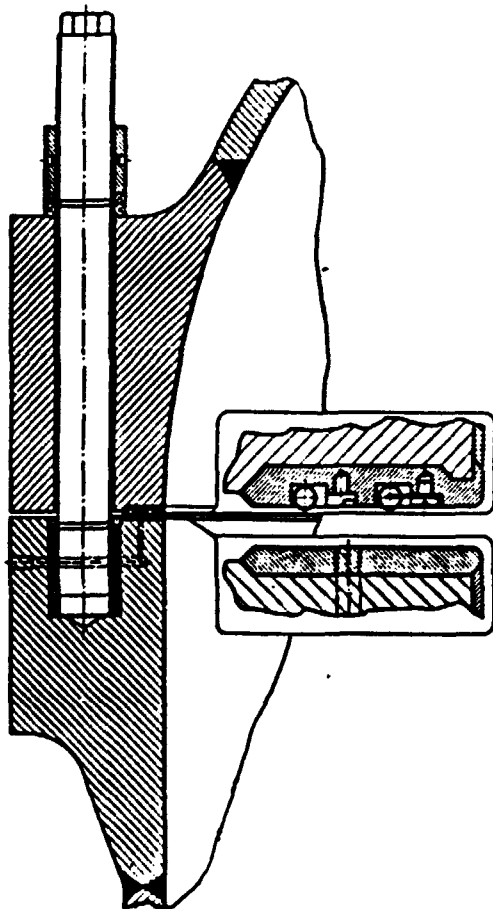


Figura 6: Configuração típica do contato, com sistema redundante de anéis de vedação.

suficientemente completos, as especificações são baseadas naqueles códigos mais geralmente aceitos. A norma americana, denominada ASME Boiler and Pressure Vessel Code (código ASME), é a mais comumente empregada para este fim. O capítulo III deste código [11], em sua divisão 1, trata de componentes de Centrais Nucleares, e contém regras para três classes de componentes [12]. Estas classes estão relacionadas a critérios de segurança, e delas advém o rigor que será empregado no projeto. O vaso de pressão, e consequentemente seu flange, é enquadrado no grupo dos componentes classe 1, e seu projeto deve seguir as normas da subseção NB da referência [11].

Quanto ao projeto de reatores nucleares, o código exige:

- i. Especificação das várias condições, normais e anormais, a que o reator poderá estar sujeito e deverá suportar;
- ii. Análise de tensões para as condições acima, e verificação da compatibilidade das tensões calculadas com valores limite determinados por critérios dados pelo código e baseados em propriedades dos materiais, como tensão de escoamento e limite de resistência à tração;
- iii. Verificação da adequação da resistência à fadiga da estrutura, em face das variações cíclicas de carga incluídas nas condições obtidas do item (i).

Baseados nestas exigências, o projeto do vaso de pressão nuclear passa por diversas fases relacionadas a níveis de sollicitação, tais como (1) carregamento de projeto (pressão, temperatura e cargas mecânicas), (2) nível A de limite de serviço (carregamentos listados na tabela 2), (3) nível B de limite de serviço (idem, tabela 3), (4) nível C de limite de serviço (idem, tabela 4), e (5) nível D de limite de serviço (idem, tabela 5) [13]. Este trabalho propõe uma metodologia que pretende ser útil para a realização da análise de tensões relacionada a fase (1) acima.

A referência [11] fornece orientação aplicável à análise de todos os componentes do vaso nuclear, e inclui regras e tabelas destinadas ao projeto e seleção de alguns componentes particulares, como flanges, tubos e válvulas. Assim, no caso do projeto de flanges classe 1 de pequeno diâmetro, a subseção NB da referência [11] recomenda o uso de flanges padronizados de acordo com a ANSI B16.5 [14] ou API 605 [15] (diâmetro interno máximo de aproximadamente 1,50 m). O flange que une o tampo ao corpo do vaso de pressão, no caso de centrais nucleares de potência como ANGRA I, não se enquadra dimensionalmente nesta padronização, devendo, portanto, ser analisado por método reconhecido pelo código, e posteriormente verificado por critério de projeto prescrito no mesmo. O método dos

Tabela 2: Carregamentos do nível A de limite de serviço
(condições normais)

	Ocorrências durante a vida	Duração (min)	Variação de pressão ΔP (MPa)	Variação de temperatura ΔT (°C)	Temp. máxima da parede fria (°C)
1. Aquecimento e resfriamento à taxa de 16 °C/h	200	300	24,08	271	21
2. Aumentos e decréscimos de potência, à taxa de 3% da potência total por minuto	13700	22	0,46	6	236
3. Aumentos e decréscimos de potência, em degraus de 10% da potência total	2000	6	0,69	4	289
4. Decréscimos de potência em grandes degraus, utilizando "steam dump"	200	20	1,69	8	229
5. Flutuações de regime estacionário: a) flutuações iniciais b) flutuações aleatórias	1,5.10 ⁵ 3,0.10 ⁶	2 6	0,34 0,08	3 1	290 291
6. Loop fora de serviço: a) desligamento normal do loop b) religamento normal do loop	80 70	10 10	1,08 0,30	10 3	293 290
7. Aumentos e decréscimos de potência entre 0 e 15% da potência total	300	35	0	9	287
8. Equalização da concentração de Boro	26400	60	0,17	0	291
9. Recarga de combustível	80	10	0	60	0
10. Teste de turbina	20	17	4,31	61	231
11. Teste de vazamento (lado do primário)	200		17,24		22
12. Teste de vazamento (lado do secundário)	80		3,65		21
13. Teste de vazamento do tubo	800				

Tabela 3: Carregamentos do nível B de limite de serviço
(transitório moderado)

	Ocorrências durante a vida	Duração (min)	Variação de pressão ΔP (MPa)	Variação de temperatura ΔT (°C)	Temp. máxima da parede fria (°C)
1. Perda de carga (sem desligamento imediato do reator)	80	2	5,97	23	292
2. Perda de potência elétrica (com circulação natural no RCS)	40	190	4,10	17	290
3. Perda parcial de fluxo (perda de uma das bombas)	80	3,5	2,66	7	287
4. Desligamento de reator a partir da potência total: a) sem resfriamento b) com resfriamento, sem injeção de segurância c) com resfriamento e injeção de segurância	230 140 10	2 1 10	1,93 4,48 5,17	4 22 56	290 275 236
5. Despressurização inadvertida do RCS	20	17	12,50	61	236
6. Desligamento inadvertido de um loop inativo	10	3	2,46	12	281
7. Queda de barra de controle	80	3	2,90	14	279
8. Situação inadvertida do sistema de injeção de segurância	60	17	2,18	9	284
9. Fluxo excessivo de água de alimentação	30	17	6,21	72	219
10. OEB (20 terremotos de 10 ciclos cada um)	200				

NOTAS: 1) RCS - Reactor Coolant System

2) OEB - Operating Basis Earthquake

**Tabela 4: Carregamentos do nível C de limite de serviço
(condição de emergência)**

	Ocorrências durante a vida	Duração (min)	Variação de pressão ΔP (MPa)	Variação de temperatura ΔT (°C)	Temp. mínima da perna fria (°C)
1. Perda de LOCA	5	400	7,45	292	
2. Perda de ruptura na linha de vapor	5	67	2,69	144	
3. Perda total de fluxo	5	4	3,10	23	

NOTA: LOCA - Loss-of-coolant accident

**Tabela 5: Carregamentos do nível D de limite de serviço
(condição de falha)**

	Ocorrências durante a vida	Duração (min)	Variação de pressão ΔP (MPa)	Variação de temperatura ΔT (°C)	Temp. mínima da perna fria (°C)
1. Grande LOCA (com rompimento da tubulação)	1				
2. Grande ruptura na linha de vapor	1				
3. Ruptura na linha de água de alimentação	1				
4. Travamento do rotor da bomba de alimentação	1				
5. Ejeção de barras de controle	1				
6. Ruptura de tubo do gerador de vapor	1				
7. SSE	1				

NOTA: SSE - Safe Shutdown Earthquake

esforços, empregado neste trabalho para a análise da região do flange, pode ser utilizado para este fim por ser baseado na teoria da elasticidade linear e por sua validade ter sido comprovada por inúmeros pesquisadores ([16] [17] [18] [19] [20] [21]).

CAPÍTULO 3

UM MODELO PARA A ANÁLISE DE FLANGES NUCLEARES

3.1 - INTRODUÇÃO

Este capítulo inicia-se por um painel histórico relativo a evolução da análise de flanges, após o que será apresentado um programa computacional denominado ANESA (Análise de Estruturas Axissimétricas), que possibilita a elaboração de modelos para a análise estrutural de flanges de vasos de pressão nucleares. A título de exemplo, o programa foi empregado na concepção de um modelo para a análise estrutural do vaso do reator da usina ANGRA I, esquematizado na Figura 7 [22].

Para qualquer análise em que se utilize o programa ANESA, supõe-se que o material empregado tenha propriedades elásticas estáveis para as condições de carregamento utilizadas na análise; a discussão dos fenômenos que ocorrem quando o material se torna plástico está além do escopo deste trabalho.

Quanto à análise de flanges em si, não se pretende neste trabalho calcular as tensões a que ficam submetidos os parafusos quando tensionados, ou discutir qual a pressão de contato necessária para manter a estanqueidade da união. De fato, a discussão deste último ponto é um item a parte no projeto de flanges, e deve ser tratado independentemente da análise de tensões. Considera-se, portanto, que a pré-tensão dos parafusos é um valor conhecido e um dos pontos de partida da análise, e que, a princípio, tal valor garante o não vazamento através da união.

3.2 ASPECTOS HISTÓRICOS

Para a melhor compreensão do tema tratado, julgou-se conveniente apresentar alguns aspectos relativos à evolução do processo de análise de flanges. A exposição inicia-se com um enfoque de caráter geral, para, posteriormente, passar a tratar da análise de flanges para

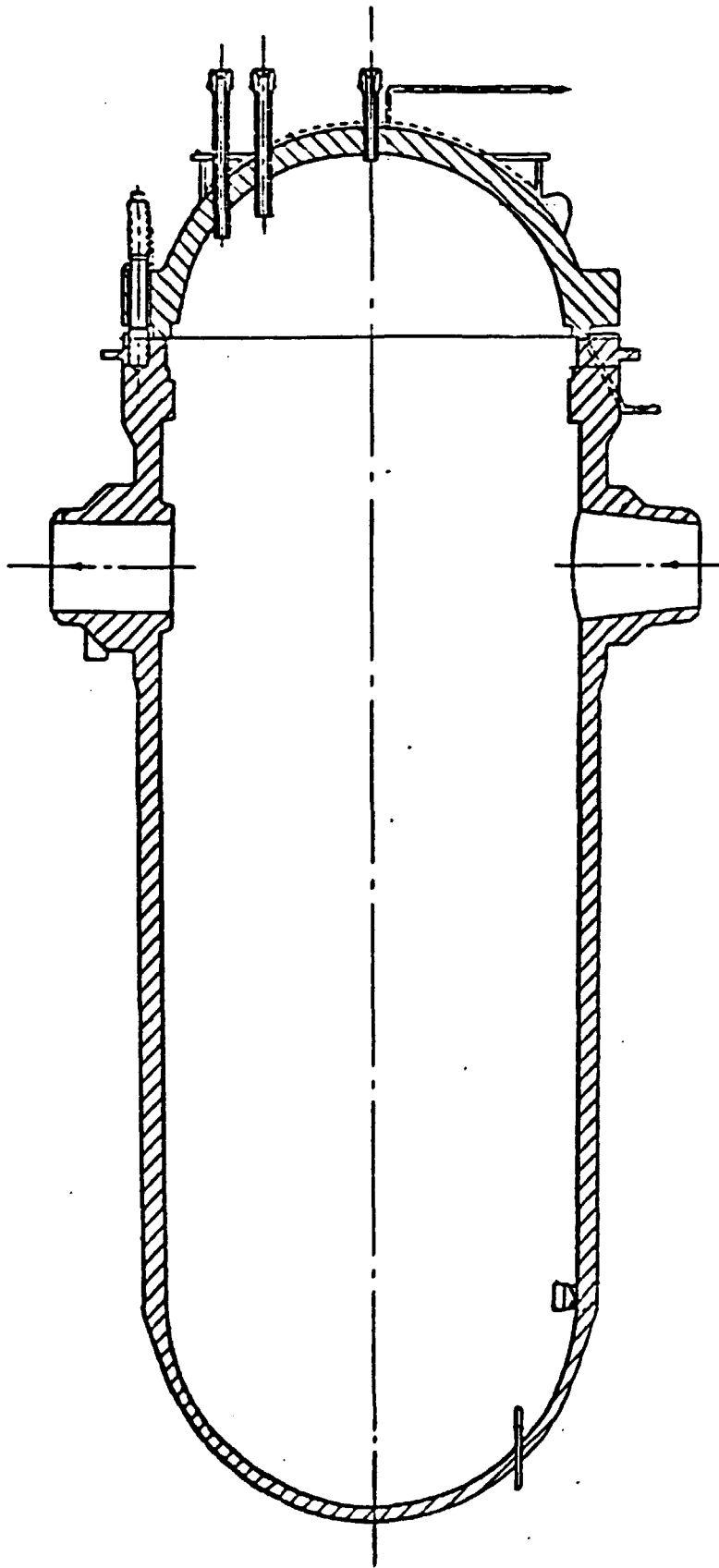


Figura 7: Esquema do vaso de pressão de Angra I [22].

vasos nucleares.

3.2.1 - Flanges de Uso Não Nuclear

Um levantamento da literatura relativa aos métodos de análise de flanges demonstra ter havido pouco interesse sobre o assunto antes do segundo quarto deste século. Até então os flanges eram projetados a partir da experiência dos projetistas, o que se fazia tomando-se padrões que concordavam dimensionalmente com a prática tradicional [23]. Com a necessidade da criação de instalações geradoras de energia com maiores potências, e que se utilizassem de vapor a pressões e temperaturas mais elevadas, fez-se necessário o desenvolvimento de métodos de projeto racionais, tanto por motivo de economia quanto de segurança.

A princípio, a análise de tensões que se fazia para flanges era baseada em aproximações extraídas da teoria de vigas, sendo que a tensão atuante era considerada como sendo apenas uniaxial. O processo de análise começou a evoluir em 1927, com a publicação de um trabalho desenvolvido por Waters e Taylor [23]. Embora este trabalho considerasse a natureza biaxial das tensões, os projetistas em geral não atentaram para esta sofisticação, e continuaram a considerar a tensão atuante como sendo uniaxial [24]. O trabalho de Waters e Taylor foi posteriormente expandido, de modo a considerar o efeito de uma transição que unisse a estrutura de casca ao anel do flange. Tal expansão resultou num trabalho denominado 'Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections', publicado em 1937 [3].

Grande parte do material primitivo sobre a análise de flanges fornecia pouco mais do que uma relação matemática entre a tensão dos parafusos e a tensão do flange, sem nenhuma orientação prática para o projetista. Não levou muito tempo para que se descobrisse que o problema do flange tinha muitas complicações não esperadas, e que exigiam um estudo posterior, tais como: necessidade dos flanges operarem a altas temperaturas por longos períodos de tempo, com diferenças de temperatura entre eles e os parafusos, e com desmontagens ocasionais; os materiais de vedação, principalmente os não metálicos, tinham propriedades singulares, diferindo notavelmente daquelas do flange. Independentemente de qualquer complicação, parece que já se havia obtido um consenso anterior em relação a dois pontos: o contato da gaxeta de vedação é mais efetivo quando localizado completamente no interior do círculo dos parafusos; e a pressão de contato suficiente para evitar vazamento é determinada por duas considerações independentes, quais sejam: o assentamento inicial da gaxeta, seguido por um esforço de pré-tensão dos parafusos um pouco maior do que aquele necessário para contrabalançar a pressão interna. O primeiro destes pontos resultou em regras de projeto que implicam numa folga bem definida entre as

faces do flange na região externa ao círculo dos parafusos, suficiente para permitir a flexão do anel; o segundo é a fonte dos fatores (γ) e (m), tabelados no "ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III, Appendix XI" [11]. Estes fatores são empregados pelo código ASME em expressões que servem para o cálculo da carga a ser aplicada nos parafusos para se obter a pressão de contato necessária ao tipo de gaxeta utilizada.

Desde 1965 vários pesquisadores têm se dedicado ao estudo do par de flanges com contato externo ao círculo dos parafusos, seja do tipo metal-metal com vedação auto-energizável próxima ao diâmetro interno, seja do tipo em que a vedação se estende por toda a região de contato. O segundo tipo requer um estudo adicional das propriedades da vedação sob ciclos alternados de compressão e alívio. Este tipo de flange foi, algumas vezes, construído sem um projeto racional, o que ocasionalmente levou a resultados não satisfatórios [25].

3.2.2 - Flanges para Vasos Nucleares

O interesse pelo comportamento dos flanges submetidos a altas pressões foi intensificado pelo advento dos reatores nucleares refrigerados a água leve. Como já citado, o flange que une o topo de um vaso nuclear ao seu corpo combina grandes dimensões, altas pressões de trabalho e um rígido padrão de estanqueidade (não deve haver vazamento através do anel de vedação externo durante a operação normal e nos transitórios de projeto). A Figura 6 mostra um flange típico empregado em vasos de reatores de água leve, com seu sistema redundante de anéis de vedação do tipo "O-ring".

A diferença mais significativa entre um flange que trabalha a alta pressão, e um flange típico utilizado em trabalhos a baixa pressão refere-se à razão espessura/largura (t/b , da Figura 3) para o anel do flange, cuja grandeza é da ordem da unidade ou maior para o primeiro caso, situando-se em torno de 1/3 ou menos para o segundo caso citado [8]. Sendo assim, a aproximação do anel do flange por uma placa plana, tendo por base a aproximação empregada na seção VIII do ASME Boiler and Pressure Vessel Code [26], e desenvolvida no trabalho clássico de Waters, Westron, Rosshelm e Williams [3], não deve ser utilizada para a análise de flanges de vasos nucleares (alta pressão). Admite-se ainda que o comportamento global da união flangeada seja elástico, o que exclui os métodos de análise, tais como o desenvolvido por Lake e Boyd [8], que consideram deformações plásticas próximas às junções entre o flange e o vaso propriamente dito. Estes métodos não são convenientes para o estudo de flanges de grande diâmetro e que suportam altas pressões (que são de interesse para a indústria de vasos nucleares) devido aos rígidos padrões de estanqueidade

já citados, os quais determinam que as deformações dos flanges devem obedecer a limites estreitos [8].

Os esforços de pré-tensão dos parafusos são tidos como uniformemente distribuídos por todos os métodos de análise comumente utilizados. Com isto estes métodos podem empregar a hipótese de axissimetria não só geométrica, mas também de carregamentos. A confiabilidade desta aproximação foi estimada por Menken [27], que fez seus estudos baseando-se num modelo de flange sem transição geométrica, onde se negligenciou a perda de rigidez do flange devida aos furos dos parafusos, e se considerou as cargas de pré-tensão como sendo concentradas no círculo primitivo dos parafusos. A partir dos resultados obtidos, Menken concluiu que a influência devida ao caráter local das cargas de pré-tensão nos padrões obtidos para a deformação média do flange era desprezível, desde que se estivesse considerando flanges de grandes diâmetros, e trabalhando a altas pressões, ou seja, com características geométricas dentro dos seguintes limites:

$$0,5 \leq t/b_f \leq 2,0 \quad ; \quad b_f/r_{cg} \leq 0,3 \quad ,$$

onde (r_{cg}) é o raio do centro de gravidade do anel do flange, (b_f) é a largura do mesmo, e (t) sua espessura (ver Figura 3).

Quanto à influência dos furos dos parafusos na deformação dos anéis dos flanges, Bickel e Dance [28] mostraram que a aproximação de tais anéis por elementos rígidos de seção indeformável é adequada, desde que seus diâmetros externos sejam reduzidos de tal forma que a redução em volume de cada anel se iguale ao volume dos furos existentes no mesmo anel.

Admitindo-se o caráter axissimétrico da geometria e do carregamento, o próximo passo na análise de tensões e deformações é dividir os flanges em seus elementos constituintes básicos. Um exemplo de tal procedimento, aplicado a um caso não nuclear, é a análise desenvolvida por Murray e Stuart [29], cuja divisão em elementos é ilustrada na Figura 8. Neste caso os autores optaram por três elementos básicos de comportamento elástico, quais sejam: um anel, que foi simulado por uma placa plana; uma transição, simulada por uma casca cilíndrica de espessura variável, e um corpo cilíndrico, simulado por uma casca cilíndrica longa. Conhecidos os carregamentos externos impostos ao flange, a aplicação de condições de equilíbrio e compatibilidade às junções entre elementos fornece um sistema de equações lineares simultâneas, o qual deve ser resolvido para os esforços redundantes (forças e momentos). As tensões e deformações em cada elemento ficam assim determinadas, uma vez que podem ser escritas em função dos carregamentos externos e dos esforços redundantes que atuam em suas junções.

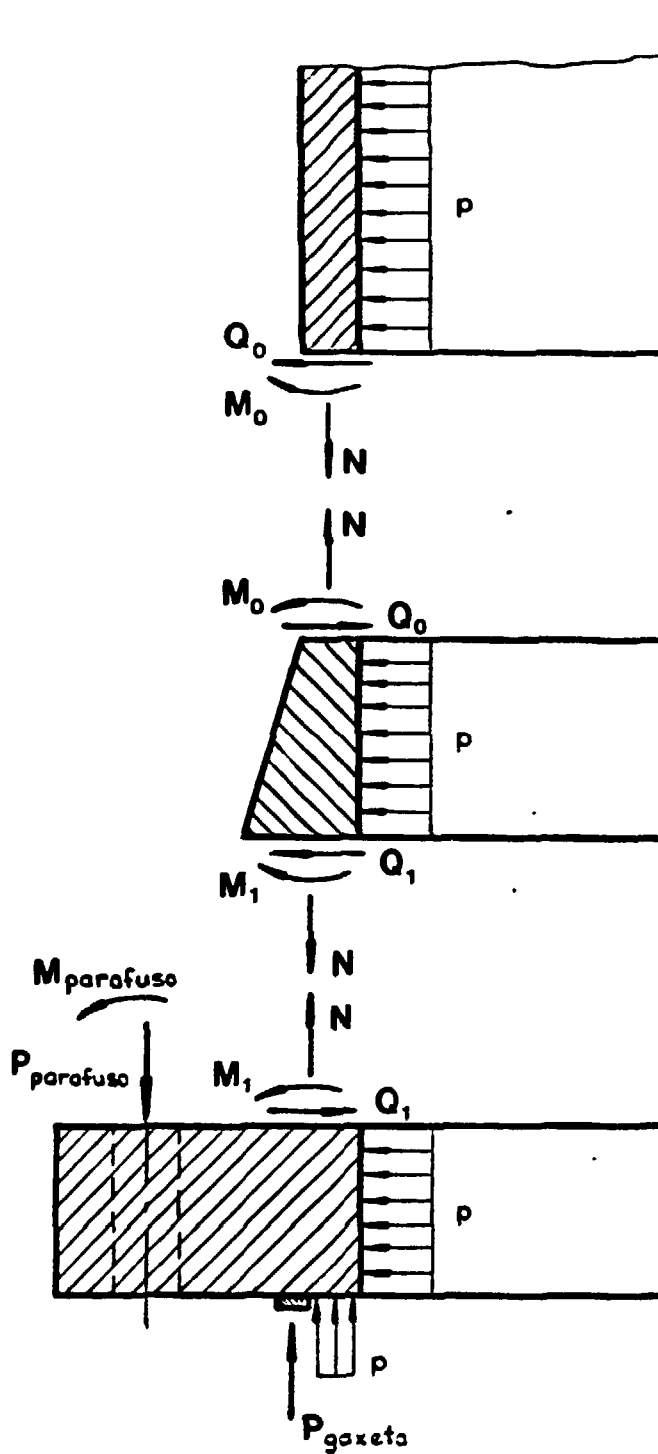


Figura 8: Esquemática do modelo de análise de Murray e Stuart.

3.3 - PROGRAMA ANESA: APRESENTAÇÃO E EMPREGO EM ANÁLISES

O programa ANESA foi originalmente concebido para o cálculo de tensões e deslocamentos em flanges de vasos de pressão nucleares, os quais, por hipótese, são tidos como estruturas axissimétricas. Devido a sua estrutura modular, o programa tem a potencialidade de ser facilmente expandido, o que o capacitaria para resolver qualquer tipo de estrutura axissimétrica. O método de cálculo empregado (Método dos Esforços) inicia-se pela divisão da estrutura em seus elementos constituintes básicos. No momento dispõe-se apenas dos elementos que interessam à análise de um flange nuclear, mas à medida que se aumente o número de elementos disponíveis, aumentar-se-á também a aplicabilidade do programa.

Para a análise de uma união flangeada de vaso nuclear, o que se faz é dividir o corpo do vaso em elementos de casca de revolução, representar os anéis dos flanges por anéis rígidos, e tratar os parafusos como vigas.

A teoria de cascas finas é usualmente empregada para a modelagem de estruturas de cascas quando se verifica a seguinte relação:

$$r/h \geq 20$$

onde (r) é o raio médio da casca e (h) sua espessura [30]. A esta aproximação está associado um erro intrínseco, e quanto menor o valor da razão mostrada, maior será o erro.

No caso do flange de um vaso nuclear, a razão espessura/largura relativa a seu anel é da ordem da unidade ou maior, ao contrário do que ocorre com flanges comuns que trabalham a baixas pressões, para os quais esta razão situa-se em torno de um terço. Isto desaconselha a modelagem deste elemento pela teoria de placas, como ocorre no caso geral. O que se faz é empregar a teoria de anéis rígidos [32], a qual representa bem o comportamento do elemento, exceto por uma pequena região nas vizinhanças do contato entre faces, onde pode ocorrer deformação plástica [8].

Os parafusos de fixação da união flangeada são tratados pela teoria de vigas, e são supostos engastados no anel do flange inferior. O elemento assim constituido é suposto axissimétrico, bem como os esforços de pré-tensão dos parafusos.

3.3.1 - Elementos Implementados

A seguir serão apresentados os elementos estruturais disponíveis no momento para análise utilizando o programa ANESA. Particularmente quanto aos elementos de anel, deve-se notar que o formato geométrico destes elementos está relacionado à análise particular a que este trabalho se destina primordialmente.

3.3.1.1 - Elemento de calota esférica

Trata-se de um elemento de casca esférica que pode ser submetido à pressão interna ou externa. As tensões e deformações neste elemento (Figura 9) são calculadas utilizando-se a teoria geral de cascas finas.

A teoria básica foi desenvolvida como segue:

- i. Por uma aproximação da teoria de cascas, foram obtidas as seguintes equações [31]:

$$\frac{d^2 Q_\phi}{d\phi^2} + \cotg \phi \cdot \frac{dQ_\phi}{d\phi} - (\cotg^2 \phi - \nu) \cdot Q_\phi = E \cdot h \cdot \theta \quad (1.a)$$

$$\frac{d^2 \theta}{d\phi^2} + \cotg \phi \cdot \frac{d\theta}{d\phi} - (\cotg^2 \phi + \nu) \cdot \theta = - \frac{r^2 \cdot Q_\phi}{D} \quad (1.b)$$

onde:

Q_ϕ = força cortante

θ = rotação

ϕ = ângulo medido a partir do ápice da casca

ν = coeficiente de Poisson

h = espessura da casca

r = raio médio da casca

E = módulo de elasticidade

D = rigidez à flexão = $E \cdot h^3 / 12 \cdot (1 - \nu^2)$

- ii. Através de substituições e simplificações, chega-se a

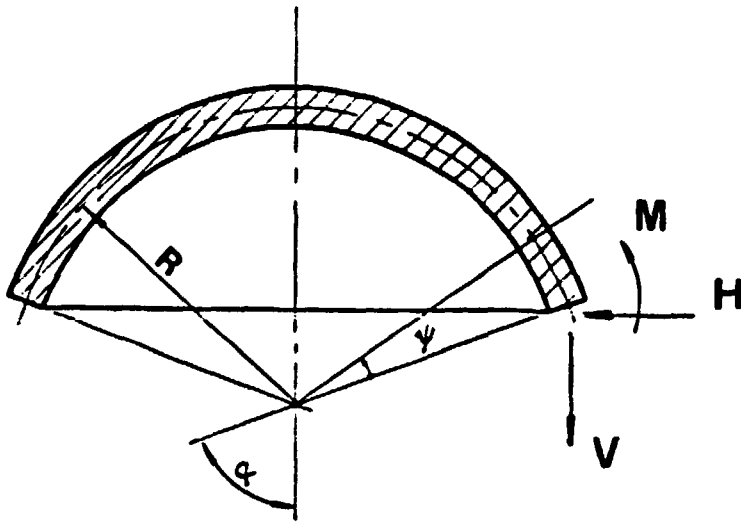


Figura 9: Elemento de calota esférica.

uma expressão reduzida representativa das equações (1). Solucionada esta equação, obtém-se Q_p e θ em termos de constantes a serem determinadas:

iii. Considerando-se os esforços H e M (força horizontal e momento respectivamente) atuando nas extremidades da calota, pode-se determinar as constantes citadas acima. Obtidas estas constantes, torna-se simples a obtenção de deslocamentos, rotações e momentos, e, portanto, de tensões em qualquer ponto da calota;

iv. Ao termo de deslocamento horizontal calculado segundo as indicações acima, deve-se ainda acrescentar o termo

$$\delta_p = \frac{r^2 \cdot (1 - \nu)}{2 \cdot E \cdot h} \cdot \text{sen}(\alpha - \psi) \cdot p \quad (2)$$

devido à pressão interna 'p' (onde $\alpha - \gamma = 0$)

Uma apresentação mais detalhada do desenvolvimento descrito acima pode ser vista no apêndice I. Na dedução apresentada no apêndice, a rotação positiva e a indicada na figura, embora se tenha adotado o oposto para o elemento implementado no programa.

3.3.1.2 - Elemento de anel rígido

Este elemento (a seguir referenciado simplesmente como 'anel superior') foi desenvolvido a partir da teoria de anel circular apresentada na referência [32], e destina-se essencialmente à modelagem do anel de flange pertencente ao tampo de um vaso nuclear. Tal teoria fornece uma solução aproximada para deslocamentos e tensões circunferenciais a que fica sujeito um anel axissimétrico submetido a cargas estáticas. As hipóteses básicas utilizadas neste caso foram: (1) coeficiente de Poisson igual a zero, (2) a seção transversal do anel permanece indeformável, (3) os ângulos de rotação a que o anel está sujeito são pequenos.

A análise realizada seguiu basicamente os seguintes passos (ver Figura 10):

1. Determinação de um ponto da seção do anel (denominado ponto neutro ou ponto de inversão) em torno do qual ocorre a rotação da seção. As coordenadas (R,Z) deste ponto são obtidas a partir das seguintes expressões (onde o domínio de integração é aquele mostrado na Figura 10):

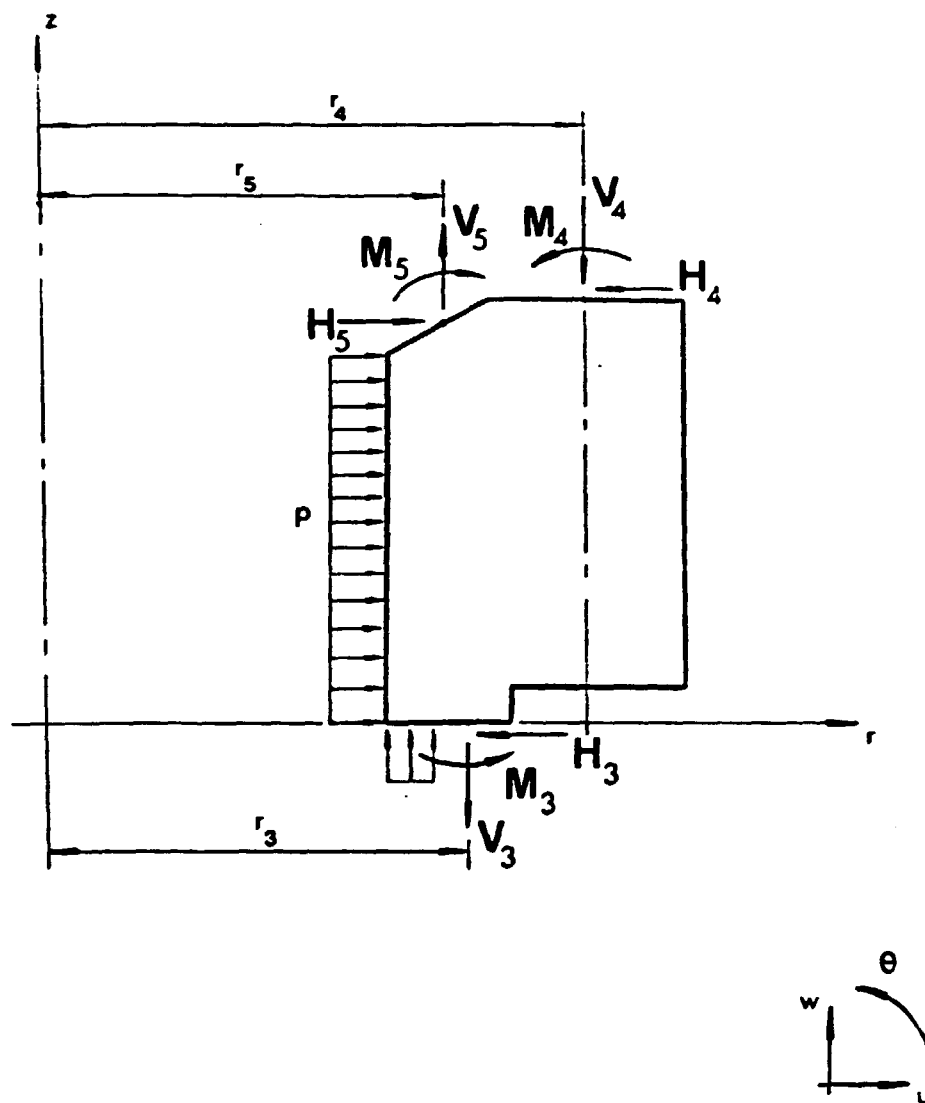


Figura 10: Elemento de anel rígido (anel superior).

$$R = \frac{\int dr \cdot dz}{\int (1/r) \cdot dr \cdot dz} \quad z = \frac{\int (z/r) \cdot dr \cdot dz}{\int (1/r) \cdot dr \cdot dz} \quad (3)$$

ii. Determinação de um fator associado à rigidez do anel (U_r), dado pela expressão:

$$U_r = \int \frac{(z - Z)^2}{r} \cdot dr \cdot dz \quad (4)$$

iii. Segue-se a determinação de deslocamentos e da tensão circunferencial atuante no anel. Considerando-se um ponto 'j' (r_j, z_j) da seção, os deslocamentos e a tensão deste ponto, devidos a um carregamento (H, M, V) atuante no ponto 'k' (r_k, z_k), são obtidos através das seguintes expressões:

$$\psi_j = \frac{1}{E \cdot U_r} \cdot \sum_{k=1}^n r_k \cdot \{ -(z_k - Z) \cdot H_k + M_k + (r_k - R) \cdot V_k \} \quad (5)$$

$$u_j = \frac{\pi \cdot (1 - \nu) \cdot r_j}{V_0 \cdot E} \cdot \sum_{k=1}^n H_k \cdot r_k^2 + \frac{(1 + \nu)}{2 \cdot E \cdot P \cdot r_j} \cdot \sum_{k=1}^n H_k - \psi \cdot (z_j - Z) \quad (6)$$

$$w_j = (r - r_0) \cdot \psi \quad (7)$$

$$\sigma_{\theta j} = \frac{\pi}{V_0} \cdot \sum_{k=1}^n H_k \cdot r_k^2 + \frac{1}{2 \cdot P \cdot r_j^2} \cdot \sum_{k=1}^n H_k - E \cdot \psi \cdot \frac{(z_j - Z)}{r_j} \quad (8)$$

onde:

H_k = esforço horizontal atuante no ponto k

M_k = momento atuante no ponto k

V_k = esforço vertical atuante no ponto k

ψ_j = rotação do ponto j

u_j = deslocamento horizontal do ponto j

w_j = deslocamento vertical do ponto j

$\sigma_{\theta j}$ = tensão circunferencial atuante no ponto j

E = módulo de elasticidade do material do anel

ν = coeficiente de Poisson

V_0 = volume total do anel

r_0 = coordenada radial de um ponto de referência que possui deslocamento axial nulo

$$P = \int 1/r^3 \cdot dr \cdot dz$$

Como, por hipótese, a seção do anel é indeformável, a rotação (ψ_j) será a mesma para qualquer ponto 'j' do anel; note-se ainda que ao se considerar o efeito de esforços horizontais H , é feita uma aproximação que implica no emprego de um coeficiente de Poisson não nulo;

- iv. Utilizando-se as expressões (5) a (8), pode-se desenvolver os termos de pressão pertinentes, para o caso em que o anel for pressurizado.

O desenvolvimento detalhado das relações da teoria de anel rígido empregada neste trabalho foi incluído no apêndice (II.A), e detalhes de sua aplicação ao anel superior são encontrados no apêndice (II.B). Note-se que a denominação 'teoria de anel rígido' é algo enganosa, posto que os anéis não são realmente supostos rígidos, mas sim supõe-se que possuam a seção transversal invariável.

3.3.1.3 - Elemento de anel rígido composto

Trata-se de um elemento (a partir daqui referenciado simplesmente como 'anel inferior') desenvolvido para a modelagem conjunta do anel de flange pertencente ao corpo de um vaso nuclear, e dos parafusos que servem à fixação dos anéis superior e inferior (Figura 11).

A formulação do trecho rígido deste elemento é

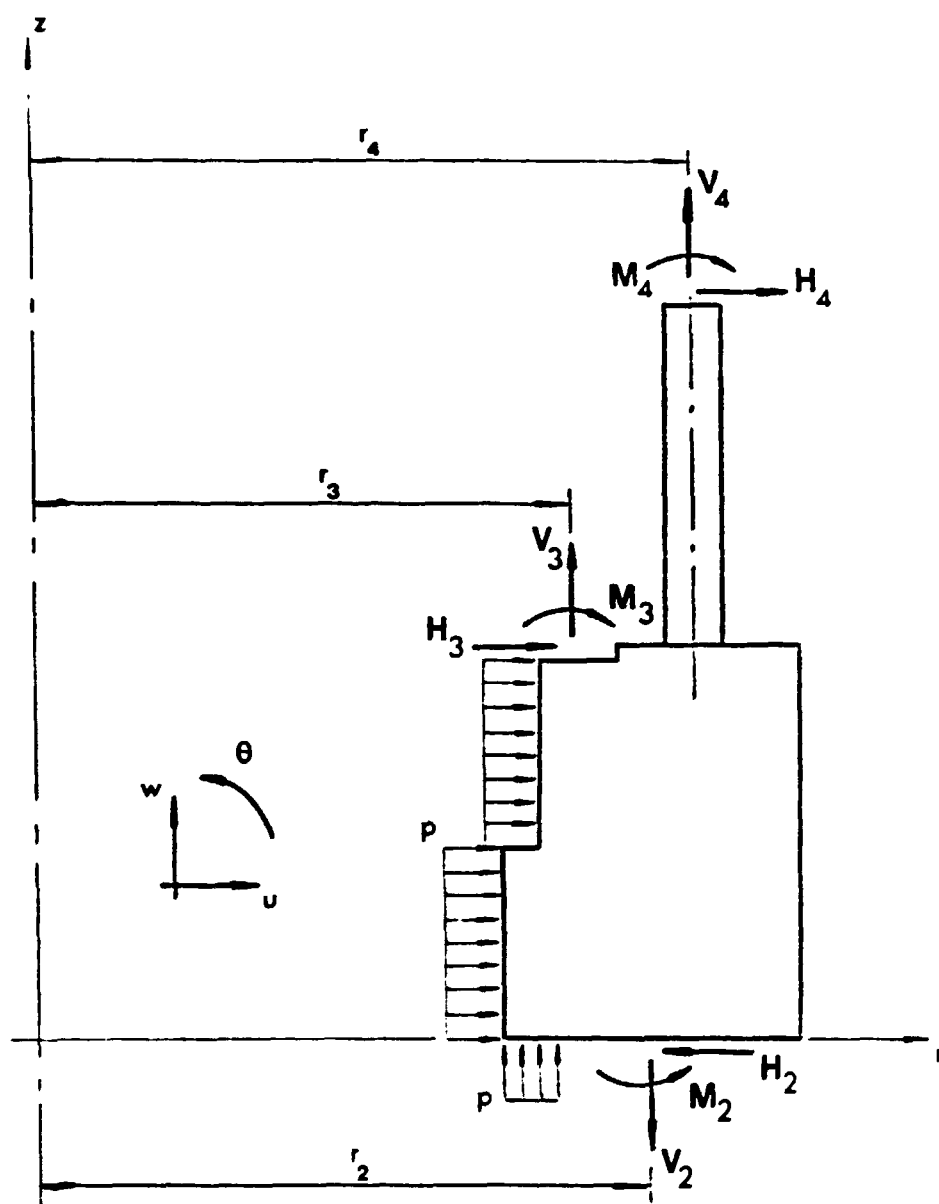


Figura 11: Elemento de anel composto (anel inferior).

análoga àquela exposta para o anel superior. O trecho flexível do elemento, correspondente aos parafusos, tem sua formulação baseada na teoria de vigas.

Devido à pequena distância que os parafusos de flanges nucleares guardam entre si, adotou-se a hipótese de que os efeitos causados pelos parafusos sobre o anel ao qual se acham engastados distribuem-se igualmente por todo o anel, ou seja, tudo se passa como se estes efeitos fossem axissimétricos. Com esta hipótese, foi possível empregar um elemento unidimensional (viga) para se representar um efeito axissimétrico (tomando-se o cuidado de trabalhar com esforços por parafuso ao se equacionar o trecho flexível, e com esforços por unidade de comprimento ao se transportar para o trecho rígido, aquelas solicitações que atuam nas extremidades dos parafusos).

Os deslocamentos finais dos parafusos resultam da composição de dois efeitos [16]:

- i. Movimento de corpo rígido, por estarem rigidamente ligados ao anel inferior propriamente dito;
- ii. Deslocamentos devidos a uma flexibilidade própria, por estarem sendo tratados como vigas engastadas.

O apêndice (II.C) apresenta detalhes sobre a formulação deste elemento.

3.3.1.4 - Elemento flange

Este não é, na verdade, um elemento novo, mas sim uma combinação dos dois anteriores (Figura 12). Ele foi criado para que não se descaracterizasse a estrutura modular do programa ANESA, e se presta a executar os vários tipos de combinações entre os anéis superior e inferior requeridos pela análise. Suas funções serão discutidas posteriormente, quando forem abordadas as características do programa desenvolvido.

3.3.1.5 - Elemento cilíndrico curto

Trata-se de um elemento cilíndrico de casca, que pode estar submetido a pressão interna ou externa (excluídos os efeitos de flambagem). A Figura 13 mostra o elemento com seus esforços de extremidade positivos, a base positiva de deslocamentos, e o referencial utilizado.

As expressões utilizadas para o cálculo de deslocamentos horizontais (d), rotações (θ) e momentos fletores atuantes no elemento (M) foram obtidas diretamente da referência [33]:

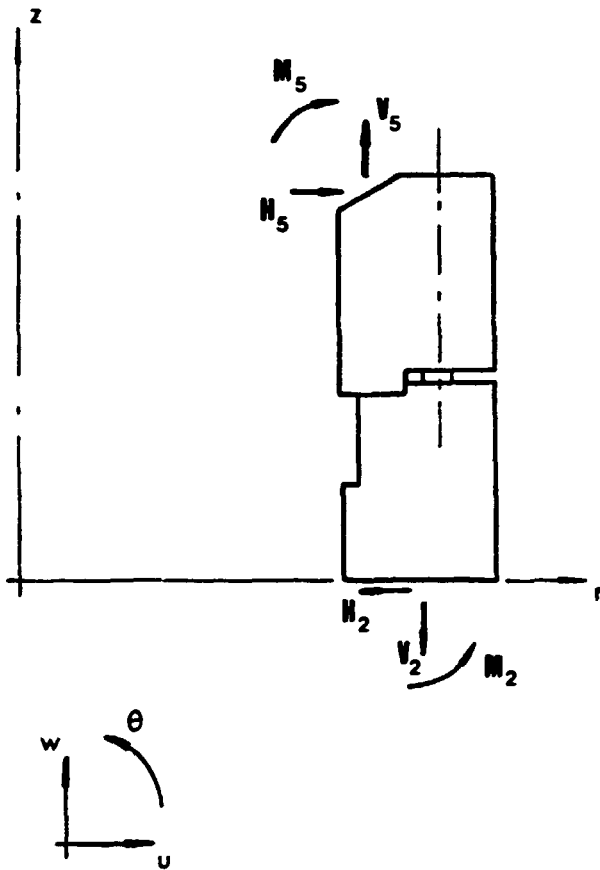


Figura 12: Elemento flange.

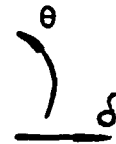
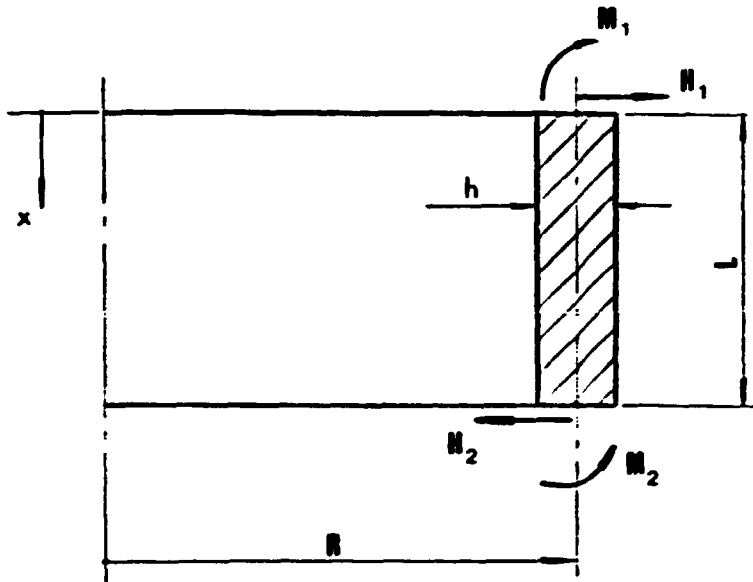


Figura 13: Elemento cilíndrico curto.

$$\begin{aligned}
\delta(x) = & \frac{1}{2.6^3.D} \cdot (F_{11}(\beta x) - B_{12} \cdot F_{13}(\beta x) + B_{11} \cdot F_{14}(\beta x)) \cdot H_1 + \\
& \frac{1}{2.6^2.D} \cdot (F_{12}(\beta x) - 2.B_{22} \cdot F_{13}(\beta x) + B_{12} \cdot F_{14}(\beta x)) \cdot M_1 - \\
& \frac{1}{2.6^3.D} \cdot (- G_{12} \cdot F_{13}(\beta x) + G_{11} \cdot F_{14}(\beta x)) \cdot H_2 + \\
& \frac{1}{2.6^2.D} \cdot (- G_{22} \cdot F_{13}(\beta x) + G_{12} \cdot F_{14}(\beta x)) \cdot M_2 + \\
& \frac{(1 - \nu/2)}{4.D.6^4} \cdot p
\end{aligned} \tag{9}$$

$$\begin{aligned}
\theta(x) = & \frac{1}{2.6^2.D} \cdot (F_{12}(\beta x) - B_{12} \cdot F_{14}(\beta x) - 2.B_{11} \cdot F_{11}(\beta x)) \cdot H_1 + \\
& \frac{1}{6.D} \cdot (F_{13}(\beta x) - B_{22} \cdot F_{14}(\beta x) - B_{12} \cdot F_{11}(\beta x)) \cdot M_1 + \\
& \frac{1}{2.6^2.D} \cdot (G_{12} \cdot F_{14}(\beta x) + 2.G_{11} \cdot F_{11}(\beta x)) \cdot H_2 - \\
& \frac{1}{2.6.D} \cdot (G_{22} \cdot F_{14}(\beta x) + 2 \cdot G_{12} \cdot F_{11}(\beta x)) \cdot M_2
\end{aligned} \tag{10}$$

$$\begin{aligned}
N(x) = & \frac{1}{6} \cdot (F_{13}(\beta x) + B_{12} \cdot F_{11}(\beta x) - B_{11} \cdot F_{12}(\beta x)) \cdot H_1 + \\
& (F_{14}(\beta x) + 2.B_{22} \cdot F_{11}(\beta x) - B_{12} \cdot F_{12}(\beta x)) \cdot M_1 - \\
& \frac{1}{6} \cdot (G_{12} \cdot F_{11}(\beta x) - G_{11} \cdot F_{12}(\beta x)) \cdot H_2 + \\
& (G_{22} \cdot F_{11}(\beta x) - G_{12} \cdot F_{12}(\beta x)) \cdot M_2
\end{aligned} \tag{11}$$

onde:

L - comprimento do elemento

E - módulo de elasticidade

ν - coeficiente de Poisson

p - pressão atuante no elemento

H_i - esforço horizontal por unidade de comprimento, atuante na extremidade (i)

M_i - momento por unidade de comprimento, atuante na extremidade (i)

$$\beta^4 = 3 \cdot (1 - \nu^2) / R^2 \cdot h^2$$

$$D = E \cdot h^3 / 12 \cdot (1 - \nu^2)$$

$$F_{1,1}(\beta x) = [\cosh(\beta x) \cdot \sin(\beta x) - \sinh(\beta x) \cdot \cos(\beta x)] / 2$$

$$F_{1,2}(\beta x) = \sinh(\beta x) \cdot \sin(\beta x)$$

$$F_{1,3}(\beta x) = [\cosh(\beta x) \cdot \sin(\beta x) + \sinh(\beta x) \cdot \cos(\beta x)] / 2$$

$$F_{1,4}(\beta x) = \cosh(\beta x) \cdot \cos(\beta x)$$

$$B_{1,1} = [\sinh(2\beta L) - \sin(2\beta L)] / 2 \cdot [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

$$B_{1,2} = [\cosh(2\beta L) - \cos(2\beta L)] / 2 \cdot [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

$$B_{2,2} = [\sinh(2\beta L) + \sin(2\beta L)] / 2 \cdot [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

$$G_{1,1} = -[\cosh(\beta L) \cdot \sin(\beta L) - \sinh(\beta L) \cdot \cos(\beta L)] / [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

$$G_{1,2} = -2 \cdot \sinh(\beta L) \cdot \sin(\beta L) / [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

$$G_{2,2} = -2 \cdot [\cosh(\beta L) \cdot \sin(\beta L) + \sinh(\beta L) \cdot \cos(\beta L)] / [\sinh^2(\beta L) - \sin^2(\beta L)]$$

As tensões atuantes no elemento são calculadas utilizando-se a teoria geral de cascas finas, sendo que os seguintes valores podem ser obtidos para uma cota genérica (x):

$$\sigma_{\theta_i}(x) = \frac{E \cdot \delta(x)}{R} + \frac{\nu \cdot R}{2 \cdot h} \cdot p + \frac{6 \cdot \nu \cdot M(x)}{h^2} \quad (12)$$

$$\sigma_{\theta_e}(x) = \frac{E \cdot \delta(x)}{R} + \frac{\nu \cdot R}{2 \cdot h} \cdot p - \frac{6 \cdot \nu \cdot M(x)}{h^2} \quad (13)$$

$$\sigma_{\phi_i}(x) = \frac{R}{2 \cdot h} \cdot p + \frac{6 \cdot M(x)}{h^2} \quad (14)$$

$$\sigma_{\phi_e}(x) = \frac{R}{2.h} \cdot p - \frac{G.M(x)}{h^2} \quad (15)$$

onde:

σ_{θ_i} - tensão circunferencial na face interna

σ_{θ_e} - tensão circunferencial na face externa

σ_{ϕ_i} - tensão meridional na face interna

σ_{ϕ_e} - tensão meridional na face externa

A partir das tensões acima, são ainda calculadas as tensões equivalentes de Tresca nas faces interna e externa ($\sigma_{T_i}, \sigma_{T_e}$), e de von Mises nas mesmas faces ($\sigma_{VM_i}, \sigma_{VM_e}$):

$$\sigma_{T_i} = \max(|\sigma_{\theta_i}|, |\sigma_{\phi_i}|) \quad (16)$$

$$\sigma_{T_e} = \max(|\sigma_{\theta_e}|, |\sigma_{\phi_e}|) \quad (17)$$

$$\sigma_{VM_i} = \sqrt{\sigma_{\theta_i}^2 + \sigma_{\phi_i}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_i} \cdot \sigma_{\phi_i}} \quad (18)$$

$$\sigma_{VM_e} = \sqrt{\sigma_{\theta_e}^2 + \sigma_{\phi_e}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_e} \cdot \sigma_{\phi_e}} \quad (19)$$

3.3.1.6 - Elemento cilíndrico longo

Trata-se de um elemento cilíndrico de casca que pode ser submetido a pressão interna ou externa (excluídos os efeitos de flambagem), e que é longo o suficiente para que os efeitos de esforços aplicados em uma de suas extremidades não exerçam influência nos deslocamentos da outra (Figura 14). Pode-se mostrar que a partir de um comprimento igual a $2,5 \cdot \sqrt{R \cdot h}$, medido desde uma extremidade carregada do elemento, os efeitos de tal carregamento tornam-se desprezíveis [34]. As tensões e deformações no elemento são calculadas utilizando-se a teoria geral de cascas finas.

O desenvolvimento básico do elemento passa pelos seguintes tópicos:

1. Da teoria de cascas, tem-se a seguinte equação para o deslocamento horizontal (δ) do elemento [35]:

$$\frac{d^4 \delta}{dx^4} + 4 \cdot \beta^4 \cdot \delta = \frac{p}{D} - \frac{v \cdot V}{R \cdot D} \quad (20)$$

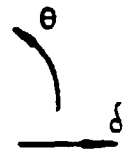
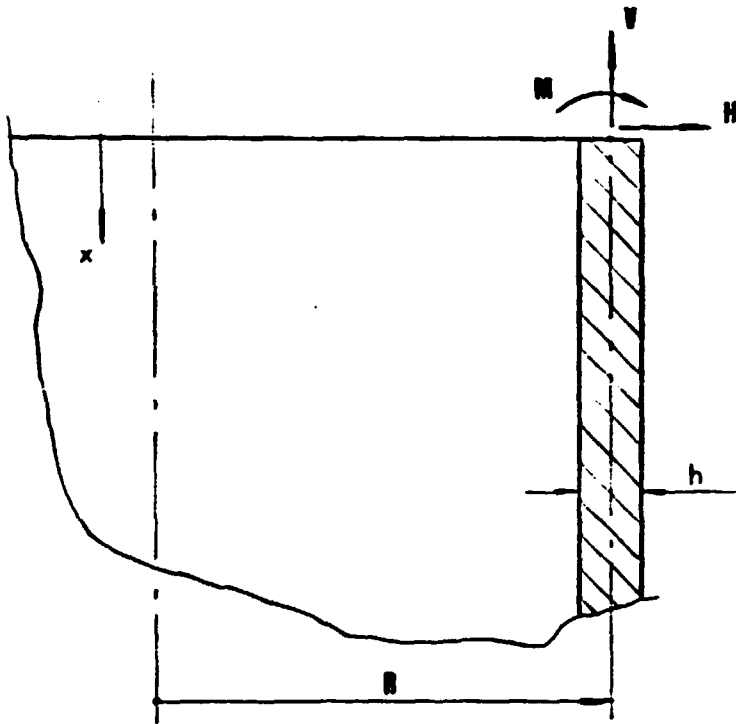


Figura 14: Elemento cilíndrico longo

onde:

p - pressão interna ou externa ao elemento

R - raio médio do cilindro

h - espessura da parede

E - módulo de elasticidade

ν - coeficiente de Poisson

$$\beta^4 = 3 \cdot (1 - \nu^2) / R^2 \cdot h^2$$

$$D = E \cdot h^3 / 12 \cdot (1 - \nu^2)$$

$$V = p \cdot R / 2 \quad (\text{cilindro fechado})$$

ii. A solução geral da equação (20) pode ser escrita na seguinte forma:

$$\delta(x) = e^{-\beta x} \cdot \{ C_1 \cdot \text{sen}(\beta x) + C_2 \cdot \text{cos}(\beta x) \} + e^{+\beta x} \cdot \{ C_3 \cdot \text{sen}(\beta x) + C_4 \cdot \text{cos}(\beta x) \} + \frac{(1 - \nu/2)}{4 \cdot \beta^4 \cdot D} \cdot p \quad (21)$$

iii. Pela aplicação de condições de contorno e consideração dos esforços redundantes (H e M) atuantes na extremidade do elemento, chega-se às seguintes expressões para o deslocamento horizontal (δ), rotação (θ) e momento (M):

$$\delta(x) = \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \cdot \text{cos}(\beta x) \cdot H + \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot D \cdot \beta^2} \cdot \{ \text{cos}(\beta x) - \text{sen}(\beta x) \} \cdot M + \frac{(1 - \nu/2)}{4 \cdot \beta^4 \cdot D} \cdot p \quad (22)$$

$$\theta(x) = - \frac{e^{-\beta x}}{2 \cdot \beta^2 \cdot D} \cdot \{ \text{cos}(\beta x) + \text{sen}(\beta x) \} \cdot H - \frac{e^{-\beta x}}{\beta D} \cdot \text{cos}(\beta x) \cdot M \quad (23)$$

$$M(x) = \frac{e^{-\beta x}}{\beta} \cdot \text{sen}(\beta x) \cdot H + e^{-\beta x} \cdot \{ \text{cos}(\beta x) + \text{sen}(\beta x) \} \cdot M \quad (24)$$

onde M é o momento e H o esforço horizontal aplicados à extremidade do elemento, ambos por unidade de

comprimento:

- iv. Segue-se o cálculo das tensões atuantes no elemento, através da teoria de cascas finas.

Uma apresentação mais detalhada do desenvolvimento descrito acima é mostrada no apêndice III.

3.3.2 - Modelo Matemático

O método dos esforços, empregado no programa ANESA, pode ser considerado clássico, de forma que apresentaremos a seguir apenas as suas principais características:

- (1) a estrutura a ser analisada é dividida em elementos básicos, e nas junções destes elementos são introduzidos carregamentos redundantes (a Figura 15 mostra um exemplo deste procedimento);
- (2) definem-se os carregamentos externos. Um ou ambos dos seguintes carregamentos pode ser adotado:
 - i. Pressão uniforme
 - ii. Força de pré-tensão nos parafusos (somente para o caso em que a estrutura em análise envolva uma união flangeada)
- (3) para cada elemento (e), monta-se a relação de flexibilidade:

$$\underline{\delta}^e = \underline{F}^e \cdot \underline{f}^e + \underline{\Delta}^e \quad (25)$$

onde:

\underline{F}^e - matriz de flexibilidade do elemento

f - vetor de esforços de extremidade do elemento (vetor incógnito)

\underline{d}^e - vetor de deslocamentos totais do elemento

$\underline{\Delta}^e$ - vetor de deslocamentos do elemento devidos à pressão

As relações de flexibilidade são montadas a partir da formulação dos elementos, apresentada no item 4.2.1:

- (4) pela aplicação das condições de compatibilidade e equilíbrio das junções as relações de flexibilidade de

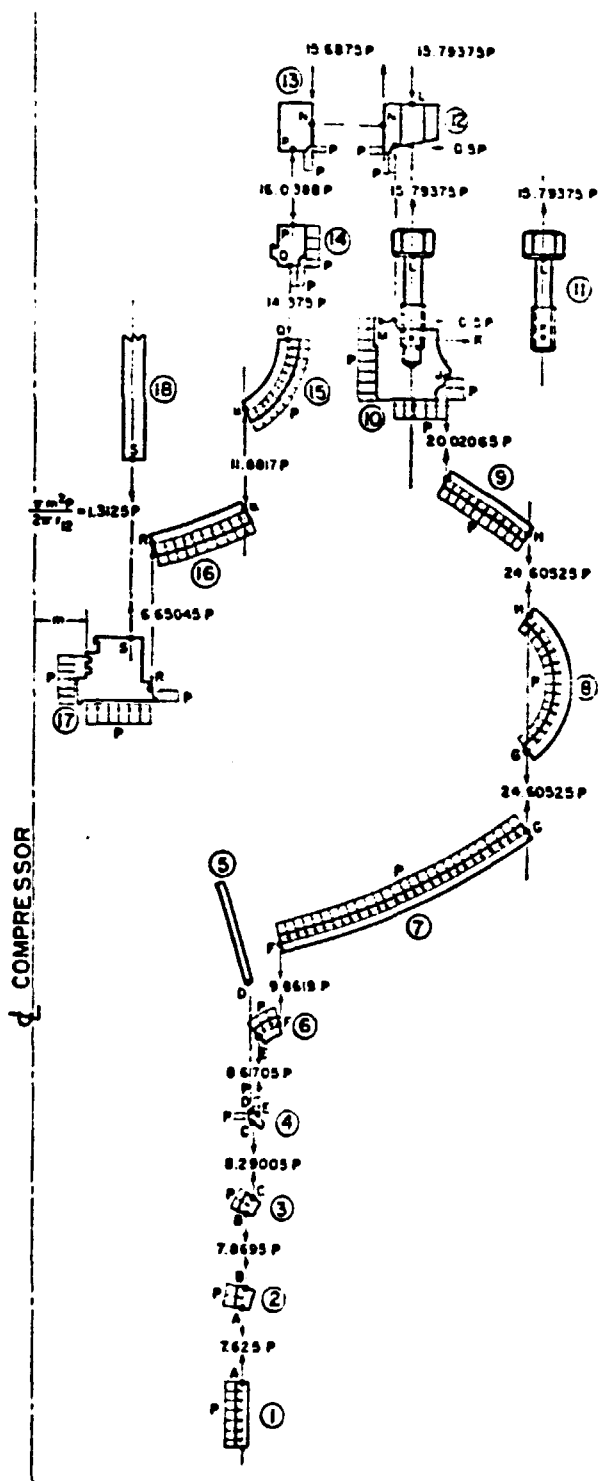


Figura 15: Discretização de um compressor de hélio para reatores do tipo HTGR [16].

cada elemento isoladamente, obtém-se um sistema linear de equações correspondente a toda a estrutura em estudo;

- (5) pela solução do sistema descrito no ítem anterior, obtém-se o vetor global de esforços redundantes, ou seja, todos os esforços de extremidade dos elementos da estrutura;
- (6) obtido o vetor global de esforços, retorna-se às relações de flexibilidade de cada elemento isoladamente, e calculam-se-lhes os deslocamentos individuais;
- (7) utilizando-se o vetor global de esforços, pode-se ainda calcular as tensões atuantes em cada elemento.

3.3.3 - Condições de Compatibilidade e Equilíbrio

Para a maioria das junções entre os elementos de uma estrutura, impõe-se as condições de equilíbrio de forças e momentos, bem como as condições de compatibilidade entre deslocamentos e rotações. Entretanto, quando a análise envolve uma união flangeada, algumas condições especiais, delineadas a seguir, são utilizadas.

3.3.3.1 - Análise das Rotações Relativas entre os Flanges Superior e Inferior

A análise de rotações proposta neste ítem e implementada no programa só tem significado para flanges cuja face de contato possua uma inclinação. Este é o caso dos flanges de vasos nucleares, cuja região de contato é mostrada na Figura 16 [17].

Inicialmente, vamos introduzir a seguinte nomenclatura, relacionada à Figura 16:

r_{ci} - raio de contato interno

r_{cm} - raio de contato médio

r_{ce} - raio de contato externo

r_{ct} - raio de contato do ponto de trabalho

ψ_c - ângulo de inclinação da face de contato (tapering)

ψ_s - rotação do flange superior

ψ_i - rotação do flange inferior

O objetivo da análise é, partindo de ψ_s e ψ_i

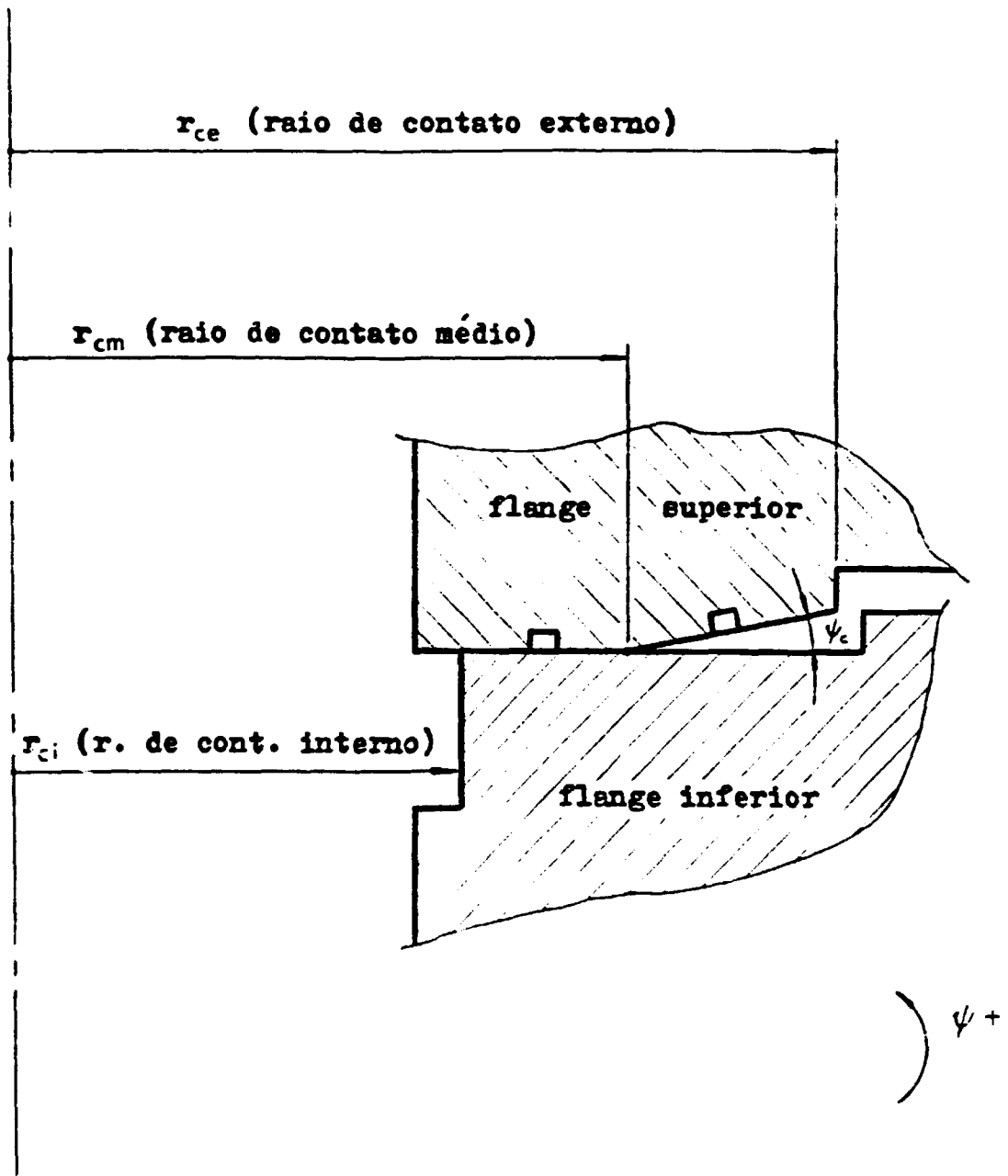


Figura 16: Região de contato com a nomenclatura utilizada na análise de rotação.

previamente calculados, obter o raio do ponto de trabalho (r_{ct}). Cinco alternativas distintas são possíveis:

a. Se $\psi_i - \psi_s < 0$ (26)

então $r_{ct} = r_{ci}$ (27)

b. Se $\psi_i - \psi_s = 0$ (28)

então $r_{ci} < r_{ct} < r_{cm}$ (29)

Note-se que, neste caso, não se pode definir a localização exata do ponto de trabalho. O que se faz, então, é adotar o ponto médio do intervalo fornecido:

$$r_{ct} = \frac{r_{ci} + r_{cm}}{2} \quad (30)$$

c. Se $0 < \psi_i - \psi_s < \psi_c$ (31)

então $r_{ct} = r_{cm}$ (32)

d. Se $\psi_i - \psi_s = \psi_c$ (33)

então $r_{cm} < r_{ct} < r_{ce}$ (34)

Analogamente ao caso (b), adota-se:

$$r_{ct} = \frac{r_{cm} + r_{ce}}{2} \quad (35)$$

e. Se $\psi_i - \psi_s > \psi_s$ (36)

então $r_{ct} = r_{ce}$ (37)

3.3.3.2 - Análise de Escorregamento no Ponto de Contato

As superfícies de contato entre os flanges superior e inferior merecem especial atenção, pois há a possibilidade da ocorrência de escorregamento entre ambas. Podem ocorrer duas situações [17]:

- a. A força de atrito entre as duas faces é suficientemente elevada para evitar deslocamentos radiais relativos. Consequentemente, a condição de compatibilidade entre as duas faces, no ponto de contato, é a igualdade de deslocamentos radiais;
- b. A força de atrito entre as faces é insuficiente para evitar deslocamentos radiais relativos, o que resulta na seguinte relação entre a força vertical (V) e a força horizontal (H) no ponto de contato, após atingida a pressão limite de escorregamento:

$$H = \mu \cdot V \quad (38)$$

onde (μ) é o coeficiente de atrito entre as faces.

Sendo o esforço horizontal (H) diferente para cada situação acima, ele não pode ser incluído em uma única condição de compatibilidade. Em termos de programação, utilizou-se o seguinte procedimento:

- i. Uma análise inicial utilizando somente a pré-tensão nos parafusos como carregamento externo fornece os esforços horizontal (H_{pre}) e vertical (V_{pre}) no contato para tal carregamento;
- ii. Adota-se a condição (a) e, com pressão e pré-tensão como carregamentos externos, efetua-se a análise, obtendo-se assim os esforços (H) e (V) na interface dos flanges;
- iii. Considerando-se que a análise estrutural que se faz neste trabalho é linear, pode-se construir um gráfico análogo aquele mostrado na Figura 17, a partir dos resultados obtidos acima. Este gráfico compreende duas funções dependentes da pressão interna: uma representando o crescimento do esforço horizontal necessário para que não ocorra escorregamento (reta 2), e outra representando o esforço horizontal máximo (proveniente de atrito) de que se poderia dispor para cada nível de pressão (reta 1). A intersecção destas retas fornece uma pressão limite (p_{esc}), a partir da qual começa a ocorrer escorregamento entre as faces;
- iv. Caso a pressão limite obtida seja menor que a pressão de projeto (p_{proj}), abandona-se a condição (a) adotada no ítem (ii), e repete-se a análise para a condição (b).

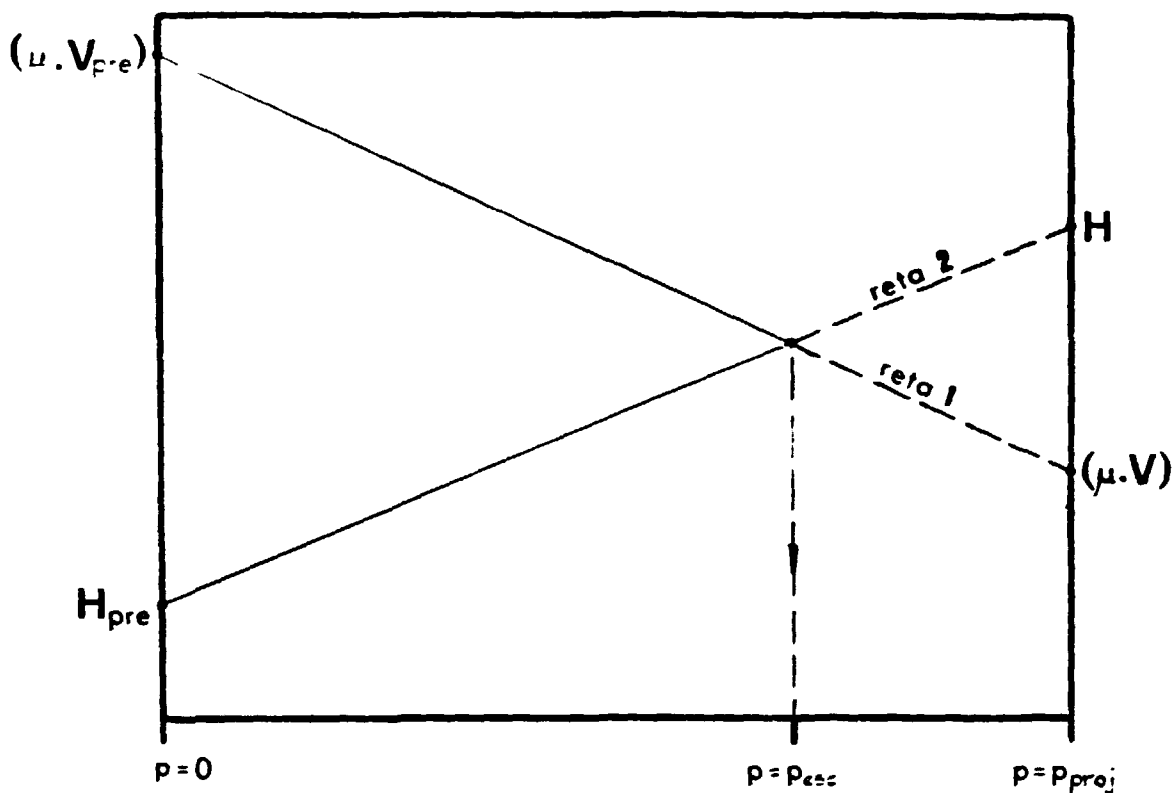


Figura 17: Gráfico de variação com a pressão do esforço horizontal necessário para que não ocorra escorregamento (reta 2), e da reação horizontal devida ao atrito (reta 1) - válido somente até a pressão p_{esc} , onde se inicia o escorregamento.

3.3.3.3 - Acoplamento entre Parafusos e Anel Superior

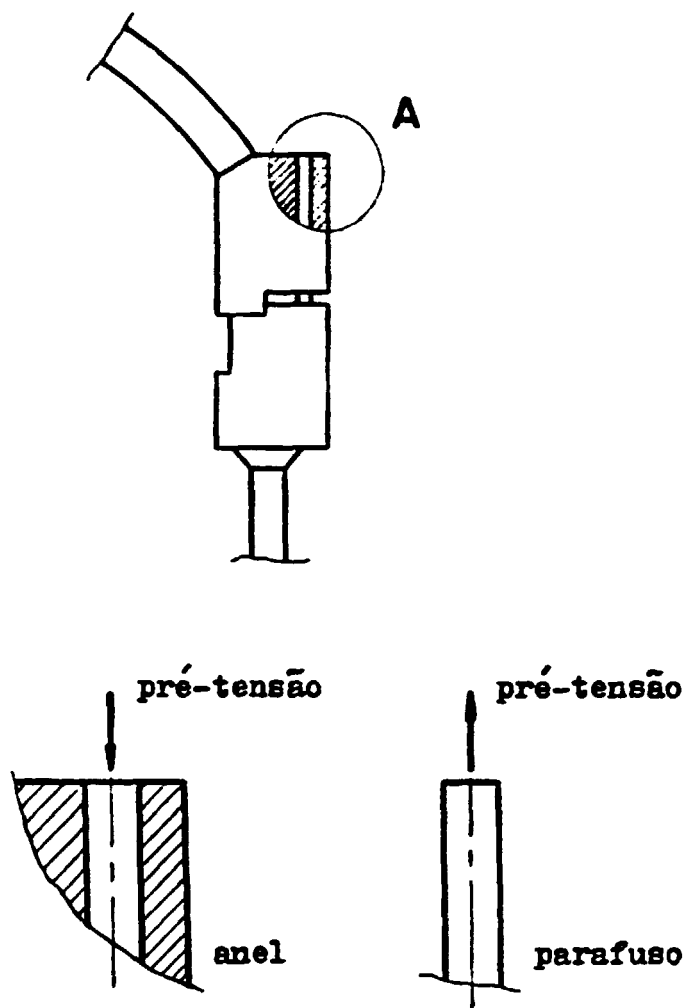
A condição de compatibilidade entre os parafusos e o anel superior de um flange (Figura 18) e de igualdade de deslocamentos horizontais e rotações. Entretanto, devido à existência de uma força de pré-tensão nos parafusos, a condição para os deslocamentos verticais deve ser estabelecida em duas etapas:

- a. Primeiramente é feita uma análise liberando-se a junção entre parafuso e flange, e aplicando-se esforços equivalentes ao esforço de pré-tensão, aos parafusos e ao flange (detalhe A1 da Figura 18). Resultará uma diferença de deslocamentos verticais igual a Δw , no ponto considerado;
- b. Para as análises subsequentes, os esforços que foram aplicados aos parafusos e ao flange são retirados, e passa-se a impor à junção considerada uma diferença de deslocamentos verticais igual a Δw (detalhe A2 da Figura 18).

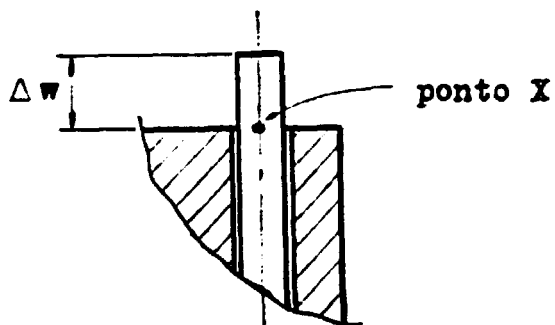
3.3.4 - Algumas Características do Programa ANESA

O programa ANESA (Análise de Estruturas Axissimétricas) desenvolvido para este trabalho, tem como primeiro propósito o cálculo estrutural de flanges de vasos de pressão nucleares, no qual o vaso é dividido em cascas de revolução, os flanges são representados por anéis rígidos, e os parafusos são tratados como vigas. Entretanto, devido à flexibilidade que lhe foi conferida, o programa poderá ser expandido para a análise de outras estruturas axissimétricas (o método proposto aplica-se somente a este tipo de estrutura). Em sua forma atual, o programa é limitado em sua capacidade de análise, devido ao pequeno número de elementos básicos disponíveis. A seguir serão apresentadas algumas características do programa ANESA:

1. A análise é iniciada dividindo-se a estrutura em elementos básicos, o que é feito pelo usuário. De acordo com o projeto inicial, o programa poderá incluir até dez tipos diferentes de elementos, e cada elemento poderá ser incluído até seis vezes na mesma análise;
2. Os elementos são incluídos na análise progressivamente, de acordo com a ordem em que estão posicionados na estrutura, através de uma única subrotina que os seleciona entre os elementos disponíveis, utilizando para isto um código fornecido pelo usuário;
3. Uma outra subrotina recebe progressivamente as matrizes de flexibilidade dos elementos selecionados e, utilizando as condições de compatibilidade, monta um sistema global de equações que será resolvido para fornecer os esforços de extremidade dos elementos individuais;



Detalhe A.1: Primeira condição de carregamento



Detalhe A.2: Condição subsequente

Figura 18: Acoplamento entre parafusos e anel superior.

4. Para o caso de a estrutura em estudo incluir uma união flangeada, elaborou-se um elemento denominado 'Flange', que acopla os anéis superior e inferior (ver item 3.3.1), criando um elemento único. Na análise desta estrutura, o sistema global será montado no mínimo duas vezes, sendo que a diferença entre os dois é determinada pelo elemento flange. Na primeira montagem (sistema de ordem $n-1$) o único carregamento é o esforço de pré-tensão dos parafusos, estando liberada a união entre os parafusos e o flange superior quanto ao seu deslocamento vertical. Na segunda montagem do sistema global, a subrotina do elemento flange calcula a diferença de deslocamentos verticais entre um parafuso e o flange superior (Δw) verificada no caso anterior, sendo esta imposta ao sistema como condição de compatibilidade; o sistema global passa a ter ordem n . Esta imposição substituirá a pré-tensão, que deixará de ser fornecida ao sistema como esforço. A subrotina do elemento flange também se presta ao acoplamento dos anéis superior e inferior no caso de ocorrência de escorregamento entre suas faces (ver item 3.3.3.2), e ainda calcula a diferença de rotação entre os anéis, valor importante para a verificação do posicionamento correto do ponto de contato;
5. Ao incluir uma união flangeada na análise, deve-se optar (ou não) por uma análise de rotação, que define o ponto correto onde ocorre o contato entre os flanges, e por uma análise de escorregamento, que verifica se ocorre escorregamento entre as faces dos flanges e, em caso positivo, impõe a condição de compatibilidade adequada;
6. A cada elemento incluído em análise (exceto flange) é associada uma variável denominada número de orientação, que indica se, na análise, o elemento está geometricamente orientado de uma maneira adotada como padrão e denominada modo (1 - 2), ou se está orientado inversamente, num modo denominado (2 - 1). Isto auxilia na montagem do sistema global, pois cada orientação tem determinada implicação quanto aos sinais dos coeficientes de influência e dos esforços, ao se equacionar a compatibilidade (Figura 19);
7. Para cada elemento em análise, o usuário pode determinar os pontos onde quer conhecer os deslocamentos e as tensões atuantes. Caso isto não seja feito, o próprio programa escolhe uma série de trinta pontos para efetuar os cálculos. Em ambos os casos as saídas são em forma de tabelas, com ou sem gráficos, de acordo com a opção escolhida;
8. A princípio o programa só trabalha com estruturas pressurizadas e não carregadas axialmente (a não ser pelo esforço de pré-tensão), de modo que as solicitações axiais ficam esticamente determinadas.

O apêndice IV apresenta um fluxograma suscinto do programa ANESA.

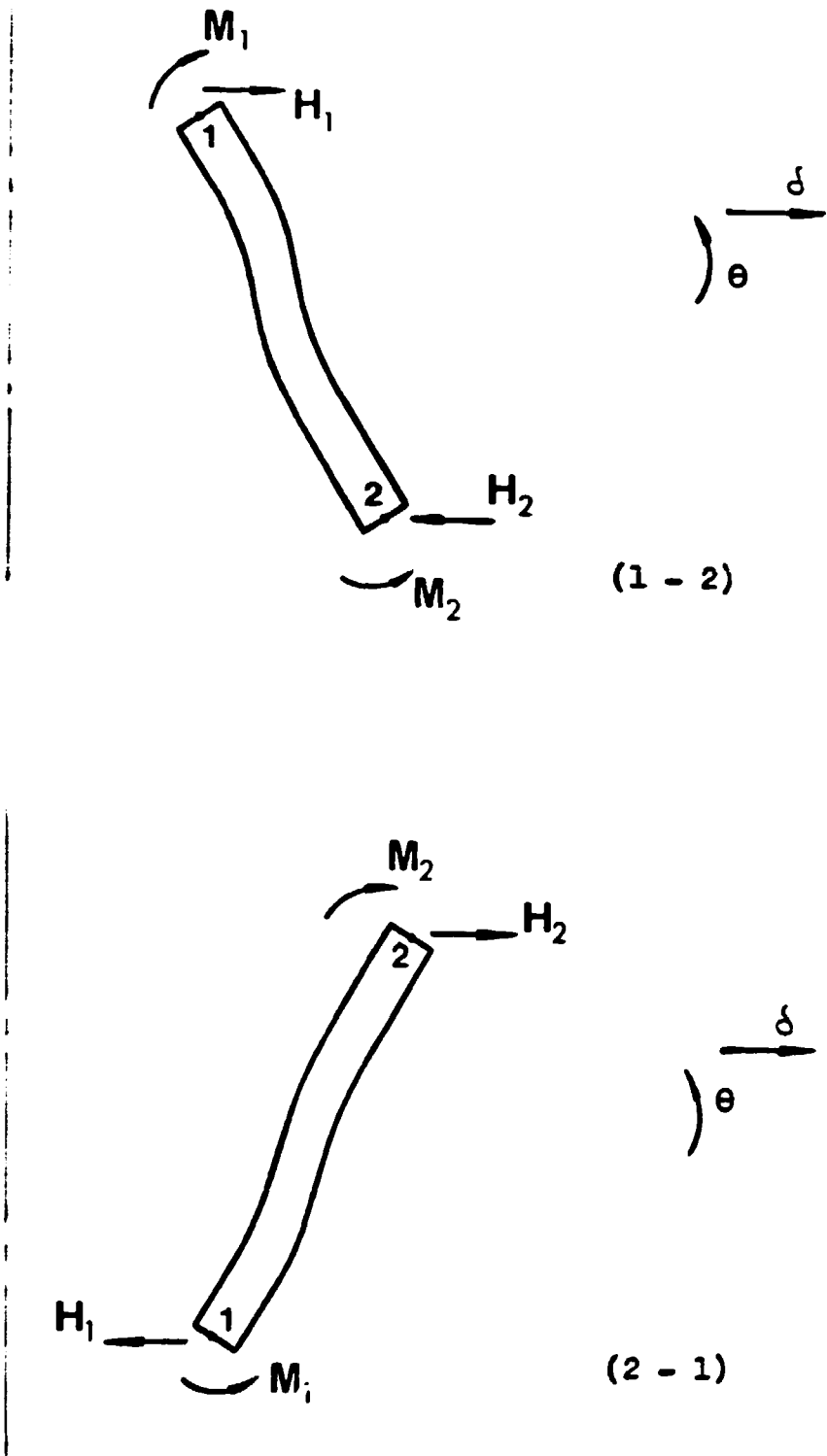


Figura 19: Elementos com orientações (1 - 2) e (2 - 1).

3.4 - MODELO PROPOSTO PARA A ANÁLISE DE UM FLANGE NUCLEAR

O vaso de pressão nuclear cujo flange foi analisado neste trabalho é o que equipa o reator da usina ANGRA I [22]. Sua configuração básica, com as principais dimensões, é apresentada na Figura 20. Utilizando os elementos disponíveis em ANESA, a região do flange (Figura 20) foi discretizada no modo apresentado na Figura 21, e denominado 'Modelo A'.

O Modelo A constitui-se de quatro elementos: (1) elemento de calota esférica, (2) elemento flange, (3) elemento cilíndrico curto e (4) elemento cilíndrico longo. Note-se que para o elemento (3) estamos utilizando uma aproximação por elemento cilíndrico curto de espessura constante, ao invés de considerá-lo como elemento de espessura variável. Isto pode ser feito devido ao fato de o comprimento e a variação de espessura do elemento serem pequenos, o que torna seu comportamento estrutural praticamente idêntico ao de um elemento do mesmo comprimento e de espessura constante igual à média entre as espessuras máxima e mínima do elemento real.

O equilíbrio da estrutura já está implícito na Figura 21, pois os esforços nas junções entre elementos foram desenhados em acordo com o princípio da ação e reação. Somente para os elementos de anel é que foi necessário equacionar o equilíbrio, pois estes estão sujeitos a três grupos de esforços. Como o único carregamento externo atuante (além da pré-tensão nos parafusos) é a pressão, os esforços redundantes verticais esquematizados na Figura 21.a podem ser previamente calculados pela estática, não sendo necessária a sua inclusão no sistema global que serve ao cálculo dos esforços redundantes.

As condições de compatibilidade utilizadas para o equacionamento do Modelo A foram as seguintes:

junção (I) - igualdade de deslocamentos horizontais

- igualdade de rotações

junção (II) - igualdade de deslocamentos horizontais

- igualdade de rotações

- para os deslocamentos verticais há duas condições que são consideradas em sequência (veja fluxograma no apêndice IV):

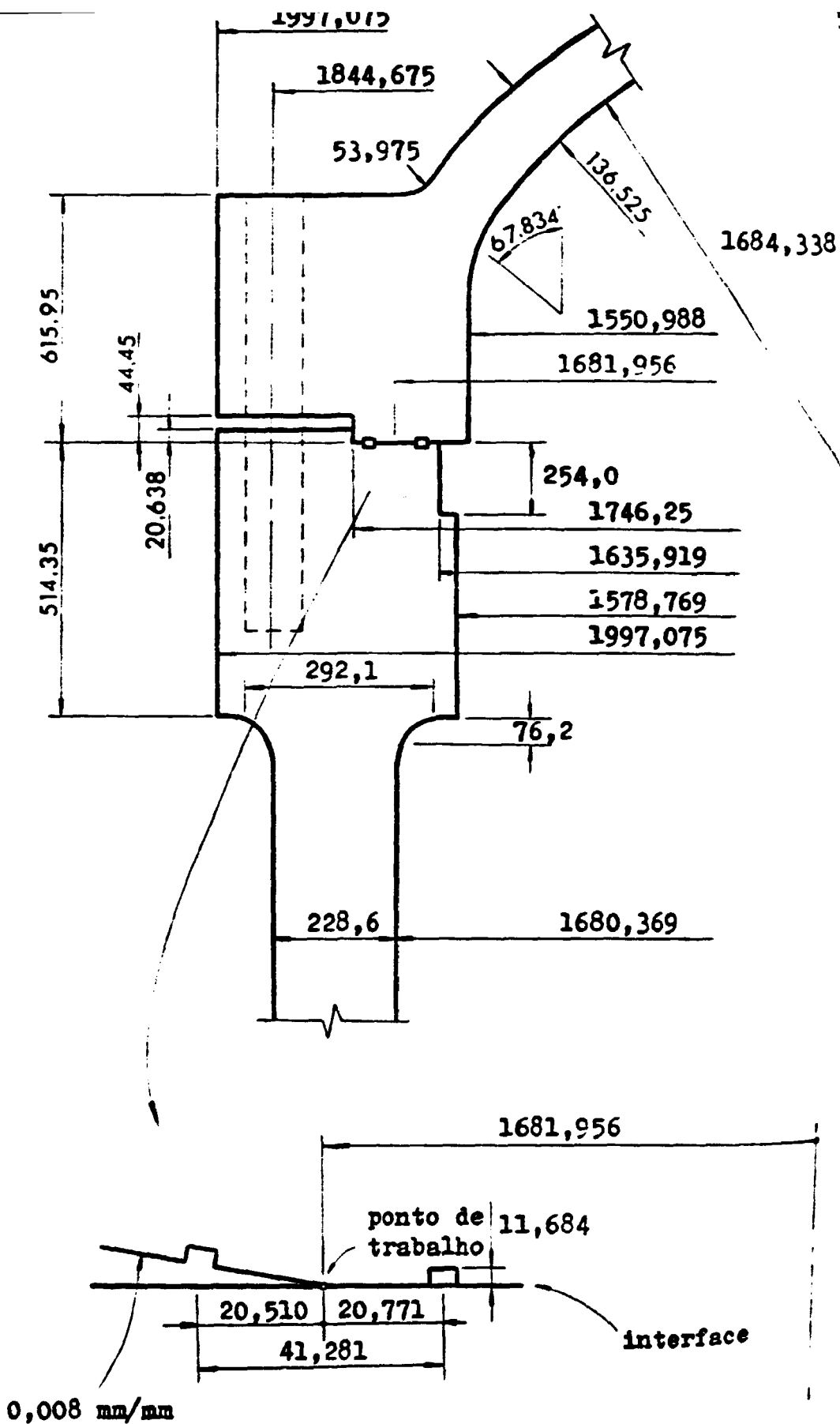
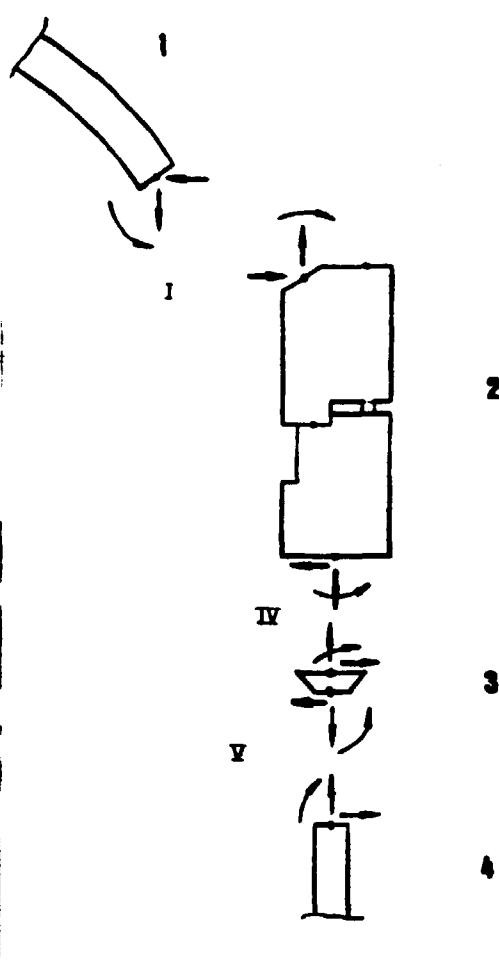


Figura 20: Configuração do flange de Angra I (medidas em mm).



a. Modelo A

b. "Elemento flange" dividido em seus elementos básicos (anéis superior e inferior)

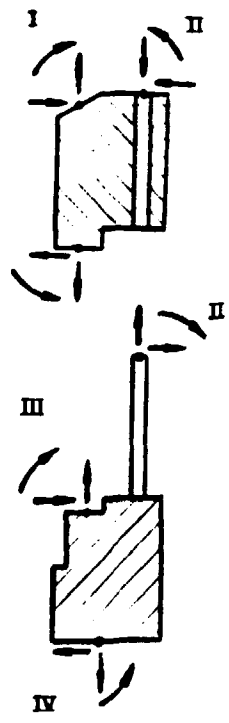


Figura 21: Discretização do vaso de Angra I segundo o programa ANESA (a), e subdivisão do elemento flange.

i. Não se impõe nenhuma condição, formando-se um sistema de ordem $(n - 1)$ que permitirá o cálculo de Δw (diferença de deslocamentos verticais devida ao esforço de pré-tensão imposto à junção)

ii. Impõe-se a diferença de deslocamentos verticais Δw à junção, formando-se um sistema de ordem $(n - 1)$ (a pré-tensão passa a ser imposta como diferença de deslocamentos, e não como esforço)

junção (III) - igualdade de deslocamentos horizontais, para o caso em que não ocorra escorregamento. Caso haja escorregamento, esta condição é substituída por $H = \mu \cdot V$, já comentada anteriormente

junção (IV) - igualdade de deslocamentos horizontais

- igualdade de rotações

Note-se que na junção (III) não se impõe igualdade de deslocamentos verticais, isto porque, de acordo com a formulação utilizada para os anéis, o ponto de contato é um ponto de referência, possuindo deslocamento vertical nulo.

CAPÍTULO 4

MODELAGEM PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

4.1 - BREVE APRESENTAÇÃO DO MÉTODO [38]

O termo 'elemento finito' associa-se a um tipo de idealização utilizado para se reduzir uma estrutura contínua a um sistema de corpos discretos ditos elementos. Neste tipo de idealização os elementos estruturais estão unidos entre si não só através dos nós, mas também através dos lados comuns a dois elementos adjacentes. Como exemplo, seja a placa da Figura 22.a; neste caso é apresentada uma certa malha que define os nós e os elementos triangulares com os quais se idealiza esta placa contínua através da união daqueles elementos estruturais. Cada elemento está unido aos outros não só pelos nós, mas também pelos lados comuns aos elementos a ele adjacentes (excetuando-se o caso particular dos elementos incompatíveis).

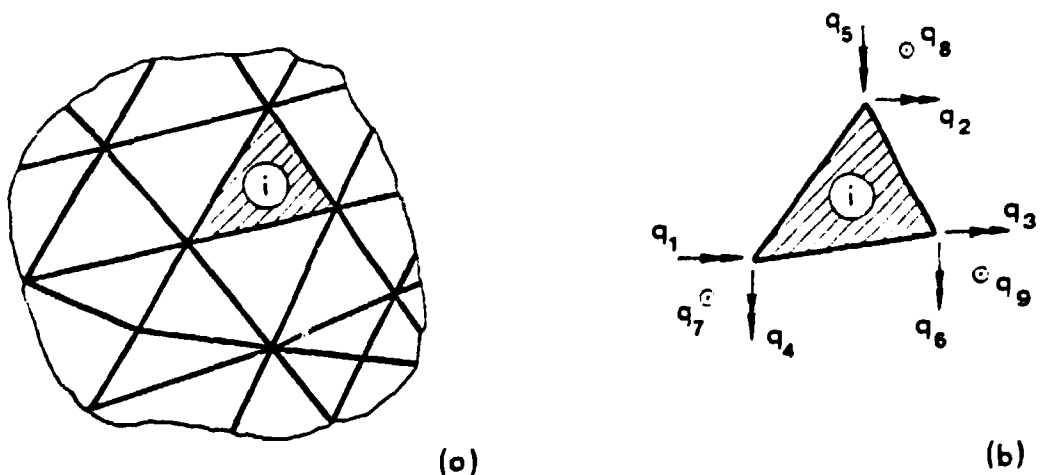


Figura 22: Discretização de uma placa em elementos triangulares (a), e detalhe de um elemento genérico, com seus graus de liberdade (b)

O conceito de elementos finitos envolve a adoção inicial de uma certa variação de deslocamentos (ou campo de deslocamentos) para o elemento estrutural, em função de um certo número de constantes que podem ser relacionadas com os deslocamentos nodais. O campo de deslocamentos adotado deve ser tal que, assegurada a compatibilidade dos deslocamentos nodais do sistema estrutural, fique assegurada a compatibilidade de deslocamentos ao longo de cada lado comum a dois elementos adjacentes (novamente estão excluídos os elementos incompatíveis).

Uma vez definido o campo de deslocamentos, por meio de uma equivalência de trabalhos virtuais de forças internas (tensões) e forças externas (forças nodais), obtém-se as relações forças nodais/deslocamentos nodais dos elementos finitos. Estas relações são, então, usadas para cumprir as condições de equilíbrio de forças nodais e de compatibilidade de deslocamentos nodais do sistema estrutural. Formulado o conceito de elementos finitos, é possível idealizar um corpo elástico uni, bi ou tridimensional por uma união de elementos finitos, e realizar a análise estrutural deste modelo, usando os processos gerais de análise estrutural linear; isto constitui o Método dos Elementos Finitos.

O método dos elementos finitos vem se constituindo em uma ferramenta de grande valia para a realização de análises de tensões em estruturas diversas. Devido à sua flexibilidade, o método permite o estudo de diversos problemas reais, como a anisotropia de propriedades de materiais e a consideração de geometrias complexas, permitindo ao analista uma aproximação maior em relação à solução real do problema [39].

A análise, pelo método dos elementos finitos, de um vaso de pressão que possua simetria axial (como o estudado neste trabalho), é feita discretizando-se o vaso em um conjunto de elementos sólidos axissimétricos; estes elementos estão conectados por meio de juntas circunferenciais ou 'círculos nodais'. Feita a discretização, os parâmetros básicos a serem determinados serão os deslocamentos nodais dos elementos, a partir dos quais se fará o restante da análise.

4.2 - O CÓDIGO ANSYS E A DISCRETIZAÇÃO UTILIZADA

Para que se pudesse efetuar as devidas verificações dos resultados obtidos através do programa ANESA, o flange do vaso de pressão utilizado como caso exemplo foi também analisado através de um código de

elementos finitos denominado ANSYS (Analysis System) [40]. Os principais aspectos que determinaram a escolha do código ANSYS para a análise comparativa foram:

- i. Facilidades oferecidas pelo programa em termos de geração de nós e elementos;
- ii. Possibilidade de simulação do comportamento dos parafusos de fixação de um flange através da utilização de elementos de viga;
- iii. Possibilidade de simulação do problema de contato gerado pela ligação entre os anéis superior e inferior de uma união flangeada.

Como no caso da modelagem utilizando o programa ANESA, a análise do caso exemplo pelo método dos elementos finitos também emprega a hipótese de axissimetria geométrica e de carregamentos. Com isto, torna-se possível a análise axissimétrica do vaso em estudo, simplificando-se o problema. A Figura 23 mostra a discretização, em elementos axissimétricos, do vaso utilizado como caso exemplo (ANGRA I). Em sua análise, foram empregados os seguintes tipos de elementos pertencentes à biblioteca do programa ANSYS [40]:

- i. Elementos Quadrangulares Isoparamétricos com Quatro Pontos Nodais: estes elementos foram utilizados na discretização do flange como um todo e das regiões que lhe são adjacentes, quais sejam: corpo do vaso e tampo superior;
- ii. Elementos Triangulares: nas regiões de transição de malha, quando muda o refinamento, são utilizados elementos triangulares obtidos através da degeneração de elementos quadrangulares. Os elementos degenerados são obtidos pelo colapso de um dos lados dos elementos quadrangulares, o que é conseguido fazendo-se coincidir dois dos nós deste elemento [41];
- iii. Elemento de Viga Bidimensional: este elemento foi utilizado para a representação dos parafusos que servem à efetivação da união flangeada. Neste tipo de representação, todos os parafusos são simulados por uma única viga feita do mesmo material dos parafusos, e tendo como momento de inércia e área da seção transversal as grandezas individuais de um parafuso, multiplicadas pelo número total de parafusos; estas duas grandezas devem ser fornecidas por unidade de radiano. O esforço de pré-tensão dos parafusos é aplicado de maneira indireta, fornecendo-se ao elemento de viga uma temperatura diferente daquela que afeta o restante da estrutura. Como os nós do elemento de viga são vinculados à estrutura, ele ficará sujeito a um esforço que depende da diferença de temperatura entre si mesmo e a estrutura;

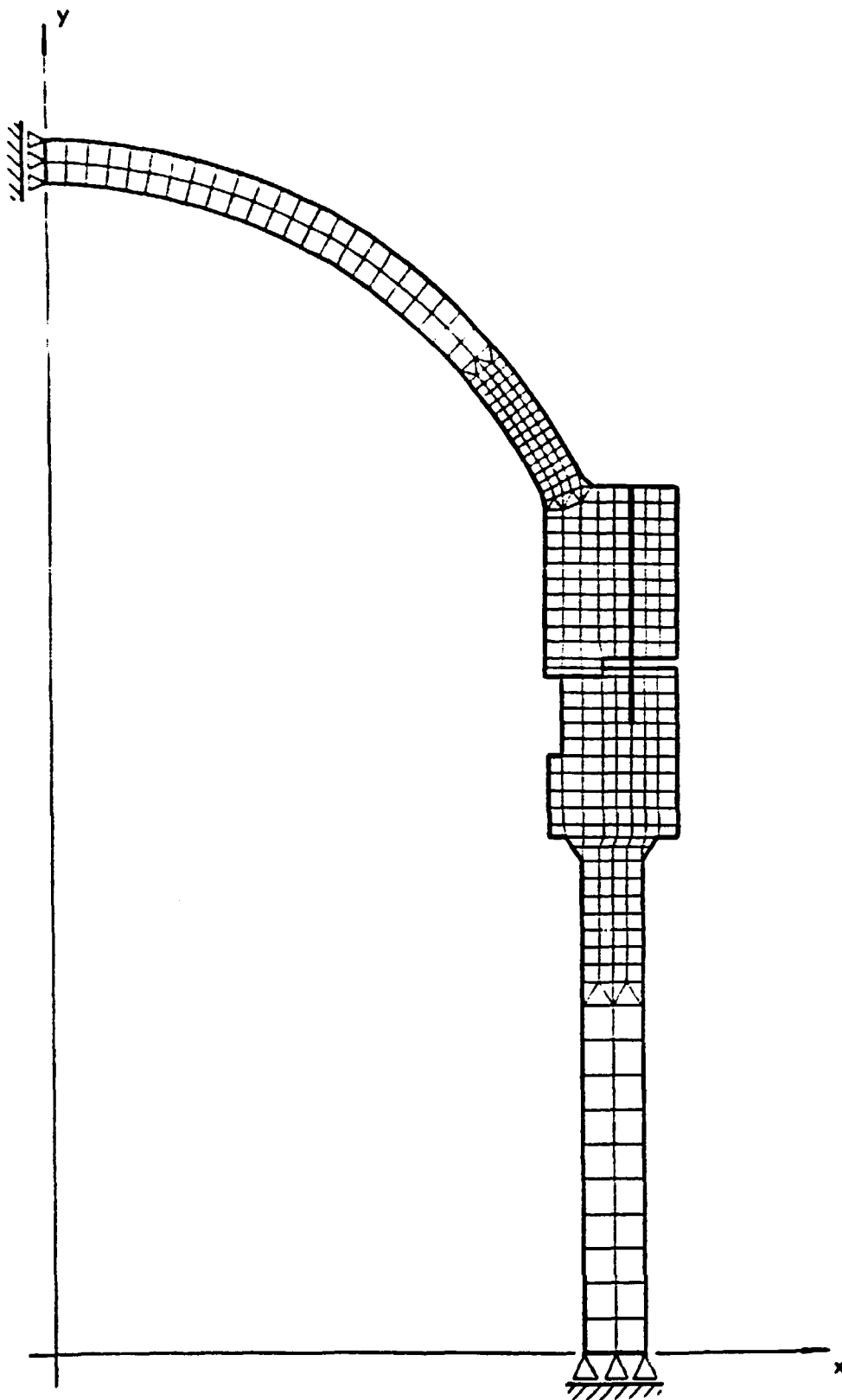


Figura 23: Discretização utilizada para a análise do vaso do reator de Angra I, empregando elementos axissimétricos.

iv. Elemento de Contato: este elemento é utilizado para se simular o comportamento da região de contato entre os flanges, podendo ocorrer uma das seguintes alternativas [41]:

- a - as superfícies permanecem em contato e não ocorre escorregamento relativo entre elas
- b - as superfícies permanecem em contato, mas ocorre escorregamento relativo entre elas
- c - as superfícies não permanecem em contato, ou seja, ocorre a abertura do elemento de contato

Os resultados de tensões e deslocamentos obtidos pela análise do vaso de pressão do reator de ANGRA I através do código ANSYS são apresentados no próximo capítulo, juntamente com os resultados obtidos pela análise através do programa ANESA.

CAPÍTULO 5

RESULTADOS

5.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo serão apresentados os resultados para tensões e deslocamentos na região do flange do vaso de pressão de ANGRA I, obtidos por meio de análises que utilizaram resultados do programa ANESA e do código ANSYS. Também serão feitos comentários sobre os pontos de contato entre faces resultantes das análises, sobre o comportamento das faces quanto ao escorregamento, e sobre os testes dos elementos individuais constituintes do programa ANESA.

5.2 - TESTES DE ELEMENTOS

Como o programa ANESA efetua cálculos relativos às estruturas através da discretização das mesmas em elementos, fez-se necessária a verificação de sua validade através de testes dos seus elementos, individualmente.

No caso dos elementos cilíndricos de casca, para os quais se utilizou a solução exata das equações diferenciais que regem seu comportamento, os exemplos obtidos na literatura [32] foram reproduzidos com perfeição. Para os elementos de anel, nos quais se utilizou uma formulação análoga à de Zudans [32], também se obteve resultados idênticos aqueles existentes na literatura. No caso do elemento de calota esférica, para o qual se utilizou uma solução simplificada da equação diferencial que rege seu comportamento [31], verificou-se um certo desvio de comportamento em relação a um exemplo que utiliza a solução exata do problema. Como a solução simplificada é frequentemente adotada, e o desvio associado a ela raramente é citado, julgou-se interessante incluir o teste deste elemento nesta apresentação.

O teste deste elemento foi realizado a partir de um exemplo desenvolvido por Timoshenko e Krieger [31], cujo esquema é mostrado na Figura 24. O exemplo consiste de uma

casca esférica engastada em sua extremidade e submetida à ação de uma pressão normal e uniforme (p). Foram obtidas tensões circunferenciais e meridionais, nas superfícies interna e externa, para o caso particular apresentado na referência citada, no qual:

$$a = 56,3 \text{ pol (raio da esfera)}$$

$$h = 2,36 \text{ pol (espessura da parede)}$$

$$\alpha = 39^\circ \text{ (ângulo de cone)}$$

$$p = 284 \text{ psi (pressão atuante)}$$

$$\nu = 0,2 \text{ (coeficiente de Poisson)}$$

Os gráficos mostrados nas Figuras 25 e 26 apresentam os resultados de tensões circunferenciais e meridionais, respectivamente, obtidos para este caso exemplo (as linhas cheias representam a solução exata [31]). Pode-se notar que, para grandes ângulos, a aproximação utilizada praticamente reproduz a solução exata. Entretanto, à medida que se vai aproximando do ápice da calota, os resultados obtidos através de ANESA divergem significativamente da solução exata, porque para a solução utilizada o ápice ($\phi = 0$) é um ponto de singularidade. De fato, o comportamento descrito acima, para a solução empregada, já fora constatado por Hetenyi, como se pode verificar na referência [42]. Independentemente disto, a solução converge para a solução exata para os pontos suficientemente afastados de $\phi = 0$ (ângulos aproximadamente maiores que 10°), ou seja, fica resguardado o aspecto importante de a solução reproduzir bem o comportamento do ponto de descontinuidade ($\phi = \alpha$) e da região próxima a ele.

5.3 - CASO EXEMPLO: VASO DE PRESSÃO NUCLEAR

O objetivo deste ítem é mostrar que o programa ANESA tem condição de reproduzir a tendência de comportamento estrutural de um vaso nuclear. Para tanto seus resultados são comparados com os obtidos através de uma análise pelo Método dos Elementos Finitos.

Na Figura 20 foi apresentada a configuração básica da região do flange de ANGRA I; na Figura 21 foi apresentada a discretização empregada para a análise com o programa ANESA, e na Figura 23 foi mostrada a discretização utilizada para a análise com o código ANSYS.

São destacados a seguir alguns dados utilizados nos cálculos:

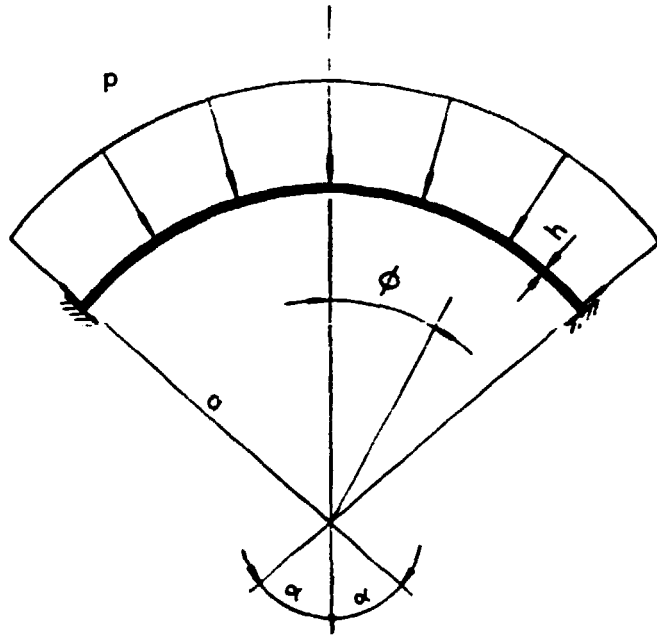


Figura 24: Calota esférica submetida a uma pressão externa (p).

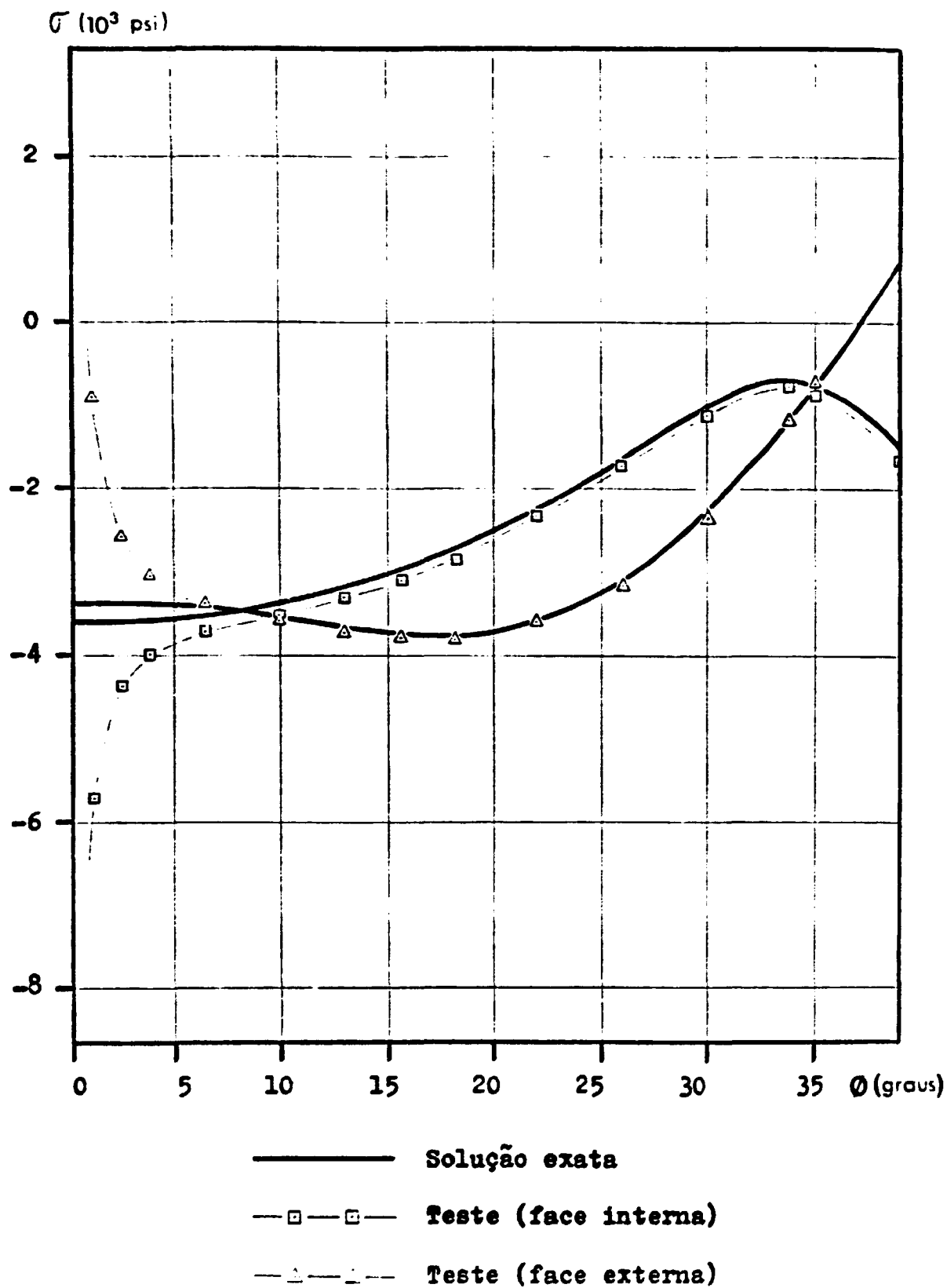


Figura 25: Gráfico de tensões circunferenciais relativas ao teste do elemento de calota esférica.

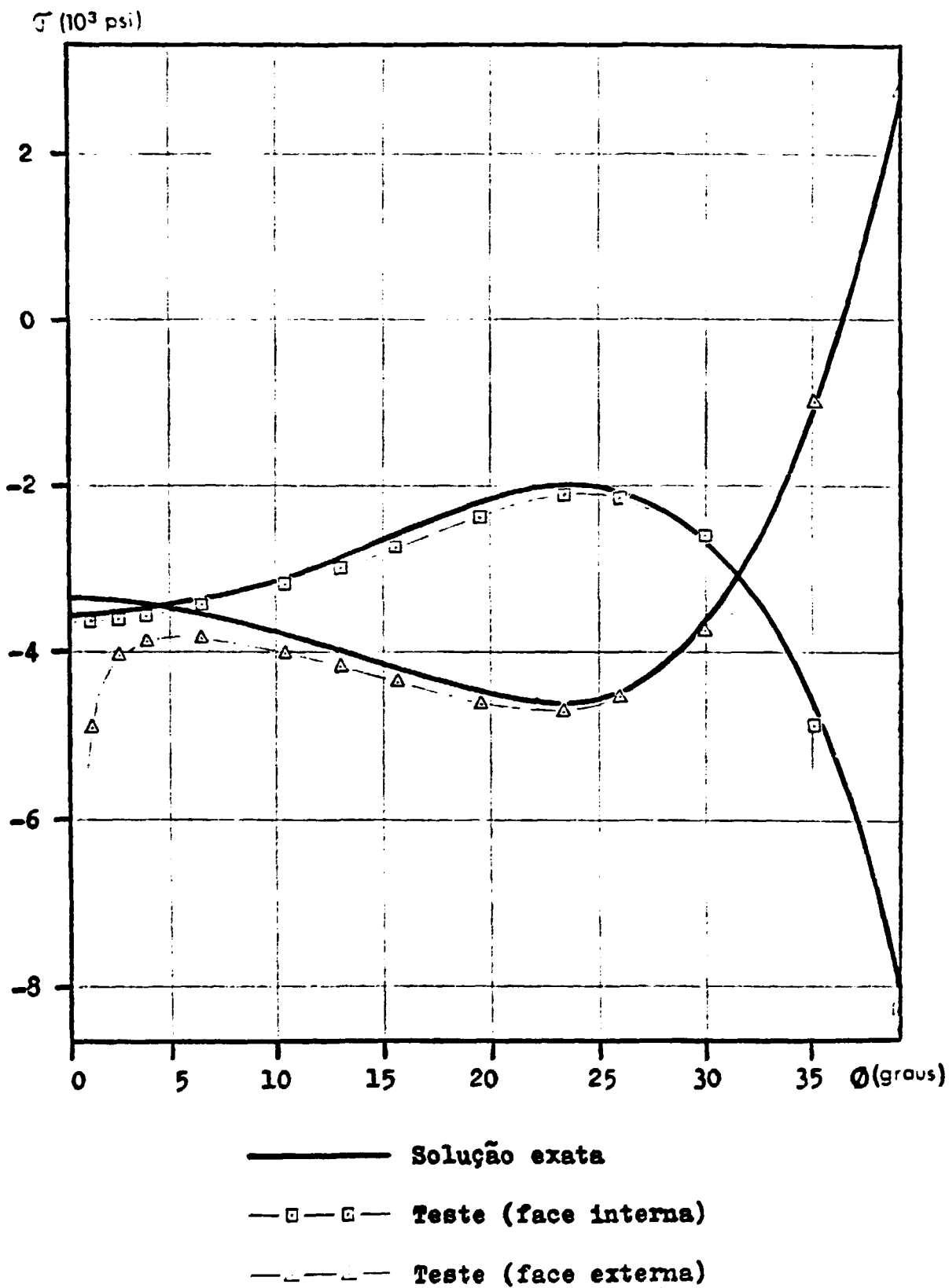


Figura 26: Gráfico de tensões meridionais relativas ao teste do elemento de calota esférica.

- pressão de projeto 17,25 MPa (2500 psi)
- temperatura de projeto 343,3 °C (650 °F)
- esforço de pré-tensão 4,448 MN/paraf (1,0.10⁶ lbf/paraf)
- parafusos:
 - número 48
 - raio nominal 73,025 mm (2,875")
 - raio do furo que o vaza 12,7 mm (0,5")
- materiais:
 - parafusos SA-540, grau B, classe 3
 - anéis SA-508, classe 2
 - cascas SA-533, grau B, classe 1

A Tabela 6 fornece as principais propriedades dos materiais citados acima ([43] [44]), na temperatura de projeto.

5.3.1 Análise de Tensões e Deslocamentos

O vaso de pressão de ANGRA I foi analisado em três situações diferentes:

Caso A: neste caso a análise foi executada utilizando-se o esforço de pré-tensão dos parafusos como sendo o único carregamento externo, ou seja, trata-se do estudo da fase anterior à pressurização do vaso.

Caso B: para este caso os carregamentos utilizados foram a pressão de projeto e o esforço de pré-tensão dos parafusos. Adotou-se a hipótese de que não ocorre escorregamento entre as faces em contato, ou seja, um coeficiente de atrito extremamente alto.

Caso C: neste caso a análise foi executada utilizando-se como carregamentos a pressão de projeto e o esforço de pré-tensão dos parafusos. Utilizou-se um valor finito (0,20) para o coeficiente de atrito entre as faces em contato. Este é um valor intermediário entre aqueles obtidos por Spaas [21] para vasos geometricamente semelhantes ao de ANGRA I.

Segue-se a apresentação dos resultados para cada um dos casos citados.

Tabela 6: Principais propriedades dos materiais do vaso de Angra I, na temperatura de projeto

	ν	ρ	α	S_m	E
SA - 540	0,3	7840	13,338	240,1	1,7971
SA - 508	0,3	7840	13,536	184,2	1,7419
SA - 533	0,3	7840	14,220	184,2	1,7419

Onde: ν - coeficiente de Poisson

ρ - densidade (Kg/m³)

α - coeficiente de expansão térmica (10⁻⁶.°C⁻¹)

S_m - tensão admissível (MPa)

E - módulo de elasticidade (10⁵.MPa)

5.3.1.1 - Caso A: pré-tensionamento dos parafusos

A Figura 27 apresenta uma comparação entre os deslocamentos radiais da superfície externa do vaso, obtidos para o caso A. Estas curvas mostram uma boa concordância entre os resultados fornecidos pelo programa ANESA, e aqueles obtidos através do método dos elementos finitos. De modo geral, pode-se dizer que as deformações que ocorrem na região de contato e nos pontos onde se apoiam os parafusos não influem decisivamente no comportamento da estrutura. Isto fica claro ao se notar que os resultados fornecidos pelo método dos elementos finitos, e aqueles fornecidos pelo programa ANESA, apresentam a mesma tendência de comportamento, o que valida a hipótese de indeformabilidade das seções dos anéis, empregada pela aproximação por anéis rígidos. Note-se ainda que as duas soluções tendem a convergir para valores comuns, para pontos que se afastam das faces do flange. Isto ocorre porque, para as regiões do tampo e do corpo do vaso, ANESA emprega elementos de casca, os quais possuem solução bastante precisa (exceto pelos comentários feitos no item 5.2), e porque os efeitos de flexão estão restritos a regiões próximas às descontinuidades. As Figuras 28, 29, 30 e 31 apresentam os resultados de tensões para este caso de carregamento.

5.3.1.2 - Caso B: pressurização com atrito infinito

A Figura 32 apresenta uma comparação entre os deslocamentos radiais da superfície externa do vaso, obtidos para o caso B. Como no caso anterior, pode-se observar uma boa concordância entre os resultados de ANESA e os obtidos pelo método dos elementos finitos, posto que, em termos de comportamento, ambos apresentam a mesma tendência. Verifica-se também que, a certa distância dos anéis, ambos os resultados convergem para valores comuns.

Quanto ao comportamento individual dos elementos de ANESA, verifica-se que os deslocamentos do anel superior são maiores que aqueles obtidos pelo método dos elementos finitos. Isto provavelmente se deve à hipótese de coeficiente de Poisson nulo, utilizada pela teoria de anel rígido, o que equivale a uma diminuição na rigidez real dos anéis. Esta diminuição de rigidez também ocorre no caso do anel inferior, embora, neste caso, os deslocamentos sejam pouco discrepantes. Ocorre que o programa ANESA considera que os parafusos são engastados ao anel inferior, ou seja, desconsidera os efeitos locais de deformabilidade. Este fator provavelmente compensa a perda de rigidez citada anteriormente. As Figuras 33, 34, 35 e 36 apresentam os resultados de tensões para este caso de carregamento.

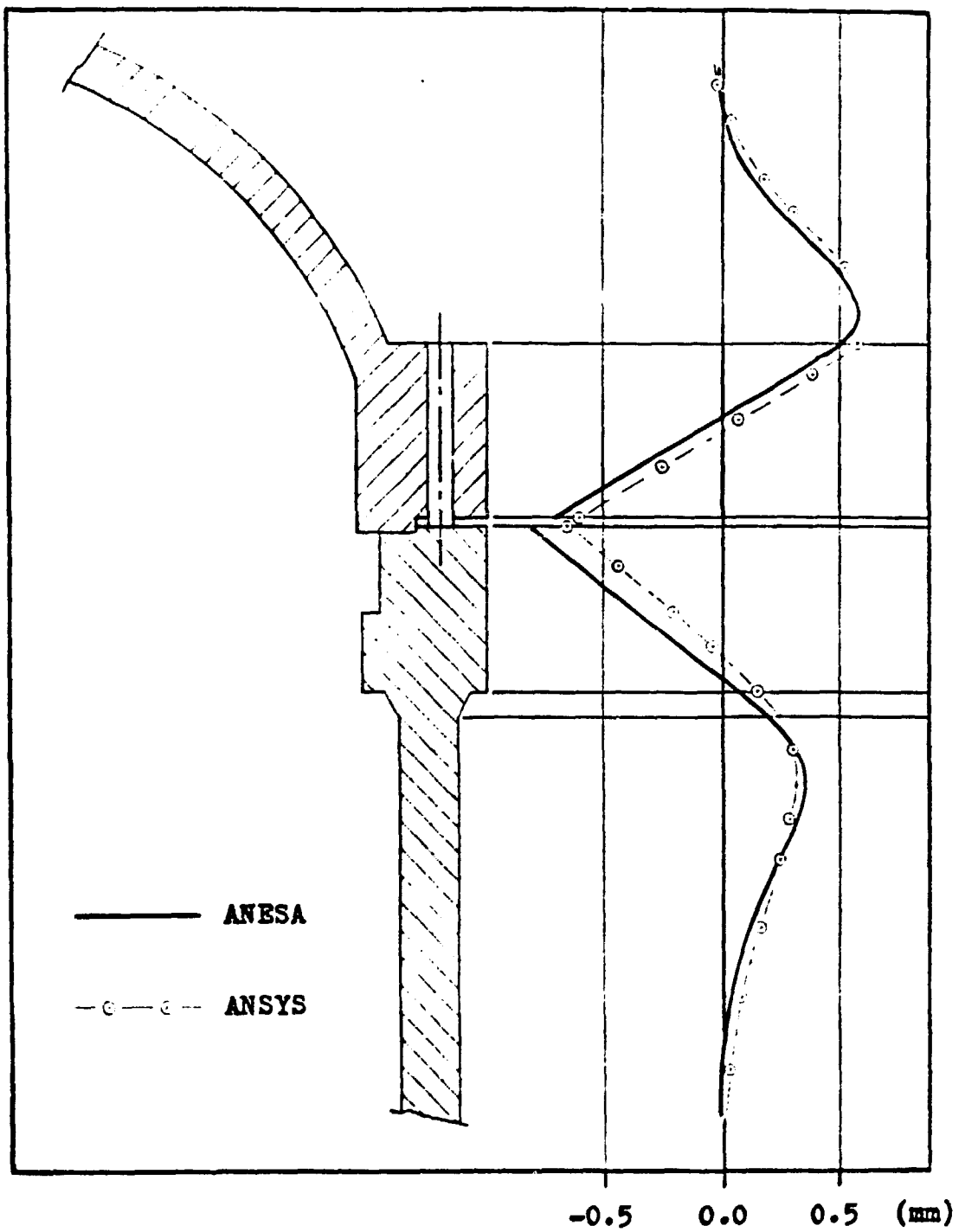


Figura 27: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso A).

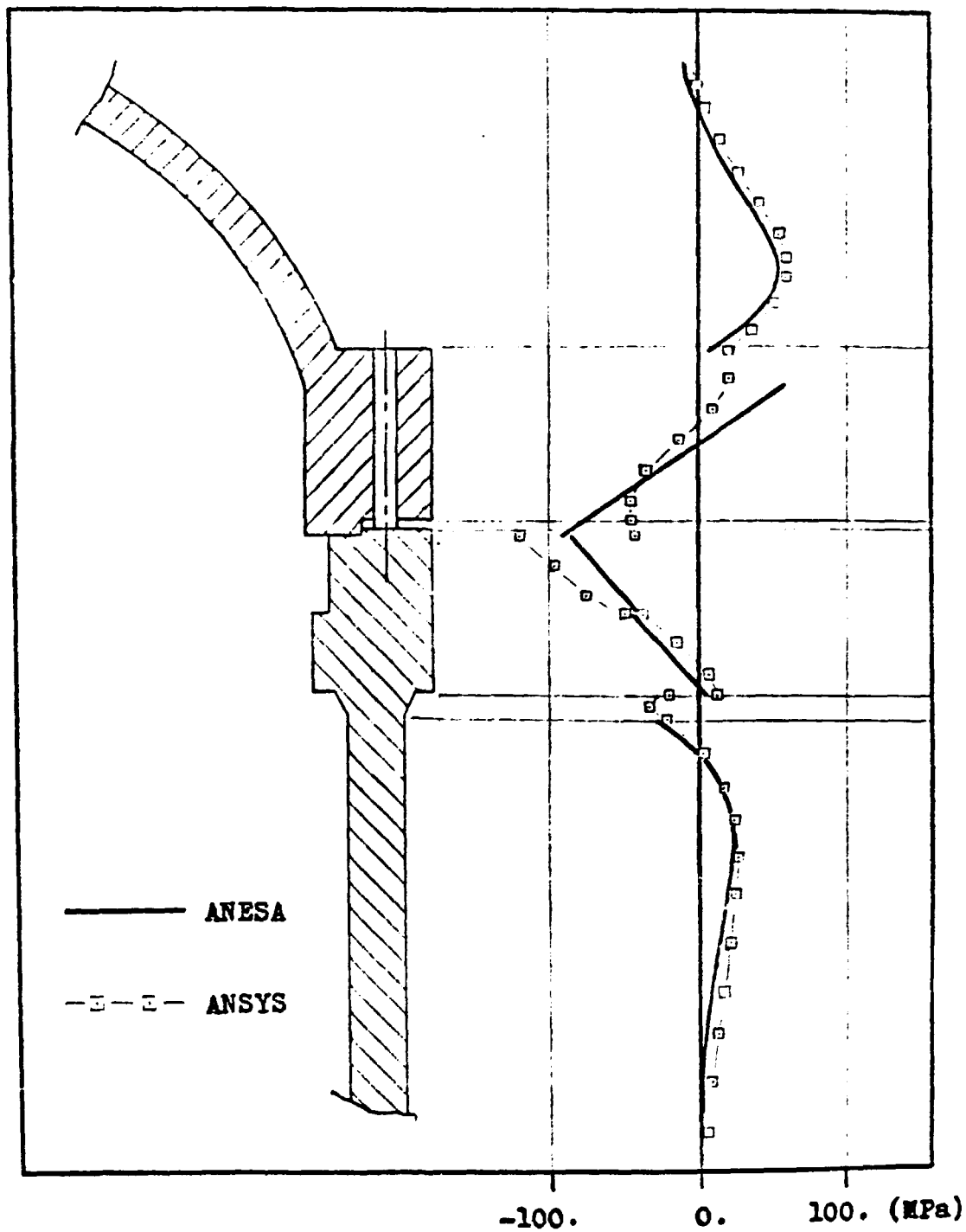


Figura 28: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso A).

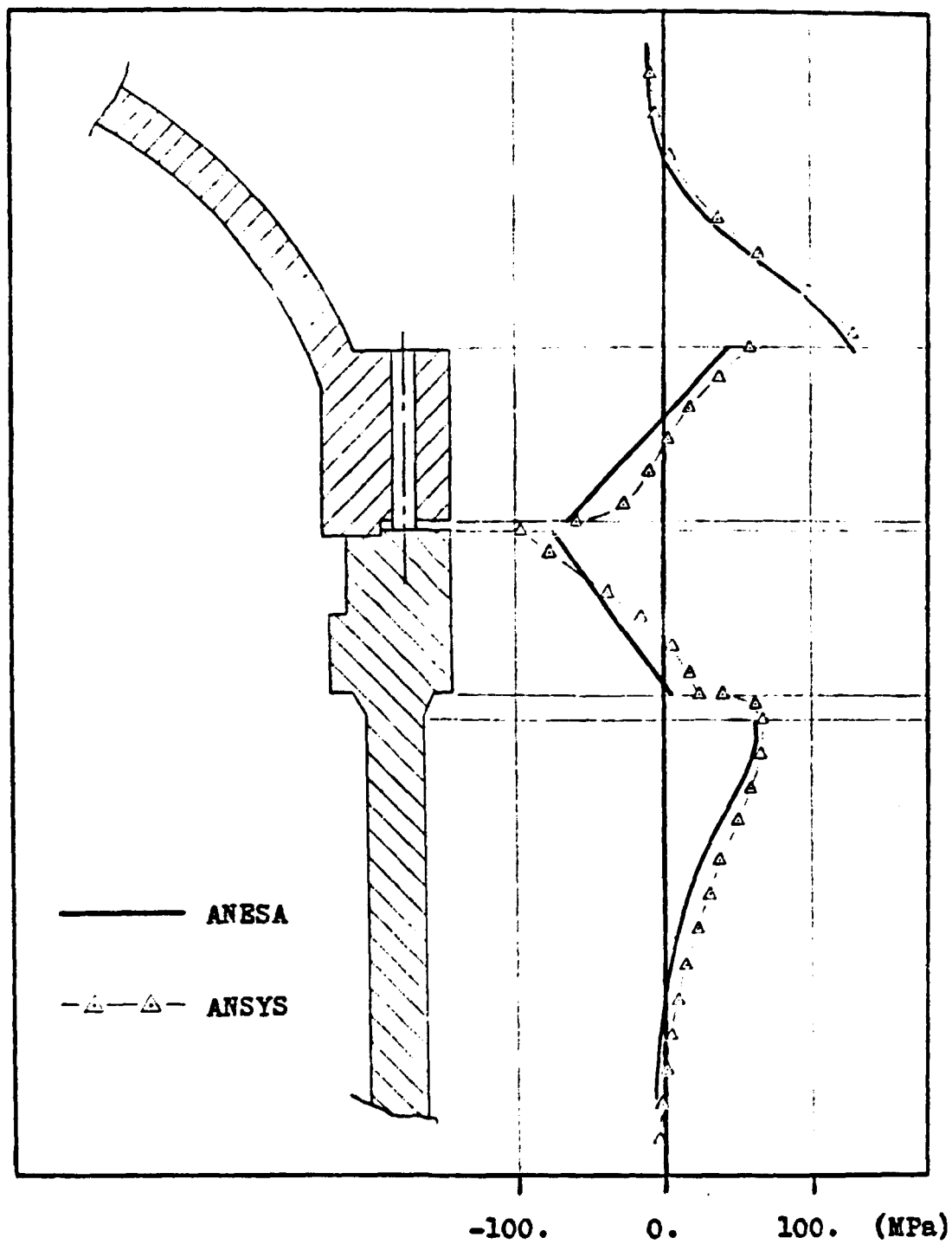


Figura 29: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso A).

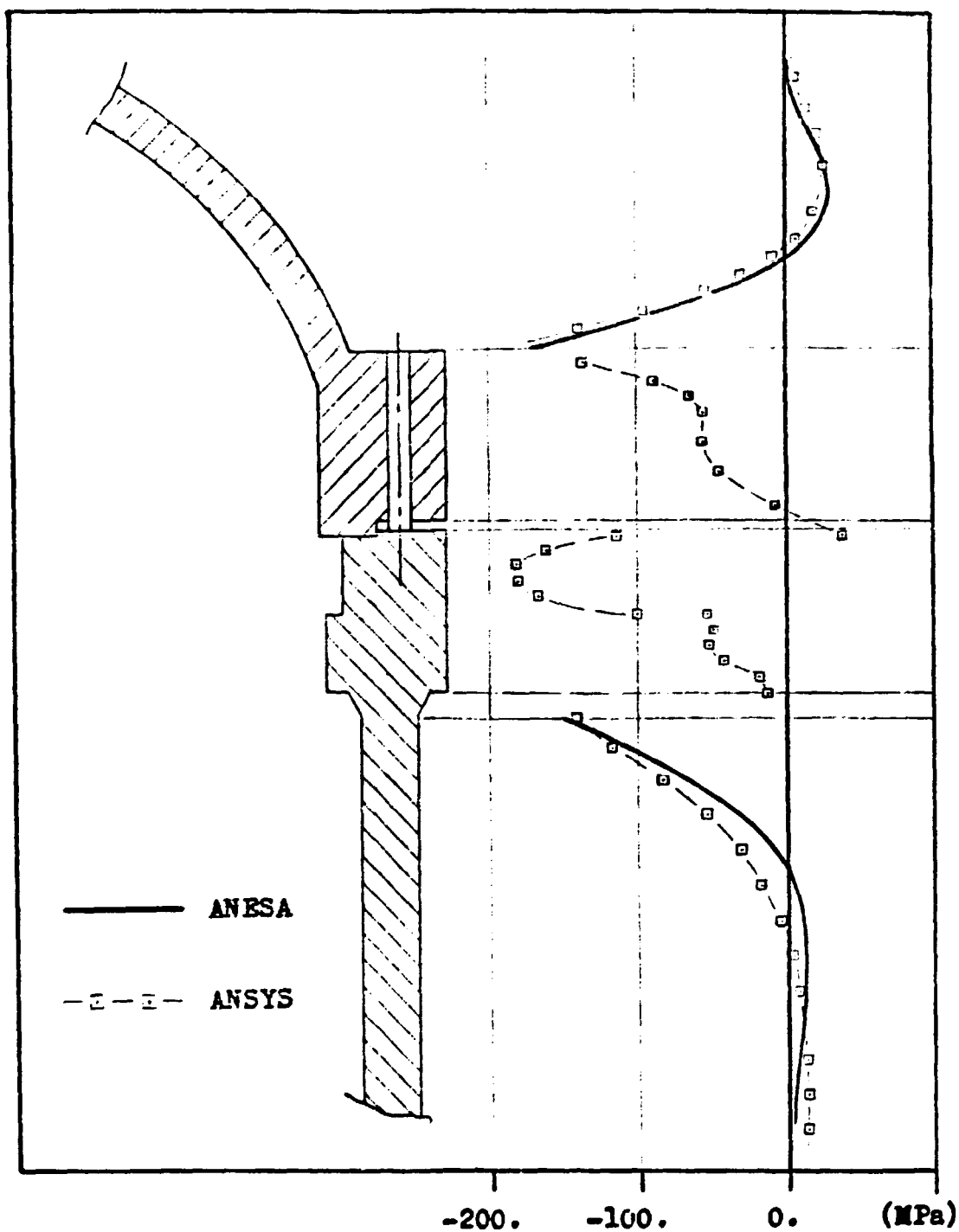


Figura 30: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso A).

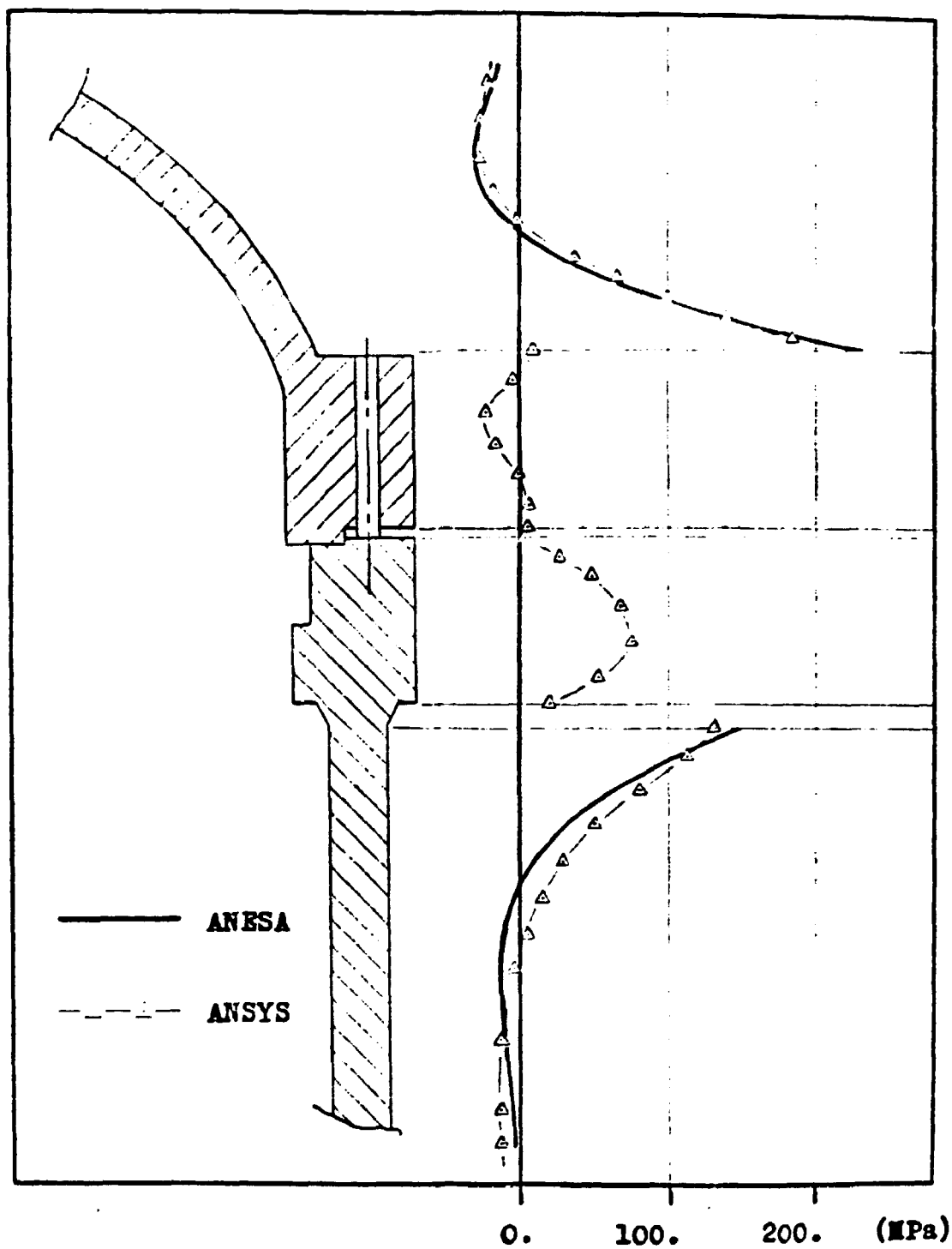


Figura 31: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso A).

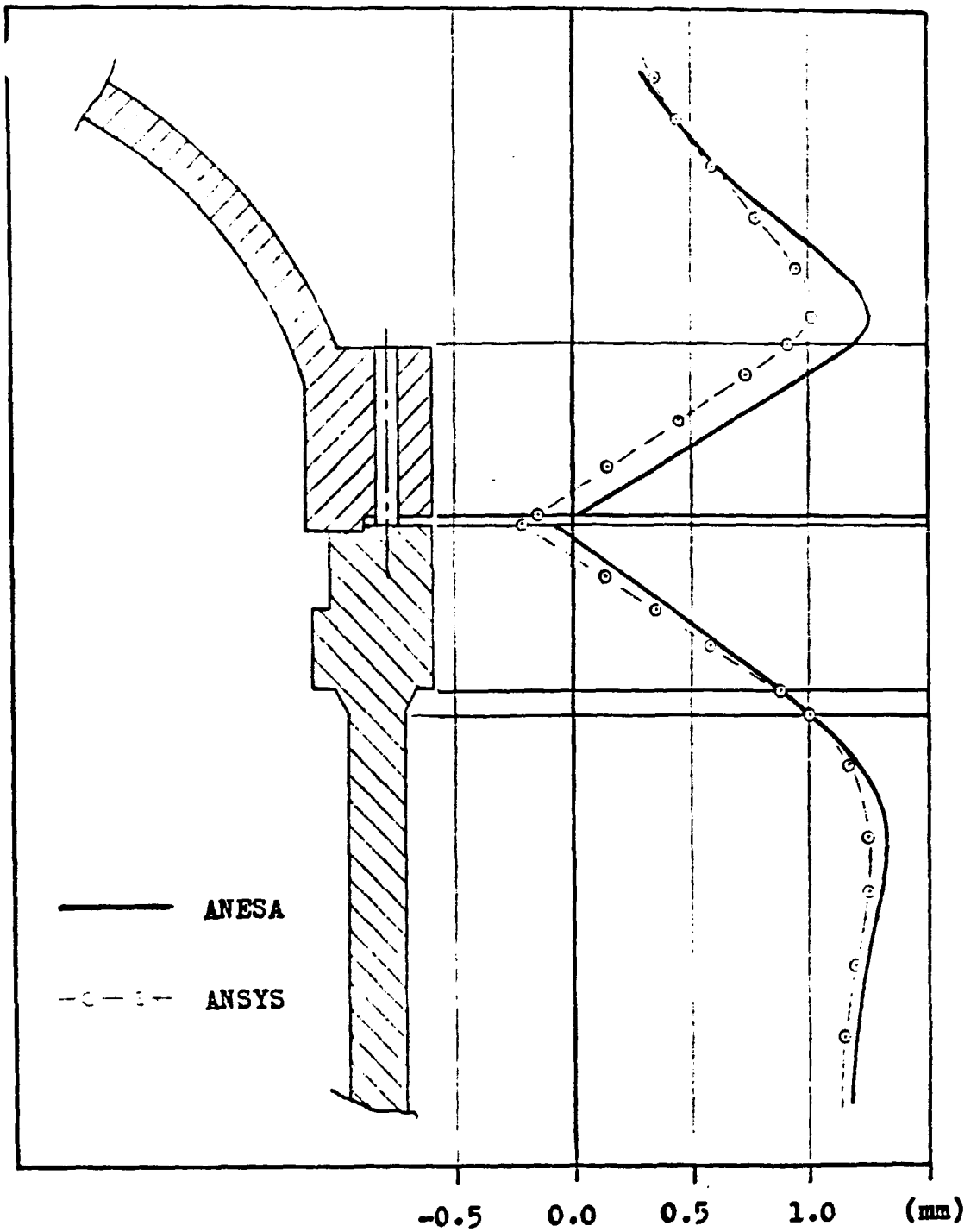


Figura 32: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso B).

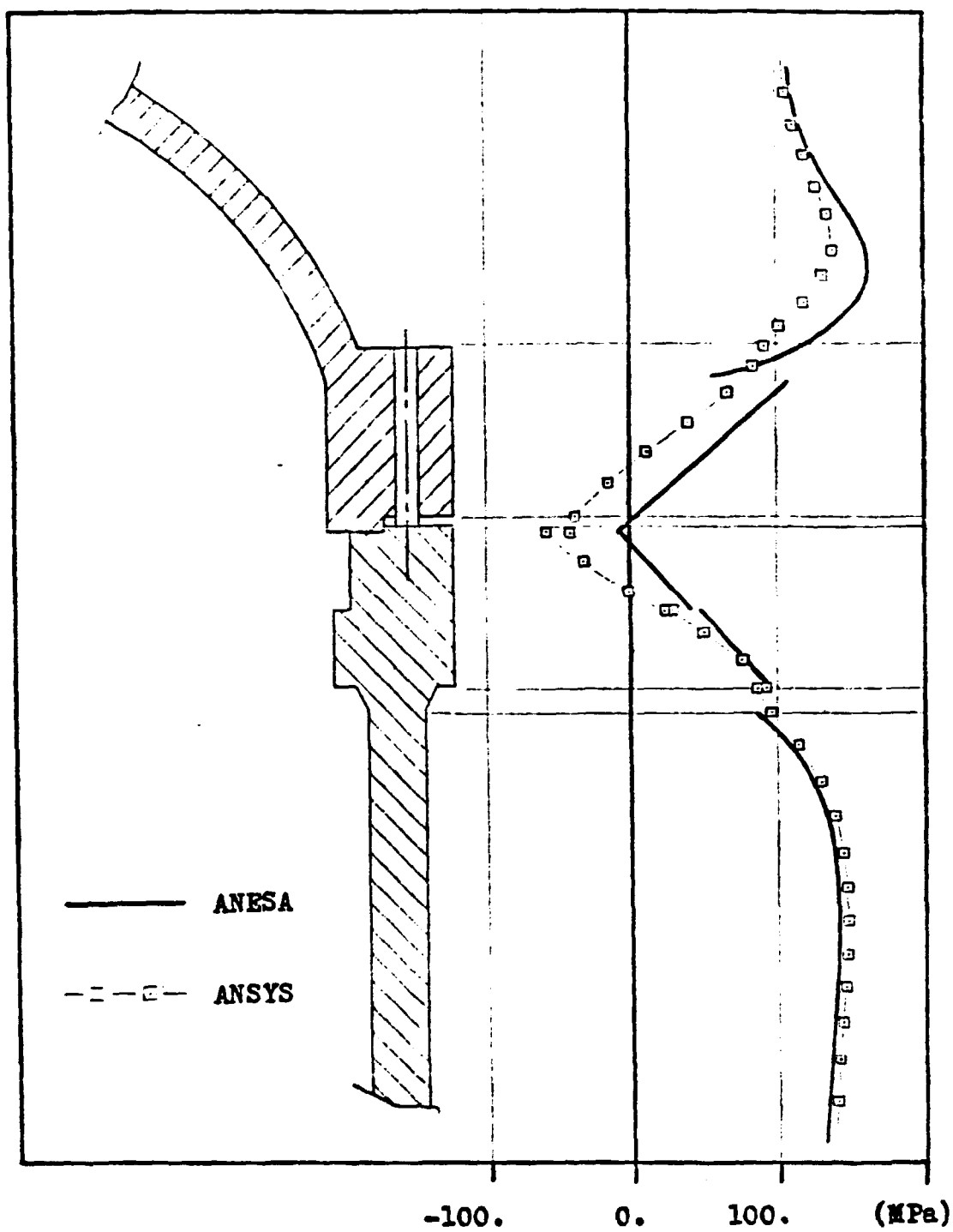


Figura 33: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso B).

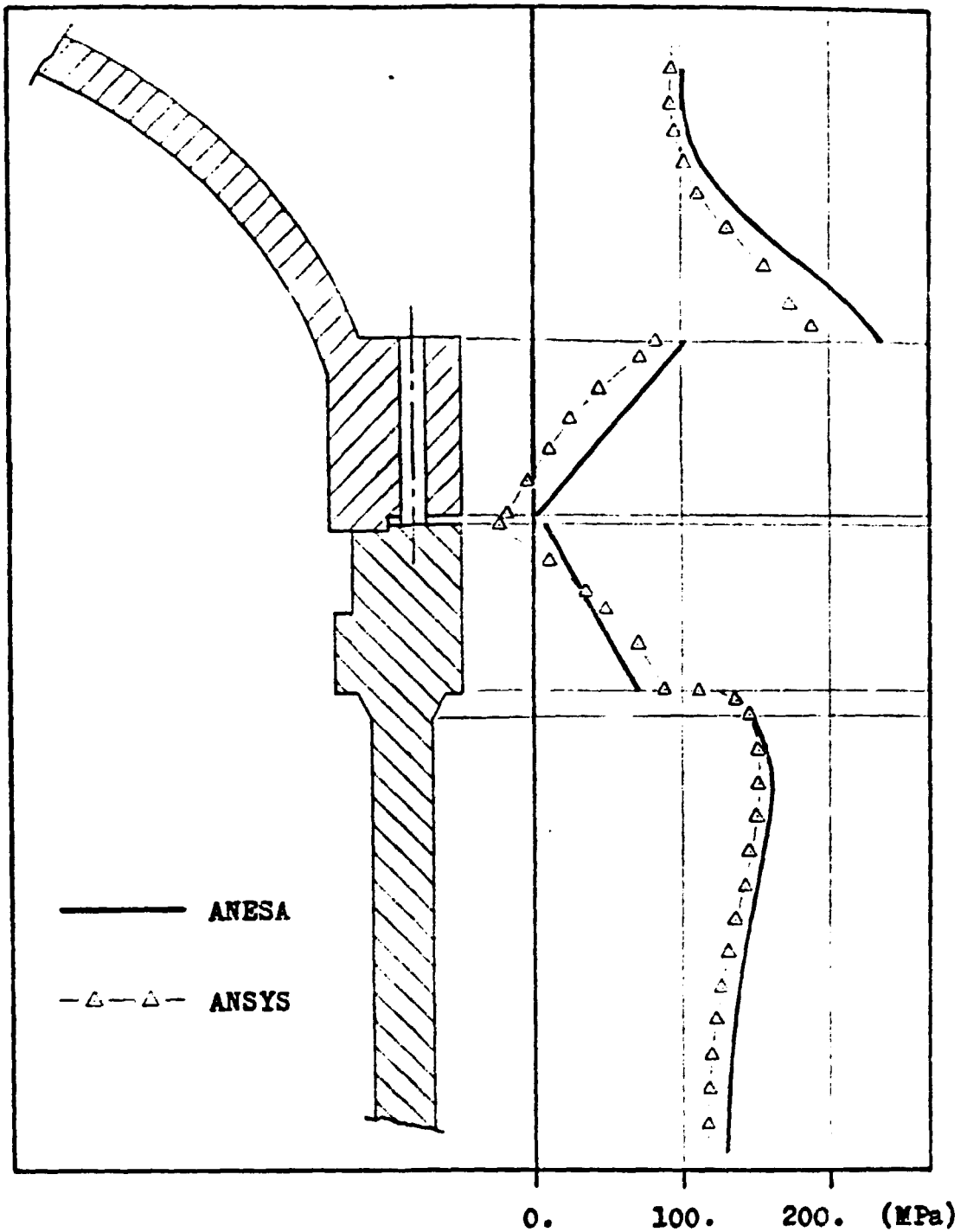


Figura 34: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso B).

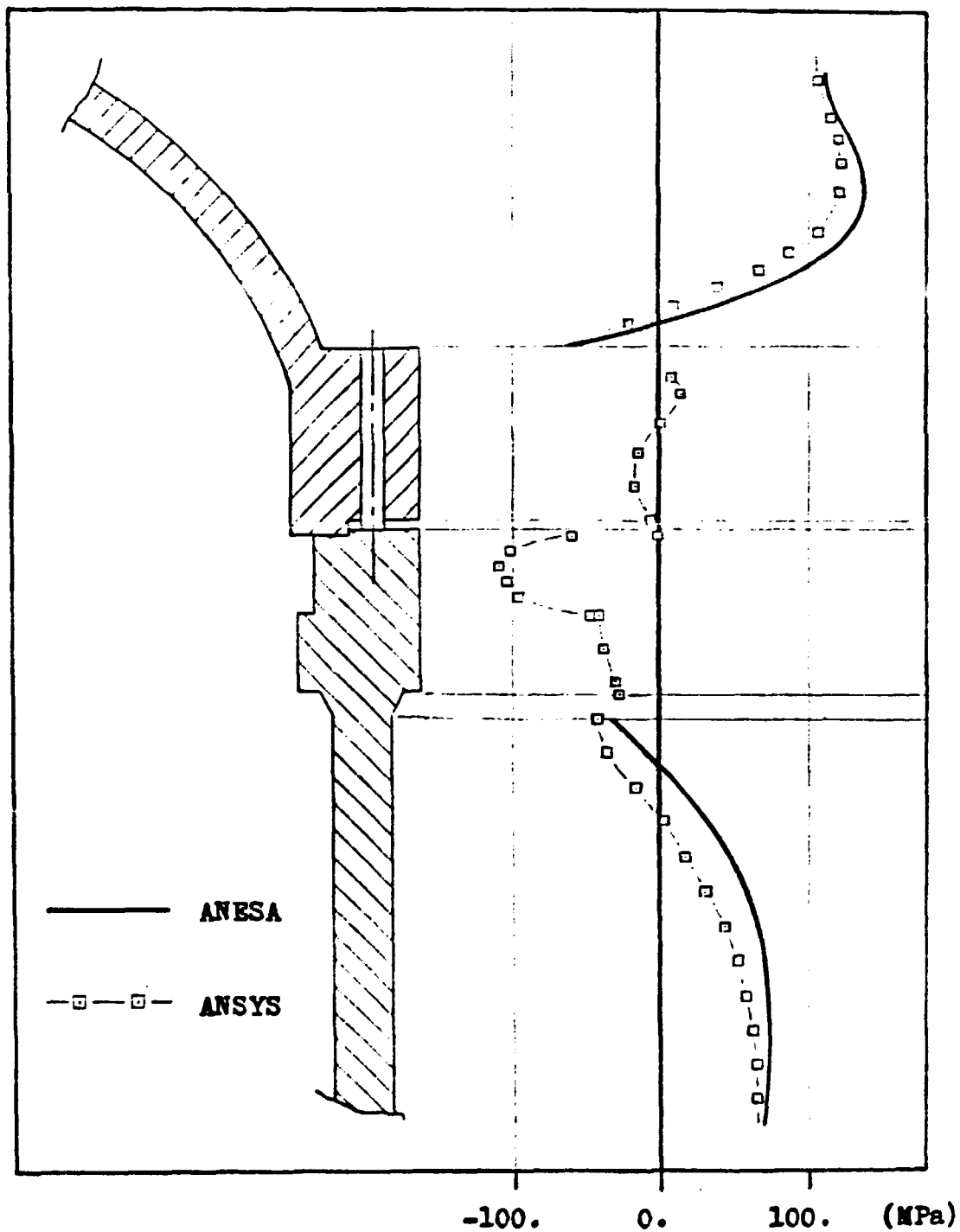


Figura 35: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso B).

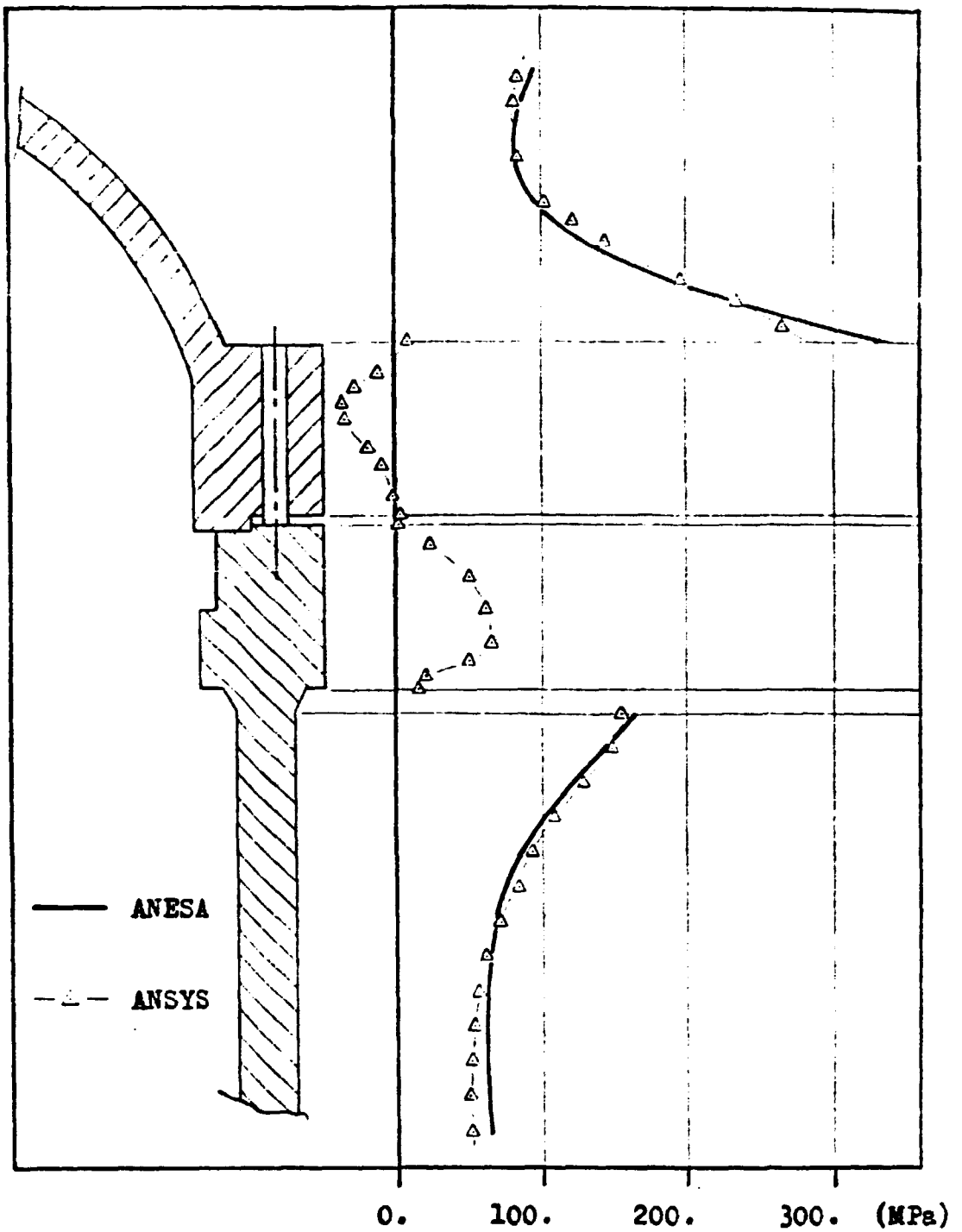


Figura 36: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso B).

5.3.1.3 - Caso C: pressurização com escorregamento

A análise efetuada para este caso, tanto pelo método dos elementos finitos como pelo programa ANESA, mostrou que, para o coeficiente de atrito adotado (0,20), ocorre escorregamento relativo entre as faces dos flanges. Para a análise executada com o programa ANESA, o deslocamento radial relativo, verificado no ponto de contato, foi de 0,89 mm, enquanto que a análise utilizando o código ANSYS apresentou um deslocamento relativo de 0,22 mm. Esta discrepância de resultados ocorre porque o método desenvolvido baseia-se na hipótese de indeformabilidade da seção transversal dos flanges, ou seja, o único modo da estrutura se acomodar é através do escorregamento; daí um deslocamento relativo maior. No caso da análise executada pelo método dos elementos finitos, o deslocamento relativo é menor porque, além da ocorrência de escorregamento, a estrutura ainda pode se acomodar através da deformação dos elementos constituintes do modelo.

A Figura 37 apresenta uma comparação entre os deslocamentos radiais da superfície externa do vaso, obtidos para o caso C. Verifica-se que o comportamento geral de ambos os modelos ainda segue a mesma tendência, com ambos convergindo para os mesmos valores nas regiões das cascas, apesar de apresentarem discrepâncias maiores na região dos anéis. As figuras 38, 39, 40 e 41 apresentam os resultados de tensões para este caso.

5.3.2 Análise do Ponto de Contato

A análise do ponto de contato entre os flanges, efetuada pelo programa ANESA, parte de um raio qualquer adotado e fornece como resultado o raio de contato da superfície dos flanges. Para o caso exemplo em estudo, os resultados dos três casos de carregamento (A, B e C) forneceram o ponto médio entre as gaxetas do flange como sendo o ponto de contato.

No caso da análise utilizando o código ANSYS, foram utilizados cinco elementos de contato, esquematizados na Figura 42. Grosseiramente, este elemento mantém os nós em contato, até que uma força de tração passe a atuar através dele; a partir deste instante o elemento 'abre', ou seja, deixa de haver contato no ponto considerado. Para o caso exemplo em estudo, a análise dos três casos de carregamento mostrou que o único elemento que não 'abriu' foi aquele correspondente ao ponto médio entre as gaxetas do flange, o que significa que este é o ponto de contato entre as faces. Portanto, verifica-se que, para os três casos de carregamento utilizados, ANESA reproduziu o ponto o ponto de contato fornecido pelo código ANSYS.

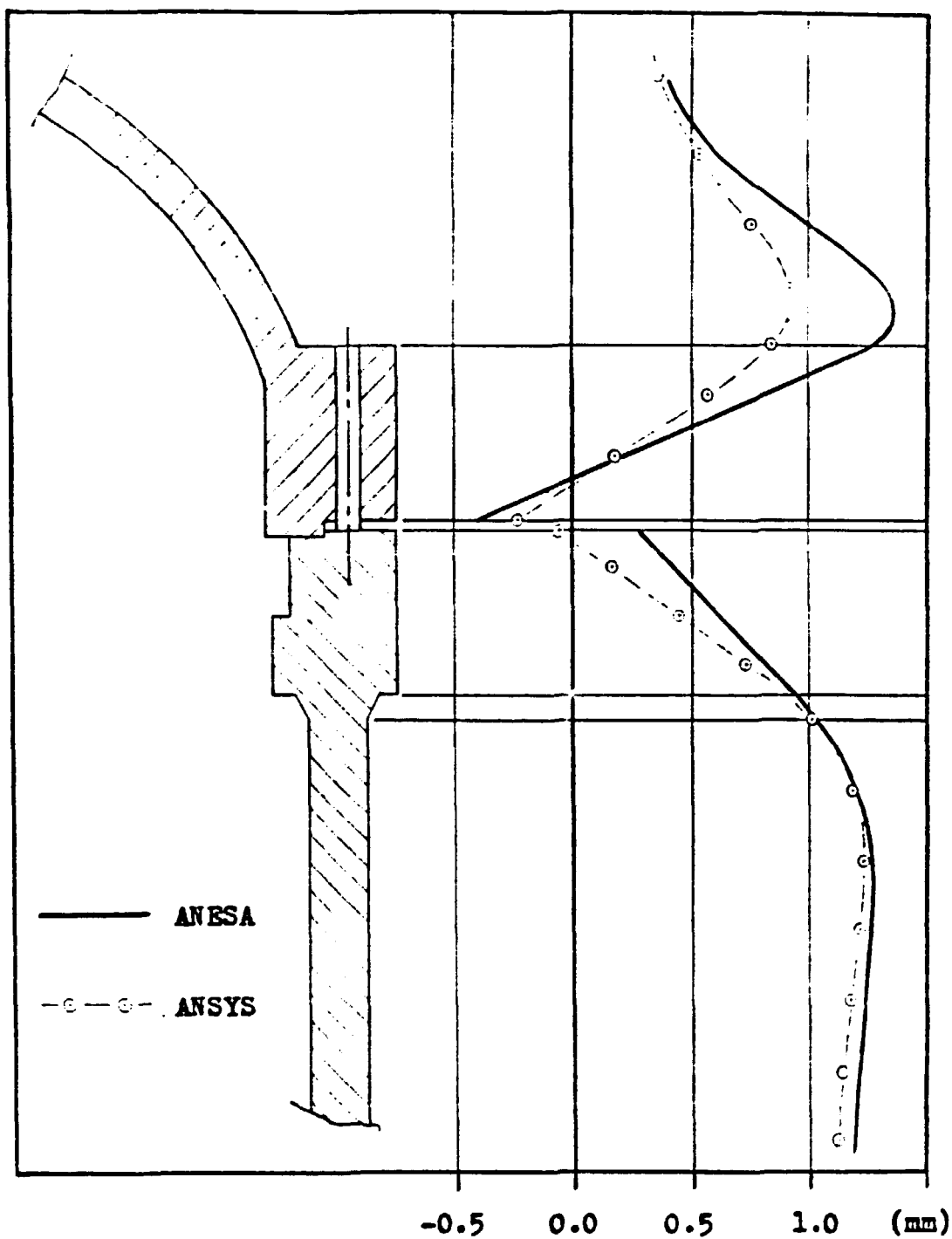


Figura 37: Gráfico de deslocamentos horizontais da face externa (caso C).

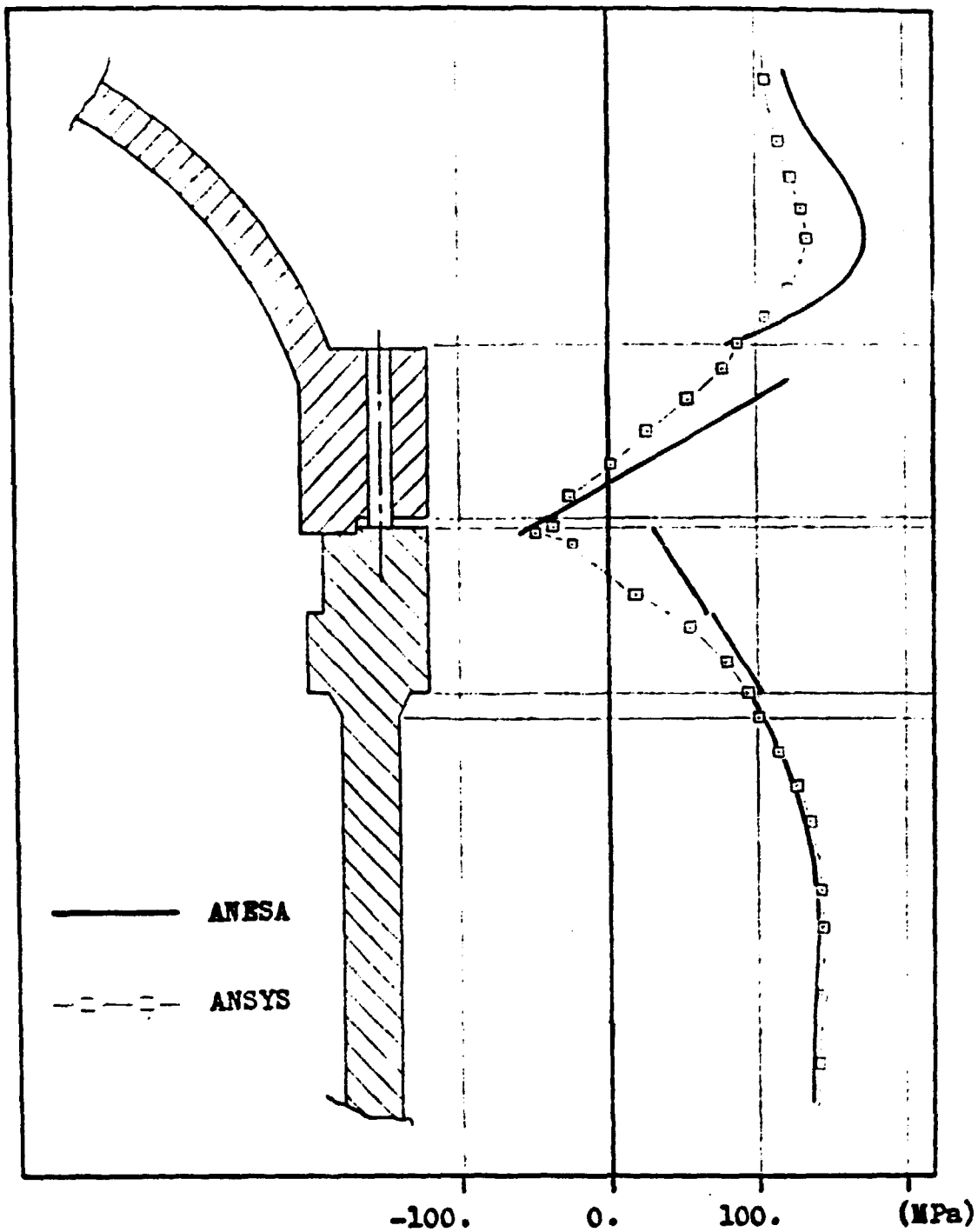


Figura 38: Gráfico de tensões circunferenciais na face interna (caso C).

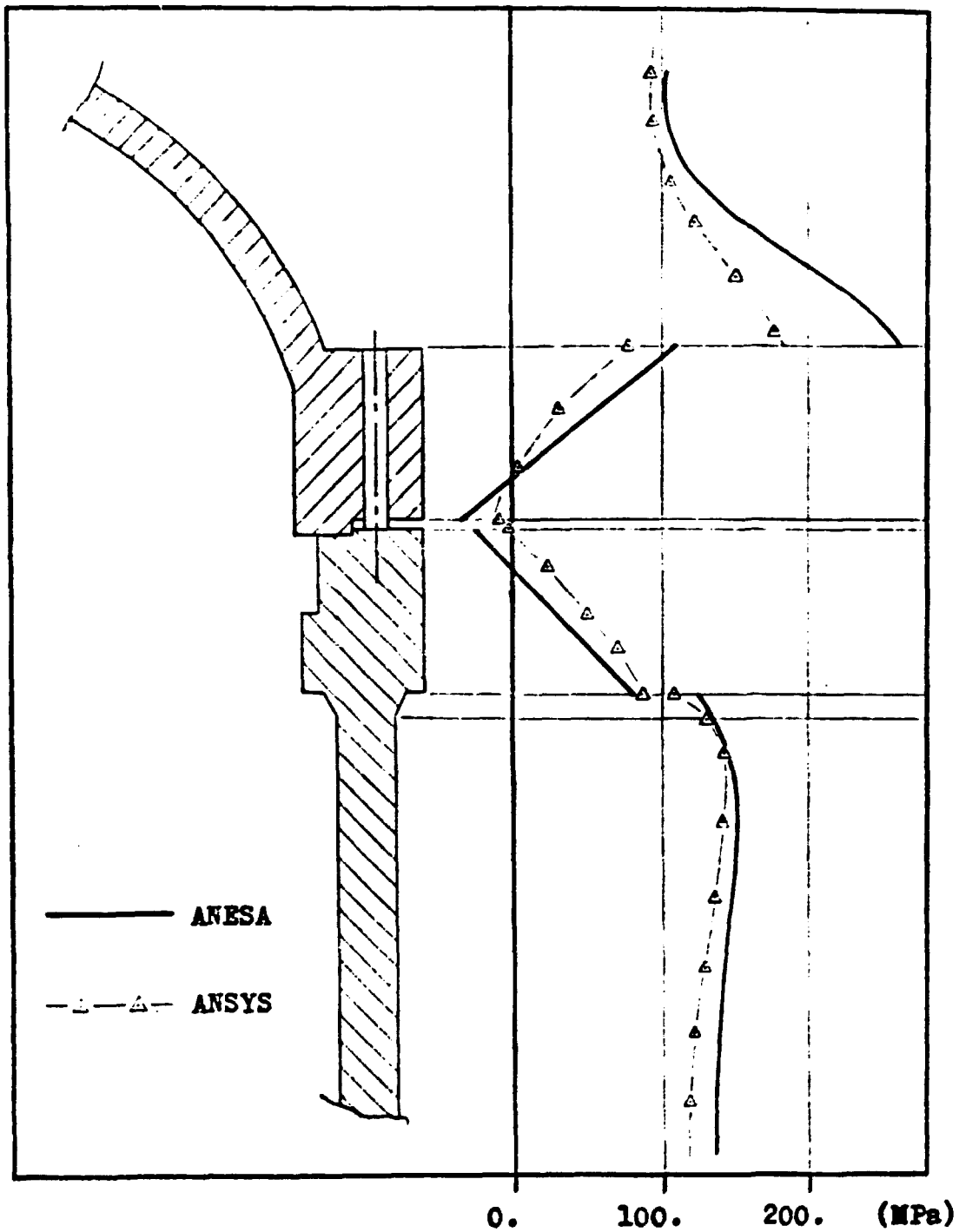


Figura 39: Gráfico de tensões circunferenciais na face externa (caso C).

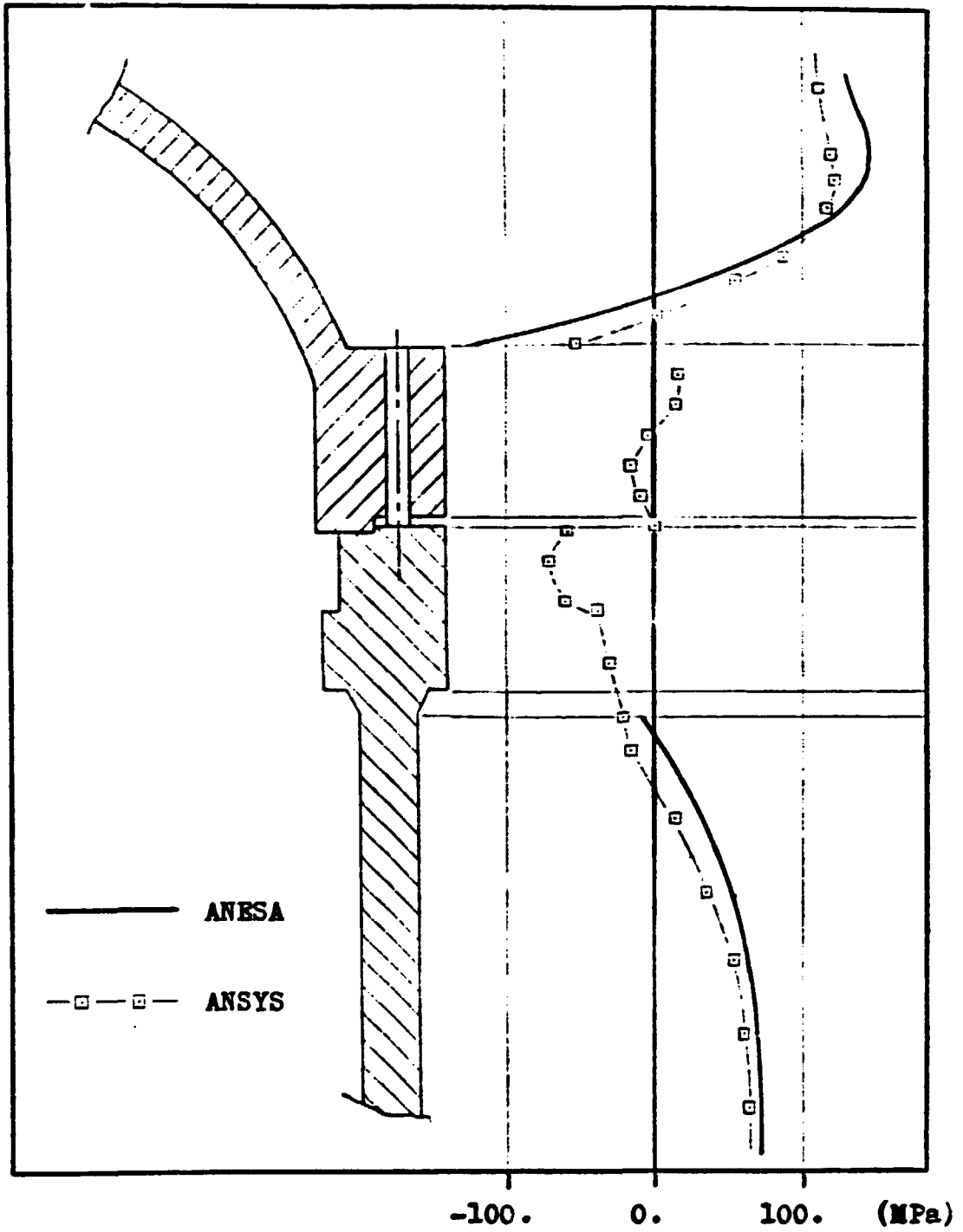


Figura 40: Gráfico de tensões meridionais na face interna (caso C).

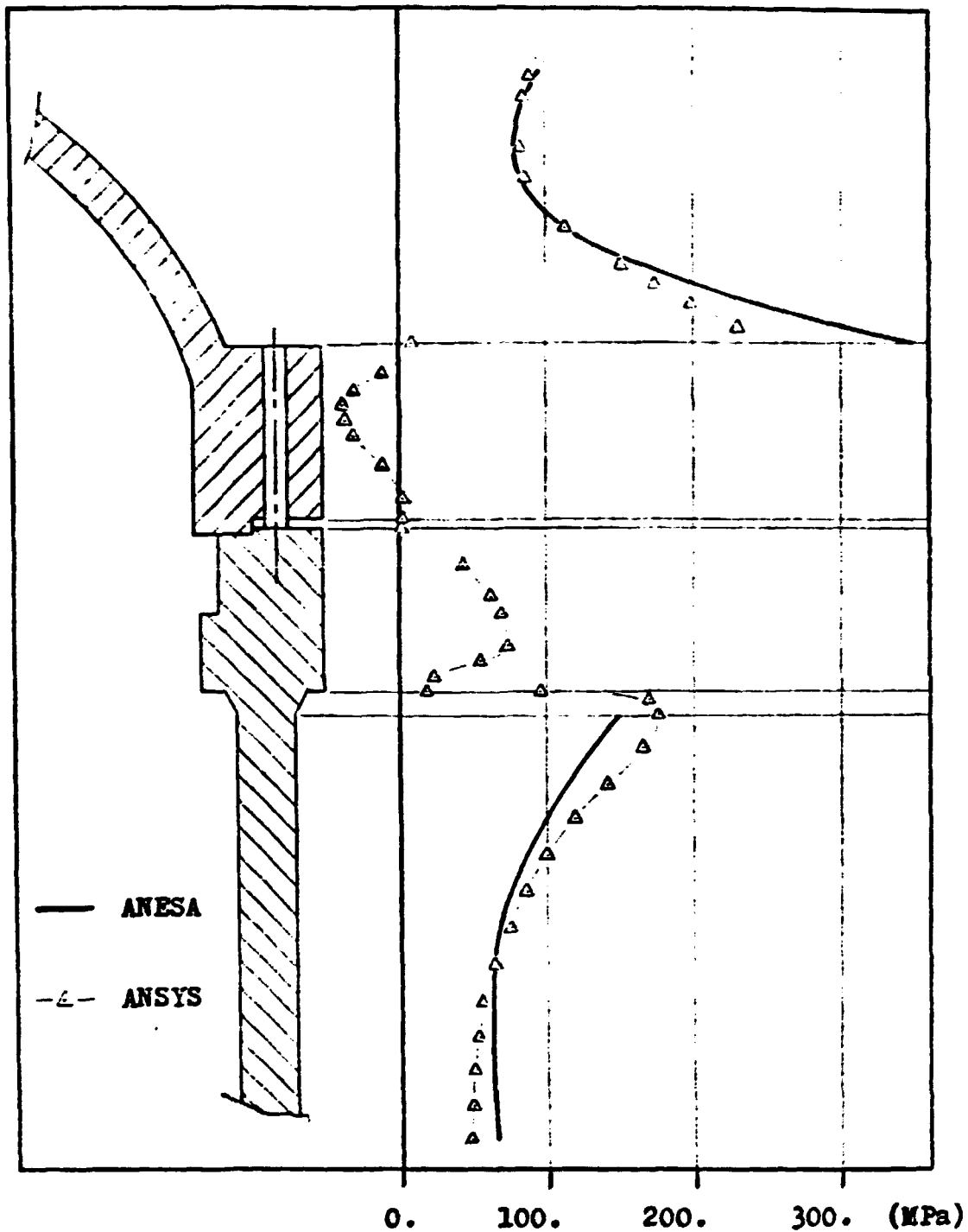


Figura 41: Gráfico de tensões meridionais na face externa (caso C).

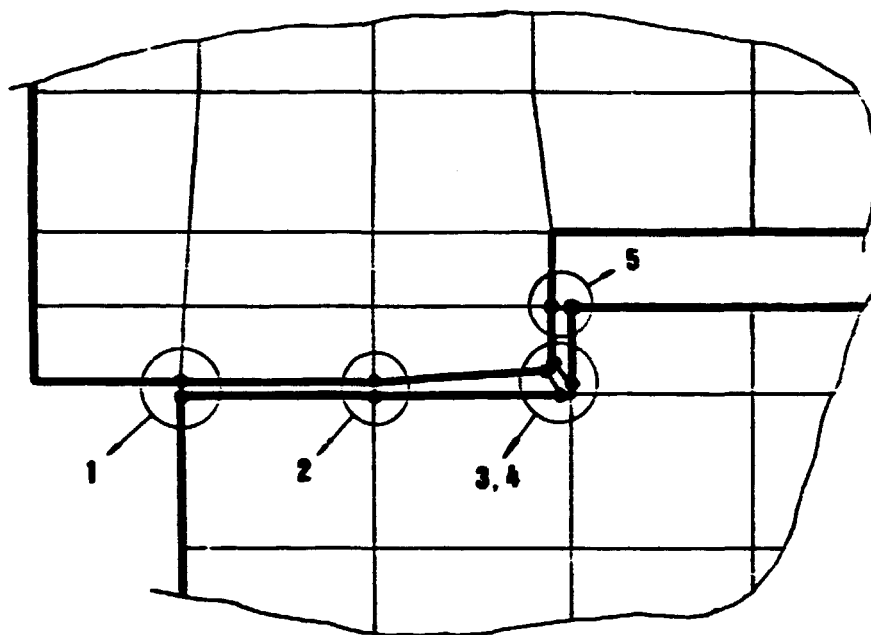


Figura 42: Esquematização dos elementos de contato utilizados na análise com o código ANSYS.

CAPÍTULO 6

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

6.1 - CONCLUSÕES

No capítulo anterior verificou-se que o programa ANESA reproduz com razoável precisão o comportamento dos deslocamentos radiais (e consequentemente de tensões) obtidos através do código ANSYS.

Os maiores desvios dos resultados de ANESA, em relação aos resultados fornecidos pelo código ANSYS, verificaram-se na região dos anéis dos flanges. Isto já era esperado, posto que, para os elementos desta região, ANESA emprega a teoria de anel rígido, a qual utiliza a hipótese de indeformabilidade das seções dos anéis ($\nu = 0$). Esta hipótese torna os anéis menos rígidos do que realmente são e, consequentemente, faz com que seus deslocamentos radiais sejam maiores que aqueles fornecidos pelo código ANSYS ($\nu \neq 0$). No caso do anel inferior, esta característica do elemento é contrabalançada pelo fato de ANESA não considerar a flexibilidade local das regiões onde os parafusos são engastados ao anel; isto aumenta a rigidez do elemento, ao contrário da hipótese citada anteriormente.

Quanto à região de contato do flange em análise, ANESA mostrou-se capaz de prever o ponto de contato e a ocorrência de escorregamento entre as faces. Entretanto, é difícil comparar resultados locais (como os deslocamentos relativos no contato, no caso em que há ocorrência de escorregamento), posto que o código ANSYS trabalha com elementos deformáveis, e ANESA utiliza anéis de seção constante.

Apesar dos desvios de comportamento verificados, julgamos que o programa ANESA atingiu seu objetivo de servir como uma ferramenta auxiliar na fase de concepção de vasos de pressão com uniões flangeadas, posto que a tendência de comportamento da estrutura é bem reproduzida.

6.2 - RECOMENDAÇÕES

Em seu estágio atual, o programa ANESA pode ser aplicado somente à análise de um número reduzido de estruturas axissimétricas. Para melhorar sua aplicabilidade, recomenda-se o desenvolvimento dos seguintes elementos: setor esférico, cone de espessura constante e placa plana.

Outra limitação de ANESA é ter sido concebido para realizar análises, tendo a pressão interna e a pré-tensão dos parafusos (no caso de estruturas flangeadas) como os únicos carregamentos atuantes. Recomenda-se que, em cada elemento constante do programa, sejam implementados termos de carregamento relativos a variações de temperatura através da estrutura. Isto significa a introdução de análise térmica no programa, o que amplia a gama de casos reais aos quais ANESA é aplicável.

APÊNDICES

APÊNDICE I: Desenvolvimento do Elemento de Calota Esférica

A rotação (θ_i) e o deslocamento total (δ_i) de um elemento de casca esférica, num ponto qualquer (i), são dados por

$$\delta_i = \delta_i^H \cdot H + \delta_i^M \cdot M + \Delta \cdot p \quad (\text{I-1})$$

$$\theta_i = \theta_i^H \cdot H + \theta_i^M \cdot M + \theta \cdot p \quad (\text{I-2})$$

onde (H) e (M) são respectivamente o esforço horizontal e o momento por unidade de comprimento atuantes na extremidade do elemento, e (p) é a pressão interna à casca. (δ_i^H), (δ_i^M), (θ_i^H) e (θ_i^M) são coeficientes que dependem da posição angular que se esteja considerando. Δ e θ são coeficientes independentes da posição.

A determinação dos coeficientes das equações (I-1) e (I-2) pode ser feita utilizando-se um método aproximado para a análise de esfera, desenvolvido na referência [31].

Considere-se a casca genérica apresentada na Figura (I-1), e a nomenclatura a ela associada. A partir da teoria geral de cascas, pode-se obter as seguintes equações simplificadas para uma casca esférica:

$$\frac{d^2 Q_\phi}{d\phi^2} + \cotg \phi \cdot \frac{dQ_\phi}{d\phi} - (\cotg^2 \phi - \nu) \cdot Q_\phi = E \cdot h \cdot \theta \quad (\text{I-3})$$

$$\frac{d^2 \theta}{d\phi^2} + \cotg \phi \cdot \frac{d\theta}{d\phi} - (\cotg^2 \phi + \nu) \cdot \theta = - \frac{r^2 \cdot Q_\phi}{D} \quad (\text{I-4})$$

onde Q_ϕ é uma força cortante e θ uma rotação.

Vamos introduzir as variáveis:

$$Q_1 = Q_\phi \cdot \sqrt{\sen \phi} \quad \text{e} \quad \theta_1 = \theta \cdot \sqrt{\sen \phi}$$

de onde se tem:

$$Q_\phi = \frac{Q_1}{\sqrt{\sen \phi}} \quad , \quad \theta = \frac{\theta_1}{\sqrt{\sen \phi}} \quad (\text{I-5})$$

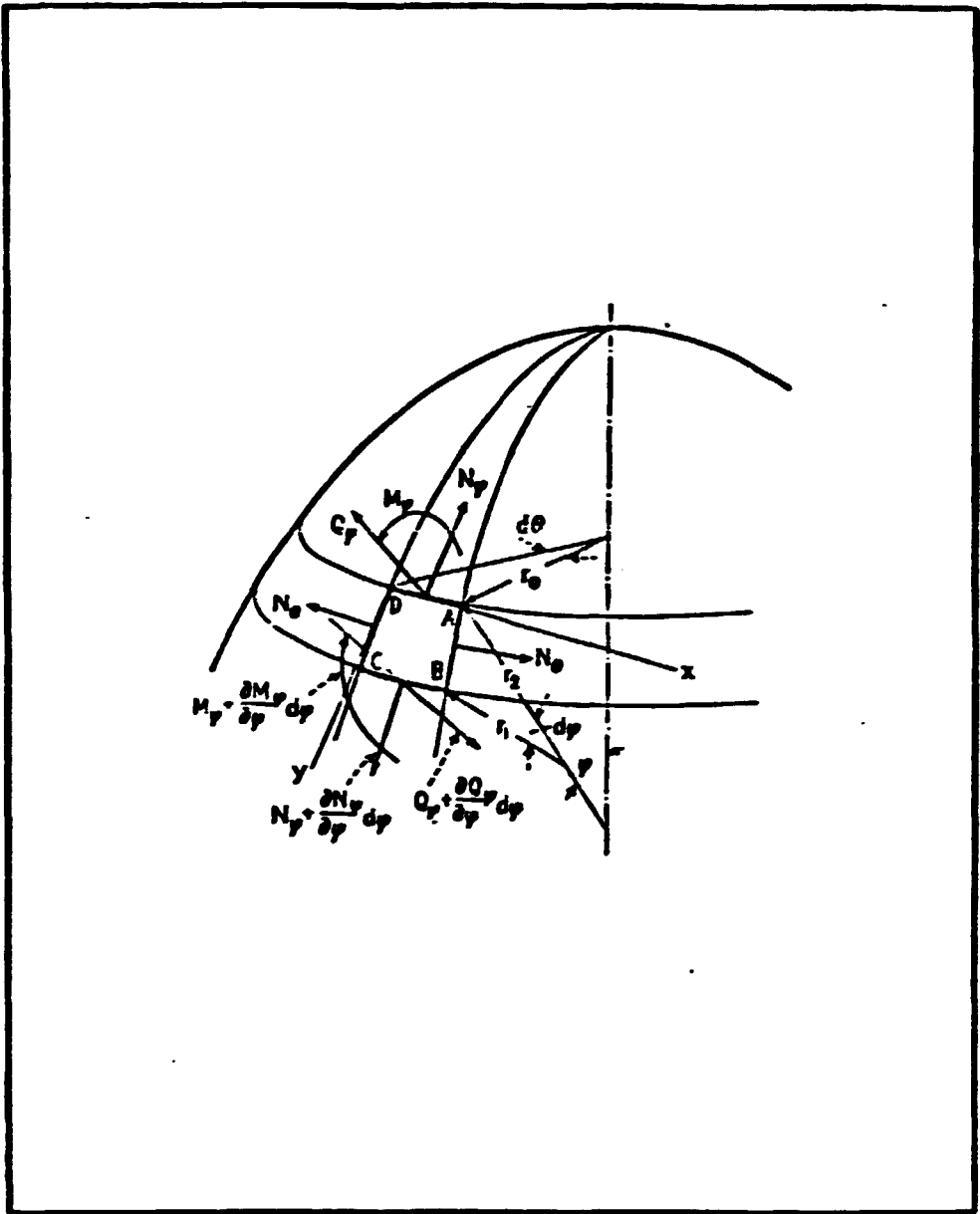


Figura I-1: Casca fina genérica e nomenclatura a ela associada.

Substituindo as expressões (I-5) em (I-3) e (I-4), verifica-se que as primeiras derivadas desaparecem. Desprezando-se ainda os termos com Q_1 e θ_1 em face dos valores das segundas derivadas, chega-se a:

$$\frac{d^2 Q_1}{d\phi^2} = E.h.e_1 \quad (I-6)$$

$$\frac{d^2 e_1}{d\phi^2} = - \frac{r^2.Q_1}{D} \quad (I-7)$$

Combinando-se (I-6) com (I-7), vem:

$$\frac{d^4 Q_1}{d\phi^4} + 4.\lambda^4.Q_1 = 0 \quad (I-8)$$

onde $\lambda^4 = 3.(1 - \nu^2).(r/h)^2$

A solução geral de (I-8) é:

$$Q_1 = C_1.e^{\lambda\phi}.\cos(\lambda\phi) + C_2.e^{\lambda\phi}.\sen(\lambda\phi) + \\ + C_3.e^{-\lambda\phi}.\cos(\lambda\phi) + C_4.e^{-\lambda\phi}.\sen(\lambda\phi) \quad (I-9)$$

A Figura (I-2) apresenta o elemento de calota esférica e seus esforços de extremidade H e M, considerados separadamente. Para que haja consistência nos resultados, quando θ decresce Q_1 também deve decrescer; para isto faz-se $C_3 = C_4 = 0$. Portanto:

$$Q_1 = C_1.e^{\lambda\phi}.\cos(\lambda\phi) + C_2.e^{\lambda\phi}.\sen(\lambda\phi) \quad (I-10)$$

Introduzindo o ângulo $\psi = (\alpha - \phi)$, e as novas constantes C e γ , pode-se escrever (I-10) do seguinte modo:

$$Q_1 = C.e^{-\lambda\psi}.\sen(\lambda\psi + \gamma) \quad (I-11)$$

De (I-6) e (I-7), tem-se:

$$\theta_1 = \frac{1}{E.h} . \frac{d^2 Q_1}{d\phi^2} \quad (I-12)$$

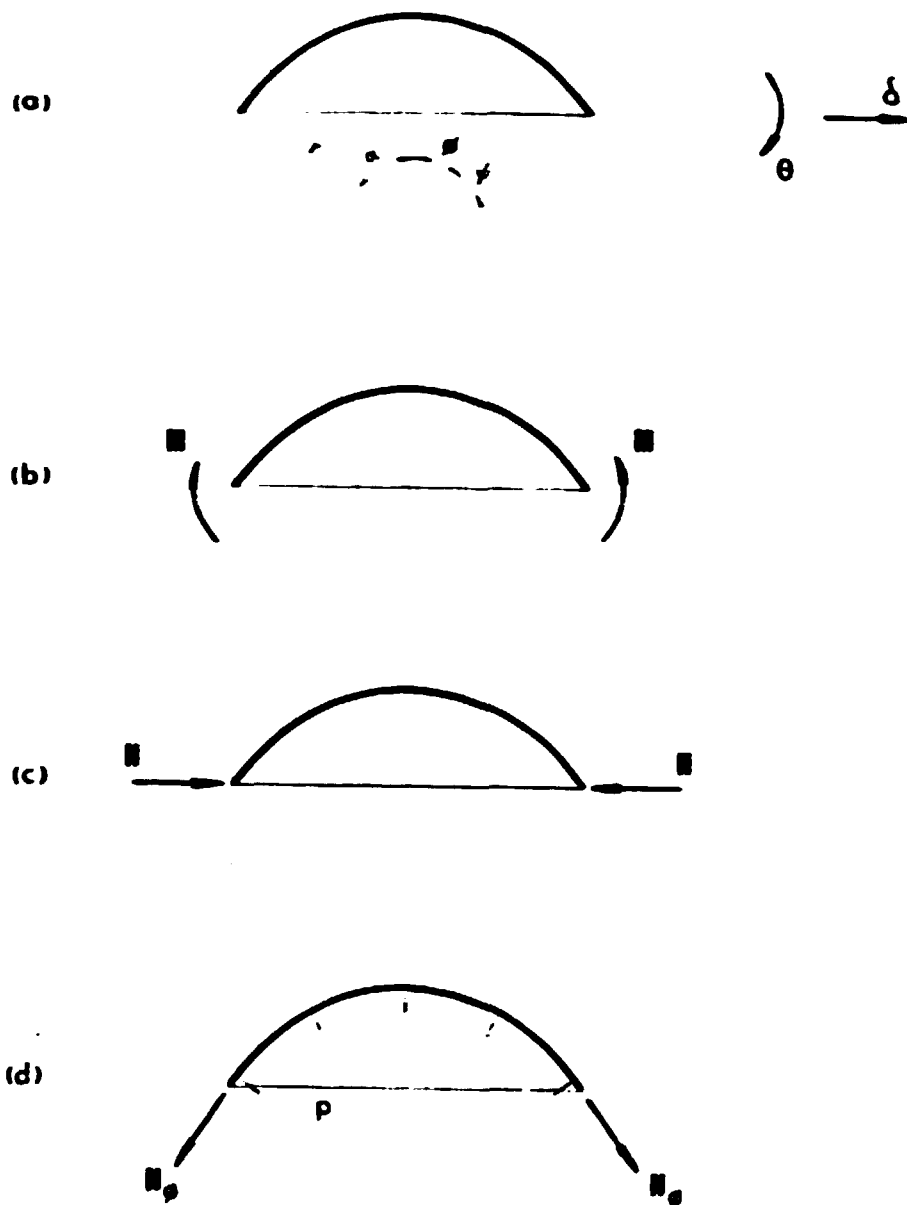


Figura I-2: Casca esférica fina submetida a esforços de extremidade e pressão interna, considerados separadamente.

e portanto:

$$\theta_1 = - \frac{2 \cdot \lambda^2}{E \cdot h} \cdot C \cdot e^{-\lambda \psi} \cdot \cos(\lambda \psi + \gamma) \quad (\text{I-13})$$

Substituindo as variáveis originais Q e θ , vem:

$$Q = C \cdot \frac{e^{-\lambda \psi}}{\sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \text{sen}(\lambda \psi + \gamma) \quad (\text{I-14})$$

$$\theta = - \frac{2 \cdot \lambda^2}{E \cdot h} \cdot C \cdot \frac{e^{-\lambda \psi}}{\sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \cos(\lambda \psi + \gamma) \quad (\text{I-15})$$

Da referência [31] obtém-se as seguintes relações para forças, momento e deslocamento horizontal:

$$N_\phi = - Q_\phi \cdot \text{cotg } \phi \quad (\text{I-16})$$

$$N_\theta = - \frac{dQ_\phi}{d\phi} \quad (\text{I-17})$$

$$M_\phi = - \frac{D}{r} \cdot \frac{d\theta}{d\phi} \quad (\text{I-18})$$

$$\delta = - \frac{\text{sen } \phi}{E \cdot h} \cdot \frac{dU}{d\phi} \quad (\text{onde } U = r \cdot Q_\phi) \quad (\text{I-19})$$

O desenvolvimento destas relações fornece:

$$N_\phi = - \text{cotg}(\alpha - \psi) \cdot C \cdot \frac{e^{-\lambda \psi}}{\sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \text{sen}(\lambda \psi + \gamma) \quad (\text{I-20})$$

$$N_{\theta} = C. \frac{\lambda \cdot e^{-\lambda \psi}}{2 \cdot \sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \{ 2 \cdot \cos(\lambda \psi + \gamma) + (K_1 + K_2) \cdot \text{sen}(\lambda \psi + \gamma) \} \quad (\text{I-21})$$

$$M_{\phi} = \frac{r}{2 \cdot \lambda} \cdot C \cdot \frac{e^{-\lambda \psi}}{\sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \{ K_1 \cdot \cos(\lambda \psi + \gamma) + \text{sen}(\lambda \psi + \gamma) \} \quad (\text{I-22})$$

$$\delta = \frac{r \cdot \text{sen}(\alpha - \psi)}{E \cdot h} \cdot C \cdot \frac{\lambda \cdot e^{-\lambda \psi}}{\sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}} \cdot \{ \cos(\lambda \psi + \gamma) - K_2 \cdot \text{sen}(\lambda \psi + \gamma) \} \quad (\text{I-23})$$

onde:

$$K_1 = 1 - \frac{1 - 2 \cdot \nu}{2 \cdot \lambda} \cdot \cotg(\alpha - \psi) \quad (\text{I-24})$$

$$K_2 = 1 - \frac{1 + 2 \cdot \nu}{2 \cdot \lambda} \cdot \cotg(\alpha - \psi) \quad (\text{I-25})$$

O cálculo de expressões para deslocamentos radiais e rotações, em função dos esforços de extremidade, é feito considerando-se cada esforço isoladamente (Figuras I-2.b e c). Para o caso da Figura (I-2.b), tem-se as seguintes condições:

$$(M_{\phi})_{\phi=\alpha} = M \quad (\text{I-26})$$

$$(N_{\phi})_{\phi=\alpha} = 0 \quad (\text{I-27})$$

Fazendo-se $\psi = \alpha - \beta = 0$ na equação (I-20), conclui-se que a condição (I-27) só é satisfeita se $\gamma = 0$. Fazendo

$\gamma = 0$ e $\psi = 0$ em (I-22), e introduzindo:

$$k_1 = 1 - \frac{1 - 2\nu}{2\lambda} \cdot \cotg \alpha \quad (I-28)$$

vem:

$$C = \frac{2\lambda M}{r.k_1} \cdot \sqrt{\sen \alpha} \quad (I-29)$$

Substituindo C e γ em (I-15) e (I-23), tem-se a rotação (θ_M) e o deslocamento horizontal (δ_M) na posição angular (ψ), devidos a um momento de extremidade:

$$\theta_M = \left\{ - \frac{4\lambda^3}{E.h.r.k_1} \cdot e^{-\lambda\psi} \cdot \frac{\cos(\lambda\psi) \cdot \sqrt{\sen \alpha}}{\sqrt{\sen(\alpha - \psi)}} \right\} \cdot M \quad (I-30)$$

$$\delta_M = \left\{ \frac{2\lambda^2}{E.h.k_1} \cdot e^{-\lambda\psi} \cdot \sqrt{\sen \alpha \cdot \sen(\alpha - \psi)} \cdot (\cos(\lambda\psi) - K_2 \cdot \sen(\lambda\psi)) \right\} \cdot M \quad (I-31)$$

No caso da Figura (I-2.c), as condições são:

$$(M_\phi)_{\phi=\alpha} = 0 \quad (I-32)$$

$$(N_\phi)_{\phi=\alpha} = -H \cdot \cos \alpha \quad (I-33)$$

Para satisfazer a primeira condição, deve-se ter:

$$k_1 \cdot \cos(\gamma) + \sen(\gamma) = 0 \quad (I-34)$$

o que fornece:

$$\gamma = \text{arc tg}(-k_1) \quad (I-35)$$

Com (I-33), γ e $\nu = 0$ em (I-20), tem-se:

$$C = \frac{H \cdot \sen(\alpha) \cdot \sqrt{\sen(\alpha)}}{\sen(\gamma)} \quad (I-36)$$

Substituindo C e γ em (I-15) e (I-23), tem-se a rotação (θ_M) e o deslocamento horizontal (δ_M) na posição angular (ψ), devidos a uma força horizontal de extremidade:

$$\theta_{II} = \left\{ -\frac{2.\lambda^2}{E.h} . e^{-\lambda\psi} . \frac{\cos(\lambda\psi+\gamma)}{\sqrt{\text{sen}(\alpha-\psi)}} . \frac{\text{sen } \alpha . \sqrt{\text{sen } \alpha}}{\text{sen}(\gamma)} \right\} . H \quad (\text{I-37})$$

$$\delta_{II} = \left\{ \frac{\lambda.r}{E.h} . e^{-\lambda\psi} . \frac{\text{sen}(\alpha) . \sqrt{\text{sen}(\alpha) . \text{sen}(\alpha - \psi)}}{\text{sen}(\gamma)} . \right. \\ \left. . (\cos(\lambda\psi + \gamma) - K_2 . \text{sen}(\lambda\psi + \gamma)) \right\} . H \quad (\text{I-38})$$

Por fim, consideremos a casca esférica fina carregada internamente com uma pressão normal e uniforme (p) (Figura 1-2.d). Neste caso a casca é uniformemente tracionada, de modo que:

$$N_{\phi} = N = \frac{p.r}{2} \quad (\text{I-39})$$

Sejam θ e δ respectivamente a rotação e o deslocamento horizontal da casca numa posição angular ψ , devidos a pressão interna. Como este tipo de carregamento não provoca rotação:

$$\theta_p = 0 \quad (\text{I-40})$$

Para o deslocamento horizontal, tem-se:

$$\delta_p = \frac{r . \text{sen}(\alpha - \psi)}{E.h} . (N_{\theta} - \nu . N_{\phi}) \quad (\text{I-41})$$

que, introduzindo (I-39), fornece:

$$\delta_p = \frac{r^2 . (1 - \nu)}{2.E.h} . p . \text{sen}(\alpha - \psi) \quad (\text{I-42})$$

Por superposição dos três efeitos tratados (Figuras 1-2.b, c, d), obtém-se a rotação (θ) e o deslocamento horizontal (δ) totais da casca.

As expressões utilizadas para o cálculo dos momentos fletores circunferencial (M_{θ}) e meridional (M_{ϕ}), bem como das forças normais circunferencial (N_{θ}) e meridional (N_{ϕ}) foram obtidas a partir da referência [33]:

$$\begin{aligned}
M_{\theta}(\psi) = & M. \left\{ \frac{C(\psi)}{2.v.k_1} . e^{-\lambda\psi} . (B(\psi) . \cos(\lambda\psi) + 2.v^2 . \text{sen}(\lambda\psi)) \right\} + \\
& - H. \left\{ \frac{\Gamma}{4.v.\lambda.k_1} . A_0 . \text{sen}(\alpha) . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . (\Xi(\psi) . \cos(\lambda\psi + \gamma) + \right. \\
& \left. + 2.v^2 . \text{sen}(\lambda\psi + \gamma)) \right\} \quad (\text{I-43})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
M_{\phi}(\psi) = & M. \left\{ \frac{1}{k_1} . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . (K_1 . \cos(\lambda\psi) + \text{sen}(\lambda\psi)) \right\} + \\
& - H. \left\{ \frac{\Gamma}{2.\lambda.k_1} . A_0 . \text{sen}(\alpha) . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . (K_1 . \cos(\lambda\psi + \gamma) + \right. \\
& \left. + \text{sen}(\lambda\psi + \gamma)) \right\} \quad (\text{I-44})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_{\theta}(\psi) = & M. \left\{ \frac{2.\lambda^2}{r.k_1} . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . (\cos(\lambda\psi) - \frac{K_1 + K_2}{2} . \text{sen}(\lambda\alpha)) \right\} + \\
& - H. \left\{ \frac{\lambda}{k_1} . A_0 . \text{sen}(\alpha) . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . (\cos(\lambda\psi + \gamma) + \right. \\
& \left. - (\frac{K_1 + K_2}{2}) . \text{sen}(\lambda\psi + \gamma)) \right\} \quad (\text{I-45})
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
N_{\phi}(\psi) = & M. \left\{ - \frac{2.\lambda}{r.k_1} . C(\psi) . e^{-\lambda\psi} . \text{sen}(\lambda\psi) . \text{cotg}(\alpha - \psi) \right\} + \\
& - H. \left\{ \frac{1}{k_1} . A_0 . \text{cotg}(\alpha - \psi) . \text{sen}(\alpha) . C(\alpha) . e^{-\lambda\psi} . \text{sen}(\lambda\psi + \gamma) \right\} \quad (\text{I-46})
\end{aligned}$$

onde :

$$B(\psi) = \{(1 + v^2) . (K_1 + K_2) - 2.K_2\}$$

$$C(\psi) = \sqrt{\text{sen}(\alpha)} / \sqrt{\text{sen}(\alpha - \psi)}$$

$$A_0 = \sqrt{1 + k_1^2}$$

As tensões atuantes na calota esférica são calculadas utilizando-se a teoria geral de cascas finas, sendo obtidos os seguintes valores para uma posição angular genérica (ψ):

$$\sigma_{\theta_i}(\psi) = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} + \frac{N_{\theta}(\psi)}{h} + \frac{6 \cdot M_{\theta}(\psi)}{h^2} \quad (\text{I-47})$$

$$\sigma_{\theta_e}(\psi) = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} + \frac{N_{\theta}(\psi)}{h} - \frac{6 \cdot M_{\theta}(\psi)}{h^2} \quad (\text{I-48})$$

$$\sigma_{\phi_i}(\psi) = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} + \frac{N_{\phi}(\psi)}{h} + \frac{6 \cdot M_{\phi}(\psi)}{h^2} \quad (\text{I-49})$$

$$\sigma_{\phi_e}(\psi) = \frac{p \cdot r}{2 \cdot h} + \frac{N_{\phi}(\psi)}{h} - \frac{6 \cdot M_{\phi}(\psi)}{h^2} \quad (\text{I-50})$$

onde:

- σ_{θ_i} - tensão circunferencial na face interna
- σ_{θ_e} - tensão circunferencial na face externa
- σ_{ϕ_i} - tensão meridional na face interna
- σ_{ϕ_e} - tensão meridional na face externa

A partir dos valores acima, pode-se calcular ainda as tensões equivalentes de Tresca nas faces interna e externa ($\sigma_{T_i}, \sigma_{T_e}$), e de von Mises nas mesmas faces ($\sigma_{VM_i}, \sigma_{VM_e}$):

$$\sigma_{T_i} = \max(|\sigma_{\theta_i}|, |\sigma_{\phi_i}|) \quad (\text{I-51})$$

$$\sigma_{T_e} = \max(|\sigma_{\theta_e}|, |\sigma_{\phi_e}|) \quad (\text{I-52})$$

$$\sigma_{VM_i} = \sqrt{\sigma_{\theta_i}^2 + \sigma_{\phi_i}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_i} \cdot \sigma_{\phi_i}} \quad (\text{I-53})$$

$$\sigma_{VM_e} = \sqrt{\sigma_{\theta_e}^2 + \sigma_{\phi_e}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_e} \cdot \sigma_{\phi_e}} \quad (\text{I-54})$$

APÊNDICE II: Teoria de Anel Rígido e sua Aplicação no Programa "ANESA"

II.A - Anel Circular Rígido

O desenvolvimento mostrado a seguir baseia-se na teoria apresentada na referência [32]. Esta teoria fornece soluções aproximadas para deslocamentos e tensão circunferencial de anéis axissimétricos sujeitos a cargas estáticas (foram usadas cargas por unidade de comprimento). A análise do anel para este tipo de carregamento consiste na determinação de um ponto neutro de sua seção (correspondente a uma fibra não solicitada da estrutura), no cálculo de um fator de rigidez associado ao anel e na avaliação de deslocamentos e da tensão circunferencial atuante. As hipóteses básicas empregadas são:

- (1) coeficiente de Poisson igual a zero;
- (2) a seção transversal do anel não sofre distorção de forma;
- (3) os ângulos de rotação a que o anel está sujeito são pequenos.

Considere-se que a ação de um momento torçor M , como indicado na Figura (II-1), produza uma rotação da seção do anel, caracterizada pelo ângulo ψ . Supondo-se que a torção tenha lugar num ponto (R, Z) da seção, e considerando-se a nomenclatura e a convenção de sinais da Figura (II-1), os deslocamentos radial (u) e axial (w) são dados por:

$$u = -\rho \cdot \{\cos(\theta) - \cos(\theta + \psi)\} \quad (\text{II-1})$$

$$w = \rho^* \cdot \{\sin(\theta + \psi) - \sin(\theta)\} \quad (\text{II-2})$$

onde ρ^* é a distância entre o ponto (r, z) considerado e um ponto (r_0, z_0) que possui deslocamento axial nulo.

Desenvolvendo-se estas expressões, chega-se a:

$$u = -(r - R) \cdot (1 - \cos \psi) - (z - Z) \cdot \sin \psi \quad (\text{II-3})$$

$$w = -(z - z_0) \cdot (1 - \cos \psi) + (r - r_0) \cdot \sin \psi \quad (\text{II-4})$$

Tomando-se o coeficiente de Poisson como sendo nulo, e desconsiderando-se os efeitos de temperatura, tem-se

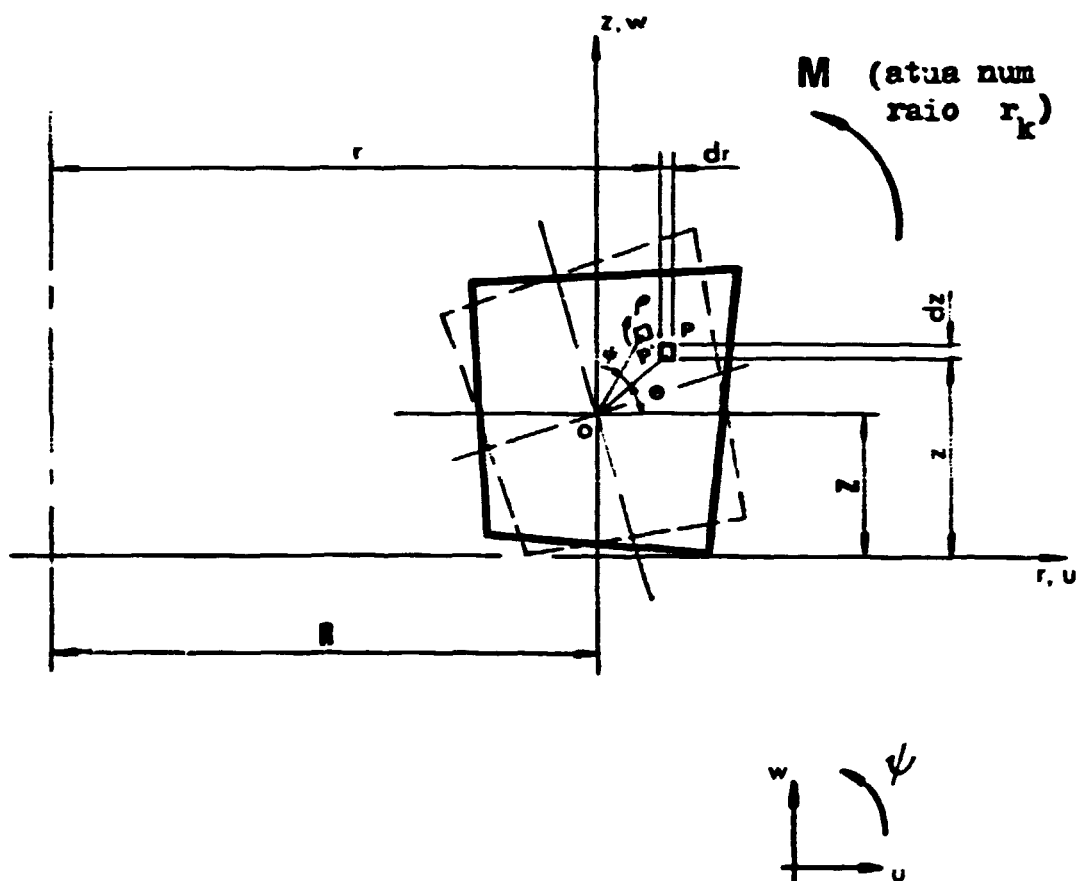


Figura II-1: Anel circular de seção indeformável submetido a um momento torçor.

a seguinte relação entre a tensão e a deformação circunferenciais:

$$\sigma_{\theta} = E \cdot \epsilon_{\theta} \quad , \quad (\text{II-5})$$

onde E é o módulo de elasticidade do material. A deformação é dada por:

$$\epsilon_{\theta} = \frac{u}{r} \quad (\text{II-6})$$

Introduzindo-se a equação (II-3) em (II-6), tem-se:

$$\epsilon_{\theta} = - \frac{(r - R)}{r} \cdot (1 - \cos \psi) - \frac{(z - Z)}{r} \cdot \text{sen } \psi \quad (\text{II-7})$$

Com (II-6) em (II-5), vem:

$$\sigma_{\theta} = - E \cdot \left\{ \frac{(r - R)}{r} \cdot (1 - \cos \psi) + \frac{(z - Z)}{r} \cdot \text{sen } \psi \right\} \quad (\text{II-8})$$

Fazendo-se um corte diametral no anel como mostra a Figura (II-2), tem-se que, para o equilíbrio do semi-anel, as forças normais que atuam nas seções transversais devem ser nulas, ou seja:

$$N = 0 \quad (\text{II-9})$$

Assim, sendo $dA = dr \cdot dz$ a área elementar da seção transversal, a equação (II-9) torna-se:

$$\int_A \sigma_{\theta} \cdot dA = 0 \quad (\text{II-10})$$

Introduzindo-se (II-8) em (II-10), tem-se:

$$- (1 - \cos \psi) \cdot \int \frac{(r - R)}{r} \cdot dr \cdot dz - \text{sen } \psi \cdot \int \frac{(z - Z)}{r} \cdot dr \cdot dz = 0 \quad (\text{II-11})$$

Como ψ é um ângulo arbitrário, conclui-se que a equação (II-11) só é satisfeita se se tiver simultaneamente:

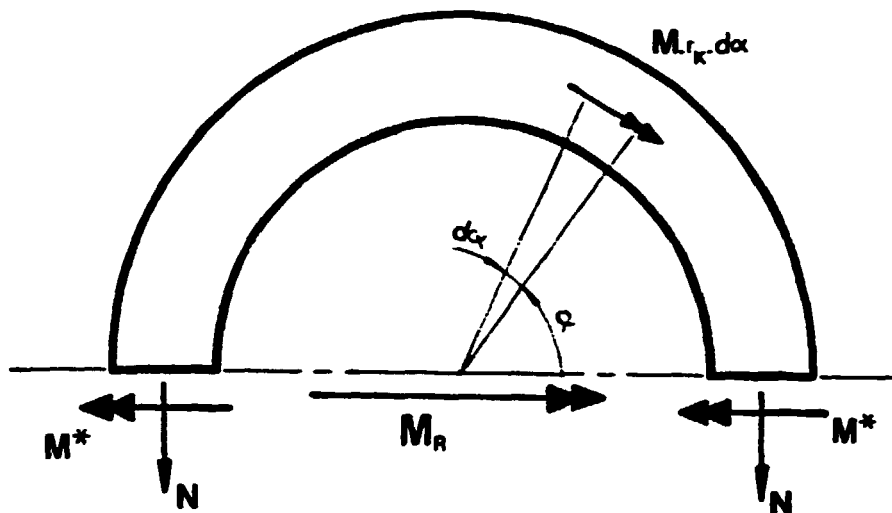


Figura II-2: Corte diametral de um anel.

$$\int \frac{(r - R)}{r} .dr.dz = 0 \quad (\text{II-12})$$

$$\int \frac{(z - Z)}{r} .dr.dz = 0 \quad (\text{II-13})$$

As equações (II-12) e (II-13) fornecem a localização do ponto neutro da seção do anel, de coordenadas (R,Z).

Retornando a Figura (II-2), o momento M_R (resultante dos momentos M que agem no semi-anel), num raio r_k , vale:

$$M_R = \int_0^{\pi} M . r_k . \text{sen}(\alpha) . d\alpha = 2.M.r_k \quad (\text{II-14})$$

Sendo M^* o momento atuante numa seção transversal, do equilíbrio do semi-anel, decorre:

$$M^* = M . r_k \quad (\text{II-15})$$

Na configuração de equilíbrio, o braço de alavanca 'b' relativo a uma tensão normal $\sigma_{\theta}(\psi)$ vale:

$$b = \rho . \text{sen}(\theta + \psi) \quad (\text{II-16})$$

que, desenvolvido, fornece:

$$b = (z - Z) . \text{cos}(\psi) + (r - R) . \text{sen}(\psi) \quad (\text{II-17})$$

O momento M^* pode ser escrito como:

$$M^* = - \int_A b . \sigma_{\theta} . dA = M . r_k \quad (\text{II-18})$$

Introduzindo (II-8) e (II-17) em (II-18), vem:

$$M.r_k = + \int \{ (z - Z) . \cos(\psi) + (r - R) . \text{sen}(\psi) \} . E .$$

$$. \left\{ \frac{(r - R)}{r} . (1 - \cos \psi) + \frac{(z - Z)}{r} . \text{sen}(\psi) \right\} . dr . dz \quad (\text{II-19})$$

Define-se o termo U_r , denominado fator de rigidez, como:

$$U_r = \int \frac{(z - Z)^2}{r} . dr . dz \quad (\text{II-20})$$

Restringindo-se este desenvolvimento a pequenas rotações, e introduzindo-se (II-20), a expressão (II-19) simplifica-se para:

$$M.r_k = E.U_r.\psi \quad (\text{II-21})$$

que fornece:

$$\psi = \frac{M . r_k}{U_r . E} \quad (\text{II-22})$$

Considerando-se ainda a hipótese de pequenas rotações, e sendo (ψ) o valor dado pela expressão (II-22), a tensão circunferencial (σ_{θ_n}) e os deslocamentos (u_n) e (w_n) tornam-se:

$$\sigma_{\theta_M} = - E . \psi . \frac{(z - Z)}{r} \quad (\text{II-23})$$

$$u_M = - \psi . (z - Z) \quad (\text{II-24})$$

$$w_M = \psi . (r - r_0) \quad (\text{II-25})$$

A seguir é desenvolvida uma solução aproximada para um anel submetido a uma força radial (F_k), onde o subscrito (k) indica o ponto de aplicação da força.

A força (F_k) pode ser substituída por um sistema estaticamente equivalente, consistindo de um momento [$F_k . (z_k - Z)$] e de uma força radial (F_k) aplicada no ponto neutro da

secção (Figura II-3). Supõe-se que a parte devida ao momento $[F_x \cdot (z_x - Z)]$ pode ser analisada de acordo com o método já apresentado para um momento M , e que a força radial (F_r), sendo aplicada no ponto neutro, não produz rotação.

Tendo sido especificado o tipo de carregamento que se irá considerar, busca-se a seguir o apoio no conhecimento já adquirido para o deslocamento radial encontrado na análise de cilindros de parede espessa, e supõe-se que os deslocamentos radiais do anel podem ser escritos na forma:

$$u = C_1 \cdot r + C_2 \cdot \frac{1}{r} \quad (\text{II-26})$$

onde as constantes C_1 e C_2 podem ser determinadas pelo emprego do princípio da mínima energia potencial:

$$\delta V = \delta \left(U - \int_S T_i \cdot u_i \cdot ds \right) \quad (\text{II-27})$$

onde:

V - energia potencial

U - energia de deformação total armazenada na estrutura

$T_i \cdot u_i$ - produto escalar dos esforços de superfície pelos respectivos deslocamentos

ds - elemento de área da superfície

Se a expressão (II-26) for a solução exata, a equação (II-27) resultará em valores de C_1 e C_2 tais que as condições de equilíbrio sejam satisfeitas exatamente. Mas desde que (II-26) represente apenas uma solução aproximada, o que é verdade para a maioria dos casos, as condições de equilíbrio serão satisfeitas apenas aproximadamente pela solução fornecida por (II-27).

A energia de deformação U é dada por:

$$U = G \int_V \left(\frac{\nu}{1 - 2\nu} \cdot e^2 + \epsilon_r^2 + \epsilon_\theta^2 + \epsilon_z^2 + \frac{1}{2} \cdot \gamma_{rz}^2 \right) \cdot dV \quad (\text{II-28})$$

onde:

G - módulo de elasticidade ao cisalhamento

ν - coeficiente de Poisson

e - deformação volumétrica ou dilatação cúbica

ϵ - deformação longitudinal

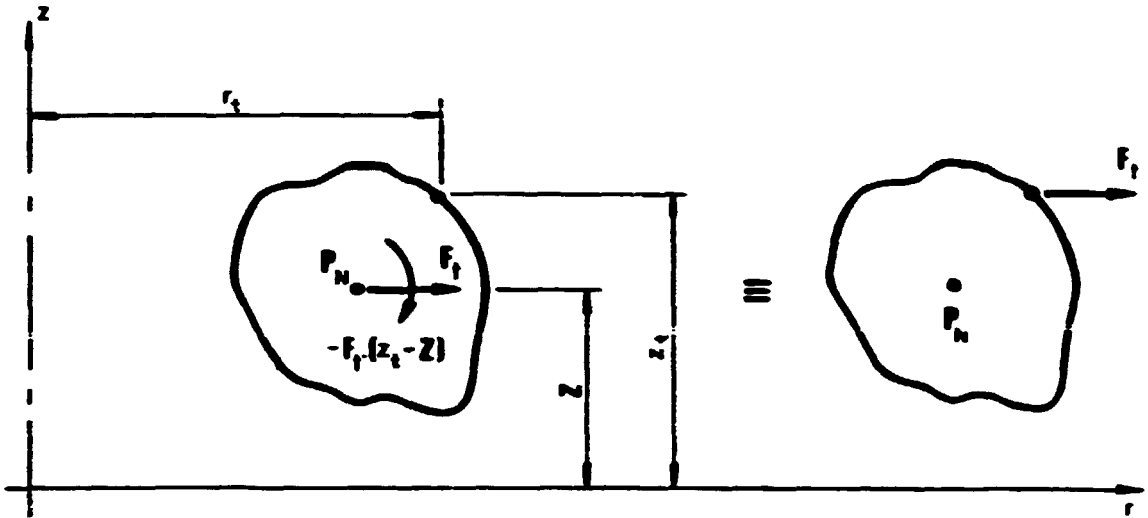


Figura II-3: Anel circular de seção indeformável submetido a um esforço radial.

γ - deformação angular ou cisalhante

dV - elemento de volume do anel

A integral (II-28) estende-se por todo o volume do anel. fazendo-se $\sigma_z = 0$, vem:

$$\epsilon_z = - \frac{\nu}{1 - \nu} \cdot (\epsilon_r + \epsilon_\theta) \quad (\text{II-29})$$

$$e = \epsilon_r + \epsilon_\theta + \epsilon_z = \frac{1 - 2\nu}{1 - \nu} \cdot (\epsilon_r + \epsilon_\theta) \quad (\text{II-30})$$

Introduzindo-se (II-29) e (II-30) em (II-28), tem-se:

$$U = G \cdot \int_V \left\{ \frac{\nu}{1 - \nu} \cdot (\epsilon_r + \epsilon_\theta)^2 + \epsilon_r^2 + \epsilon_\theta^2 \right\} \cdot dV \quad (\text{II-31})$$

Como:

$$\epsilon_r = \frac{du}{dr} = C_1 - \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \quad (\text{II-32})$$

$$\epsilon_\theta = \frac{u}{r} = C_1 + \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \quad (\text{II-33})$$

segue-se que:

$$U = G \cdot \int_V \left\{ \frac{4 \cdot \nu}{1 - \nu} \cdot C_1^2 + \left(C_1 - \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \right)^2 + \left(C_1 + \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \right)^2 \right\} \cdot dV \quad (\text{II-34})$$

O trabalho executado por forças externas tais como F_k é dado por:

$$\int_S T_i \cdot u_i \cdot dS = 2 \cdot \pi \cdot \sum_{k=1}^n F_k \cdot r_k \cdot \left(C_1 \cdot r_k + C_2 \cdot \frac{1}{r_k} \right) \quad (\text{II-35})$$

onde (n) é o número de pontos do anel que estão sujeitos a cargas.

Utilizando-se (II-34) e (II-35), pode-se escrever a energia potencial (V) como:

$$V = G.\int \left\{ \frac{4.v}{v} \cdot \frac{1}{1-v} \cdot C_1^2 + \left(C_1 - \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \right)^2 + \left(C_1 + \frac{1}{r^2} \cdot C_2 \right)^2 \right\} .dV +$$

$$- 2.\pi. \sum_{k=1}^n F_k \cdot r_k \cdot \left(C_1 \cdot r_k + C_2 \cdot \frac{1}{r_k} \right) \quad (II-36)$$

Aplicando-se a variação indicada em (II-27), pode-se avaliar C₁ e C₂:

$$C_1 = \frac{1-v}{1+v} \cdot \frac{\pi}{2.G.V_0} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \cdot r_k^2 \quad (II-37)$$

$$C_2 = \frac{1}{4.G.P} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \quad (II-38)$$

onde:

V₀ - volume total do anel

$$P = \int 1/r^3 .dA$$

Com as constantes dadas por (II-37) e (II-38), pode-se calcular a tensão circunferencial ($\sigma_{\theta r}$) e o deslocamento radial (u_r), devidos a esforços F_k:

$$\sigma_{\theta r} = \frac{\pi}{V_0} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \cdot r_k^2 + \frac{1}{2.P.r^2} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \quad (II-39)$$

$$u_r = \frac{\pi.(1-v).r}{V_0.E} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \cdot r_k^2 + \frac{1+v}{2.P.E.r} \cdot \sum_{k=1}^n F_k \quad (II-40)$$

Com (II-23), (II-24), (II-25), (II-39) e (II-40), pode-se escrever as expressões necessárias a análise de um anel rígido. A Figura (II-4) apresenta a convenção de sinais utilizada para forças, momentos e deslocamentos. Note-se que o índice (j) indica o ponto onde são calculadas as grandezas, e (k) o ponto de aplicação das cargas:

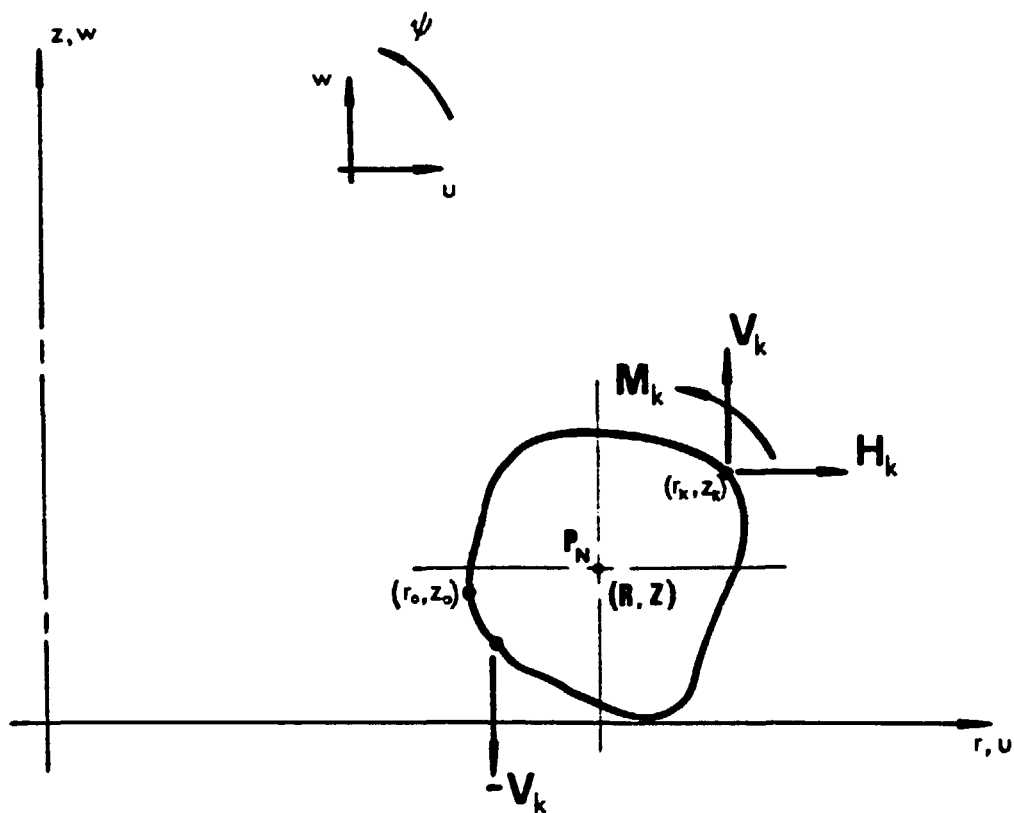


Figura II-4: Convenção utilizada para esforços e deslocamentos no anel.

$$\psi_j = \frac{1}{E \cdot U_r} \cdot \sum_{k=1}^n r_k \cdot \{ - (z_k - Z) \cdot H_k + M_k + (r_k - R) \cdot V_k \} \quad (\text{II-41})$$

$$u_j = \frac{\pi \cdot (1 - \nu)}{V_0 \cdot E} \cdot r_j \cdot \sum_{k=1}^n H_k \cdot r_k^2 + \frac{1 + \nu}{2 \cdot E \cdot P \cdot r_j} \cdot \sum_{k=1}^n H_k - \psi \cdot (z_j - Z) \quad (\text{II-42})$$

$$w_j = \psi \cdot (r_j - r_0) \quad (\text{II-43})$$

$$\sigma_{\theta j} = \frac{\pi}{V_0} \cdot \sum_{k=1}^n H_k \cdot r_k^2 + \frac{1}{2 \cdot P \cdot r_j^2} \cdot \sum_{k=1}^n H_k - E \cdot \psi \cdot \frac{(z_j - Z)}{r_j} \quad (\text{II-44})$$

II.B - Desenvolvimentos para o Elemento de Anel Superior

A Figura (II-5.a) apresenta o elemento de anel superior com seus esforços e deslocamentos em sentido positivo. Para este elemento vale a seguinte relação de flexibilidade:

$$\underline{\delta} = \underline{f}_{AS} \cdot \underline{P} \quad (\text{II-45})$$

onde:

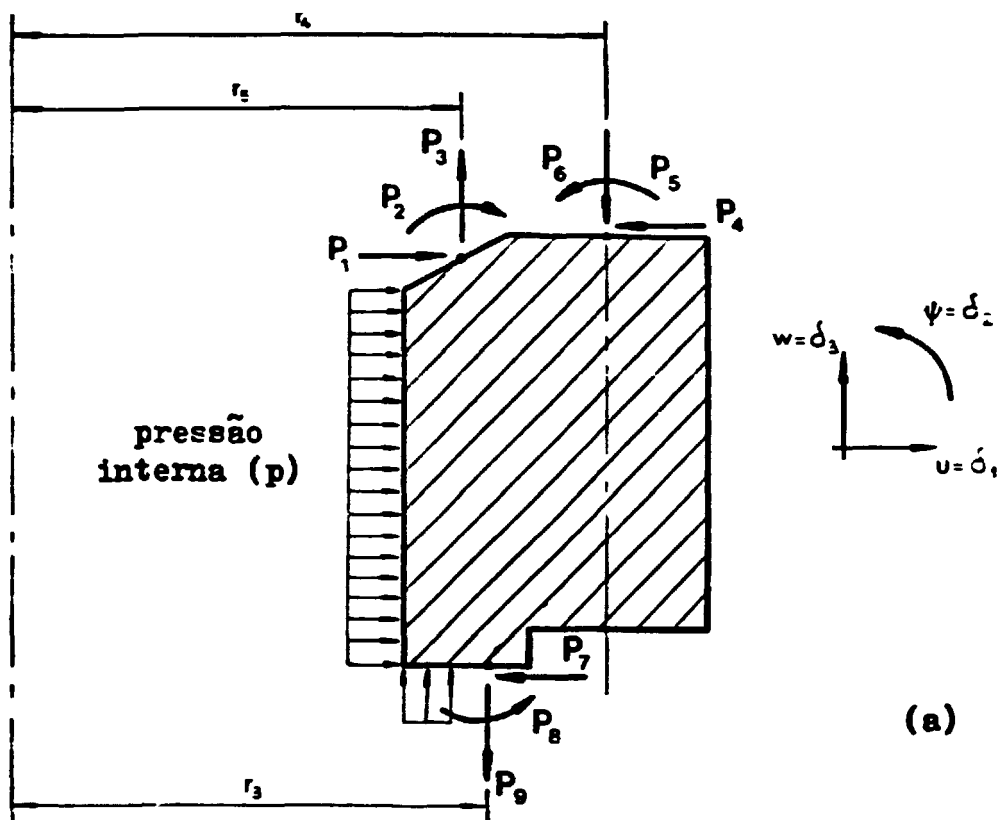
$\underline{\delta}$ - vetor de deslocamentos

\underline{f}_{AS} - matriz de flexibilidade do elemento

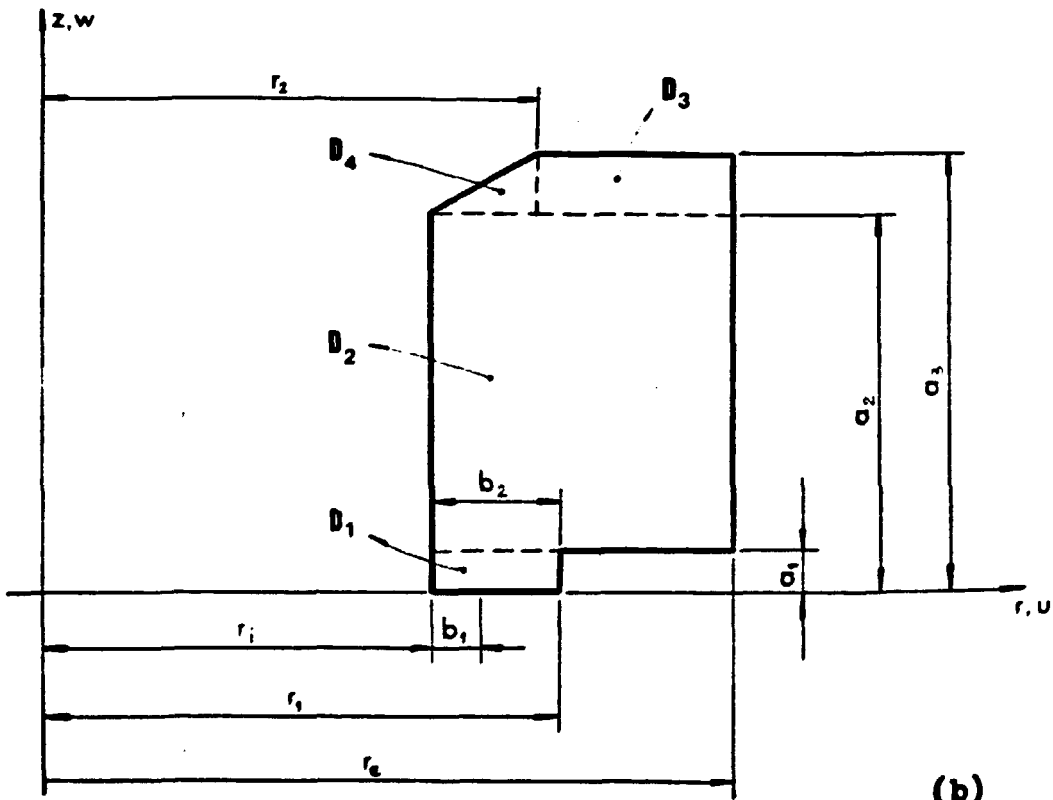
\underline{P} - vetor de esforços aplicados ao elemento

Esta relação pode ser montada a partir das expressões (II-41), (II-42) e (II-43).

De (II-12) e (II-13), obtém-se as coordenadas do ponto neutro (R, Z) da seção do anel:



(a)



(b)

Figura II-5: Elemento de anel superior com esforços e deslocamentos positivos (a), sistema de eixos, domínios de integração e principais dimensões (b)

$$R = \frac{\int dr.dz}{\int(1/r).dr.dz} = \frac{A}{A_R} \quad (\text{II-46})$$

$$z = \frac{\int(z/r).dr.dz}{\int(1/r).dr.dz} = \frac{A_z}{A_R} \quad (\text{II-47})$$

Utilizando-se os domínios de integração (D_1) apresentados na figura (II-5.b), as integrais (A_z), (A_R) e (A) podem ser escritas como:

$$A = a_1.(r_1 - r_i) + (a_2 - a_1).(r_e - r_i) + (a_3 - a_2) \cdot \left\{ (r_e - r_2) + \frac{(r_2 - r_i)}{2} \right\} \quad (\text{II-48})$$

$$A_R = a_1.(\ln r_1 - \ln r_i) + (a_2 - a_1).(\ln r_e - \ln r_i) + (\ln r_e - \ln r_2).(a_3 - a_2) + m.((r_2 - r_i) - r_i.(\ln r_2 - \ln r_i)) \quad (\text{II-49})$$

$$A_z = \frac{a_1^2}{2} .(\ln r_1 - \ln r_i) + \frac{(a_2^2 - a_1^2)}{2} .(\ln r_e + \ln r_i) + \frac{(a_3^2 - a_2^2)}{2} .(\ln r_e - \ln r_2) + \frac{m}{2} \cdot \left\{ 2.(a_2 - m.r_i).(r_2 - r_i) + \frac{m}{2} . (r_2^2 - r_i^2) + r_i.(m.r_i - 2.a_2).(\ln r_2 - \ln r_i) \right\} \quad (\text{II-50})$$

onde :

$$m = \frac{(a_3 - a_2)}{(r_2 - r_i)} \quad (\text{II-51})$$

Também a rigidez associada ao anel (U_r) dada por (II-20), o volume do anel (V_0), e sua integral P (P), são calculados a partir dos domínios de integração já definidos:

$$\begin{aligned}
 U_r = & \left\{ \frac{a_1^3}{3} + a_1 \cdot Z \cdot (Z - a_1) \right\} \cdot (\ln r_1 - \ln r_i) + \\
 & + \left\{ \frac{(a_2^3 - a_1^3)}{3} + Z \cdot (a_2 - a_1) \cdot (Z - a_2 - a_1) \right\} \cdot \\
 & \cdot (\ln r_e - \ln r_i) + \left\{ \frac{(a_3^3 - a_2^3)}{3} + Z \cdot (a_3 - a_2) \cdot \right. \\
 & \cdot (Z - a_3 - a_2) \left. \right\} \cdot (\ln r_e - \ln r_2) + \alpha \cdot (\ln r_2 - \ln r_i) + \\
 & + \beta \cdot (r_2 - r_i) + \frac{\gamma}{2} \cdot (r_2^2 - r_i^2) + \frac{\delta}{3} \cdot (r_2^3 - r_i^3) \quad \text{(II-52)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 V_0 = \pi \cdot \{ & a_1 \cdot (r_1^2 - r_i^2) + (a_2 - a_1) \cdot (r_e^2 - r_i^2) + (a_3 - a_2) \cdot \\
 & \cdot (r_e^2 - r_2^2) + \frac{1}{3} \cdot (a_3 - a_2) \cdot (r_2 - r_i) \cdot (2 \cdot r_2 + r_i) \} \quad \text{(II-53)}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 P = \int_{\Lambda} (1/r^3) \cdot d\Lambda = \frac{1}{2} \cdot \{ & a_1 \cdot \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_1^2} \right) + (a_2 - a_1) \cdot \\
 & \cdot \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_e^2} \right) + (a_3 - a_2) \cdot \left(\frac{1}{r_2^2} + \right. \\
 & \left. - \frac{1}{r_e^2} \right) \} + m \cdot \left\{ \left(\frac{1}{r_i} - \frac{1}{r_2} \right) - \frac{r_i}{2} \cdot \right. \\
 & \left. \cdot \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_2^2} \right) \right\} \quad \text{(II-54)}
 \end{aligned}$$

onde :

$$\alpha = m \cdot r_i \cdot \left(a_2 \cdot m \cdot r_i - a_2^2 - \frac{m^2 \cdot r_i^2}{3} \right) - n \cdot r_i \cdot Z \cdot (m \cdot r_i + 2 \cdot a_2) - m \cdot Z^2 \cdot r_i \quad (\text{II-55})$$

$$\beta = m \cdot (a_2^2 - 2 \cdot a_2 \cdot m \cdot r_i + m^2 \cdot r_i^2) - 2 \cdot m \cdot Z \cdot (a_2 - n \cdot r_i) + m \cdot Z^2 \quad (\text{II-56})$$

$$\gamma = m^2 \cdot (a_2 - m \cdot r_i - Z) \quad (\text{II-57})$$

$$\delta = \frac{m^3}{3} \quad (\text{II-58})$$

Conhecidos os valores das expressões (II-46), (II-47), (II-52), (II-53) e (II-54), e considerando-se ainda que o anel está submetido a uma pressão interna (p), pode-se desenvolver as expressões (II-41) a (II-44) para obter:

$$\psi = \frac{1}{E \cdot U_r} \cdot \left\{ r_3 \cdot (z_3 - Z) \cdot P_7 + r_3 \cdot P_8 - r_3 \cdot (r_3 - R) \cdot P_9 + r_4 \cdot (z_4 - Z) \cdot P_4 + r_4 \cdot P_5 - r_4 \cdot (r_4 - R) \cdot P_6 - r_5 \cdot (z_5 - Z) \cdot P_1 - r_5 \cdot P_2 + r_5 \cdot (r_5 - R) \cdot P_3 \right\} + \psi_p \quad (\text{II-59})$$

$$w_j = \psi \cdot (r_j - r_0) \quad (\text{II-43})$$

$$\sigma_{\theta_j} = \frac{\pi}{V_0} \cdot (-P_7 \cdot r_3^2 - P_4 \cdot r_4^2 + P_1 \cdot r_5^2) + \frac{1}{2 \cdot P \cdot r_j^2} \cdot (-P_7 - P_4 + P_1) - \frac{E \cdot \psi}{r_j} \cdot (z_j - Z) \quad (\text{II-61})$$

$$u_j = \frac{\pi \cdot (1 - \nu)}{V_0 \cdot E} \cdot r_j \cdot (-P_7 \cdot r_3^2 - P_4 \cdot r_4^2 + P_1 \cdot r_5^2) + \frac{(1 + \nu)}{2 \cdot P \cdot E \cdot r_j} \cdot (-P_7 - P_4 - P_1) - \psi \cdot (z_j - Z) + u_{p_j} \quad (\text{II-60})$$

onde :

$$\psi_p = \frac{P}{E.U_r} \cdot \left\{ (r_i + b_1)^2 \cdot \left(\frac{r_i + b_1}{3} - \frac{R}{2} \right) - r_i^2 \cdot \left(\frac{r_i}{3} - \frac{R}{2} \right) - r_i \cdot a_2 \cdot \left(\frac{a_2}{2} - Z \right) \right\} \quad (\text{II-62})$$

$$u_{pj} = \frac{\pi \cdot (1 - \nu)}{V_0 \cdot E} \cdot r_j \cdot (p \cdot a_2 \cdot r_i^2) + \frac{1 + \nu}{2 \cdot P \cdot E \cdot r_j} \cdot p \cdot a_2 \quad (\text{II-63})$$

II.C - Desenvolvimentos para o Elemento de Anel Inferior

A Figura (II-6.a) mostra o elemento de anel inferior com seus esforços e deslocamentos em sentido positivo. Este elemento apresenta a particularidade de possuir um trecho flexível, representativo dos parafusos de fixação da união flangeada, engastado a um trecho rígido que representa o anel inferior propriamente dito.

Para o elemento vale a seguinte relação de flexibilidade:

$$\underline{\delta} = \underline{f_{AI}} \cdot \underline{P} \quad (\text{II-64})$$

cujos termos são análogos aos descritos para (II-45). Esta relação pode ser montada a partir das expressões (II-41) a (II-43), desde que sejam acrescentados os efeitos relativos ao trecho flexível, para o qual é empregada a teoria de vigas.

Seja a viga engastada da Figura (II-7), representativa de um parafuso. Considerando-se o referencial da figura, e sendo positivos os sentidos dos esforços e deslocamentos desenhados, valem as seguintes expressões, desenvolvidas a partir de dados da referência [36]:

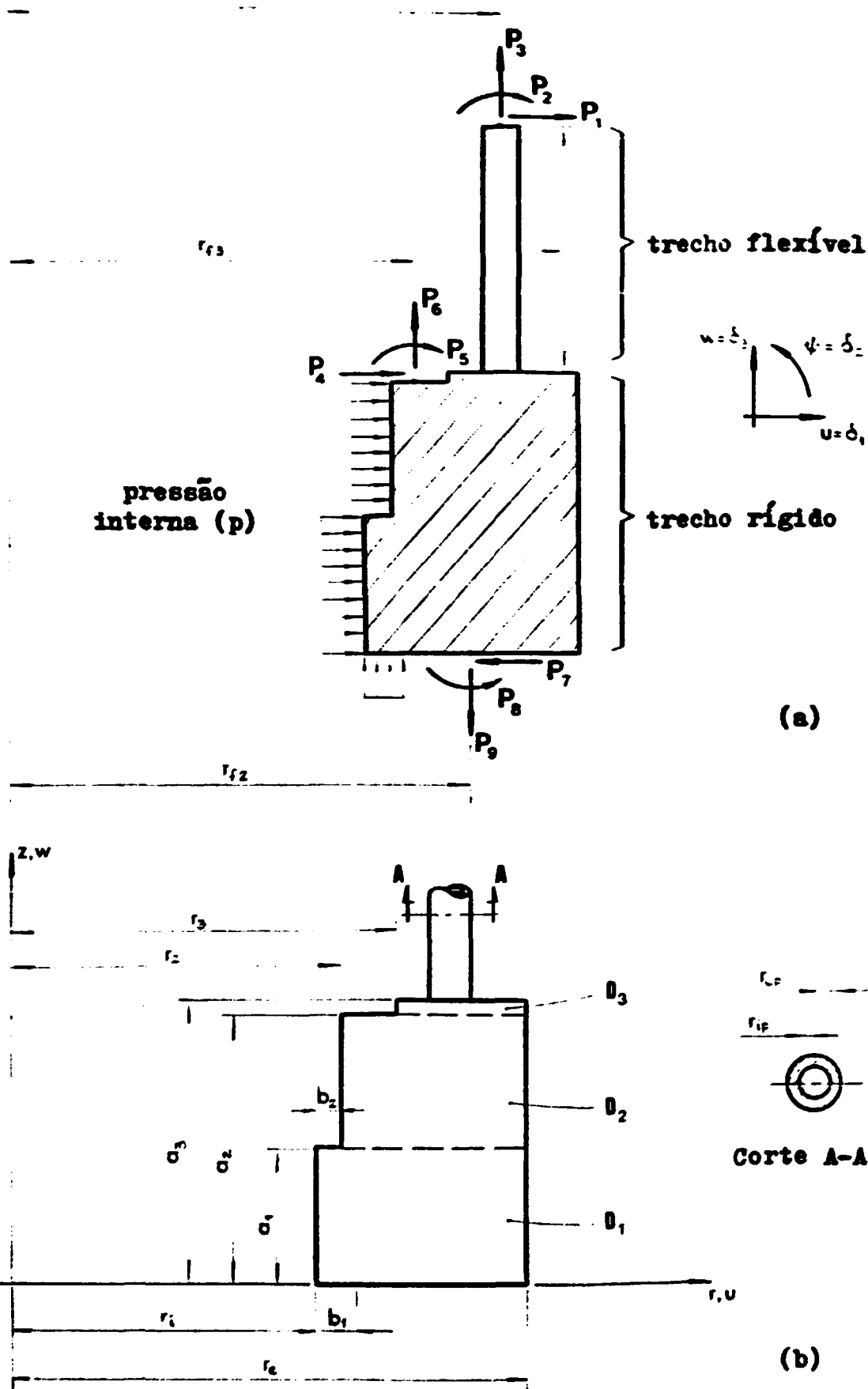


Figura II-6: Elemento de anel inferior com esforços e deslocamentos positivos (a), sistema de eixos, domínios de integração e principais dimensões (b)

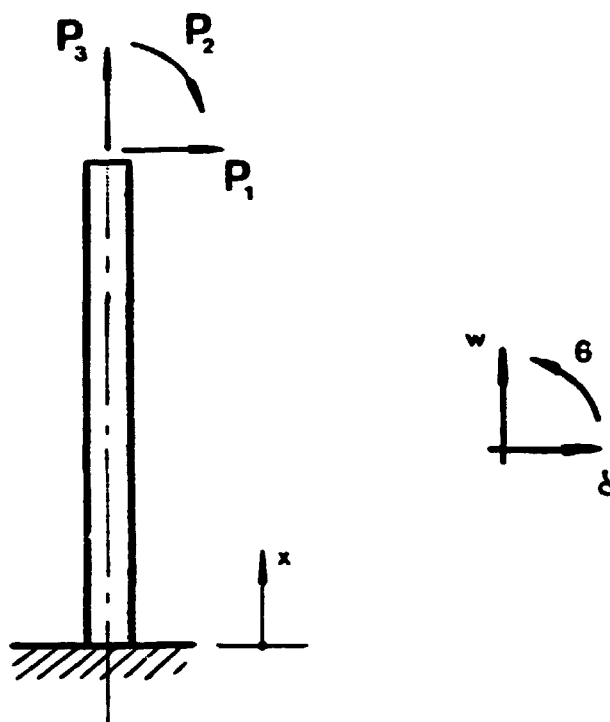


Figura II-7: Viga engastada representativa dos parafusos de fixação da união flangeada.

$$\delta_x = \left(\frac{1 \cdot x^2}{2 \cdot E_p \cdot I} - \frac{x^3}{6 \cdot E_p \cdot I} \right) \cdot P_1 + \frac{x^2}{2 \cdot E_p \cdot I} \cdot P_2 \quad (\text{II-65})$$

$$\theta_x = \left(\frac{x^2}{2 \cdot E_p \cdot I} - \frac{1 \cdot x}{E_p \cdot I} \right) \cdot P_1 - \frac{x}{E_p \cdot I} \cdot P_2 \quad (\text{II-66})$$

$$w_x = \frac{x}{E_p \cdot A} \cdot P_3 \quad (\text{II-67})$$

onde:

E_p - módulo de elasticidade do material do parafuso

$I = \frac{\pi}{4} \cdot (r_{ep}^4 - r_{ip}^4)$ - momento de inércia da seção do parafuso

A - área da seção transversal do parafuso

Para o cálculo dos deslocamentos e da tensão circunferencial atuante no trecho rígido, recorre-se às expressões (II-41) a (II-44), e a cálculos auxiliares análogos aqueles feitos para o anel superior. De (II-46) e (II-47) obtém-se as coordenadas do ponto neutro (R,Z) da seção do anel. Neste caso, considerando-se os domínios de integração (D_1) apresentados na Figura (II-6.b), as integrais (A), (A_R) e (A_Z) podem ser escritas como:

$$A = a_1 \cdot (r_e - r_i) + (a_2 - a_1) \cdot (r_e - r_2) + (a_3 - a_2) \cdot (r_e - r_3) \quad (\text{II-68})$$

$$A_R = a_1 \cdot (\ln r_e - \ln r_i) + (a_2 - a_1) \cdot (\ln r_e - \ln r_2) + (a_3 - a_2) \cdot (\ln r_e - \ln r_3) \quad (\text{II-69})$$

$$A_Z = \frac{a_1^2}{2} \cdot (\ln r_e - \ln r_i) + \frac{(a_2^2 - a_1^2)}{2} \cdot (\ln r_e - \ln r_2) + \frac{(a_3^2 - a_2^2)}{2} \cdot (\ln r_e - \ln r_3) \quad (\text{II-70})$$

Ainda utilizando os domínios de integração

definidos anteriormente, pode-se calcular a rigidez associada ao anel (U_r) dada por (II-20), o volume do anel (V_0), e sua integral P (P):

$$\begin{aligned}
 U_r = & \left\{ \frac{a_1^3}{3} + a_1 \cdot Z \cdot (Z - a_1) \right\} \cdot (\ln r_e - \ln r_i) + \left\{ \frac{a_2^3 - a_1^3}{3} \right. \\
 & + Z \cdot (a_2 - a_1) \cdot (Z - a_2 - a_1) \left. \right\} \cdot (\ln r_e - \ln r_2) + \\
 & + \left\{ \frac{a_3^3 - a_2^3}{3} + Z \cdot (a_3 - a_2) \cdot (Z - a_3 - a_2) \right\} \cdot \\
 & \cdot (\ln r_e - \ln r_3)
 \end{aligned} \tag{II-71}$$

$$\begin{aligned}
 V_0 = \pi \cdot \{ & a_1 \cdot (r_e^2 - r_i^2) + (a_2 - a_1) \cdot (r_e^2 - r_2^2) + (a_3 - a_2) \cdot \\
 & \cdot (r_e^2 - r_3^2) \}
 \end{aligned} \tag{II-72}$$

$$\begin{aligned}
 P = \int_A (1/r^3) \cdot dA = \frac{1}{2} \cdot \{ & a_1 \cdot \left(\frac{1}{r_i^2} - \frac{1}{r_e^2} \right) + (a_2 - a_1) \cdot \left(\frac{1}{r_2^2} + \right. \\
 & \left. - \frac{1}{r_e^2} \right) + (a_3 - a_2) \cdot \left(\frac{1}{r_3^2} - \frac{1}{r_e^2} \right) \}
 \end{aligned} \tag{II-73}$$

Para o cálculo dos deslocamentos do trecho rígido do elemento, deve-se inicialmente transferir os esforços (P_1, P_2, P_3) para o ponto de engastamento dos parafusos. Feito isto, e considerando-se que o anel está submetido a uma pressão interna (p), a expressão (II-41) pode ser desenvolvida para fornecer a rotação (ψ_r) deste trecho:

$$\begin{aligned}
 \psi_r = \frac{1}{E \cdot U_r} \cdot \{ & (-r_{f_4} \cdot (a_3 - Z) - r_{f_4} \cdot l) \cdot P_1 - r_{f_4} \cdot P_2 + r_{f_4} \cdot \\
 & \cdot (r_{f_4} - R) \cdot P_3 - r_{f_3} \cdot (a_2 - Z) \cdot P_4 - r_{f_3} \cdot P_5 + r_{f_3} \cdot (r_{f_3} + \\
 & - R) \cdot P_6 - r_{f_2} \cdot Z \cdot P_7 + r_{f_2} \cdot P_8 - r_{f_2} \cdot (r_{f_2} - R) \cdot P_9 \} + \psi_{rp}
 \end{aligned} \tag{II-74}$$

onde:

$$\begin{aligned} \psi_{rp} = & \frac{p}{E \cdot U_r} \cdot \left\{ (r_i + b_1)^2 \cdot \left(\frac{r_i + b_1}{3} - \frac{R}{2} \right) - (r_i + b_2)^2 \cdot \right. \\ & \left. \left(\frac{r_i + b_2}{3} - \frac{R}{2} \right) + a_1 \cdot (r_2 - r_i) \cdot \left(\frac{a_1}{2} - z \right) - a_2 \cdot \right. \\ & \left. \cdot r_2 \cdot \left(\frac{a_2}{2} - z \right) \right\} \end{aligned} \quad (\text{II-75})$$

Tendo-se as expressões (II-66) e (II-74), por superposição de efeitos obtém-se a rotação (ψ_{vx}) do trecho flexível, num ponto genérico (x) de seu referencial local:

$$\psi_{v_x} = \psi_r + \theta_x \quad (\text{II-76})$$

Desenvolvendo-se (II-42), obtém-se o deslocamento horizontal (u_{rj}) do trecho rígido num ponto genérico (j):

$$\begin{aligned} u_{rj} = & \frac{\pi \cdot (1 - \nu)}{V_0 \cdot E} \cdot r_j \cdot (-P_7 \cdot r_{f_2}^2 + P_4 \cdot r_{f_3}^2 + P_1 \cdot r_{f_4}^2) + \\ & + \frac{(1 + \nu)}{2 \cdot P \cdot E \cdot r_j} \cdot (-P_7 + P_4 + P_1) - \psi_r \cdot (z_j - z) + u_{rpj} \end{aligned} \quad (\text{II-77})$$

onde:

$$\begin{aligned} u_{rpj} = & \left\{ \frac{\pi \cdot (1 - \nu)}{V_0 \cdot E} \cdot r_j \cdot (a_1 \cdot r_i^2 + r_2^2 \cdot (a_2 - a_1)) \right\} + \\ & + \frac{(1 + \nu)}{2 \cdot P \cdot E \cdot r_j} \cdot a_2 \cdot p \end{aligned} \quad (\text{II-78})$$

A partir das expressões (II-65) e (II-77), por superposição dos efeitos, obtém-se o deslocamento horizontal (u_{vx}) do trecho flexível, num ponto genérico (x):

$$u_{v_x} = u_{r_j} + \delta_x \quad (\text{II-79})$$

devendo-se fazer as seguintes observações:

- i. Supõe-se que as rotações dos flanges sejam suficientemente pequenas, de modo que não seja necessário utilizar a projeção de (d_x) no cálculo de (u_{v_x}) ;
- ii. Para o cálculo do termo correspondente ao deslocamento de corpo rígido (w_{r_j}) emprega-se o artifício de utilizar o ponto de aplicação dos esforços (P_1, P_2, P_3) da Figura (II-6.a) como sendo o ponto (j) .

O deslocamento vertical do trecho rígido (w_{r_j}) é obtido combinando-se (II-74) com (II-43):

$$w_{r_j} = \psi_r \cdot (r_j - r_0) \quad (\text{II-80})$$

Utilizando-se novamente a hipótese de pequenas rotações, obtém-se o deslocamento vertical do trecho flexível (w_{v_x}) pela superposição de (II-67) e (II-80):

$$w_{v_x} = w_{r_j} + w_x \quad (\text{II-81})$$

onde (j) é o ponto de engastamento do trecho flexível no trecho rígido (Figura II-6.a).

Por fim, a tensão circunferencial (σ_{θ_j}) , atuante num ponto (j) do trecho rígido, é obtida a partir de (II-44):

$$\sigma_{\theta_j} = \frac{\pi}{V_0} \cdot (-P_7 \cdot r_{f_2}^2 + P_4 \cdot r_{f_3}^2 + P_1 \cdot r_{f_4}^2) + \frac{1}{2 \cdot P \cdot r_j} \cdot (-P_7 + P_4 + P_1) - E \cdot \psi_r \cdot \frac{z_j - Z}{r_j} \quad (\text{II-82})$$

As tensões equivalentes de Tresca (σ_{T_j}) e von Mises (σ_{vM_j}) , num ponto qualquer (j) , são calculadas tomando-se o módulo de (σ_{θ_j}) .

APÊNDICE III: Desenvolvimento do Elemento Cilíndrico Longo

A rotação (θ_i) e o deslocamento horizontal do cilindro longo (δ_i) tratado pela teoria de cascas, num ponto qualquer (i), são dados por:

$$\delta_i = \delta_i^H \cdot H + \delta_i^M \cdot M + \Delta \cdot p \quad (\text{III-1})$$

$$\theta_i = \theta_i^H \cdot H + \theta_i^M \cdot M + \Theta \cdot p \quad (\text{III-2})$$

onde (H) e (M) são respectivamente o esforço horizontal e o momento atuantes na extremidade do elemento (Figura III-1), e (p) é a pressão interna atuante. (δ_i^H), (δ_i^M), (θ_i^H) e (θ_i^M) são coeficientes que dependem da posição axial que se deseje considerar; os coeficientes (Δ) e (Θ) independem da posição.

Para se determinar os coeficientes das equações (III-1) e (III-2), considere-se inicialmente a seguinte equação para o deslocamento horizontal (δ), obtida a partir da referência [35]:

$$\frac{d^4 \delta}{dx^4} + 4 \cdot \beta^4 \cdot \delta = \frac{P}{D} - \frac{v \cdot V}{R \cdot D} \quad (\text{III-3})$$

onde:

$$\beta^4 = 3 \cdot (1 - \nu^2) / R^2 \cdot h^2 = E \cdot h / 4 \cdot R^2 \cdot D$$

$$D = E \cdot h^3 / 12 \cdot (1 - \nu^2)$$

E - módulo de elasticidade

ν - coeficiente de Poisson

O esforço V é estaticamente determinado e, para um cilindro de paredes finas, vale:

$$V = \frac{P \cdot R}{2} \quad (\text{III-4})$$

Uma solução particular (δ_p) da equação (III-3), já utilizando (III-4), é:

$$\delta_p = \frac{P}{4 \cdot \beta^4 \cdot D} \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2}\right) \quad (\text{III-5})$$

A solução homogênea (δ_h) de (III-3) pode ser

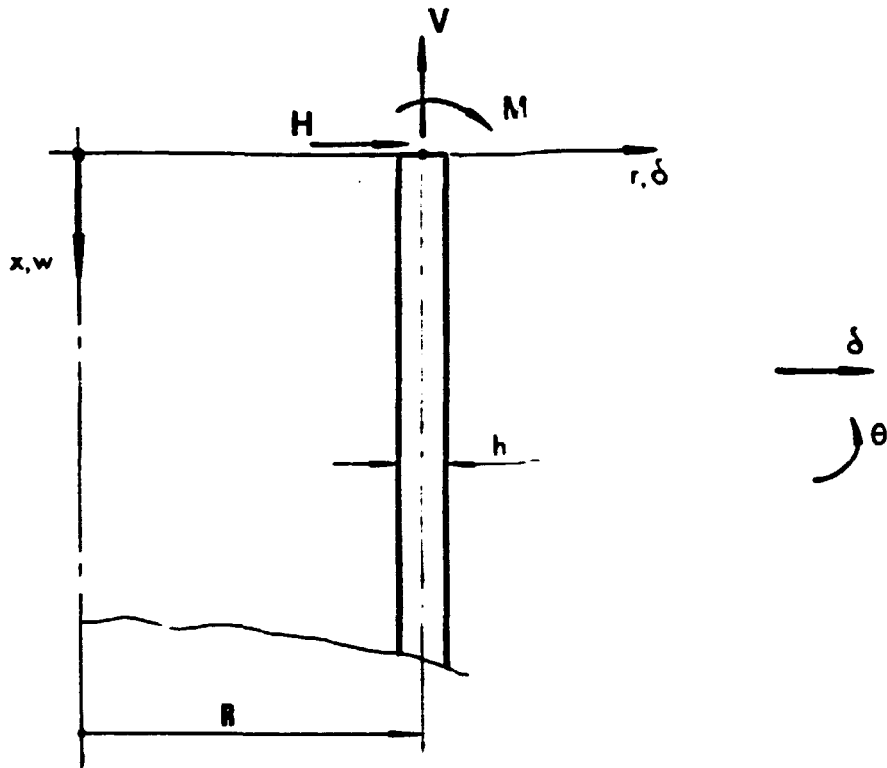


Figura III-1: Elemento cilíndrico longo com esforços e deslocamentos positivos, dimensões e sistema de referência utilizado.

escrita como:

$$\delta_{11} = e^{-\beta x} \cdot \{ C_1 \cdot \text{sen}(\beta x) + C_2 \cdot \text{cos}(\beta x) \} + e^{+\beta x} \cdot \{ C_3 \cdot \text{sen}(\beta x) + C_4 \cdot \text{cos}(\beta x) \} \quad (\text{III-6})$$

Considerando-se a espessura da parede (h) como sendo pequena em relação ao raio (R) e ao comprimento da casca, pode-se considerar o cilindro como sendo infinitamente longo [31]. Neste caso $C_3 = C_4 = 0$. Sendo a solução geral de (III-3) dada pela soma das soluções particular (III-5) e homogênea (III-6), obtém-se:

$$\delta(x) = e^{-\beta x} \cdot \{ C_1 \cdot \text{sen}(\beta x) + C_2 \cdot \text{cos}(\beta x) \} + \frac{P}{4 \cdot \beta^4 \cdot D} \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) \quad (\text{III-7})$$

Da referência [35], tem-se ainda as seguintes relações para esforços e rotação:

$$N(x) = D \cdot \frac{d^2 \delta}{dx^2} \quad (\text{III-8})$$

$$H(x) = \frac{dM}{dx} \quad (\text{III-9})$$

$$\theta(x) = \frac{d\delta}{dx} \quad (\text{III-10})$$

A partir dos esforços de extremidade (H) e (M), aplicados em $x = 0$, e utilizando-se (III-8) e (III-9), chega-se a:

$$C_1 = - \frac{M}{2 \cdot \beta^2 \cdot D} \quad (\text{III-11})$$

$$C_2 = \frac{M}{2 \cdot \beta^2 \cdot D} + \frac{H}{2 \cdot D \cdot \beta^3} \quad (\text{III-12})$$

Introduzindo-se estas constantes em (III-7), e posteriormente desenvolvendo-se (III-8) e (III-10), chega-se a:

$$\delta(x) = \left\{ \frac{e^{-\beta x}}{2.D.\beta^3} \cdot \cos(\beta x) \right\} .H + \left\{ \frac{e^{-\beta x}}{2.D.\beta^2} \cdot \{ \cos(\beta x) + \right. \\ \left. - \sin(\beta x) \} \right\} .M + \frac{1}{4.\beta^4.D} \cdot \left(1 - \frac{\nu}{2} \right) .p \quad (\text{III-13})$$

$$\theta(x) = - \frac{e^{-\beta x}}{2.\beta^2.D} \cdot \{ \cos(\beta x) + \sin(\beta x) \} .H - \frac{e^{-\beta x}}{\beta.D} \cdot \cos(\beta x) .M \quad (\text{III-14})$$

$$M(x) = \frac{e^{-\beta x}}{\beta} \cdot \sin(\beta x) .H + e^{-\beta x} \cdot \{ \cos(\beta x) + \sin(\beta x) \} .M \quad (\text{III-15})$$

As tensões atuantes neste elemento cilíndrico são calculadas utilizando-se a teoria geral de cascas finas, sendo obtidos os seguintes valores para uma posição axial genérica (x):

$$\sigma_{\theta_i}(x) = \frac{E.\delta(x)}{R} + \nu \cdot \frac{p.R}{2.h} + \nu \cdot \frac{6.M(x)}{h^2} \quad (\text{III-16})$$

$$\sigma_{\theta_e}(x) = \frac{E.\delta(x)}{R} + \nu \cdot \frac{p.R}{2.h} - \nu \cdot \frac{6.M(x)}{h^2} \quad (\text{III-17})$$

$$\sigma_{\phi_i}(x) = \frac{p.R}{2.h} + \frac{6.M(x)}{h^2} \quad (\text{III-18})$$

$$\sigma_{\phi_e}(x) = \frac{p.R}{2.h} - \frac{6.M(x)}{h^2} \quad (\text{III-19})$$

onde:

- σ_{θ_i} - tensão circunferencial na face interna
- σ_{θ_e} - tensão circunferencial na face externa
- σ_{ϕ_i} - tensão meridional na face interna
- σ_{ϕ_e} - tensão meridional na face externa

A partir destes valores, pode-se ainda calcular as

tensões equivalentes de Tresca nas faces interna e externa (σ_{Ti} , σ_{Te}), e de von Mises nas mesmas faces (σ_{VMi} , σ_{VMe}):

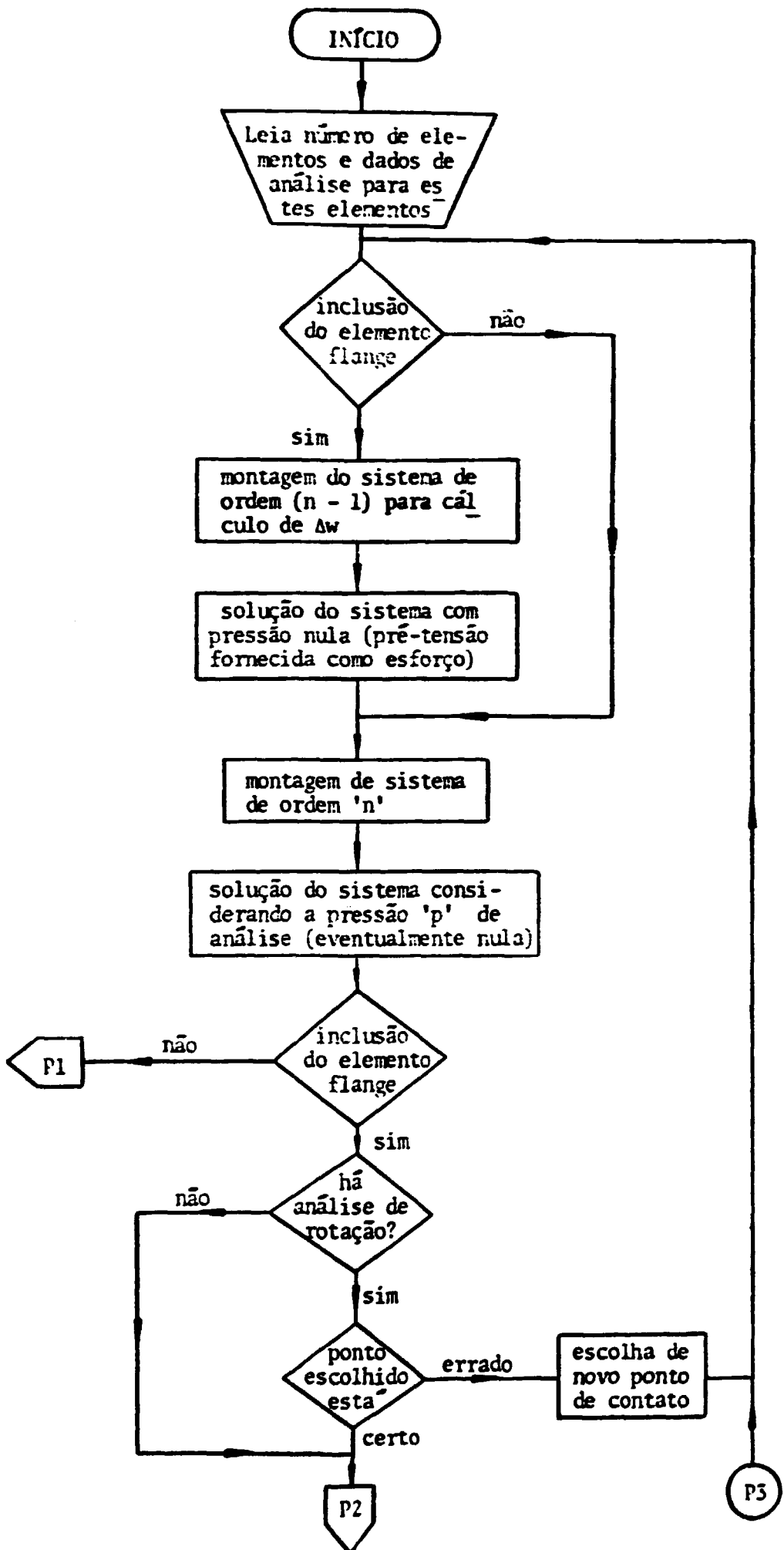
$$\sigma_{Ti} = \max (|c_{\theta_i}|, |\sigma_{\phi_i}|) \quad (\text{III-20})$$

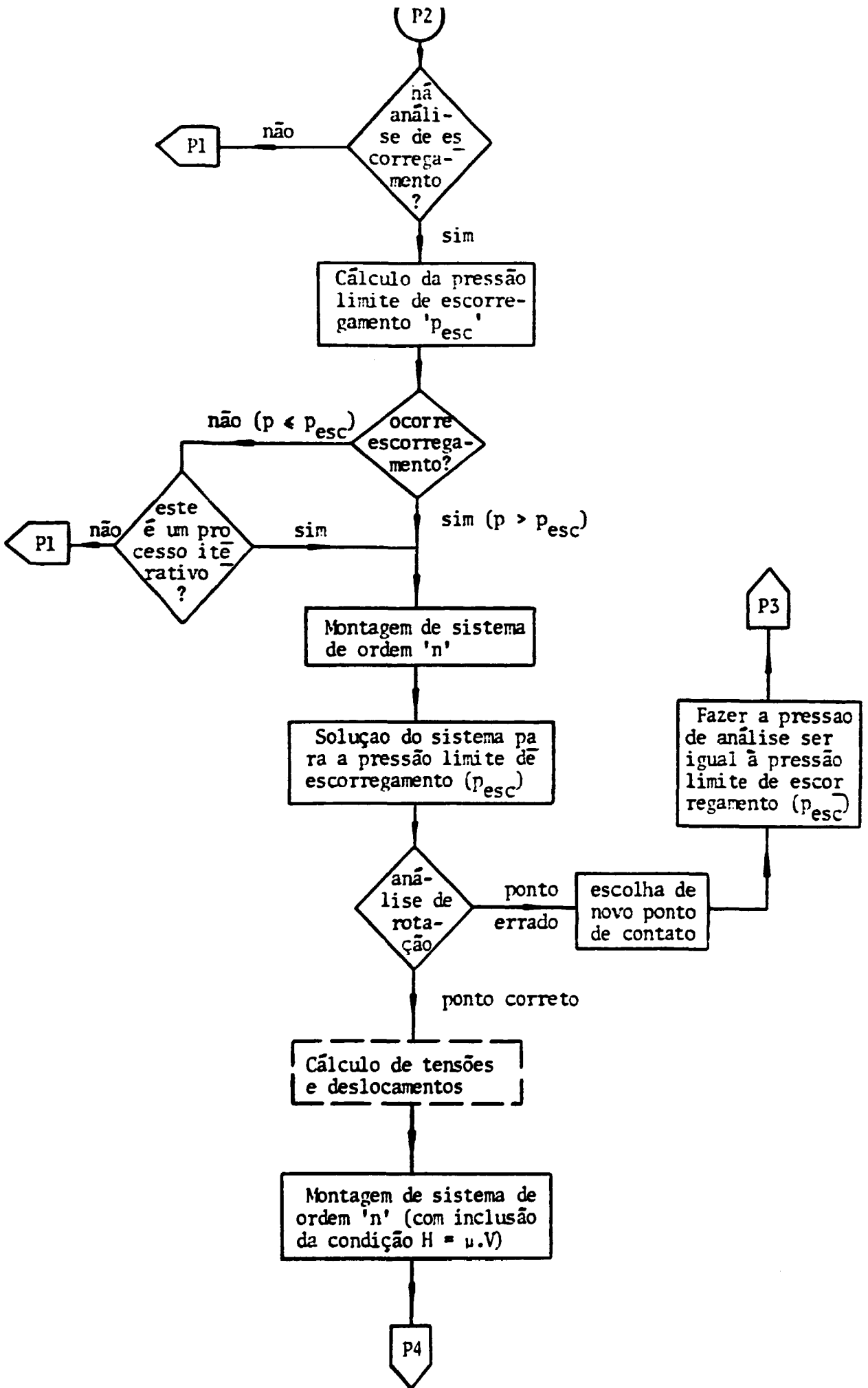
$$\sigma_{Te} = \max (|c_{\theta_e}|, |\sigma_{\phi_e}|) \quad (\text{III-21})$$

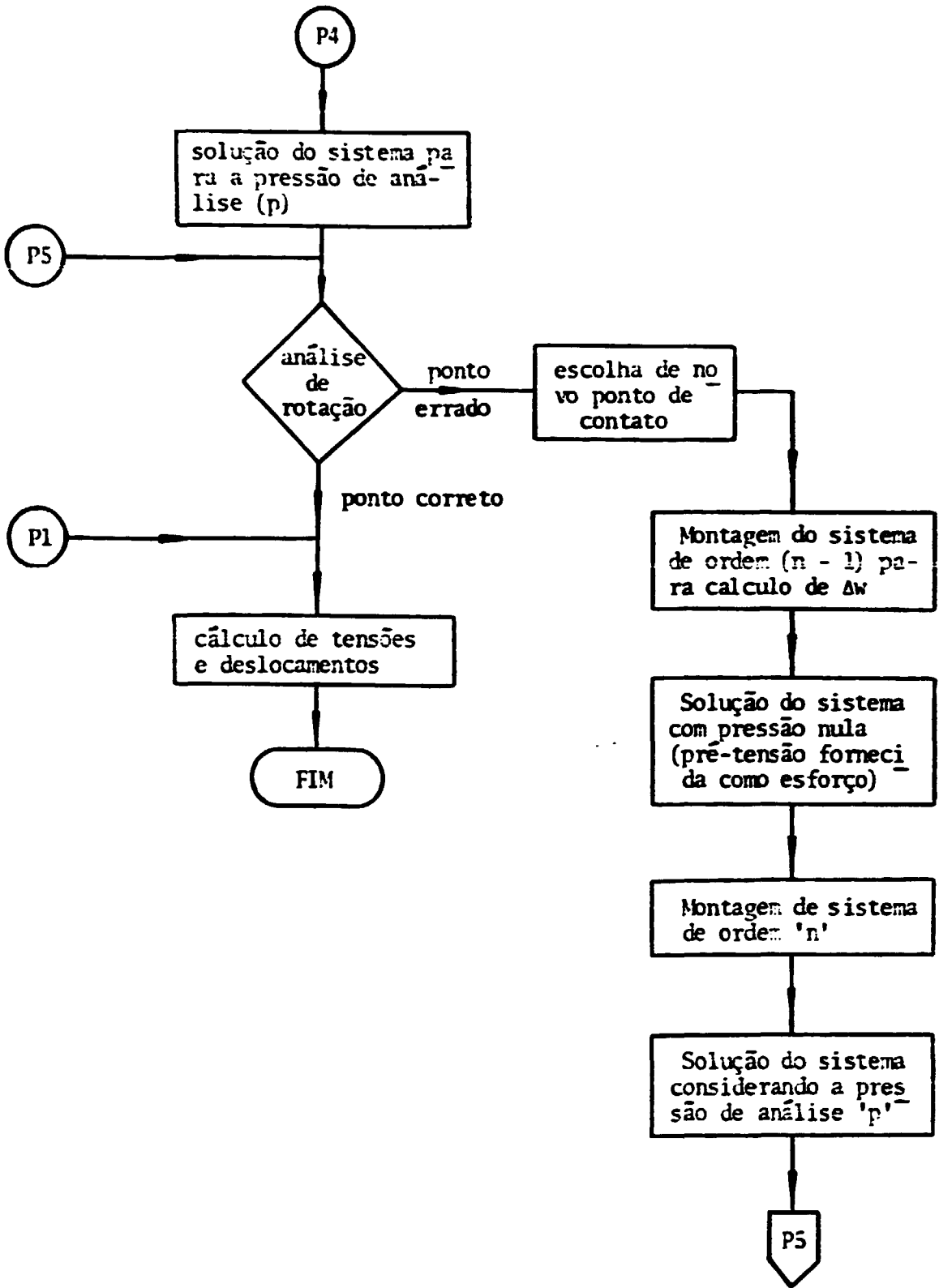
$$\sigma_{VMi} = \sqrt{\sigma_{\theta_i}^2 + \sigma_{\phi_i}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_i} \cdot \sigma_{\phi_i}} \quad (\text{III-22})$$

$$\sigma_{VMe} = \sqrt{\sigma_{\theta_e}^2 + \sigma_{\phi_e}^2 - 2 \cdot \sigma_{\theta_e} \cdot \sigma_{\phi_e}} \quad (\text{III-23})$$

**APÊNDICE IV: Fluxograma simplificado do programa
ANESA.**







REFERÊNCIAS

- [1] D. G. H. Latzko: 'A Curriculum for Engineering Education in Structural Mechanics in Reactor Technology', First International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, 1971
- [2] P. C. Riccardella, T. R. Mager: 'Fatigue Crack Growth in Pressurized Water Reactor Vessels', Westinghouse Nuclear Energy System Report - WCAP-7746, 1971
- [3] E. O. Waters, D. B. Westrom, D. B. Rosshelm, F. S. G. Williams; 'Formulas for Stresses in Bolted Flanged Connections', ASME Transactions, Fuel and Steam Power, vol. 59, 1937.
- [4] L. E. Brownell, E. H. Young; 'Process Equipment Design', John Wiley and Sons, Inc., 1959
- [5] G. H. D. Borba; 'Um Método para a Análise de Submarinos Utilizando a Teoria de Cascas Finas', dissertação apresentada à Escola Politécnica da USP para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia, 1983
- [6] T. H. Pigford; 'The Management of Nuclear Safety: A Review of TMI After Two Years', Nuclear News, vol. 24 (28), march, 1981
- [7] S. S. Gill; 'The Stress Analysis of Pressure Vessels and Pressure Vessel Components', Pergamon Press, Oxford, 1970
- [8] D. H. Van Campen; 'Computational Methods for Predicting Tapered Hub Behavior in Large-diameter, High-pressure Vessel Flanges', Proceedings of the First International Conference on Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin, set., 1971
- [9] J. E. Kaloski; 'Characteristics of Metal O-ring and Relationship to Sealing Capabilities', National Conference on Fluid Power, 1970
- [10] G. Boardman, M. Adams; 'Static Seals and Their Application in Water-cooled Nuclear Reactor Systems', ORNL-TM-3308, 1971
- [11] 'ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section III', American Society of Mechanical Engineers, 1983
- [12] L. D. Wredberg; 'Design, Criteria, Codes and Standards for the Westinghouse PWR', J. Inst. Nucl. Eng. - vol. 15 (4), jul/aug, 1974

- [13] W. Marshall; 'An Assessment of the Integrity of PWR Pressure Vessels', United Kingdom Atomic Energy Authority, 1982
- [14] 'B16.5 - Steel Pipe Flanges and Flanged Fittings, American National Standards Institute, 1977
- [15] 'API 605 - Large Diameter Carbon Steel Flanges', American Petroleum Institute, 1978
- [16] Z. Zudans; 'Analysis of Axisymmetric Redundant Structures', Nuclear Structural Engineering, vol. 1, 1955
- [17] A. Bakker, H. A. C. M. Spaas; 'A Computational Procedure for the Analysis of High-pressure Vessel Flanges', International Journal of Pressure Vessel and Piping, vol. 5, 1977
- [18] E. C. Rodabaugh, F. M. D'Hara Jr, S. E. Moore; 'FLANGE: A Computer Program for the Analysis of Flanged Joints with Ring-type Gaskets', DRNL-5035, 1976
- [19] K. Hamada, H. Ukaji, T. Hayashi; 'Stress Analysis of Bolted Flanged for Pressure Vessels', Proceedings of the First International Conference on Pressure Vessel Technology, Delft, 1969
- [20] D. H. Van Campen, P. J. Deen, D. G. H. Latzko; 'Deformation of Large-diameter, High-pressure Vessel Flanges', Proceedings of the First International Conference on Pressure Vessel Technology, Delft, 1969
- [21] H. A. C. M. Spaas; 'Deformation Behaviour of Large, High-pressure Vessel Flanges', Technische Hoghschool, Delft, Holand, Applied Science Publisher, 1977
- [22] 'Final Safety Analysis Report (FSAR) of ANGRA I, Central Nuclear Almirante Álvaro Alberto', FURNAS Centrais Elétricas S.A.
- [23] E. G. Waters; 'Flanges and Closures', Pressure Vessels and Piping: Design and Analysis - A Decade of Progress, vol. II - Components and Structural Dynamics, ASME, 1972
- [24] R. W. Schneider, E. C. Rodabaugh; 'Flanges, Gaskets and Closure Systems', Pressure Vessel and Piping: Design Technology - A Decade of Progress, ASME, 1982
- [25] R. H. Perry, C. H. Chilton; 'Manual de Engenharia Química', ed. Guanabara Dois, 1980
- [26] 'ASME Boiler and Pressure Vessel Code, Section VIII, Appendix II', American Society of Mechanical Engineers, 1983

- [27] C. M. Menken; 'Influence of Bolt Loading on Deformation of Pressure Vessel Flanges', Proc. Of the First Int. Conf. On Pressure Vessel Technology, Delft, 1959 - Part I, Design and Analysis
- [28] M. B. Bickell, S. H. Dance; 'An Elastic Analysis of Axially Perforated Cylinders with Applications to the Design of Reactor Vessel Flanges', First Int. Conf. On Structural Mechanics in Reactor Technology, Berlin, 1971
- [29] D. G. H. Latzko, P. L. Cloud; 'Status of Knowledge on Stress and Deformation Analysis at Critical Locations of Reactor Pressure Vessels', Nuclear Engineering and Design, vol. 26, 1974
- [30] D. L. de Zagottis; 'Introdução à Teoria das Placas e das Cascas', Departamento de Estruturas e Fundações da Escola Politécnica da USP, 1979
- [31] S. P. Timoshenko, W. Krieger; 'Theory of Plates and Shells', Mac Graw-Hill Book Company, New York, 1940
- [32] Z. Zudans, T. C. Yen, W. H. Steigelmann; 'Thermal Stress Techniques in the Nuclear Industry', American Elsevier Publishing Co., N.y., 1965
- [33] 'ASME Boiler and Pressure Vessel Code' - Section III, Appendix A, 1983
- [34] H. Kraus; 'Thin Elastic Shells', John Wiley and Sons, Inc., 1967
- [35] V. I. Feodosiev; 'Resistencia de Materiales', Editorial Mir, Moscou, 2a. Edición, 1980
- [36] R. B. Salvagni; 'Notas de aula do curso de Análise Estrutural em Engenharia Mecânica (PMC - 789)', Escola Politécnica da USP, 1984
- [37] F. Venâncio Filho; 'Análise Matricial de Estruturas', Alameda Neves Editores Ltda, RJ, 1975
- [38] F. L. Davis, H. D. Keith; 'Finite Element Analysis of Pressure Vessels', Pressure Vessel and Piping: Design and Analysis, vol. IV, 1976
- [40] G. J. De Salvo, J. A. Swanson; 'ANSYS Engineering Analysis System, User Manual - REV. 3', EUA, 1979
- [41] P. C. Kohnke; 'ANSYS Engineering Analysis System, Theoretical Manual - REV. 3', EUA, 1978
- [42] M. Hetenyi; 'Spherical Shells Subjected to Axial Symmetrical Bending', Publication of the International Association for Bridge and Structural Engineers, vol.

5, 1932

- [43] 'Annual Book of ASME Standards'. Section 1 - Iron and Steel Products, 1984
- [44] 'ASME Boiler and Pressure Vessel Code' - Section III, Appendix I, 1955