

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais

PPGEM

AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UM NOVO MODELO
DE TERMINAL CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS

Flávio Galdino Xavier

Tese para a obtenção do Título de Doutor
em Engenharia

Porto Alegre
2009

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
Escola de Engenharia

Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais

PPGEM

**AVALIAÇÃO DA VIDA EM FADIGA DE UM NOVO MODELO
DE TERMINAL CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS**

Flávio Galdino Xavier
Engenheiro Mecânico

Trabalho realizado no Departamento de Metalurgia da Escola de Engenharia da UFRGS, dentro do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais – PPGEM, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia.

Área de Concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Porto Alegre
2009

X3a

Xavier, Flávio Galdino

Avaliação da vida em fadiga de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis / Flávio Galdino Xavier. – 2009.

Tese (doutorado) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Escola de Engenharia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais. Porto Alegre, BR-RS, 2009.

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

1. Ensaio de materiais. 2. Fadiga. 3. Ancoragem. I. Strohaecker, Telmo Roberto, orient. III. Título

CDU- 620.17(043)

Esta tese foi julgada adequada para obtenção do título de Doutor em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final, pelo orientador e pela Banca Examinadora do Programa de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Banca Examinadora:

Dr. André Ronaldo Froehlich, UNISINOS

Prof. Dr. Vitor José Frainer, EE/FURG

Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski, PPGEM/UFRGS

Prof. Dr. Carlos Perez Bergmann
Coordenador do PPGEM

DEDICATÓRIA

*Dedico este estudo:
à minha esposa e companheira, Leslie;
e as minhas filhas, Juliana e Giovana.*

AGRADECIMENTOS

Foram muitos, os que me ajudaram a concluir este trabalho.

Meus sinceros agradecimentos...

...a Deus, pois, sem sua ajuda, nada teria sido possível;

...à minha família, pela confiança e pelo apoio;

...Ao Prof. Dr. Telmo Roberto Strohaecker, pela amizade e por aceitar a orientação deste estudo e conduzir seu desenvolvimento com muita sabedoria, paciência, dedicação, incentivo, pronta ajuda e suporte;

...Ao amigo Antônio Bueno por sua força, conhecimento e disposição, diante das minhas limitações;

...Ao Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski, pela sua amizade, incentivo e críticas ao trabalho;

...Ao Dr. Anderson Barata Custódio do CENPES/PETROBRAS pelas críticas ao trabalho;

...À Universidade Federal do Rio Grande e ao Colégio Técnico Industrial que me propiciaram o tempo necessário para essa qualificação;

...À CAPES pelo aporte financeiro, sem o qual não seria possível a realização desse doutorado;

...À PETROBRAS pelo apoio;

...A todos os integrantes do LAMEF (Laboratório de Metalurgia Física da UFRGS) que colaboraram com este trabalho.

...Por fim, a todos que direta ou indiretamente colaboraram para a conclusão deste trabalho.

*“Bom mesmo é ir a luta com determinação, abraçar
a vida com paixão, perder com classe e vencer com ousadia,
pois o triunfo pertence a quem se atreve...
A vida é muita para ser insignificante.”
(Charles Chaplin)*

RESUMO

Este trabalho foca a avaliação da vida em fadiga de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis (*risers*) de camadas não aderentes (*unbonded*). Os ensaios foram feitos levando em consideração apenas a parte estrutural desses dutos, de forma a ensaiar uma nova configuração de ancoragem da armadura de tração encontrada nesse equipamento conhecido como terminal conector (*end fitting*). É dentro deste componente que os arames da armadura de tração são fixados por resina epóxi em conjunto com uma configuração específica permitindo dessa maneira a sustentação do duto flexível quando fixado a plataformas *offshore*. Para a escolha do novo modelo de ancoragem aqui proposto, além de se tomar como referência, fez-se também uma analogia aos modelos utilizados nas ancoragens das barras metálicas utilizadas em concreto protendido. Isto foi feito por entender que algumas características mecânicas da resina epóxi aproximam-se das do concreto. Para a definição do novo modelo de ancoragem, uma análise simplificada, utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF), foi feita em dois modelos de ancoragens recomendados na API RP 17B (2002) e utilizado por alguns fabricantes, no intuito de verificar as distribuições das tensões ao longo desses arames dentro do terminal conector quando envolto pela resina epóxi. Esta análise destacou as regiões ao longo dos arames onde havia concentrações das tensões. Utilizando-se dessas informações, foi desenvolvida uma nova configuração para o arame dentro da resina de maneira a minimizar esses concentradores de tensão, permitindo assim que o modelo de ancoragem proposto tenha um melhor desempenho em fadiga. Para tanto, as verificações desses modelos feitas através do MEF e validadas através de ensaios experimentais em escala reduzida, mostraram que o modelo proposto apresentou reduções do K_T da ordem de 16,5% e das tensões na resina de 60% quando comparados aos outros dois modelos comerciais. Após essas avaliações protótipos do novo terminal conector foram confeccionados em escala real e montado a dois pedaços de duto flexível de 2,5" de diâmetro, compondo assim dois corpos de prova: o CP1 e o CP2, os quais foram submetidos a ensaios de tração estáticos e carregamentos dinâmicos. Nos ensaios o CP1 foi submetido a uma carga máxima em tração de 844 kN e após esse carregamento, a não evidência de ruptura nos arames da armadura de tração o levou para o ensaio de fadiga com cargas em tração variando entre 130 e 304 kN a uma frequência de 1Hz para uma vida de 1.000.000 de ciclos de carga. O resultado desse ensaio mostrou a viabilidade do conceito, uma vez que se atingiu a 1.000.000 de ciclos de carga sem a ruptura de qualquer arame dentro do terminal conector, evidenciado através da dissecação. Para finalizar os trabalhos, um segundo corpo de prova (CP2) foi confeccionado, obedecendo as recomendações estipuladas na API RP 17B (2002). Ensaiado com os mesmos parâmetros do CP1, se conseguiu levá-lo a fase de Dano igual a 1. Ao final desse ensaio observaram-se a ruptura de alguns arames na região mediana sobre o duto flexível que unia os dois conectores. Já as dissecações não mostraram evidências de arames rompidos internamente aos conectores.

Palavras-chave: terminal conector, fadiga, duto flexível, ancoragem e armadura de tração.

ABSTRACT

This work focuses on the evaluation of the fatigue of life in a new model of end fitting for unbounded flexible pipe (risers). The tests had been made taking in consideration only the structural part of these risers, in order to test a new configuration of anchorage of the tensile armor found in equipment known as an end fitting. It is inside of this component that the tensile armor wires are fixed by epoxy resin in the set with specific configuration in this way allowing the sustentation these flexible pipes when the fixed offshore platforms. For the choice of the new model of anchorage considered here, beyond the reference if taking an analogy to the models used in the anchorage dues ones of the metallic bars used in prestressed concrete. This was made by understanding that some mechanical characteristics of the epoxy resin are come close to the concrete. For the definition of the new model of anchorage, the simplified analysis, using the Finite Element Method (FEM), was made in two models of anchorage dues recommended in API RP 17B (2002) and used by some manufacturers, in intention to verify the distributions tensions along the wires within of the end fitting when wrapped for the epoxy resin. This analysis highlighted the wires throughout the regions where it had concentrations of the tensions. Using these information of itself, a new configuration for the wire inside of the way resin was developed to minimize these concentrators of tension as soon as, allowing anchorage of the considered model one has better performance in fatigue. For in such a way, the verifications of these models made through the FEM and validated through experimental tests in reduced scale, had shown that the considered model presented reductions of the K_T of the order of 16.5% and stress in the resin of 60% when compared with the others two commercial models. After these evaluations archetypes of connecting the new end fitting had been confectioned in real scale and mounted two pieces of flexible pipe of 2.5" of diameter, thus composing test of two bodies: the CP1 and the CP2, which had been submitted the static tension tests and dynamic loads tests. In the tests the CP1 was submitted to tension in the maximum load of 844 kN and after this shipment, the evidence of rupture in the wires of armor did not take the tension it for the tests of fatigue in traction with loads varying between 130 and 304 kN to the frequency of 1Hz for a life of 1,000,000 cycles of load. The result of this test showed the viability of the concept, that if the team reached the inside of 1,000,000 load cycles without the rupture of any wire of the end fitting, evidenced through the dissection. To finish the works, the body of the test (CP2) it was confectioned, obeying to the recommendations stipulated in API RP 17B (2002). Tested with the same parameters of CP1, were taken to the stage Damage equal to 1. To the end of this test they had observed it rupture of some wires in the region on the medium flexible pipe that joined the two end fittings. Already the dissections had not shown evidence of broken internally wires to the end fittings.

Keywords: end fitting, fatigue, flexible pipe, anchoring and tensile armor.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 – Duto flexível tipo HAIS de 3” (PROJETO PLUTO, 2007).	23
FIGURA 1.2 – Duto flexível.	24
FIGURA 1.3 – Dutos de camadas aderentes (<i>bonded</i>).	25
FIGURA 1.4 – Dutos de camadas não aderentes (<i>unbonded ou non-bonded</i>).	25
FIGURA 1.5 – Recordes de perfurações exploratórias no mar (PETROBRAS, 2007).	26
FIGURA 1.6 – Bacia de Campos-RJ (PETROBRAS, 2007b).	26
FIGURA 1.7 – Sistema Antecipado de Produção de Enchova Leste Fase I (MACHADO FILHO, 1982).	27
FIGURA 1.8 – Sistema Antecipado de Produção de Garoupa Namorado (MACHADO FILHO, 1982).	27
FIGURA 1.9 – Sistemas Definitivos de Produção com diferentes unidades de produção (da esquerda para a direita): <i>spar-buoy</i> , TLP (<i>Tension Leg Platform</i>), semi-submersível e FPSO (<i>Floating Production Storage Offloading</i>) (SOUSA, 2005).	28
FIGURA 1.10 – Produção de petróleo na Bacia de Campos-RJ. (Fonte: PETROBRAS)	28
FIGURA 1.11 – Tipos de dutos flexíveis de camadas não aderentes. (a) parede rugosa (<i>rough bore</i>) e (b) de parede lisa (<i>smooth bore</i>) (SOUSA, 2005).	30
FIGURA 1.12 – Profundidades alcançadas até o momento e perspectivas futuras para <i>risers</i> de 6” a 16”. (Fonte: Technip).	31
FIGURA 1.13 – Típico terminal conector da fabricante Technip. (Fonte: Technip)	31
FIGURA 1.14 – Exemplo de terminal conector para dutos de camadas não aderentes. (Adaptado da API RP 17B, 2002 pág. 16)	32
FIGURA 1.15 – Ilustração de uma seção transversal de um terminal conector mostrando a configuração da ancoragem dos arames da armadura de tração de um modelo fabricado pela Wellstream. (SHEN <i>et al.</i> 2008, p. 2)	35
FIGURA 2.1 – Estrutura típica de um duto flexível de camadas não aderentes. (Fonte: Technip)	41
FIGURA 2.2 – Aplicações <i>offshore</i> dos dutos flexíveis. (Fonte: PETROBRAS)	42

FIGURA 2.3 – Secção esquemática de um típico duto flexível (<i>riser</i>) de camadas não Aderentes (API RP 17B, 2002, p. 12).	45
FIGURA 2.4 – Geometria básica da carcaça intertravada (LEMOS, 2005).	45
FIGURA 2.5 – Perfis para a armadura de pressão: a) perfil Z, b) perfil C, c) perfil T (grampo ligando os perfis) e d) perfil T (API RP 17B, 2002, p. 13).	48
FIGURA 2.6 – Assentamento da armadura de tração em uma linha flexível (SOUSA, 1999).	50
FIGURA 2.7 – Exemplos de configurações para <i>risers</i> flexíveis (API RP 17B, 2002, pag. 10).	54
FIGURA 2.8 – Terminações dos dutos flexíveis (KIEPPER, 2004).	54
FIGURA 2.9 – Boca de sino (<i>Bellmouth</i>) com <i>I-tube</i> . (Adap. da API RP 17B, 2002, p. 19) .	56
FIGURA 2.10 – Boca de sino (<i>Bellmouth</i>) (LEMOS, 2005).	56
FIGURA 2.11 – <i>Turret</i> de um FPSO com <i>bend stiffener</i> de boca de sino (LEMOS, 2005). .	57
FIGURA 3.1 – Navio FPSO com <i>turret</i> na proa.	67
FIGURA 4.1 – Máquina de ensaios INSTRON. Com cabeçotes (a) para ensaio de tração e (b) para ensaio de compressão.	69
FIGURA 4.2 – Dimensões em milímetros dos corpos de prova: (a) para o ensaio de tração e (b) para o ensaio de compressão.	70
FIGURA 4.3 – Esquema da ancoragem do modelo Comercial 1.	71
FIGURA 4.4 – Esquema da ancoragem do modelo Comercial 2.	71
FIGURA 4.5 – Esquema da ancoragem do modelo proposto.	71
FIGURA 4.6 – Os três modelos de geometria posicionados dentro da caixa. (a) modelo Comercial 1, (b) modelo Comercial 2 e (c) modelo Proposto.	73
FIGURA 4.7 – Parâmetros para o ensaio de tração do corpo de prova compósito na condição do arame com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina. ..	74
FIGURA 5.1 – Modelos de ancoragens utilizados em arames da armadura do concreto protendido para ensaios de aderência em tração. (Leonhardt, 1964 p. 72) ...	76
FIGURA 5.2 – Modelo com ganchos. Ancoragem da armadura de tração utilizada pelo Fabricante Technip. (Adaptado da Patente Nº US 6,923,477, 2005)	77
FIGURA 5.3 – Modelo com dobras. Ancoragem da armadura de tração utilizada pelo Fabricante Wellstream. (Adap. da Patente Nº US 6,592,153 B1, 2003)	77

FIGURA 5.4 – (a) modelo “d” da figura 5.1 e (b) modelo adotado, sem a dobra arredondada mais interna, com a extremidade em forma de “L”.	78
FIGURA 5.5 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de tração da resina para os quatro corpos de prova.	79
FIGURA 5.6 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de compressão da resina para os cinco corpos de prova.	79
FIGURA 5.7 – Diagrama da Tensão x Deformação da resina (tração e compressão).	80
FIGURA 5.8 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de tração no arame para cada uma das cinco amostras.	81
FIGURA 5.9 – Diagrama da Tensão x Deformação do arame.	81
FIGURA 5.10 – Esquema dos três modelos de ancoragens do arame e suas regiões consideradas na simulação.	82
FIGURA 5.11 – Condições de contorno imposta aos modelos.	83
FIGURA 5.12 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	85
FIGURA 5.13 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	86
FIGURA 5.14 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	87
FIGURA 5.15 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	87
FIGURA 5.16 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	88
FIGURA 5.17 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	88
FIGURA 5.18 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	89
FIGURA 5.19 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	90

FIGURA 5.20 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	91
FIGURA 5.21 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	91
FIGURA 5.22 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	92
FIGURA 5.23 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	92
FIGURA 5.24 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	93
FIGURA 5.25 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	94
FIGURA 5.26 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	95
FIGURA 5.27 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	95
FIGURA 5.28 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	96
FIGURA 5.29 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.	96
FIGURA 5.30 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	98
FIGURA 5.31 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	98
FIGURA 5.32 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	99

FIGURA 5.33 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	100
FIGURA 5.34 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	100
FIGURA 5.35 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	101
FIGURA 5.36 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	102
FIGURA 5.37 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	102
FIGURA 5.38 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	103
FIGURA 5.39 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	104
FIGURA 5.40 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	104
FIGURA 5.41 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	105
FIGURA 5.42 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	106
FIGURA 5.43 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	106
FIGURA 5.44 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	107
FIGURA 5.45 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	108

FIGURA 5.46 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	108
FIGURA 5.47 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.	109
FIGURA 5.48 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.	110
FIGURA 5.49 – Vista em detalhes da região (gancho) de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.	111
FIGURA 5.50 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.	111
FIGURA 5.51 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.	112
FIGURA 5.52 – Vista em detalhes da região (dobras) de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.	113
FIGURA 5.53 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.	113
FIGURA 5.54 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.	114
FIGURA 5.55 – Vista em detalhes da região (dobra em “L”) de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.	115
FIGURA 5.56 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.	115
FIGURA 5.57 – Arames instrumentados com extensômetros de resistência elétrica. 1) modelo Comercial 1, 2) modelo Comercial 2 e 3) modelo Proposto. ...	118
FIGURA 5.58 – Detalhes da instrumentação feita no arame dos modelos Comercial 1 e Comercial 2.	118
FIGURA 5.59 – Detalhes da instrumentação feita no arame do modelo proposto.	118
FIGURA 5.60 – Arame com a configuração do modelo Comercial 1 e posicionado a caixa.	119

FIGURA 5.61 – Arame com a configuração do modelo Comercial 2 e posicionado a caixa.	119
FIGURA 5.62 – Arame com a configuração do modelo proposto e posicionado a caixa. ..	119
FIGURA 5.63 – Aparência da caixa resinada para os modelos Comercial 1 e 2.	119
FIGURA 5.64 – Aparência da caixa resinada do modelo proposto.	119
FIGURA 5.65 – Um dos corpos de prova posicionado na máquina de ensaio.	120
FIGURA 5.66 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo Comercial 1 quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.	121
FIGURA 5.67 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo Comercial 2 quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.	122
FIGURA 5.68 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo proposto quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.	123
FIGURA 5.69 – Detalhes construtivos do modelo proposto de terminal conector. (Conforme patente do INPI N ^o PI0704349-0)	125
FIGURA 5.70 – Partes que compõe o novo modelo proposto de terminal conector. (Conforme patente do INPI N ^o PI0704349-0)	125
FIGURA 5.71 – Desenho em corte do CP1 confeccionado com um segmento de <i>riser</i> de 2,5".	127
FIGURA 5.72 – CP1 posicionado à máquina de ensaio. No detalhe 1, é mostrado quatro extensômetros, posicionados e igualmente distanciados, sobre arames da armadura de tração externa.	128
FIGURA 5.73 – Pórtico com atuador de 1000kN.	128
FIGURA 5.74 – Gráfico da Carga (N) X deslocamento do atuador (mm).	129
FIGURA 5.75 – Deformações medidas pelos quatro extensômetros durante o ensaio de tração até carga máxima.	130
FIGURA 5.76 – Extrapolação dos valores da deformação, até o tempo inicial de parada, do extensômetro SG0.	130
FIGURA 5.77 – Extrapolação dos valores da deformação, até o tempo inicial de parada, do extensômetro SG270.	131

FIGURA 5.78 – Valores da máxima deformação do SG90 (menor tensão) e do SG270 (maior tensão), lançados sobre a curva tensão X deformação do arame. .	132
FIGURA 5.79 – Variações das deformações do SG90 em função do deslocamento do atuador X número de ciclos.	133
FIGURA 5.80 – Deformações medidas pelos quatro extensômetros (SG0,SG90,SG180 e SG270) durante o ensaio de fadiga do primeiro bloco de carregamento. ..	133
FIGURA 5.81 – Dano produzido no <i>riser</i> associado ao ensaio de fadiga.	134
FIGURA 5.82 – Vista da região próxima ao conector inferior.	134
FIGURA 5.83 – Arames do conector com o novo conceito. As setas indicam as regiões rompidas dos arames próximas ao conector.	135
FIGURA 5.84 – Diagrama de Goodman modificado para as tensões geradas pela deformação máxima e mínima medidas pelo SG90.	136
FIGURA 5.85 – Diagrama de Goodman modificado para as tensões geradas pela deformação máxima e mínima medidas pelo SG270.	137
FIGURA 5.86 – Desenho cotado em milímetros e em corte do CP2 confeccionado com um segmento de <i>riser</i> de 2,5” seguindo as dimensões recomendadas pela API RP 17B (2002).	139
FIGURA 5.87 – CP2 posicionado à máquina de ensaio.	139
FIGURA 5.88 – Detalhe dos extensômetros posicionados sobre os arames da armadura externa de tração.	140
FIGURA 5.89 – Detalhe do posicionamento da haste do sensor de rotação.	140
FIGURA 5.90 – Treliça com atuador de 500 kN e o CP 2 montado.	141
FIGURA 5.91 – Gráfico da Carga (N) X deslocamento do atuador (mm).	142
FIGURA 5.92 – Deformações medidas pelos dez extensômetros durante o ensaio de tração até a carga de 500kN.	142
FIGURA 5.93 – Posição do atuador (mm) X números de ciclos.	144
FIGURA 5.94 – Irregularidades superficiais da capa externa na região central do CP.	144
FIGURA 5.95 – Detalhe dos arames rompidos na região central do CP2.	145
FIGURA 5.96 – Aparência da parte interna ao terminal conector (resinada).	145

LISTA DE TABELAS

TABELA 1.1 – Potenciais defeitos no terminal conector em aplicações estáticas e dinâmicas.(Adaptado da API RP 17B, 2002. Tabela 29 – Defeitos Potenciais nos Dutos em Aplicações Estáticas e Dinâmicas).	33
TABELA 2.1 – Comprimentos produzidos e enrolados em carretéis para diâmetros variando entre 6” e 12” (BANKE, 2000).	43
TABELA 2.2 – Descrição das famílias padronizadas para dutos flexíveis de camadas não aderentes, conforme API RP 17B, 2002, pag. 15.	44
TABELA 2.3 – Propriedades dos aços carbono utilizados na armadura de pressão (BERGE <i>et al.</i> , 1992).	48
TABELA 2.4 – Propriedades dos aços carbono utilizados na armadura de tração (BERGE <i>et al.</i> , 1992).	51
TABELA 4.1 – Parâmetro de carregamento em tração a ser utilizado nos três modelos de corpos de prova visto na figura 4.6.	73
TABELA 5.1 – Limites de resistência e módulos de elasticidade estimados da resina obtidos para os quatro corpos de prova ensaiados em tração, bem como as médias dessas propriedades..	79
TABELA 5.2 – Tensões de escoamento, limites de resistência e módulos de elasticidade estimados da resina obtidos para os cinco corpos de prova ensaiados em compressão, bem como as médias dessas propriedades.	80
TABELA 5.3 – Limites de resistência e estimativas dos módulos de elasticidade aparentes do arame obtidos para os cinco corpos de prova ensaiados em tração, bem como as médias dessas propriedades.	81
TABELA 5.4 – Comparação dos resultados obtidos nas análises das tensões e K_T feitas nos arames dos três modelos e condições avaliadas.	116
TABELA 5.5 – Comparação dos resultados obtidos nas análises das tensões feitas nas resinas dos três modelos e condições avaliadas.	116
TABELA 5.6 – Comparação dos resultados obtidos experimentalmente para as tensões máximas nos arames dos três modelos na condição de parcialmente aderido à resina.	124
TABELA 5.7 – Comparação, entre os três modelos, feito através dos resultados obtidos pelos dois métodos de análise (numérico e experimental) para a condição do arame parcialmente aderido à resina.	124

TABELA 5.8 – Parâmetros e condições utilizadas para cada uma das duas fases dos ensaios de fadiga.	132
TABELA 5.9 – Valores máximos de deformação e tensão atuante em dez extensômetros localizados próximo ao conector em um ensaio estático até 500kN.	143

LISTA DE ABREVEATURAS E SIGLAS

AISI	American Iron and Steel Institute
AFNOR	Association Française de Normalisation
ANP	Agência Nacional do Petróleo
API RP	American Petroleum Institute Recommended Practice
API Spec	American Petroleum Institute Specification
ASME	American Society of Mechanical Engineers
ASTM	American Society for Testing and Materials
CONTEC	Comissão de Normas Técnicas
DNV	Det Norske Veritas
FEM	Finite Element Method
FPSO	Floating Production, Storage and Offloading
HDPE	Polietileno de Alta Densidade
INPI	Instituto Nacional de Proteção Industrial
ISO	International Organization for Standardization
MEF	Método dos Elementos Finitos
NACE	National Association of Corrosion Engineers
PA	Poliamida
PVDF	Poli Fluoreto de Vinilideno
PP	Polipropileno
PU	Poliuretano
PVC	Poli Cloreto de Vinila
SDP	Sistema Definitivo de Produção
SPA	Sistema de Produção Antecipada
SAE	Society of Automotive Engineers
TCA	Technological Cooperation Agreements
UNS	Unified National Standard
US	United States
XLPE	Ploietileno Reticulado

LISTA DE SIMBOLOS

CP	Corpo de prova
E	Módulo de elasticidade
K_T	Fator de concentração de tensões
MN	Ponto de mínima tensão
MX	Ponto de máxima tensão
P	Pressão
SG	Strain Gauges (Extensômetro de resistência elétrica)
S_n'	Tensão limite de fadiga
T	Carga de tração
ϵ	Deformação
$\epsilon_{m\acute{a}x}$	Deformação máxima
$\epsilon_{m\acute{i}n}$	Deformação mínima
σ_1	Tensão principal perpendicular ao plano 1
σ_3	Tensão principal perpendicular ao plano 3
σ_{alt}	Tensão alternada
σ_{esc}	Tensão de escoamento
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão máxima
σ_{med}	Tensão média
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão mínima
σ_{Mises}	Tensão equivalente de Von Mises
σ_{rup}	Tensão de ruptura

SUMÁRIO

CAPÍTULO I

1 INTRODUÇÃO	23
1.1 ASPECTOS GERAIS	23
1.2 TIPOS DE DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES	29
1.3 GENERALIDADES SOBRE DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES	30
1.4 O TERMINAL CONECTOR (<i>END FITTING</i>) E MODOS DE FALHA	32
1.5 HIPÓTESE DA PESQUISA	34
1.6 OBJETIVOS E ESCOPO DO TRABALHO	35
1.6.1 Objetivo Geral	35
1.6.2 Objetivos Específicos	35
1.6.3 Escopo do Trabalho e Questões de Pesquisa	36
1.7 ESTRUTURA DA TESE	39

CAPÍTULO II

2 TECNOLOGIA DOS DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES ..	41
2.1 APLICAÇÕES DOS DUTOS FLEXÍVEIS	41
2.1.1 Riser	42
2.1.2 Flowline	43
2.1.3 Jumper	43
2.2 CONCEITO DE DUTOS DE CAMADAS NÃO ADERENTES	44
2.3 DESCRIÇÃO DAS CAMADAS DO DUTO DE CAMADAS NÃO ADERENTES ...	45
2.3.1 Carça	45
2.3.2 Barreira à Pressão Interna	47
2.3.3 Armadura de pressão	47
2.3.4 Camada de Reforço da Armadura de Pressão	49
2.3.5 Armadura de tração	49
2.3.6 Camada Externa (Revestimento Externo)	51
2.3.7 Camadas Intermediárias	51
2.3.7.1 Camadas Antidesgaste	51
2.3.7.2. Fita de Reforço à Compressão	52
2.3.7.3 Camadas Isolantes	52
2.4 TECNOLOGIA DOS <i>RISERS</i>	53
2.4.1 Diferentes Configurações dos <i>Risers</i>	53
2.5 TERMINAÇÕES DOS DUTOS FLEXÍVEIS	54
2.5.1 Terminal Conector (<i>End Fitting</i>)	55
2.5.2 Flange de Montagem	55
2.5.3 Controladores de Curvatura	55

CAPÍTULO III

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	58
3.1 ESPECIFICAÇÕES E NORMAS	58
3.1.1 Outras Especificações e Normas Relevantes	59

3.2 FABRICANTES DE DUTOS FLEXÍVEIS	60
3.3 TRABALHOS PUBLICADOS	60
3.3.1 Patentes	61
3.3.2 Artigos Científicos, Dissertações, Teses e Livros	61
CAPÍTULO IV	
4 MATERIAIS E MÉTODOS	68
4.1 MATERIAIS	68
4.2 METODOLOGIA	68
4.2.1 Fase 1 - Escolha do Modelo de Ancoragem	68
4.2.2 Fase 2 - Levantamento das Propriedades dos Materiais Componentes da Ancoragem	69
4.2.2.1 Caracterização das propriedades mecânicas da resina epóxi	70
4.2.2.2 Caracterização das propriedades mecânicas do arame de aço SAE 1060 trefilado	70
4.2.3 Fase 3 - Análise Local Detalhada dos Componentes de Ancoragem	71
4.2.4 Fase 4 - Montagem e Análise Experimental do Corpo de Prova Compósito	72
4.2.5 Fase 5 - Montagem e Análise Experimental do Protótipo	74
4.2.6 Fase 6 – Discussão, Conclusões e Propostas de Melhorias	75
CAPÍTULO V	
5 RESULTADOS	76
5.1 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 1	76
5.2 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 2	78
5.2.1 Materiais Utilizados nos Ensaios	78
5.2.2 Ensaio da Resina	78
5.2.2.1 Ensaio de Tração	78
5.2.2.2 Ensaio de Compressão	79
5.2.3 Ensaio de Tração no Arame	80
5.3 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 3	81
5.3.1 Análise e Comparação Entre os Modelos de Ancoragens Comerciais e o Proposto	82
5.3.1.1 Considerações sobre a análise	83
5.3.1.2 Geometrias e condições de contorno	83
5.3.1.3 Resultados obtidos nas análises	84
5.3.1.3.1 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame totalmente aderido a resina	85
5.3.1.3.2 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame parcialmente aderido a resina	97
5.3.1.3.3 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame não aderido à resina	109
5.3.1.4 Conclusões das análises nos três modelos	115
5.4 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 4	117
5.4.1 Resultados dos Ensaio dos Modelos: Comercial 1, Comercial 2 e Proposto	120
5.4.2 Conclusões	124
5.5 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 5	125
5.5.1 Corpo de Prova 1 (CP1)	126
5.5.1.1 O Corpo de Prova Instrumentado	127
5.5.1.2 A Máquina do Ensaio	128
5.5.1.3 Ensaio	129
5.5.1.3.1 Ensaio Estático em Carga Máxima	129

5.5.1.3.2 Ensaio Dinâmico	132
5.5.1.3.2.1 Avaliação do Ensaio Quanto ao Ciclo de Fadiga	135
5.5.1.4 Discussão dos Resultados e Conclusões	137
5.5.2 Corpo de Prova 2 (CP2)	138
5.5.2.1 O corpo de Prova Instrumentado	139
5.5.2.2 A Máquina do Ensaio	141
5.5.2.3 Ensaios	141
5.5.2.3.1 Ensaio Estático em Carga Máxima	141
5.5.2.3.2 Ensaio Dinâmico	143
CAPÍTULO VI	
6 DISCUSSÃO	146
6.1 RESPOSTAS AS QUESTÕES DE PESQUISA	146
6.1.1 Resposta a Questão 1	146
6.1.2 Resposta a Questão 2	147
6.1.3 Resposta a Questão 3.....	147
6.1.4 Resposta a Questão 4	147
6.1.5 Resposta a Questão 5	148
6.1.6 Resposta a Questão 6	149
6.1.7 Resposta a Questão 7	151
6.2 O MODELO PROPOSTO DE TERMINAL CONECTOR E A PROPOSTA DO TRABALHO	152
6.3 DIFICULDADES ENCONTRADAS	155
CAPÍTULO VII	
7 CONCLUSÕES	157
CAPÍTULO VIII	
8 PROPOSTAS DE MELHORIAS E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS ..	160
REFERÊNCIAS	161
GLOSSÁRIO	165
APÊNDICE A – PATENTE: Conector para Dutos Flexíveis	166

CAPITULO I

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASPECTOS GERAIS

Nas últimas três décadas, os dutos flexíveis se tornaram alternativa usual aos tradicionais dutos rígidos de aço na indústria *offshore*. No Brasil praticamente 80% dos *risers* e *flowlines* são flexíveis, dessa maneira, no país, a exploração comercial dos campos de óleo/gás depende diretamente do emprego desses dutos.

A primeira utilização que se tem notícia ocorreu durante a segunda Grande Guerra após o desembarque de tropas na Normandia (o chamado dia D) em 1944, quando o exército inglês instalou alguns dutos cruzando o Canal da Mancha para transporte de combustível na operação conhecida pelo nome de código P.L.U.T.O (*Pipe Line Under The Ocean*). Dois diferentes tipos de dutos foram instalados, um flexível, também conhecido pelo código H.A.I.S. (iniciais do engenheiro chefe da companhia anglo-iraniana de óleo *Mr. Hartle*, que o projetou) e outro rígido conhecido pelo código H.A.M.E.L. (também proveniente dos nomes dos projetistas). O duto HAIS possuía 3” de diâmetro (Figura 1.1) e foi fabricado por várias firmas entre elas a *W. T. Henley of Gravesend*. Semelhante ao atualmente utilizado, possuía uma camada interna de chumbo e apenas uma armadura (PROJETO PLUTO, 2007).

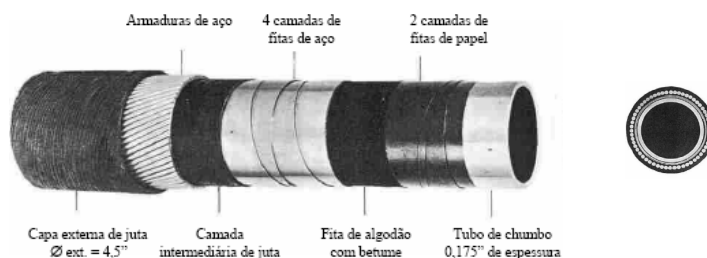


Figura 1.1- Duto flexível tipo HAIS de 3” (PROJETO PLUTO, 2007).

Posteriormente, a *NKT Cables*, da Dinamarca, instalou em 1968 um duto de 14 km de comprimento para fornecimento de água para a Ilha de Vestmanna na Islândia. Este duto foi fabricado a partir de um projeto de um cabo elétrico onde se suprimiu o núcleo, mantendo-se as demais camadas externas intactas.

Mas sem dúvida, o duto flexível como é conhecido hoje (Figura 1.2) foi desenvolvido pelo Instituto Francês do Petróleo (*Institut Français du Pétrole* - IFP) no final da década de sessenta, tendo como objetivo a utilização na indústria da perfuração de poços como *jumpers* (pequeno tramo de duto) e como duto de perfuração em sistemas com turbinas (NIELSEN, 1993).



Figura 1.2 – Duto flexível.

Esta aplicação não foi bem sucedida, mas levou à criação da companhia Coflexip, atual Technip, que comercializou o conceito de dutos flexíveis para a indústria de petróleo *offshore*. A primeira instalação de um duto flexível para transporte de hidrocarbonetos ocorreu no Congo para a companhia ELF Aquitaine, no sistema Piloto de *Emeraude* (Esmeralda) em 1972. A instalação foi um sucesso e levou a ELF a instalar no campo *North Emeraude*, três *flowlines* de 6” e 8” em 1973. Um ano depois os primeiros *risers*, de 4”, 6” e 8” foram instalados pela companhia de Petróleo *Cities Service* (atual CITGO) em uma barcaça no campo de Poleng na Indonésia (NIELSEN, 1993) e (PERRIER *et al.*, 2001).

Atualmente, os principais fabricantes de dutos flexíveis no mundo são: a Technip (Francês), a NKT *Flexibles* (Dinamarquês) e a Wellstream (USA). Seus sítios podem ser acessados na Internet através dos respectivos endereços: <http://www.technip.com>, <http://www.nktflexibles.com> e <http://www.wellstream.com>, respectivamente.

O duto flexível é uma estrutura composta por diversas camadas metálicas e poliméricas que, trabalhando solidariamente, propiciam resistência e estanqueidade sem comprometer a necessária flexibilidade para a condução de diversos fluidos da indústria de petróleo, principalmente, na produção de petróleo no mar (*offshore*).

Existem, basicamente, dois tipos de dutos flexíveis:

- **Dutos de camadas aderentes (*bonded*)** Figura 1.3, que têm como principal característica a vulcanização dos seus componentes metálicos em uma matriz de elastômero. Como camadas impermeabilizantes são utilizados compostos de

elastômeros reforçados com fibras plásticas embebidas nos mesmos. Os espaços entre os arames de uma mesma camada metálica são ocupados pelo elastômero, que é submetido a elevadas tensões cisalhantes, provocando, assim, o enrijecimento dessas camadas.



Figura 1.3 – Dutos de camadas aderentes (*bonded*).

- **Dutos de camadas não aderentes (*unbonded ou non-bonded*)** Figura 1.4, que se caracterizam pelo livre deslizamento de suas camadas umas em relação às outras. Devido a esse movimento, nas interfaces das camadas, surgem tensões de atrito que podem gerar desgastes.

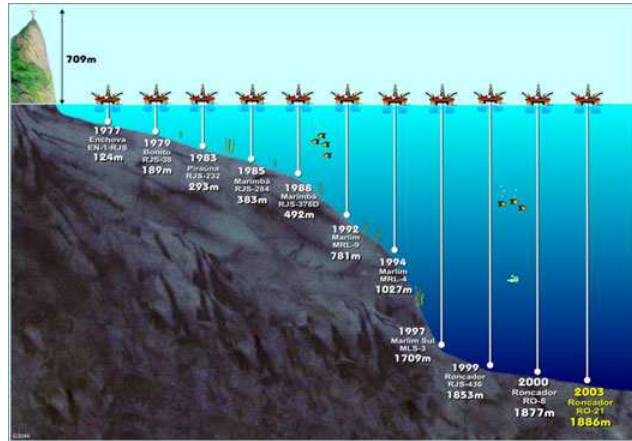


Figura 1.4 – Dutos de camadas não aderentes (*unbonded ou non-bonded*).

As exigências com os dutos flexíveis referentes à pressão, temperatura e resistência à corrosão vem aumentando continuamente e tornando-se de grande importância porque as companhias de petróleo desejam explorar óleo e gás de campos em águas profundas e transportar o óleo cru e/ou gás de campos satélites para unidades de produção flutuante.

A PETROBRAS tem se destacado no cenário mundial neste tipo de exploração ao ponto de ser hoje líder mundial neste setor. A figura 1.5 mostra o gráfico com os recordes, ano após ano, obtidos pela PETROBRAS em perfuração exploratória no mar. As primeiras atividades de exploração de petróleo *offshore* no país, ocorreram em 1968 na Bacia de Sergipe (com lâmina d'água de cerca de 30m), e vem evoluindo até as explorações em águas profundas (entre 1000 e 2000 m) e ultra profundas (acima de 2000 m) na Bacia de Campos

(RJ)¹ (figura 1.6). Esses esforços permitiram ao Brasil alcançar a auto-suficiência em 2006 com uma produção de 628.797.408 barris/ano, dos quais 557.956.514 barris foram extraídos no mar (ANP, 2007).



Figuras 1.5 – Recordes de perfurações exploratórias no mar (PETROBRAS, 2007).

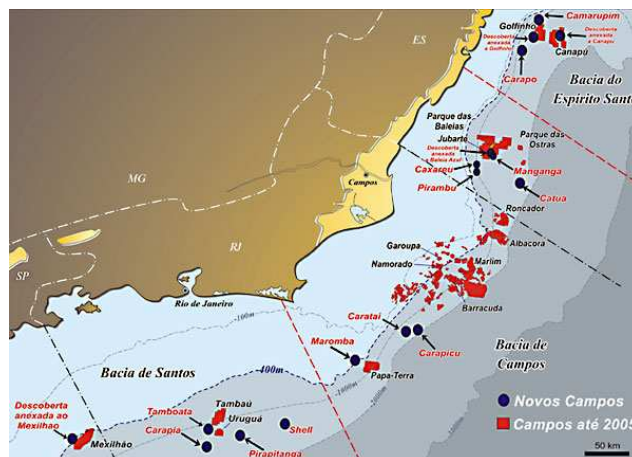


Figura 1.6 – Bacia de Campos-RJ (PETROBRAS, 2007b).

A experiência da PETROBRAS utilizando dutos flexíveis para coleta e exportação de óleo, remonta ao ano de 1979 com a entrada em operação do sistema antecipado de produção de Enchova Leste Fase I com *risers* e *flowlines* flexíveis de 4” e 8” (Figura 1.7) e com o sistema antecipado de Garoupa Namorado com *flowlines* de 2,5”, 4” e 10” (Figura 1.8) (MACHADO FILHO, 1982) e continua até hoje com as unidades instaladas em águas ultra profundas nos campos de Roncador e Marlim Sul. Mesmo com a entrada em operação de

¹ Considerada a maior reserva petrolífera da Plataforma Continental Brasileira, a Bacia de Campos tem cerca de 100 mil quilômetros quadrados e se estende do estado do Espírito Santo até Cabo Frio, no litoral norte do estado do Rio de Janeiro. Atualmente, estão em operação mais de 400 poços de óleo e gás, mais de 30 plataformas de produção e 3.900 quilômetros de dutos submarinos.

risers de aço em catenária (*Steel Catenary Risers - SCR's*), como o da P-18, *risers* flexíveis ainda são de vital importância para desenvolvimento dos campos *offshore*, como se constata pelo projeto de unidades em águas ultra profundas.

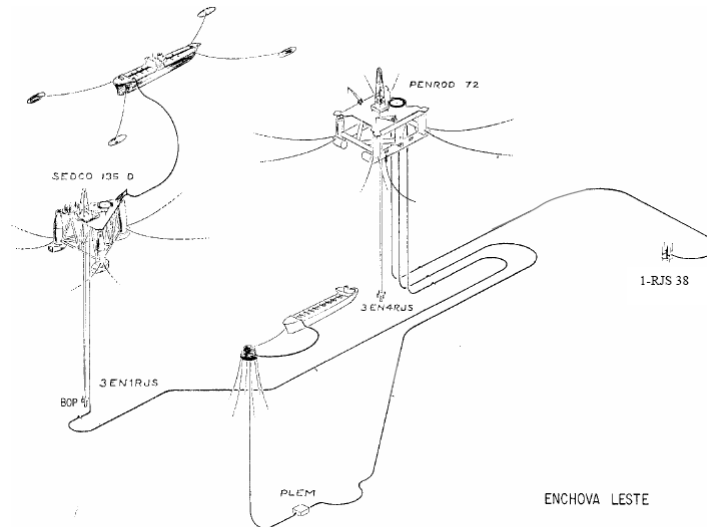


Figura 1.7 – Sistema Antecipado de Produção de Enchova Leste Fase I (MACHADO FILHO, 1982).

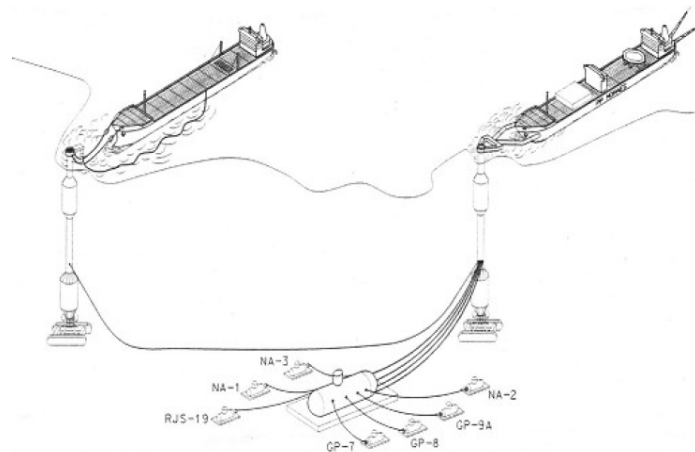


Figura 1.8 – Sistema Antecipado de Produção de Garoupa Namorado (MACHADO FILHO, 1982).

Esses Sistemas de Produção Antecipada (SPAs), como o apresentado esquematicamente na Figura 1.7 e 1.8 anteriormente, eram sistemas que consistiam em uma unidade flutuante de produção, normalmente uma plataforma de perfuração convertida em plataforma de produção e linhas flexíveis para conduzir o óleo e/ou gás do poço até a superfície. Os SPAs fizeram parte de uma política adotada e implementada pela

PETROBRAS, nas décadas de 1970 e 1980, cujo objetivo era iniciar o mais rapidamente possível a produção nos campos de petróleo recém descobertos na Bacia de Campos.

O sucesso obtido com os SPAs, associado ao fato de os campos posteriormente descobertos se localizarem em lâminas d'água mais profundas, inviabilizou a aplicação do conceito de plataforma fixa com *completação* seca. Este fato favoreceu e impulsionou o esforço tecnológico para a extensão do conceito de *completação* submarina com unidades flutuantes de produção. Isto deu origem aos Sistemas Definitivos de Produção (SDPs). Alguns destes sistemas podem ser vistos na Figura 1.9.

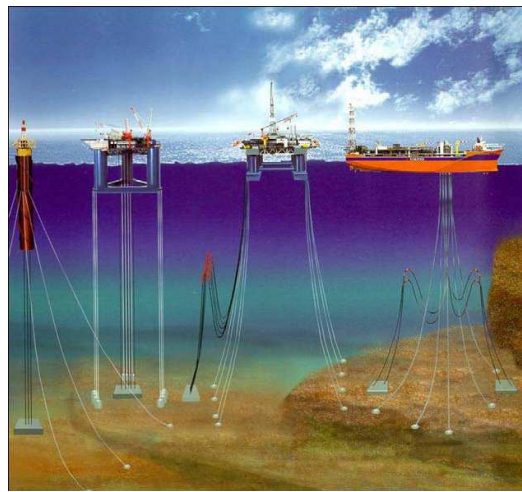


Figura 1.9 – Sistemas Definitivos de Produção com diferentes unidades de produção (da esquerda para a direita): *spar-buoy*, TLP (*Tension Leg Platform*), semi-submersível e FPSO (*Floating Production Storage Offloading*) (SOUSA, 2005).

Neste processo evolutivo, com base no desenvolvimento da produção *offshore* através de sistemas flutuantes e *completação* submarina, as linhas flexíveis assumiram um papel primordial: passaram a ser, praticamente, as únicas estruturas responsáveis por conduzir o óleo e o gás produzido na Bacia de Campos - RJ. Essa Bacia é responsável por mais de 80% da produção nacional de petróleo e gás (figura 1.10)

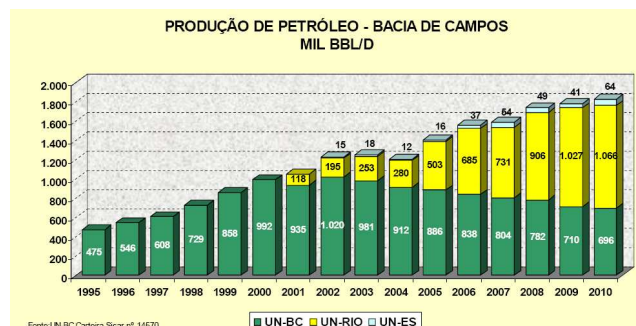


Figura 1.10 – Produção de petróleo na Bacia de Campos-RJ. (Fonte: PETROBRAS)

Desta forma, nota-se que tanto o presente quanto o futuro da indústria petrolífera nacional está associado à exploração de petróleo no mar e, particularmente, a vencer os desafios impostos pelas grandes profundidades.

Dentro deste contexto, as linhas flexíveis têm desempenhado um papel fundamental e, devido a isso, falhas nessas estruturas podem ocasionar danos irreparáveis ao meio ambiente como também paradas de produção que podem gerar prejuízos de milhões de dólares por dia.

Por serem amplamente utilizadas na Bacia de Campos, **apenas as linhas de camadas não aderentes serão abordadas nesse trabalho**. Maiores informações sobre as linhas de camadas aderentes podem ser obtidas em GEYMAIR (1990).

1.2 TIPOS DE DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES

Os dutos flexíveis de camadas não aderentes podem ainda ser classificados em dois tipos: dutos de parede rugosa (“*rough bore*”) e de parede lisa (“*smooth bore*”).

Os dutos de parede rugosa possuem a carcaça intertravada como camada mais interna e são utilizadas para efetuar o transporte de gases ou de fluidos que contenham gases. A utilização desta carcaça intertravada se deve ao fato de que uma queda abrupta na pressão interna da linha pode causar o colapso da estrutura, o que é evitado quando a estrutura é reforçada pela utilização da carcaça. Os dutos de parede rugosa podem possuir uma camada de reforço à pressão, sendo caracterizados, então, como dutos de parede rugosa com reforço à pressão. Dessa maneira, possuem as seguintes camadas (da mais interna para a mais externa): carcaça intertravada, camada plástica interna, armadura de pressão (opcional), um par de armaduras de tração e uma camada plástica externa.

Já os dutos de parede lisa não possuem carcaça intertravada e são utilizadas para o transporte de fluidos que não produzam a difusão de gases através da camada plástica que, neste tipo de duto, é a camada mais interna. Eles possuem as seguintes camadas: camada plástica interna, armadura de pressão (com uma possível camada de reforço à pressão), um par de armaduras de tração e uma camada plástica externa. A Figura 1.11 ilustra os dois tipos de dutos flexíveis de camadas não aderentes (SOUSA, 2005).

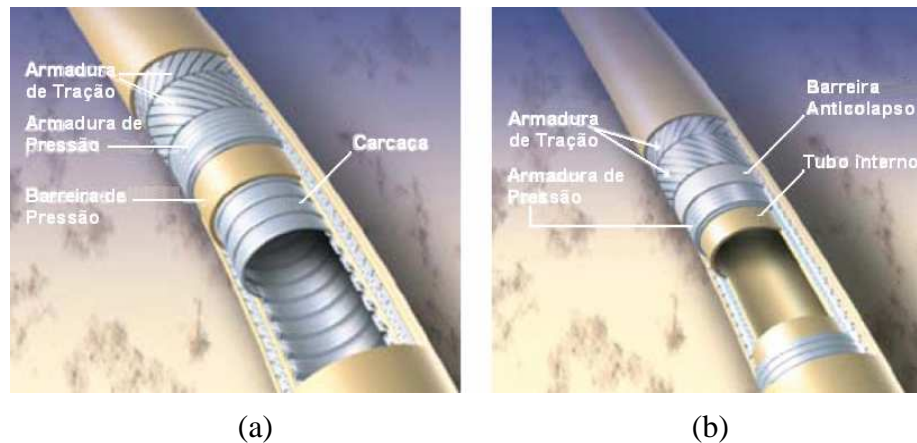


Figura 1.11 – Tipos de dutos flexíveis de camadas não aderentes. (a) parede rugosa (*rough bore*) e (b) de parede lisa (*smooth bore*) (SOUSA, 2005).

1.3 GENERALIDADES SOBRE DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES

Os dutos flexíveis de camadas não aderentes (*unbonded*) são uma alternativa aos *flowlines* e *risers* rígidos de aço. O uso desses dutos em conexão aos Sistemas de Produção Flutuante (FPS-*Floating Production Systems*), mostrado anteriormente na Figura 1.9, é uma área a qual vem tendo um rápido crescimento desde o ano de 1990. Possuem uma série de vantagens em relação às linhas rígidas, como por exemplo: são pré-fabricadas e de fácil transporte e instalação, pois grandes comprimentos podem ser armazenados em carretéis ou em plataformas giratórias de um navio; podem ser desinstaladas e reinstaladas em outros campos de produção; são estruturas complacentes, isto é, capazes de absorver os grandes deslocamentos impostos pelas unidades flutuantes de produção, entre outras (BARLTROP, 1998). Como desvantagem pode-se citar o alto custo por comprimento quando comparado ao duto de aço. Entretanto, a escolha de dutos flexíveis ao invés de dutos de aço, quando ambas as soluções estão disponíveis, dependerá da comparação do custo total de manufatura e instalação.

Fabricados em grandes comprimentos (podendo ultrapassar a 3000m), permite que longos trechos, por exemplo, de *flowlines*, possam ser instalados sem o uso de flanges intermediárias, minimizando assim o risco de falha das conexões nessas flanges.

Os diâmetros dos dutos flexíveis variam de 2" a 19", indicado pelo diâmetro interno, ao contrário dos dutos rígidos que tem suas dimensões nominais referenciadas pelo diâmetro externo. Dependendo do seu diâmetro, lâmina d'água em que são utilizados e sua função, a pressão interna pode variar de 70 a 700 bar (1000 a 10000 psi) e as temperaturas de operação

podem chegar a 130°C. Atualmente as profundidades limite de utilização desses dutos variam de aproximadamente 1500 a mais de 3000m (veja detalhes na Figura 1.12).

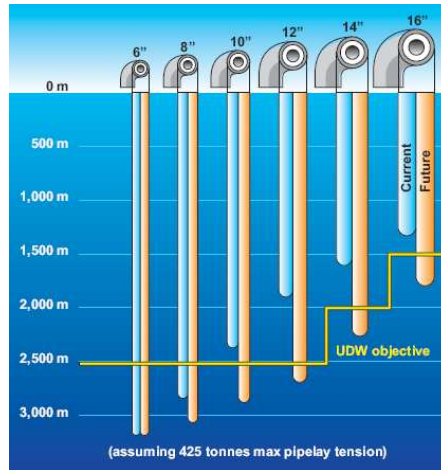


Figura 1.12 – Profundidades alcançadas até o momento e perspectivas futuras para *risers* de 6” a 16”. (Fonte: Technip)

Todas as camadas dos dutos flexíveis findam em um terminal conector (*end fitting*), o qual é responsável pela transição entre o duto e o flange conector ou de montagem. Projetado para acomodar individualmente cada camada do duto flexível, o terminal conector é a parte mais complexa de se projetar, pois suporta carregamentos axiais juntamente a momentos gerando flexão que são transmitidos internamente sem afetar as camadas que retém o fluido. Permite, também, a transição de pressão entre o corpo da tubulação e o conector. Eles podem ser incorporados as linhas durante a fabricação dos dutos ou ainda ser instalados em campo. Um típico terminal conector de dutos de camadas não aderentes está ilustrado nas Figuras 1.13 e 1.14.

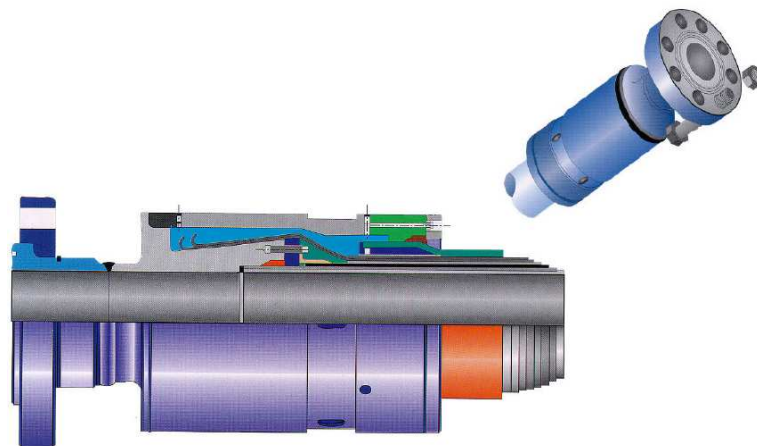


Figura 1.13 – Típico terminal conector do fabricante Technip. (Fonte: Technip)

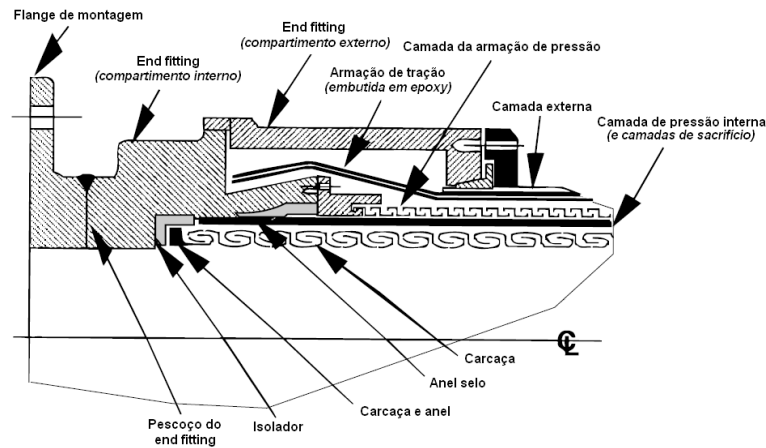


Figura 1.14 – Exemplo de um terminal conector para dutos de camadas não aderentes.
(Adaptado da API RP 17B, 2002 pág. 16)

1.4 O TERMINAL CONECTOR (*END FITTING*) E SEUS MODOS DE FALHA

Um terminal conector é projetado para assegurar a estanqueidade do fluido transportado através dos selos e das transferências de cargas impostas pela tubulação aos sistemas de conexão nas unidades produtoras. Considerações do perfil operacional da tubulação, para uma vida em serviço especificada, são de vital importância para o seu projeto. Como são usados em sistemas flutuantes, são submetidos a grandes variações de cargas as quais podem causar falha por fadiga e, como consequência, ocorrer o vazamento de gases e fluidos explosivos e/ou tóxicos. Sendo assim é imprescindível para a segurança da plataforma que o terminal conector seja projetado e instalado corretamente. A falha de diversos terminais conectores ocorrido nos últimos anos fez com que fosse dada mais atenção ao assunto.

Devido ao número de materiais diferentes empregados nos dutos flexíveis e à complexa interação entre suas diversas camadas, o número de modos de falha é muito grande e podem estar associados à falha de uma camada isolada ou à falha de diversas camadas em conjunto ou até do terminal conector.

Na API RP 17B (2002), em sua última seção intitulada “Integridade e Condições de Monitoramento”, existe um subitem que trata dos Modos de Falha e Potenciais Defeitos nos Dutos onde é apresentada uma tabela com os potenciais defeitos encontrados em aplicações estáticas e dinâmicas relacionados à integridade do sistema de dutos flexíveis. Nessa tabela, cada defeito é identificado, numerado e relacionado a suas possíveis causas e consequências. Como há elevado interesse tecnológico de montagem, operação e manutenção na região do

terminal conector, adaptou-se parte do descritivo das possíveis causas de falhas que podem ser visualizadas na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Potenciais defeitos no terminal conector em aplicações estáticas e dinâmicas. (Adaptado da API RP 17B, 2002. Tabela 29 – Defeitos Potenciais nos Dutos em Aplicações Estáticas e Dinâmicas).

Camada do Duto	Defeito	Conseqüência	Possíveis Causas de Falhas
TERMINAL CONECTOR (END FITTING)	1 Camada de pressão interna rompida	Vazamento do interior para o anular, falha.	a. Perda da aderência (deformação da carcaça) b. Ruptura c. Contração da camada devido a ciclos de temperatura d. Deformação (Creep)
	2 Armadura de tração rompida (todos os arames)	Falha, ruptura.	a. Ruptura do arame dentro do terminal conector b. Falha no Epóxi (em serviço ácido) c. Falha no Epóxi (envelhecimento por alta temperatura) d. Perda de aderência e. Excesso de tração
	3 Camada externa rompida	Entrada de água do mar (pressão hidrostática)	a. Pressão adicional no anular b. Deformação (Creep)
	4 Bloqueio da válvula de respiro	Ruptura da camada externa (se ocorrer o bloqueio de todas as válvulas de respiro)	a. Fragmentos b. Crescimento de incrustações marinhas c. Mecanismos de falha (corrosão, etc.) d. Falhas de fabricação
	5 Vazamento na válvula de respiro	Possível entrada de água do mar no anular.	a. Corrosão b. Falha de mecanismos (falha no selo, etc.)
	6 Ruptura individual dos arames da armadura de tração	Capacidade estrutural reduzida	a. Ruptura do arame dentro do terminal conector b. Falha no Epóxi (em serviço ácido) c. Falha no Epóxi (envelhecimento por alta temperatura) d. Perda de aderência e. Excesso de tração
	7 Falha no sistema de selagem (aneis de selagem, etc.)	Vazamento de dentro para o anular, válvula de bloqueio possivelmente bloqueada, Possível rompimento da camada externa e vazamento no duto (falha)	a. Erros na fabricação – selos ineficientes da camada interna de pressão b. Projeto inadequado c. Excesso de pressão interna d. Excesso de tração ou torção e. Instalação inadequada f. Temperatura excessivamente baixa de produção
	8 Trincamento ou ruptura da armadura de pressão ou da barreira de pressão	Possível ruptura do duto ou reduzida capacidade de pressão	a. Corrosão b. Trincamento por H ₂ S c. Trincamento por indução de hidrogênio d. Excesso de pressão interna e. Falha na camada da armadura de tração (excesso de tração ou pressão interna)
	9 Trincamento ou ruptura da armadura de tração	Possível ruptura progressiva e falha do duto ou reduzida capacidade estrutural	a. Corrosão b. Trincamento por H ₂ S c. Trincamento por indução de hidrogênio d. Excesso de pressão interna e. Falha na camada da armadura de tração (excesso de tração ou pressão interna)
	10 Falha estrutural do terminal conector ou da flange	Ruptura do duto/falha catastrófica	a. Excesso de pressão interna b. Projeto inadequado c. Excesso de cargas de tração ou torção d. Colapso hidrostático e. Corrosão/degradação química f. Fratura frágil g. Fadiga

Nesta Tabela 1.1, destacam-se os possíveis defeitos. Sob os números 2, 6 e 9, são mostrados, segundo a API RP 17B (2002), os problemas com a armadura de tração dentro de um terminal conector e percebe-se que as conseqüências levam a redução da capacidade

estrutural e, conseqüentemente, a falhas catastróficas. Como o sistema *riser*/terminal conector trabalha em condições de carregamento dinâmico, esses defeitos reduzem a vida em fadiga das linhas. Deve-se ressaltar que a fadiga das terminações aqui descrita não trata da fadiga dos terminais conectores em si, mas da fadiga da região de fixação da armadura de tração dentro do conector. Nesta região, os arames das armaduras sofrem flexões (ou torções) localizadas e, para que se melhore a fixação ao material, é utilizada resina epóxi para ancoragem dentro dos conectores. Estas mudanças provocam a alteração da distribuição de tensões e qualquer falha na ancoragem que permita deslocamentos pode levar o *riser* à falha.

Assim, o presente trabalho relata o desenvolvimento de um estudo sobre um novo modelo de ancoragem que, além de buscar a minimização dos problemas relatados até aqui, definiu uma nova configuração no sistema de ancoragem das armaduras de tração dentro do terminal conector. Como resultado desse estudo, se projetou e produziu um protótipo com tecnologia totalmente nacional sendo em seguida registrado no Instituto Nacional de Proteção Industrial (INPI). Na seqüência, o protótipo foi validado através de testes sistemáticos realizados em bancada, conforme as recomendações da API e PETROBRAS. Futuramente se espera que uma vez qualificado para ser usado nos sistemas de produção, diminua a dependência aos modelos patenteados por empresas internacionais, acarretando assim uma diminuição nos gastos referentes à aquisição desses componentes.

1.5 HIPÓTESE DA PESQUISA

Conforme comentado anteriormente pode-se afirmar que o comportamento das distribuições das tensões nos arames da armadura de tração dentro do terminal conector é completamente diferente àquele presente no duto flexível, devido a uma configuração especial denominada ancoragem. Nessa configuração os arames terminam presos e envolvidos por resina epóxi em uma região entre o compartimento interno e o externo do terminal conector, conforme detalhe da figura 1.14. Nos modelos atuais (exemplo na figura 1.15), a configuração além de apresentar tensões residuais nos arames, devido ao processo de montagem na região 1, sofrem também por apresentar pontos de concentração de tensões impostas pelas mudanças de curvaturas nos arames como pode ser visto nas regiões 1 e 2. Essa situação favorece aos fatores redutores da vida em fadiga, muitas vezes responsáveis pela falha catastrófica do equipamento.

Fundamentado na afirmação exposta anteriormente se supõe o seguinte:

Ao se fazer uma mudança da configuração na geometria da ancoragem dos arames da armadura de tração de maneira que privilegie a minimização ou até mesmo a eliminação dessas regiões concentradoras de tensões seria possível desenvolver um componente com um maior grau de confiabilidade quanto à vida em fadiga dessa armadura.

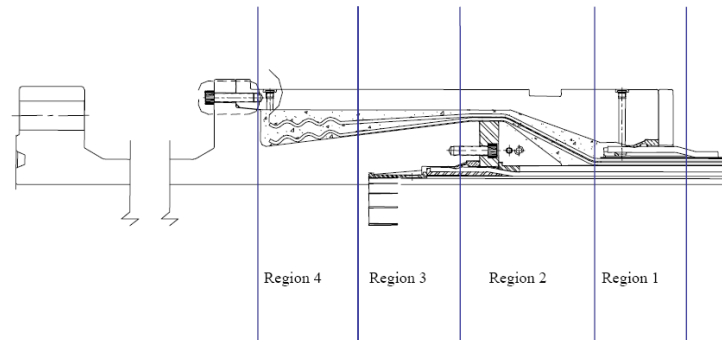


Figura 1.15 – Ilustração de uma seção transversal de um terminal conector mostrando a configuração da ancoragem dos arames da armadura de tração de um modelo fabricado pela Wellstream. (SHEN *et al.* 2008, p. 2)

1.6 OBJETIVOS E ESCOPO DO TRABALHO

1.6.1 Objetivo Geral

Avaliar a vida em fadiga de um modelo de terminal conector quanto à nova concepção utilizado na ancoragem da armadura de tração de dutos flexíveis (dutos de camadas não aderentes, também conhecido como *unbonded* ou *non-bonded*).

1.6.2 Objetivos Específicos

- a) Escolher o novo modelo de ancoragem para a armadura de tração;
- b) Determinar as propriedades mecânicas dos materiais componentes da ancoragem (resina epóxi e arame de aço da armadura de tração);
- c) Analisar as distribuições de tensões em três modelos, um proposto e os outros dois comerciais, através do Método dos Elementos Finitos;

- d) Analisar experimentalmente as distribuições das deformações, em escala reduzida no modelo proposto, e em outros dois modelos existentes, utilizando extensômetros de resistência elétrica;
- e) Comparar quantitativamente os três modelos quanto às distribuições das tensões no arame, utilizando para isso fatores concentradores de tensões;
- f) Montar em escala real um protótipo e analisar experimentalmente seu comportamento quanto à vida em fadiga (validação do projeto).

1.6.3 Escopo do Trabalho e Questões de Pesquisa

Esse estudo foi conduzido a partir da escolha de uma nova forma de ancoragem, usando para isso como referência modelos já utilizados em armações de concreto protendido. Depois de terem sido efetuadas todas as análises e providenciada a proteção do novo projeto através de uma patente junto ao INPI, o protótipo de terminal conector foi testado sistematicamente em bancadas para ser validado segundo recomendações da API e PETROBRAS. Para tanto, o trabalho contém seis fases, sendo elas:

Fase 1 - Escolha do modelo de ancoragem;

Fase 2 - Levantamento das propriedades dos materiais componentes da ancoragem (resina e arame da armadura de tração);

Fase 3 - Análise local detalhada dos componentes de ancoragem;

Fase 4 - Montagem e análise experimental do corpo de prova compósito;

Fase 5 - Montagem e análise experimental do protótipo;

Fase 6 - Conclusões, propostas de melhoria e trabalhos futuros.

A seguir, é exposto em linhas gerais, o que será feito em cada uma das seis **Fases**, como também as questões de pesquisa desenvolvidas em função dos objetivos específicos. Um maior detalhamento de cada fase pode ser visto no Capítulo IV – Materiais e Métodos, item 4.2 Metodologia.

Fase 1 - Escolha do Modelo de Ancoragem.

Com o objetivo de encontrar uma nova configuração para a ancoragem dos arames da armadura de tração dos dutos flexíveis de camadas não aderentes, baseou-se a escolha do

novo modelo a uma analogia feita às ancoragens utilizadas em armações de concreto protendido, uma vez que os arames da armadura de tração dos dutos flexíveis são fixados dentro do terminal conector por resina epóxi, cujas características mecânicas são similares a do concreto.

Fase 2 - Levantamento das Propriedades dos Materiais Componentes da Ancoragem.

Os principais materiais componentes da ancoragem é o arame da armadura de tração (aço trefilado a frio com tensão de ruptura variando entre 1373 e 1500 MPa) (BERGE *et al.*, 1992) e a resina epóxi. Assim, nesta fase alguns ensaios foram feitos com o objetivo de se determinar/confirmar às propriedades desses componentes.

Fase 3 - Análise Local Detalhada dos Componentes de Ancoragem.

Por ser o objeto de estudo e também um componente crítico, o modelo definido na **Fase 1** será submetido a um extenso estudo sobre a distribuição das tensões quando solicitado axialmente à tração e confrontado com modelos já consagrados na literatura. Esta investigação utilizará para isso o MEF. Como resultado do confronto entre os modelos é apresentada a configuração final da ancoragem dentro do novo modelo de conector.

Fase 4 - Montagem e Análise Experimental do Corpo de Prova Compósito.

Com o objetivo de verificar o comportamento do arame quando submetido a carregamentos e validar a análise feita na **Fase 3**, serão preparados nesta fase corpos de prova compósitos, constituídos pelo arame embebido na resina epóxi dentro de uma caixa, a qual será submetida a cargas de tração. Nesta investigação, os resultados obtidos nos ensaios serão confrontados com os obtidos dos modelos numéricos simulados em computador (**Fase 3**).

Fase 5 - Montagem e Análise Experimental do Protótipo.

Nesta fase é apresentado o desenho final do modelo proposto de terminal conector que será montado em escala real e submetido a cargas de tração na análise experimental. O objetivo dessa fase é obter resultados que possam ser utilizados na qualificação do protótipo.

Fase 6 – Discussão, Conclusões, Propostas de Melhorias e Trabalhos Futuros.

Finalizando o trabalho, esta fase é responsável pela discussão e análises conclusivas de cada fase do estudo, que juntamente com uma análise detalhada do modelo proposto de ancoragem e da análise experimental do protótipo, respondem as questões de pesquisa formuladas e expostas a seguir. Encerrando então com propostas de melhorias para projetos de terminais conectores e sugestão de trabalhos futuros.

Os objetivos específicos juntamente as fases, descritas anteriormente, dessa pesquisa foram trabalhados através das seguintes questões de pesquisa:

Questão 1 - Para a ancoragem dos arames da armadura de tração dos *risers* flexíveis dentro de um terminal conector, é utilizada resina epóxi, cujas características mecânicas são de um material frágil. Pergunta-se: é possível fazer uma analogia com o mesmo sistema utilizado em estruturas de concreto protendido? Por quê?

Questão 2 - Supondo que a questão de número um seja positiva, quais os modelos de ancoragem são utilizados? Existe algum modelo já utilizado em ancoragem de armaduras de tração em sistemas de *risers* flexíveis?

Questão 3 - Sabe-se que cerca de 90% da produção de petróleo brasileiro dependem fundamentalmente da tecnologia que utiliza linhas flexíveis para sua extração, e que essas tecnologias encontradas em muitos equipamentos (por exemplo: terminal conector), são de fora do país (americana, dinamarquesa ou francesa). Assim, quais seriam as vantagens de se desenvolver equipamentos com tecnologia nacional propondo um novo modelo?

Questão 4 - A resina epóxi utilizada na ancoragem dos arames da armadura de tração é utilizada para distribuir e reduzir as tensões de tração ao longo do arame dentro do terminal conector. Como essas tensões se distribuem ao longo do modelo proposto, quando comparado aos modelos existentes, através da utilização da simulação numérica feita pelo MEF, supondo três condições: 1) arame totalmente aderido à resina, 2) arame com 50% do comprimento não aderido à resina e 3) arame totalmente não aderido à resina?

Questão 5 - Utilizando ainda a afirmação feita na questão de número 4, pergunta-se: Qual o comportamento do modelo proposto e dos outros dois modelos existentes quando submetidos a ensaios experimentais em escala reduzida para regimes de carregamentos estáticos?

Questão 6 - Qual o comportamento do modelo proposto quando submetido a ensaios experimentais em regime de carregamentos estáticos e dinâmicos em escala real do protótipo?

Questão 7 - Quais as possíveis vantagens e limitações do modelo de ancoragem proposto?

1.7 ESTRUTURA DA TESE

Os principais aspectos abordados na tese são:

- Uma visão geral da tecnologia dos dutos flexíveis de camadas não aderentes;
- Revisão da Bibliografia que relaciona às publicações referentes aos dutos flexíveis e aos terminais conectores;
- A Metodologia utilizada para atender ao objetivo do trabalho e as respostas as questões de pesquisa.

Assim, essa tese é apresentada em oito capítulos como descritos abaixo:

- Este Capítulo introdutório tem o objetivo de situar o leitor no contexto da pesquisa e apresentar de maneira sucinta os tópicos que serão desenvolvidos ao longo do texto.
- No Capítulo II, é dada uma introdução geral à tecnologia dos dutos flexíveis; como suas diferentes aplicações, o conceito de dutos de camadas não aderentes, descrição camada por camada, normas utilizadas em linhas de dutos flexíveis, tecnologia dos risers com suas diferentes configurações e finaliza-se o capítulo descrevendo sobre as terminações.
- No Capítulo III, é apresentada uma revisão da bibliografia que para um melhor entendimento, foi separada em três modalidades: Especificações e Normas, Identificação dos Fabricantes dos Dutos Flexíveis e Terminais Conectores, e por

último os trabalhos publicados, referenciados através de: Patentes, Artigos Científicos, Dissertações, Teses e Livros.

- No Capítulo IV, é descrito a Metodologia utilizada para se alcançar o objetivo proposto. Para isso, foi organizado em seis Fases: Fase 1- Escolha do modelo de ancoragem, Fase 2- Levantamento das propriedades dos materiais componentes da ancoragem, Fase 3- Análise local detalhada dos componentes de ancoragem, Fase 4- Montagem e análise experimental do corpo de prova compósito, Fase 5- Montagem e análise experimental do protótipo e Fase 6- Discussão, Conclusões e propostas de melhorias.
- No Capítulo V, são apresentados os resultados obtidos para cada uma das seis Fases definidas no capítulo IV.
- No Capítulo VI, é feita uma discussão sobre esse estudo relacionando as cinco primeiras fases adotadas na metodologia, respondendo com isso as questões de pesquisa. E encerrando esse Capítulo, além de apresentar um breve comentário sobre o modelo proposto de terminal conector relacionando-o com a proposta do trabalho relatam-se também as dificuldades encontradas para a elaboração desta pesquisa.
- No Capítulo VII, é descrito as principais conclusões deste trabalho.
- No Capítulo VIII, são apresentadas sugestões para trabalhos futuros.

Ao final é apresentado no APÊNDICE A a Patente do modelo de terminal conector proposto e desenvolvido por esse estudo.

CAPITULO II

2 TECNOLOGIA DOS DUTOS FLEXÍVEIS DE CAMADAS NÃO ADERENTES

2.1 APLICAÇÕES DOS DUTOS FLEXÍVEIS

O duto flexível de camadas não aderentes é uma estrutura composta que combina baixa rigidez à flexão com elevada rigidez axial. Este desempenho advém de sua seção transversal constituída por camadas poliméricas e armaduras helicoidais de aço que, deslizando umas em relação às outras, possibilitam à estrutura atingir raios de curvatura consideravelmente menores àqueles atingidos por dutos de aço com a mesma capacidade de pressão. Essas camadas possuem características complementares, como por exemplo: prevenir o colapso, selar quanto ao fluído interno, suportar a altas pressões internas, entre outras. A Figura 2.1 mostra a estrutura típica de um duto flexível de camadas não aderente, constituído de: 1) carcaça intertravada, 2) barreira de pressão ou camada de estanqueidade, 3) armadura de pressão, 4) armadura de tração e 5) capa externa. Além disso, ressalta-se que é muito difícil generalizar a estrutura interna de uma linha flexível, pois a utilização ou não de determinada camada dependerá do tipo de aplicação à que a linha se destina.



Figura 2.1 – Estrutura típica de um duto flexível de camadas não aderentes. (Fonte: Technip)

Segundo a API RP 17B (2002), os dutos flexíveis de camadas não aderentes têm várias funções e as principais são:

- Produção
- Injeção
- Exportação
- Serviço

Assim, os dutos flexíveis de produção são usados para transportar óleo cru (petróleo) e gás, enquanto dutos de injeção são usados para injetar água no poço. Já os utilizados para exportação transportam produtos semi-acabados como óleo e gás e os de serviço transportam produtos químicos até a cabeça do poço e também são usados no controle de fluidos.

Ainda conforme a API RP 17B (2002), devido às aplicações, tanto *offshore* como *onshore*, os dutos flexíveis podem ser categorizados em estático ou dinâmico. Dependendo dessa categorização, diferentes são as aplicações desses dutos que podem ser identificados como: *riser*, *flowline* ou *jumper* (veja Figura 2.2). Nas três categorias é requerida uma elevada resistência mecânica e em aplicações dinâmicas também é necessária alta resistência à fadiga.

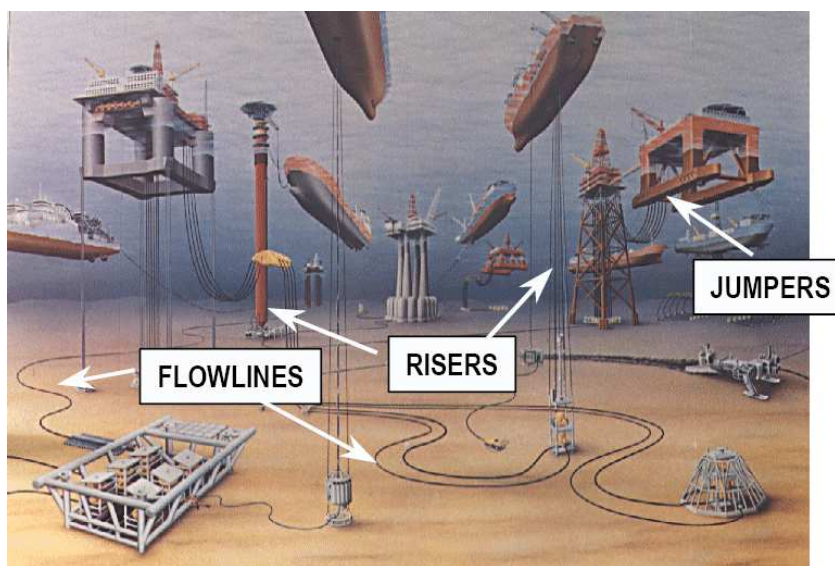


Figura 2.2 – Aplicações *offshore* dos dutos flexíveis. (Fonte: PETROBRAS)

2.1.1 Riser

São denominados *risers* os dutos flexíveis utilizados em situações onde existam solicitações a cargas dinâmicas, ou seja, existe movimento relativo entre o início (lugar de onde o duto sai, por exemplo: cabeça do poço) e o fim (lugar aonde o duto chega, por exemplo: Unidade de Produção Flutuante).

Durante seu tempo de vida, os *risers* são submetidos a muitos ciclos de carga. Devido a isso são projetados para resistir à fadiga em altos carregamentos de tração e flexão, combinados com alta pressão interna. A temperatura interna e a pressão externa também são consideradas em projeto.

O projeto do *riser* usado com uma Unidade de Produção Flutuante é feito de maneira integral ao projeto da embarcação levando principalmente em consideração os seus movimentos.

2.1.2 Flowline

Uma linha de dutos flexíveis é categorizada como *flowline* quando utilizadas em situações onde haja somente carregamento estático, ou seja, não é projetada para resistir a fadiga. Fazendo uma comparação quanto ao uso de dutos flexíveis chamados *flowlines* em substituição aos tradicionais dutos rígidos de aço, pode-se dizer que eles vêm sendo cada vez mais usado devido especialmente ao baixo custo de instalação. Os comprimentos dessas linhas variam de aproximadamente 300m a 10km e são geralmente limitados pelas dimensões dos carretéis de armazenagem, assim a extensão a ser armazenada depende do diâmetro desses dutos. Como exemplo, a Tabela 2.1 mostra valores de comprimentos máximos de um *flowline* para diâmetros variando entre 6” e 12”. Esses dados se referem para um carretel de armazenagem da fabricante NKT com dimensões de 5,6m de diâmetro interno (onde é enrolada a linha), diâmetro externo de 9,2m (máximo de enrolamento) e largura de 5,6m.

Tabela 2.1 – Comprimentos produzidos e enrolados em carretéis para diâmetros variando entre 6” e 12” (BANKE, 2000).

Diâmetro (pol)	Comprimento (m)
6	3100
8	2200
10	1500
12	1100

2.1.3 Jumper

São linhas de dutos flexíveis de curto comprimento, menores que 100m, utilizadas tanto no fundo quanto em cima do mar com aplicações em situações onde existam solicitações estáticas e dinâmicas. Como exemplo para um *jumper* estático, pode-se citar um duto no fundo do mar que interliga a cabeça do poço e um distribuidor e para um *jumper* dinâmico, uma ligação entre uma plataforma de produção e uma embarcação.

O projeto de um *jumper* utilizado em aplicações dinâmicas é similar ao de um *riser*, diferindo apenas pela necessidade que se tem de que em algumas condições ele está conectado e outras desconectado. Quando em aplicações estáticas são projetados como *flowlines*.

2.2 CONCEITO DE DUTOS DE CAMADAS NÃO ADERENTES

De acordo com a API RP 17B (2002), um duto flexível de camadas não aderentes é classificado em três famílias, as quais são função da aplicabilidade da linha. Uma descrição dessas famílias é mostrada na Tabela 2.2. As famílias classificam os dutos da seguinte maneira: Família I – de parede lisa internamente (*smooth bore*), Família II – parede rugosa internamente (*rough bore*) e Família III – parede rugosa internamente reforçada (*reinforced rough bore*). Quando um duto é utilizado em aplicações onde não exista a difusão de gases internos através de suas camadas, por exemplo, na injeção de água não é necessária a utilização da camada interna carcaça. Neste caso o duto tem parede lisa internamente e é classificado como sendo da Família I. Já os dutos da Família II, são utilizados em situações onde exista pressão interna moderada. Os da Família III são aplicados para altas pressões e quando existe a possibilidade de difusão interna de gases pelas suas camadas. Nestes a camada chamada de armadura de pressão pode ser reforçada pela sobreposição de outra camada de aço e dependendo onde é aplicado o número de camadas da armadura de tração pode ser de duas ou quatro. Os dutos das três famílias podem ser combinados, por exemplo, é possível fabricar um duto de parede lisa sem a camada identificada como armadura de pressão.

A tabela 2.2 mostra somente as principais camadas de um duto flexível. Na maioria das vezes camadas intermediárias e diferentes tipos de fitas anti-fricção são adicionadas para minimizar o atrito e o desgaste entre as camadas.

Tabela 2.2 – Descrição das famílias padronizadas para dutos flexíveis de camadas não aderentes, conforme API RP 17B, 2002, pag. 15.

Camada N ^o	Função da camada	Família I	Família II	Família III
		Duto de parede lisa	Duto de parede rugosa	Duto de parede rugosa reforçado
1	Previne o colapso		Carcaça	Carcaça
2	Integridade do fluido interno	Barreira a pressão interna	Barreira a pressão interna	Barreira a pressão interna
3	Resistência ao esforço de pressão	Camada da armadura de pressão		Camada da armadura de pressão
4	Integridade quanto ao fluido externo	Barreira intermediária		
5	Resistência ao esforço de tração	Camada da armadura de tração	Camada da armadura de tração	Camada da armadura de tração
6	Integridade quanto ao fluido externo	Revestimento externo	Revestimento externo	Revestimento externo

A figura 2.3 mostra uma secção esquemática das típicas camadas de um *riser* flexível.

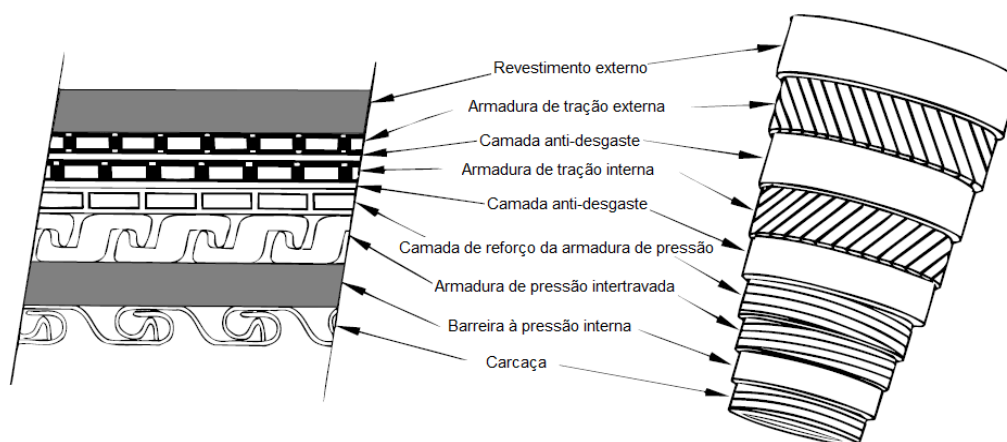


Figura 2.3 – Secção esquemática de um típico duto flexível (*riser*) de camadas não aderentes (API RP 17B, 2002, p. 12).

2.3 DESCRIÇÃO DAS CAMADAS DO DUTO DE CAMADAS NÃO ADERENTES

A seguir será apresentada uma breve descrição das principais camadas que podem constituir uma linha flexível de camadas não aderentes e os tipos disponíveis para a construção dessa linha que possuem pequena variação de fabricante para fabricante.

2.3.1 Carcaça

Esta camada é, normalmente, a mais interna existente em dutos *rough bore*. É constituída de aço e possui alta flexibilidade devida a sua forma construtiva, na qual uma ou duas fitas de aço são intertravadas com pequeno passo e com folgas no intertravamento (Figura 2.4).

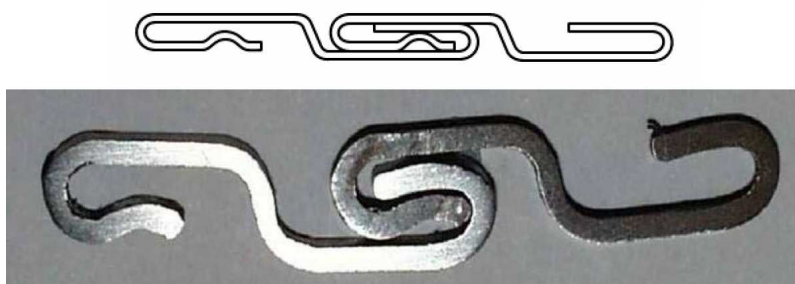


Figura 2.4 – Geometria básica da carcaça intertravada (LEMOS, 2005).

Segundo SOUSA (2005), a carcaça intertravada possui as seguintes funções:

- 1) Prevenir o colapso da estrutura devido a cargas radiais distribuídas, como pressão externa e *squeeze*, e devido a cargas radiais concentradas como o *crushing*;
- 2) Prevenir o colapso da linha flexível devido a uma queda abrupta da pressão interna na estrutura (linhas que transportam gases);
- 3) Fornecer resistência à abrasão causada por partículas existentes no fluido transportado ou pela passagem de ferramentas por dentro da linha flexível.

A geometria da carcaça intertravada confere grande resistência a cargas radiais concentradas ou distribuídas, dado o elevado ângulo de assentamento do(s) arame(s) que a constitui(em) (próximo de 90°). Por outro lado, a camada possui baixíssima rigidez axial e, portanto, não sendo o elemento estrutural para resistir ao carregamento longitudinal (axial). Deve-se salientar que, por ser construída sobre um mandril, esta camada garante boa precisão com relação ao diâmetro interno e, conseqüentemente, possui pequena *ovalização* (SOUSA, 2005).

Os aços utilizados em sua construção devem possuir boa resistência à corrosão por hidrocarbonetos e água. Podem ser utilizados (segundo a API RP 17B, 2002):

- Aços carbono.
- Aços inoxidáveis ferríticos (AISI 409 e AISI 430).
- Aços inoxidáveis austeníticos (AISI 304, 304L, 316 e 316L).
- Aços inoxidáveis Duplex (UNS S31803).
- Aços-liga com alto teor de níquel (N08825).

A escolha do tipo de aço para a carcaça intertravada está relacionada à composição do fluido interno (presença de hidrocarbonetos, agentes corrosivos, gases, partículas sólidas, etc) e aos carregamentos a que serão submetidas esta camada. Em geral, com o aumento da agressividade do fluido interno, o tipo de aço adequado para a carcaça intertravada passa gradativamente do aço carbono para o aço-liga com alto teor de níquel (API RP 17B, 2002). Os materiais mais empregados são os aços inoxidáveis austeníticos, AISI 304L e AISI 316L, que podem ainda sofrer modificações para melhorar sua resistência à corrosão. Diversos testes para verificar essa escolha são sugeridos pela API *Spec 17J* (2002).

2.3.2 Barreira à Pressão Interna

Constituída de uma camada plástica, usualmente, extrusada sobre a carcaça intertravada em dutos *rough bore* ou como camada mais interna do duto, em dutos *smooth bore*, tem a função de manter a estanqueidade da linha flexível, isto é, devem impedir a disseminação do fluido interno pelas demais camadas da linha flexível. O material utilizado depende da temperatura e composição química do fluido carregado. Normalmente é utilizado o nylon 11 ou poliamida 11 (PA11) mais conhecido pelo nome fantasia Rilsan[®], podendo também ser, para uso em linhas com solicitações menos severas, constituída por polietileno de alta densidade (HDPE), ou ainda quando a temperatura de serviço exceder a suportada pelo PA11 utiliza-se o Poli fluoreto de vinilideno (PVDF).

2.3.3 Armadura de Pressão

É uma camada opcional constituída por um ou dois arames enrolados em espiral de pequeno passo. Sua principal função é resistir aos esforços radiais provenientes do carregamento imposto pela pressão interna, à pressão externa atuante sobre a linha e a cargas mecânicas radiais (do lançamento e *squeezing*). Desta forma, a armadura de pressão ajuda a diminuir os esforços sobre a carcaça intertravada.

O número de camadas de pressão depende da pressão interna atuante no duto, sendo comum a utilização de apenas uma camada para níveis de pressão da ordem de 3000 psi. Esta camada pode ser reforçada por camadas de arame de fio chato para aumento da resistência conforme mostrado na Figura 2.3 (camada de reforço da armadura de pressão) entre esta camada e as camadas da armadura de tração. Em dutos antigos e para aplicação em baixas pressões e águas rasas, esta camada pode não existir, neste caso as armaduras de tração devem suprir esta falta.

Por ser assentada com ângulo próximo de 90°, possui pequena rigidez axial e à flexão.

Diversos perfis são utilizados na sua construção. A Figura 2.5 destaca alguns deles. O mais utilizado é o perfil Z, daí a denominação espiral ou camada zeta.

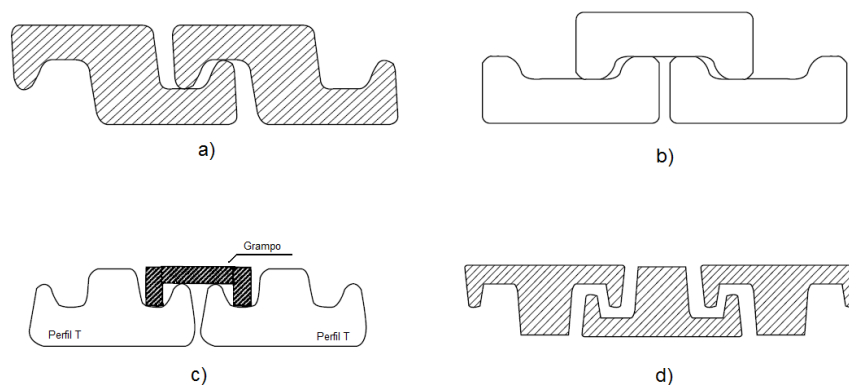


Figura 2.5 – Perfis para a armadura de pressão: a) perfil Z, b) perfil C, c) perfil T (grampo ligando os perfis) e d) perfil T (API RP 17B, 2002, p. 13).

A armadura de pressão é constituída por aço carbono. O teor de carbono (baixo, médio ou alto) no material depende das condições de serviço às quais a camada será exposta. Deve-se destacar que, em geral, quanto maior o teor de carbono no aço, maior a resistência mecânica, porém menor a resistência à corrosão e menor a ductilidade do aço (CHIAVERINI, 1984). Assim, para casos onde há necessidade de alta resistência, devem-se utilizar aços com alto teor de carbono, caso as condições de serviço permitam. Por outro lado, para condições de serviço agressivas, devem-se utilizar aços com baixo ou médio teor de carbono. Os aços com baixo teor de carbono são os mais empregados e algumas de suas propriedades encontram-se na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 – Propriedades dos aços carbono utilizados na armadura de pressão (BERGE *et al.*, 1992).

Especificação	Grau	Acabamento	Tensão de ruptura	Deformação de ruptura
AFNOR	FM 15	trefilado a frio	784 MPa	-
AFNOR	FM 35	trefilado a frio	850 MPa	6,0%

Deve-se destacar que existem, ainda, outros critérios para seleção do material da armadura de pressão, tais como a soldabilidade, maleabilidade e composição química do aço (além do teor de carbono deve-se observar os teores de manganês, fósforo, cobre, enxofre e silício). Maiores detalhes sobre estes critérios podem ser obtidos na API RP 17B (2002) ou na API *Spec* 17J (2002).

Outro aspecto importante é o efeito do encruamento nos valores apresentados na Tabela 2.3. Em ensaios apresentados em COSTA (2003), a tensão de ruptura do aço FM 35 foi avaliada em 955 MPa, isto é, 12,4% superior à apresentada na Tabela 2.3. A tensão de escoamento medida foi de 781 MPa, ou seja, 82% do valor da tensão de ruptura. Como não se encontra na literatura informações a respeito da tensão de escoamento do material, é difícil avaliar o efeito do encruamento, mas, de qualquer forma, tem-se a tensão de escoamento muito próxima da tensão de ruptura.

2.3.4 Camada de Reforço da Armadura de Pressão

A camada de reforço à pressão, tal como a própria armadura de pressão, é uma camada opcional formada por um ou mais arames enrolados em espiral de pequeno passo.

A principal função desta camada é oferecer resistência adicional à linha flexível aos carregamentos de pressão interna e externa. Desta forma, diminui-se a carga atuante na armadura de pressão e na carcaça intertravada. É uma camada, portanto, empregada em linhas flexíveis que irão operar em elevadas profundidades e/ou submetidas à grande pressão interna. Empregam-se usualmente perfis retangulares e materiais semelhantes aos da armadura de pressão.

2.3.5 Armadura de Tração

As armaduras de tração (vista anteriormente na Figura 2.3) são compostas por um número par de camadas, normalmente duas, enroladas em sentidos opostos. Essas camadas, por sua vez, são formadas por vários arames com seções transversais retangulares e conformadas sobre uma camada que lhes serve como suporte. A camada da armadura mais interna à linha é chamada armadura interna de tração e a outra camada, isto é, a mais externa à linha, é conhecida como armadura externa de tração.

Estas armaduras têm como função resistir às cargas axiais e à pressão interna. Além disso, conferem à linha flexível rigidez à torção. Por ter um ângulo de assentamento relativamente baixo, entre 20° e 55°, este tipo de montagem não compromete a alta flexibilidade que caracteriza a linha uma vez que os arames podem se deslocar quando essa é flexionada.

O ângulo de assentamento destas camadas determina o balanço entre a rigidez axial e radial da estrutura. Para linhas flexíveis com níveis de sollicitação não muito severas, este

ângulo de assentamento é o ângulo da resultante das forças axiais e radiais as quais um duto está submetido quando pressurizado, ou seja, da ordem de 55° . Este ângulo é conhecido como ângulo neutro e pode variar, nos casos de linhas de alta pressão (linhas com armadura de pressão), entre 20° e 35° . O ângulo de assentamento pode ainda sofrer variações devidas à natureza estática ou dinâmica do serviço, à presença de camadas de reforço à pressão, entre outros.

Assim como na carcaça intertravada e na armadura de pressão, o espaçamento entre os arames de uma mesma camada deve ser controlado de forma a evitar o contato lateral entre eles e limitar a extrusão das camadas plásticas vizinhas. Detalhes de construção dessa camada podem ser vista na figura 2.6.

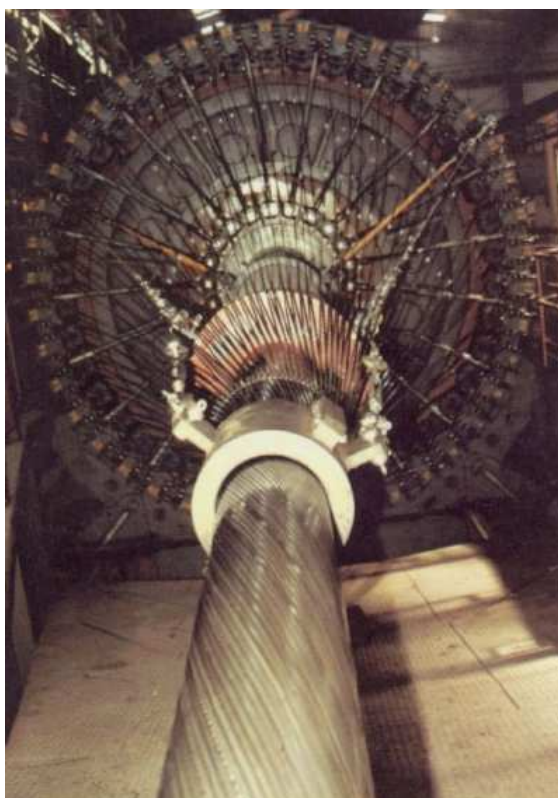


Figura 2.6 – Assentamento da armadura de tração em uma linha flexível (SOUSA, 1999).

Os arames das armaduras de tração são fabricados a partir de aço carbono. O teor de carbono, assim como nas armaduras de pressão, depende das condições de serviço às quais esses arames serão expostos. Dadas as elevadas tensões que surgem nos arames devidas aos carregamentos aplicados na linha flexível, utiliza-se, normalmente, aço com alto teor de carbono como os apresentados na Tabela 2.4.

Tabela 2.4 – Propriedades dos aços carbono utilizados na armadura de tração (BERGE *et al.*, 1992)

Especificação	Grau	Acabamento	Tensão de ruptura	Deformação de ruptura
AFNOR	FM 60	trefilado a frio	1373 MPa	-
AFNOR	FM 72	trefilado a frio	1500 MPa	1,0%

2.3.6 Camada Externa (Revestimento Externo)

A camada plástica externa (mostrada anteriormente na Figura 2.3) é extrusada sobre as armaduras de tração servindo para mantê-las na posição correta, além de proteger a linha flexível contra abrasão, danos externos (impacto de ferramentas durante a instalação, impactos com o solo marinho, entre outros), corrosão e ajudar no isolamento térmico da linha.

Segue, portanto, que a espessura da camada deve ser suficiente para atender a essas funções e, além disso, minimizar a possibilidade de falha por extrusão da camada nos interstícios da armadura externa de tração.

Tendo em vista todas estas características, a API RP 17B (2002) sugere a utilização de HDPE, PA 11 ou PA 12.

2.3.7 Camadas Intermediárias

Como mencionado anteriormente, algumas camadas intermediárias são adicionadas as principais de um duto flexível de camadas não aderentes. As principais camadas intermediárias são apresentadas a seguir.

2.3.7.1 Camadas Antidesgaste

Uma das principais características de uma linha flexível de camadas não aderentes é a sua baixa rigidez à flexão, que lhe possibilita acompanhar os grandes deslocamentos impostos pelas unidades flutuantes de produção. Essa baixa rigidez à flexão é conferida, entre outras razões, pela possibilidade de ocorrer deslizamentos relativos entre as camadas metálicas. Estes deslizamentos, no entanto, conduzem a um problema: o desgaste por fricção dessas camadas. Com o intuito de minimizar esse desgaste, camadas poliméricas, denominadas

camadas antidesgaste ou camadas plásticas intermediárias (Figura 2.3), são extrusadas, em geral, entre a armadura de pressão e a interna de tração e entre as armaduras de tração.

Outra função destas camadas é servir como barreira à permeação do fluido externo pelo *anular* da linha flexível, em caso de falha da camada plástica externa, e, também, evitar o vazamento do fluido interno, em caso de falha do plástico interno. Em outras palavras, estas camadas também têm por objetivo conferir estanqueidade à linha flexível.

A determinação da espessura da camada segue os mesmos princípios estabelecidos para a camada plástica interna, além de considerar o efeito da fricção das camadas metálicas.

Os polímeros utilizados nestas camadas devem possuir resistência ao desgaste. A API RP 17B (2002) sugere a utilização de HDPE, XLPE, PA 11, PA 12 ou PVDF.

2.3.7.2. Fita de Reforço à Compressão

Com a exploração de petróleo atingindo lâminas d'água cada vez mais profundas, a compressão axial sobre as linhas flexíveis pode se tornar significativa. Este tipo de carga pode gerar a expansão radial excessiva dos arames das armaduras de tração, levando-os à instabilidade e provocando o fenômeno conhecido como *birdcaging* ou “gaiola de passarinho”.

Para prevenir o *birdcaging*, os fabricantes passaram a assentar uma camada polimérica constituída por fibras de aramida (*Kevlar29*® ou *Kevlar49*®) sobre a armadura de tração externa (NOVITSKY & SERTÃ, 2002). Desta forma, aumenta-se a resistência e a rigidez da linha flexível à compressão.

2.3.7.3 Camadas Isolantes

A garantia de escoamento é um aspecto fundamental no projeto de uma linha flexível para águas profundas e ultra profundas e, para que haja esta garantia, uma das ferramentas utilizadas é o isolamento térmico.

De acordo com JIAN (2000), o isolamento térmico da linha flexível tem por objetivos: evitar a formação de hidratos, parafinas e emulsões que podem bloquear a passagem do fluido transportado e reduzir a viscosidade do fluido transportado para economizar potência de bombeio.

A API *Spec 17J* (2002) aponta que o comprador da linha deve especificar qualquer restrição ao desempenho da estrutura quanto à perda ou retenção de calor. Os coeficientes de

transferência de calor (JIAN, 2000) devem ser baseados no diâmetro interno nominal da linha e também devem considerar qualquer efeito externo como, por exemplo, o cobrimento de solo para linha enterrada.

A API *Spec 17J* (2002) ainda indica que as seguintes temperaturas devem ser especificadas: temperatura de operação ou perfil de temperatura ao longo da vida útil de serviço, temperatura mínima de projeto e temperatura máxima de projeto. O projeto do sistema de isolamento térmico deve ser baseado na hipótese de que a barreira protetora externa tenha sido danificada expondo, então, o material isolante ao ar e/ou água do mar. Uma metodologia para o dimensionamento das camadas isolantes térmicas de uma linha flexível pode ser observada em JIAN (2000).

Os materiais utilizados nas camadas de isolamento térmico indicados pela API RP 17B (2002) são o PP (polipropileno), o PVC (poli cloreto de vinila) e o PU (poliuretano). A API RP 17B (2002) ainda aponta que o fabricante tem de documentar as propriedades térmicas do material para as condições seca ou molhada. Além disso, deve ser analisada a degradação do desempenho térmico causada pela ação da pressão, da temperatura e da água do mar sobre o material de isolamento. Por fim, a capacidade de isolamento deve ser sempre mantida igual ou acima do valor mínimo especificado.

2.4 TECNOLOGIA DOS *RISERS*

2.4.1 Diferentes Configurações dos *Risers*

Dependendo da região onde o *riser* irá operar diferentes tipos de configurações são usadas. Os principais fatores para a escolha dessa configuração são a profundidade e as condições ambientais do mar, onde se destacam importantes fatores de solicitação relativos ao ambiente marinho como velocidade e direção dos carregamentos impostos pelas ondas e correntes marinhas. Segundo a API RP 17B (2002), são cinco as configurações de um *riser*, as quais são mostradas na figura 2.7.

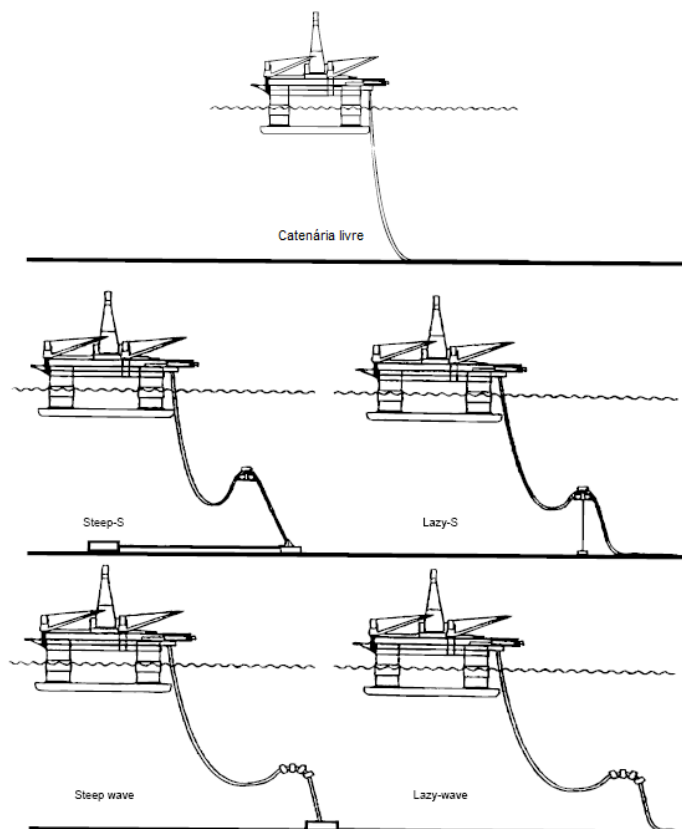


Figura 2.7 – Exemplos de configurações para *risers* flexíveis (API RP 17B, 2002, pag. 10).

2.5 TERMINAÇÕES DOS DUTOS FLEXÍVEIS

A figura 2.8 abaixo mostra as três principais partes de uma terminação utilizadas em uma tubulação flexível.

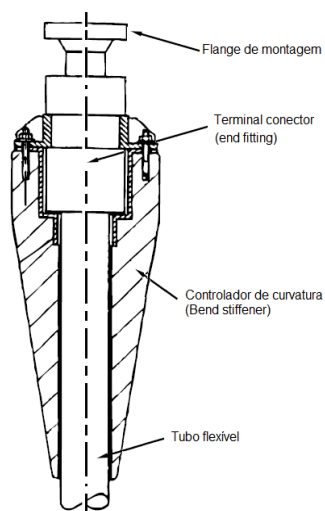


Figura 2.8 – Terminações dos dutos flexíveis (KIEPPER, 2004).

2.5.1 Terminal Conector (*End Fitting*)

Um terminal conector pode ser instalado em uma linha flexível durante a fabricação ou no local de serviço (em campo). Deve possuir a mesma integridade estrutural quando comparado ao duto onde é instalado. Todas as camadas do duto convergem para dentro do terminal conector, permitindo assim que a linha seja conectada a outras estruturas. A API RP 17B (2002) destaca duas características para esses terminais: a) sua construção deve resistir as cargas axiais e aos momentos de flexão impostos a linha, garantindo assim a integridade do fluido transportado e b) permitir com segurança a transição de pressão entre o duto e o flange de montagem

2.5.2 Flange de Montagem

Existem muitos flanges que podem ser utilizados. Sua fabricação segue as normas API *Spec.* 6A (1996), API *Spec.* 17D (1992) ou ASME B16.5 (1996).

2.5.3 Controladores de Curvatura

Segundo a API RP 17B (2002), os mais comuns limitadores ou controladores de curvatura são o *bend stiffener* e o *Bellmouth*. São normalmente utilizados em aplicações onde ocorrem carregamentos dinâmicos. O *bend stiffener* é uma estrutura polimérica normalmente feita de poliuretano, cuja função é de ser responsável pela transição suave da rigidez entre uma estrutura bastante complacente, *riser* flexível, e outra extremamente rígida que é a estrutura da plataforma. Podem, ainda, serem usados também em aplicações estáticas para protegerem o duto durante a instalação. Consiste de uma seção cônica com o interior cilíndrico e são conectados à estrutura da plataforma através de uma interface estrutural metálica que é envolvida pelo polímero e aparafusada na posição final.

A outra solução para o problema do controle de curvatura na interface entre o duto flexível e o terminal conector é utilizar um *bend stiffener* para boca de sino com *I-tube* (Figura 2.9), como o nome já informa, são enrijecedores instalados em sistemas de conexão tipo “bocas de sino” (diferentes dos limitadores de curvatura de mesmo nome mostrado na Figura 2.10) existentes em navios e semi-submersíveis com *I-tube*, neste caso eles não são instalados sobre o conector do *riser* flexível, mas em uma estrutura que ficará presa à boca de sino (*bellmouth*), enquanto o conector é apoiado no nível do convés (Figura 2.11). Este tipo de instalação tem como característica o desacoplamento entre o ponto de aplicação das cargas

verticais, conector do *riser*, e o ponto de aplicação da flexão, região do *bend stiffener*, sendo, portanto mais favorável para o *riser* flexível.

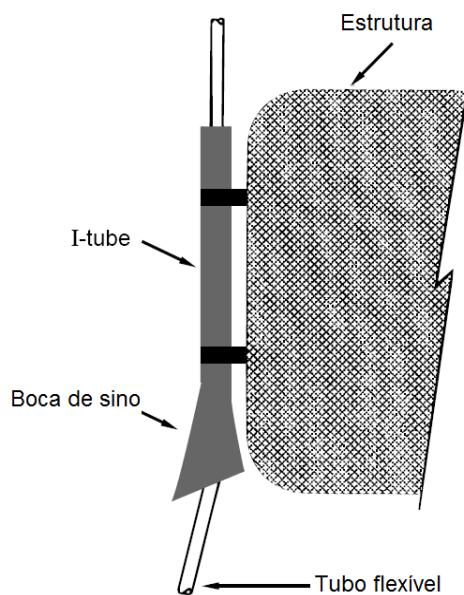


Figura 2.9 – Boca de sino (*Bellmouth*) com *I-tube*. (Adaptado da API RP 17B, 2002, p. 19)

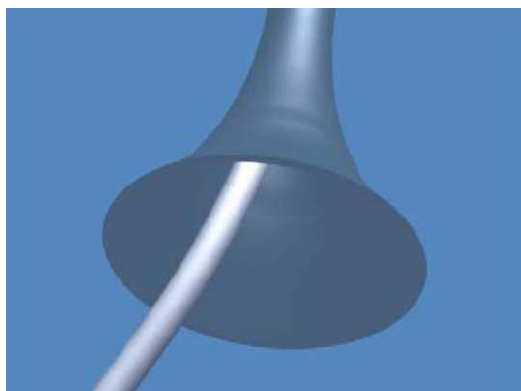


Figura 2.10 – Boca de sino (*Bellmouth*) (LEMOS, 2005).

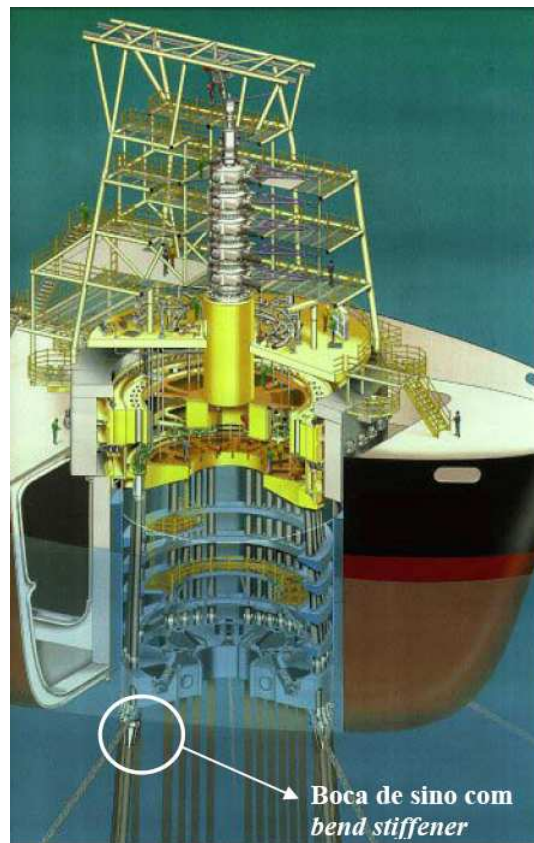


Figura 2.11 – *Turret* de um FPSO com *bend stiffener* de boca de sino (LEMOS, 2005).

CAPÍTULO III

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Para organizar melhor a revisão bibliográfica e torná-la mais didática, a mesma foi classificada em três modalidades. Na primeira, realizaram-se revisões relativas às Especificações e Normas utilizadas em dutos flexíveis; na segunda, uma relação dos fabricantes desses dutos no mundo com seus respectivos endereços na Internet, e por último, os principais trabalhos publicados como: Patentes, Artigos Científicos, Dissertações e Teses.

3.1 ESPECIFICAÇÕES E NORMAS

As primeiras especificações para dutos flexíveis foram desenvolvidas nos anos 80 pelo instituto *Det Norske Veritas* (DNV) e denominada como: *DNV Guidelines for flexible pipes* (Diretrizes para dutos flexíveis)(1987) e pela *American Petroleum Institute* (API), a *API RP 17B Recommended practice for flexible pipe* (Recomendações práticas para dutos flexíveis)(1988). O *Bureau Veritas* foi a primeira Sociedade a emitir uma certificação relacionada a “Dutos flexíveis de camadas não aderentes usados como *flowlines*” (*Non-bonded flexible steel pipes used as flowlines*), publicada em 1990. Em 1994, o DNV emitiu um documento intitulado “Regras para certificação de dutos rígidos e *risers* flexíveis” (*Rules for flexible risers and pipes*), contendo fatores de utilização para uma variedade de modos de falha e variadas combinações de carregamentos. Ainda nesse documento, foi apresentado pela primeira vez, condições de projeto referenciando a curvatura dos dutos flexíveis. Em 1996, a API emitiu o documento *API Spec 17J Specification for unbonded flexible pipes* (Especificação para dutos flexíveis de camadas não aderentes).

A API RP 17B, revisada e publicada em 2002 é direcionada para o projeto, análise, fabricação, testes, instalação e operação de dutos flexíveis e seus sistemas para aplicações *onshore* e *offshore*. Complementar a esta API RP 17B, encontra-se a *API Spec 17K* com especificações para dutos de camadas aderentes e a *API Spec 17J* com especificações para os de camadas não aderentes. Segundo *BRAESTRUP et al. (2005)*, uma nova *API Spec 17L* referente a padrões para a indústria de equipamentos utilizados em conjunto aos dutos flexíveis está sendo atualmente desenvolvida.

Outro documento de suma importância é a Norma **ISO 13628** “*Design and operation of subsea production systems*” que fornece diretrizes para o projeto, a análise, a manufatura, testes, instalação e a operação de tubulações flexíveis e de sistemas dessas tubulações flexíveis para aplicações *onshore* e *offshore*. De suas dez partes, destaca-se a **ISO 13628-2:2006**, que especifica as exigências e as recomendações mínimas para o projeto, seleção de material, manufatura, testes, identificação e armazenamento das tubulações flexíveis, e define as exigências técnicas e as recomendações em referência aos códigos e aos padrões existentes onde aplicáveis. Direcionada aos dutos de camadas não aderentes (*unbonded*) e aos conjuntos flexíveis da tubulação, como os segmentos utilizados nas extremidades, aplica-se às tubulações flexíveis estáticas e dinâmicas usadas como *flowlines*, *risers* e *jumpers*. Não se aplica às tubulações flexíveis que apresentam a armadura de tração não metálica.

Além desses documentos existe um elaborado pela Comissão de Normas Técnicas (CONTEC) da PETROBRAS, denominada **CONTEC N-2409** – “*Specification for Flexible Pipe*” (1994), que também faz referência à especificação de dutos flexíveis.

3.1.1 Outras Especificações e Normas Relevantes

API 6A - especificações para cabeça do poço e o equipamento árvore de natal;

API 17D - especificações para cabeça do poço embaixo do mar e o equipamento árvore de natal;

DNV-OS-F201 - norma de critérios, requerimentos e diretrizes voltadas para o projeto e análise estrutural de sistemas de *risers*;

DNV-RP-F204 - fadiga em *risers*;

DNV RP B401 – projeto de proteção catódica;

NACE MR-01-75 – resistência à fratura por sulfetos de materiais metálicos utilizados em engenharia de campos de petróleo;

ASTM A370 – métodos de ensaios e definições para ensaios mecânicos de produtos de aço;

ASTM D638 – métodos de ensaios para plásticos.

3.2 FABRICANTES DE DUTOS FLEXÍVEIS

Como dito anteriormente, existem três grandes fabricantes de dutos flexíveis, os quais também fabricam os terminais desses dutos (terminais conectores), a saber: 1) a Technip, de origem francesa, encontrada na Internet no endereço <http://www.technip.com>; 2) NKT Flexíveis, de origem dinamarquesa é encontrada na Internet em <http://www.nktflexibles.com> e 3) Wellstream, Norte-americana, encontrada também na Internet em <http://www.wellstream.com>.

3.3 TRABALHOS PUBLICADOS

Muitos dos trabalhos publicados não tratam exatamente da região do terminal conector, mas mostram a relevância dos estudos feitos sobre os sistemas de linhas flexíveis referentes às suas aplicações e comportamento em serviço, os modos de falhas e diversos métodos de análises usados para avaliar esses sistemas na busca da resolução dos problemas por hora apresentados, sejam eles relativos à linha flexível por inteira ou aos seus diversos componentes (como por exemplo: carcaça, armaduras de pressão ou tração, selos, entre outros), enriquecendo e servindo dessa maneira como referência não só a estudos futuros relacionados propriamente aos dutos flexíveis, como também a outros equipamentos auxiliares utilizados em conjunto a essas linhas (como: *bending stiffeners*, *clamps*, *end fittings*, entre outros).

Dado a peculiaridade do estudo que pretende: a) avaliar um novo modelo de ancoragem dos arames da armadura de tração e b) analisar o comportamento de um protótipo de terminal conector quando em carregamentos de tração, também se tornou necessário executar uma profunda revisão dos modelos existentes. Isso foi feito através de um levantamento das Patentes dos modelos depositados pelos fabricantes, detalhadas abaixo, no item 2.3.1. Em seguida, no item 2.3.2, é apresentada uma série de publicações relacionadas ao tema, como: artigos científicos, dissertações, teses e livros, finalizando assim a revisão da bibliografia.

3.3.1 Patentes

Uma busca feita aos modelos patenteados de terminais conectores resultou no encontro de alguns documentos que enriquecem o tema. A patente norte-americana do inventor BRAAD, identificada como US 6,273,142, pertencente a NKT Flexibles I/S e publicada em 14 de Agosto de 2001, refere-se a um duto flexível com um terminal conector associado. Na montagem, o referido terminal é conectado a um duto flexível detentor de uma estrutura em camadas. Uma destas camadas é composta de arames metálicos orientados em sentido helicoidal. Estes são conformados em suas extremidades e, em conjunto com um material (resina epóxi), formam o sistema de ancoragem do terminal conector.

Outra patente norte-americana dos inventores BUON & BERTON, sob o número US 6,923,477, pertencente a Technip e publicada em 02 de Agosto de 2005, refere-se a um terminal conector para dutos flexíveis, onde os dutos utilizam um selo interno e apresentam camadas. Uma destas camadas contém arames que são conformados para possibilitar um melhor encaixe (ancoragem).

E, por último, a patente do inventor BELCHER, de número US 6,592,153, cuja proprietária é a Wellstream Inc. publicada em 15 de Julho de 2003, também trata de um terminal conector para dutos flexíveis, incluindo uma unidade de selo anular feita de um material com composição elastomérica localizada no interior da carcaça do conector. Este arranjo viabiliza o encaixe conector-duto flexível.

3.3.2 Artigos Científicos, Dissertações, Teses e Livros.

Com a pesquisa bibliográfica feita em busca de modelos de ancoragem, baseada na suposta analogia às ancoragens utilizadas em armações de concreto protendido, encontrou-se em LEONHARDT (1964) o Capítulo 3 intitulado “*Anchorage and splices of tendons*” dedicado aos tipos de ancoragens desenvolvidos para o concreto até então. Nesse capítulo ele faz alusão a um ensaio que verifica e compara a aderência de **vários modelos de ancoragens**.

Na busca por trabalhos publicados que referissem especificamente aos terminais conectores, encontrou-se um de BANKE (2000), uma tese de doutorado intitulada “*Flexible Pipe End Fitting*”, onde é apresentado um estudo feito em um novo modelo de terminal conector projetado para a fabricante NKT *Flexibles* da Dinamarca. Nesse trabalho o autor aborda os seguintes aspectos: 1) O estabelecimento de cargas do *riser* sobre o terminal

conector; 2) A análise global do projeto do terminal conector e 3) A análise detalhada dos componentes utilizados no projeto do novo modelo de terminal conector.

O sistema de ancoragem utilizado em BANKE (2000) foi primeiro detalhado em LANGKJÆR *et al.* (1999). Nesse artigo os autores descrevem sobre a qualificação do projeto do terminal conector da NKT. Baseado nos padrões API *Spec* 17J e API RP 17B, este trabalho apresenta soluções aplicadas em engenharia como: métodos analíticos de cálculo e modelos de elementos finitos. Nele, a idéia da ancoragem dos arames da armadura de tração é apresentada em detalhe, ficando o destaque por conta do sistema baseado no princípio de que cada arame da armadura de tração é dobrado e soldado a um anel com a finalidade de sustentar as cargas trativas. O projeto é verificado através de ensaios experimentais dos componentes em escala real. Adicionalmente foi apresentado o sistema de selo utilizado para a estanqueidade e uma descrição da qualificação feita através de ensaios de ciclo térmico em escala real.

SHEN *et al.* (2008), desenvolveram um modelo numérico para análise da fadiga e para avaliar o dano no arame da armadura de tração ao longo de todo o seu comprimento dentro de um terminal conector. Para tanto todas as condições de carregamento e os efeitos geométricos nos arames foram considerados, juntamente com uma análise da interação entre os arames e a resina epóxi. Este modelo também tem uma flexibilidade em mudar a condição da adesão entre o arame e a resina epóxi redefinindo uma região descolada entre o arame e a resina epóxi dentro do terminal conector. Além disso, alguns ensaios em escala reduzida em amostras do arame foram realizados para validar o modelo da análise por elementos finitos. O modelo apresentado pelos autores sugere uma maneira eficaz de simular os esforços atuantes e de prever o dano à fadiga dos arames da armadura de tração dentro de um terminal conector para uma tubulação flexível de camadas não aderentes (*unbonded*).

Outros dois trabalhos vêm enriquecer e complementar essa revisão da bibliografia no tema de estudo aqui proposto. Um do KIEPPER (2004), que fez uma análise estrutural estática, via elementos finitos, do segmento duto flexível-erijecedor (*bend stiffeners*). E o outro trabalho é a obra de BRAESTRUP *et al.* (2005), intitulada “*Design and Installation of Marine Pipelines*”, que vem complementar os códigos e recomendações existentes servindo como um guia aos profissionais com o objetivo de assegurar razoáveis padrões de projeto e aplicação.

Continuando a avaliação da literatura, outros trabalhos, mas relativos a casos de falhas em linhas flexíveis de camadas não aderentes, estão apresentados a seguir:

NOVITSKY (2000) indica o colapso hidrostático, causado por *birdcaging* e/ou *crushing* na instalação e a fadiga como os principais responsáveis pela falha de linhas flexíveis para águas profundas. O autor mostra algumas fotos de linhas danificadas mas não esclarece se as falhas ocorreram em serviço ou em testes.

LONTRA FILHO (2000) aponta os mesmos mecanismos relatados por NOVITSKY (2000) como principais responsáveis pelas falhas em linhas flexíveis. O autor ressalta, ainda, o esforço da PETROBRAS para desenvolver um programa para inspeção de linhas flexíveis em operação.

NETO *et al.* (2001) relata que durante o lançamento de um *jumper* de 4" em 1997 no Campo de Marlim Sul (Bacia de Campos), foi observada a flambagem dos arames das armaduras de tração devido a um diferencial de pressão negativo. Segundo os autores, esta foi a primeira indicação de que o projeto das linhas flexíveis convencionais precisava ser revisado. Como consequência de alguns outros danos não descritos, mas mencionados pelos autores, a PETROBRAS iniciou uma série de TCAs (*Technological Cooperation Agreements*) com fabricantes para avaliar e melhor compreender os fenômenos que induziram esses danos às linhas flexíveis. NETO *et al.* (2001) apresentam os três pontos estudados pela COFLEXIP:

- 1) *Colapso hidrostático*: foram iniciados estudos para a melhoria dos procedimentos de cálculo levando a uma melhor avaliação da resistência ao colapso. Especial atenção é dada à condição de *anular* alagado, isto é, aquela em que a camada polimérica externa encontra-se danificada e, conseqüentemente, o fluido externo atinja a camada plástica interna fazendo com que a carcaça intertravada resista a toda a pressão hidrostática. Segundo os autores, os estudos realizados validaram as linhas flexíveis da COFLEXIP para operar em profundidades superiores a 3000m. Modificações na espiral zeta das linhas também foram feitas.
- 2) *Flambagem lateral*: este mecanismo de falha consiste na flambagem dos arames das armaduras de tração da linha flexível sobre o cilindro de suporte, isto é, sem o rompimento inicial da fita de reforço à compressão. A COFLEXIP qualificou, através de testes experimentais, linhas dinâmicas de 4" e 6" para operar em lâminas d'água de 1500m e linhas estáticas de 4" e 6" para operar em 2000m. Segundo os autores, estas estruturas apresentaram algumas modificações em relação às estruturas convencionais, tais como alterações nas dimensões e no ângulo de assentamento dos arames das armaduras de tração e aumento da espessura da fita de reforço à compressão (*Kevlar*®).

- 3) *Isolamento térmico*: testes foram realizados para qualificar uma linha estática isolada termicamente para operar a 2000m de lâmina d'água. Tanto a linha quanto um material alternativo para isolamento foram qualificados.

NOVITSKY & SERTÃ (2002) detalham os aspectos apontados em NETO *et al.* (2001), revelando que a falha do *jumper* de 4" ocorreu por flambagem dos arames das armaduras de tração sem o rompimento das fitas de reforço à compressão. Os autores relatam o esforço da COFLEXIP para qualificar uma linha estática de 6" para 2000m de lâmina d'água, uma linha dinâmica de 9,12" para 1500m e um umbilical de 12" para 2000m de lâmina d'água.

OLSEN & RONGVED (2002) descrevem falhas ocorridas em linhas flexíveis operadas pela empresa NORSK HYDRO no Mar do Norte. Estes autores apontam que a NORSK HYDRO possuíam 152 linhas flexíveis carregadas dinamicamente e, além dessas, há ainda mais de 400km de linhas estáticas e ISUs® (*Integrated Service Umbilical*). Neste trabalho foram relatados os seguintes problemas:

I. Falha da camada plástica interna:

- 1) Verificou-se a falha desta camada em linhas de injeção de gás pela degradação do RILSAN (PA 11), devida à presença de água no gás transportado. As linhas haviam sido projetadas para transportar gás "seco".
- 2) Ocorreu a explosão de uma linha de 8" devido, também, à degradação do RILSAN (PA11). Neste caso a degradação ocorreu em função da elevada temperatura do óleo transportado (90°C).

II. Falha da camada plástica externa:

- 1) Falhas nas *vent ports* de duas linhas flexíveis levando à explosão da camada plástica externa.
- 2) Várias linhas flexíveis tiveram a camada plástica externa danificada durante a instalação ou re-instalação. Uma das linhas foi danificada pela queda de um objeto da plataforma.
- 3) *Anular* alagado devido à ausência de tampas (*plugs*) nas *vent ports* de algumas linhas flexíveis.
- 4) Também foi verificado que muitas linhas flexíveis se encontravam com *anular* alagado sem falha aparente. Esta situação levou a uma mudança na filosofia de

projeto, sobretudo em relação à fadiga das armaduras (análises com curvas S-N supondo meio corrosivo).

III. Falha das armaduras metálicas:

- 1) Várias linhas flexíveis tiveram a vida útil reduzida devido à condição de *anular* alagado, isto é, as armaduras de tração ficaram expostas a um meio corrosivo não considerado no projeto inicial.
- 2) Uma linha flexível falhou por perda do intertravamento.

ZHANG *et al.* (2003) indicam os principais pontos estudados pela *WELLSTREAM* com o objetivo de qualificar suas linhas flexíveis para lâminas d'água superiores a 2000m: fadiga das armaduras metálicas, colapso hidrostático e flambagem das armaduras de tração por compressão axial. Esses, segundo os autores, seriam os principais mecanismos de falha de linhas flexíveis para águas ultraprofundas. Há menção a vários ensaios experimentais realizados pela *WELLSTREAM*, mas não há relato de falhas ocorridas na prática.

SOUSA (2005) propõe modelos discretos para analisar uma linha flexível baseados no método dos elementos finitos para a determinação, não só das propriedades mecânicas, mas também das tensões e deformações que se desenvolvem nas camadas metálicas e poliméricas devido aos diferentes carregamentos que são impostos durante sua vida útil. Para verificar a robustez e a eficiência desses modelos, o autor estudou algumas linhas flexíveis e as respostas obtidas para os carregamentos de: tração, torção, compressão axial e radial, pressão interna e externa e flexão, foram avaliadas e comparadas com resultados experimentais e/ou analíticos disponíveis na literatura. Complementando seu trabalho, alguns parâmetros relacionados não só à modelagem quanto à construção dessas linhas foram também modificados e as respostas das linhas a essas modificações também foram discutidas.

O problema de falhas por fadiga nas linhas flexíveis é outro assunto abordado e sobre ele encontram-se na literatura alguns trabalhos, mas de uma forma geral, abordam apenas parte do assunto. O primeiro trabalho normalmente lembrado sobre o assunto foi publicado por FERET *et al.* (1986), onde os autores afirmam que a condição de projeto do duto deve estar sempre na região de não fadiga, representado pela área abaixo da reta de Goodman no diagrama de Haigh, sendo a vida limitada apenas pelo desgaste. Considera que as tensões, média e alternada, aumentam de uma forma inversamente proporcional à seção remanescente do arame e que a redução de espessura máxima admissível seria de 50% (atualmente trabalha-

se com 25%). Entretanto, nada é comentado sobre a escolha dos casos de carregamento nem sobre o procedimento para a análise dinâmica.

Outro trabalho clássico é o de FUKU *et al.* (1992) onde é apresentada uma tentativa de levantamento de curvas de fadiga relacionando variação de curvatura e números de ciclos até a falha. Neste trabalho o efeito da variação dinâmica de tração nas armaduras é desprezado, pois a análise verifica a fadiga flexional na região do toque no fundo (TDP). Do mesmo modo que no artigo de FERET *et al.* (1986), nada apresenta sobre a escolha dos casos de carregamento nem sobre o procedimento para a análise dinâmica. Os trabalhos publicados por OUT (1989) e pela COFLEXIP (1989) também consideram como limitante da vida dos dutos flexíveis o desgaste e nada abordam sobre os outros fenômenos envolvidos na análise.

SAEVIK e BERGE (1995) investigaram dois risers de 4" de diâmetro e camadas não aderentes ensaiando-os quanto a fadiga. Nesse ensaio os dutos foram submetidos a condições diferentes de carregamentos dinâmicos até que ocorresse a falha por fadiga nos arames da armadura de tração. Como resultado obtiveram a falha por fadiga pura em ambas as camadas da armadura de tração de um corpo de prova e fadiga por *fretting* na carcaça do outro corpo. De posse desses resultados realizaram estudos teóricos e obtiveram uma boa correlação entre o comportamento observado e o teórico.

Outros, mais elaborados numericamente, como o de SAEVIK (1982) e SAEVIK e BERGE (2001) e SAEVIK e EKEBERG (2002), também iniciam suas análises supondo o conhecimento dos carregamentos globais do *riser*.

Em CLAYDON *et al.* (1992), pela primeira vez a análise de fadiga de *risers* flexíveis é apresentada como tendo início na escolha das condições de carregamento através de um diagrama de dispersão de ondas e a direcionalidade das condições ambientais é citada.

Finalizando a revisão dos trabalhos publicados, relevantes em fadiga de *risers*, ressalta-se LEMOS (2005), onde o autor apresenta uma metodologia de análise à fadiga de *risers* flexíveis quando conectados a unidades de produção baseadas em navios, os FPSOs (*Floating Production Storage and Offloading*) com *turret* (tipo de torre na proa ou ao centro do FPSO onde são conectados os dutos flexíveis, vide Figura 3.1). Nesse estudo o autor parte de uma representação tridimensional das condições ambientais, utilizando o princípio do projeto baseado em resposta para determinação dos casos para análise à fadiga dos *risers* flexíveis tendo como base o aproamento assumido pela embarcação. Demonstrou, ainda, a importância da consideração da direcionalidade das condições ambientais simultâneas e ressaltou que o ponto mais importante para avaliação de fadiga de *risers* flexíveis em águas profundas é o ponto de conexão com a unidade flutuante. Apresentou o efeito da distribuição

de curvaturas proveniente da representação do enrijecedor de curvatura (*bend stiffener*), considerando o material linear elástico, não linear elástico assimétrico e viscoelástico.



Figura 3.1 – Navio FPSO com *turret* na proa.

Sendo assim, com relação aos trabalhos expostos sobre fadiga em *risers*, pode-se afirmar que o grande número de possíveis mecanismos de falha associados à quantidade de informações disponíveis na literatura relativas a estes mecanismos, além da complexidade do comportamento estrutural das linhas flexíveis, torna a previsão dos mecanismos de colapso e, conseqüentemente, das cargas de colapso de uma linha flexível, uma tarefa extremamente difícil.

CAPÍTULO IV

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 MATERIAIS

Material 1 – Resina Epóxi RenGel[®] SW404 – fabricante Huntsman.

Material 2 – Arame de aço SAE 1060 trefilado a frio (secção de 5x2 mm).

4.2 METODOLOGIA

Com a finalidade de se alcançar o objetivo proposto citado anteriormente, esse trabalho está estruturado em seis fases, que estão detalhadas abaixo nos próximos seis subitens.

4.2.1 Fase 1 - Escolha do Modelo de Ancoragem

O objetivo da fase 1 foi determinar a nova configuração que será utilizada para a ancoragem dos arames da armadura de tração de dutos flexíveis de camadas não aderentes dentro do terminal conector.

Para que isso pudesse ser feito, a escolha do novo modelo está baseada na suposição de que o comportamento da ancoragem do arame, da armadura de tração, nos dutos flexíveis seria semelhante aos utilizados na construção civil em concretos protendidos. Dessa maneira, uma analogia às ancoragens utilizadas nessas armações de concreto protendido passa a ter fundamental importância na determinação do novo modelo de ancoragem. Assim, para fundamentar o que aqui está exposto, uma extensa revisão da bibliografia é necessária para que se possam identificar os modelos existentes e compará-los aos já utilizados pelos fabricantes de terminal conector, permitindo que a escolha do novo modelo de ancoragem esteja fundamentada em modelos já consagrados para esse tipo de utilização.

4.2.2 Fase 2 - Levantamento das Propriedades dos Materiais Componentes da Ancoragem

Os materiais componentes da ancoragem são o arame de aço trefilado a frio, com seção transversal de dimensões 5x2 mm, da armadura de tração e a resina epóxi.

Nessa segunda fase o objetivo é caracterizar algumas propriedades mecânicas através da determinação das curvas tensão-deformação do arame da armadura de tração (ensaios de tração) e da resina (ensaios de tração e compressão), permitindo dessa maneira quantificar as tensões máximas e estimar os módulos de elasticidade dos dois materiais. Esses valores serão utilizados, no software de simulação numérica através do MEF, como parâmetros iniciais de modelagem.

Para a determinação das curvas tensão-deformação, tanto nos ensaios de tração como nos de compressão, foi utilizada uma máquina de ensaios marca INSTRON, modelo 5585H (Figura 4.1) com capacidade de carga de 250kN, auxiliada por um extensômetro de deslocamento INSTRON com base de medida de 25 mm.

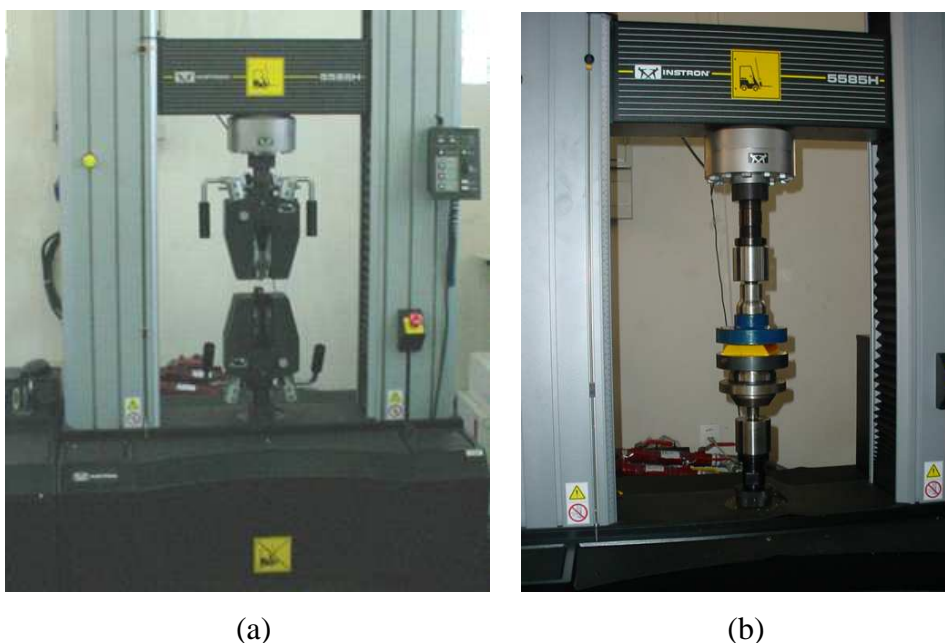


Figura 4.1 – Máquina de ensaios INSTRON. Com cabeçotes (a) para ensaio de tração e (b) para ensaio de compressão.

4.2.2.1 Caracterização das propriedades mecânicas da resina epóxi

No ensaio de tração da resina foram utilizados quatro corpos de prova, confeccionados através da injeção da resina em molde de silicone. As dimensões podem ser vistas no desenho da figura 4.2a definidas conforme a Norma ASTM D638. Os procedimentos de ensaio, bem como a análise dos resultados também foram feitos de acordo com essa mesma Norma.

Quanto aos ensaios de compressão da resina, os corpos de prova foram confeccionados de acordo com Norma ASTM D695-2 e suas dimensões são apresentadas na figura 4.2b. Para isso, a resina será vazada em um molde cilíndrico e posteriormente usinada (faceadas). Os procedimentos de ensaio, bem como a análise dos resultados, também foram feitos de acordo com a última Norma referida.

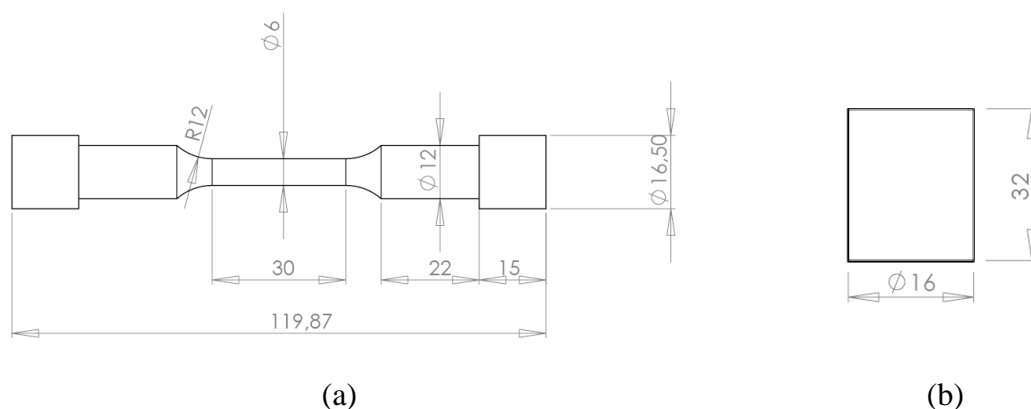


Figura 4.2 – Dimensões em milímetros dos corpos de prova: (a) para o ensaio de tração e (b) para o ensaio de compressão.

4.2.2.2 Caracterização das propriedades mecânicas do arame de aço SAE 1060 trefilado

Para o ensaio de tração do arame de aço SAE 1060 foram utilizados quatro corpos de prova, confeccionados através do corte do arame no comprimento de 150 mm. Os procedimentos de ensaio, bem como a análise dos resultados, também foram feitos de acordo com a Norma ASTM E8M.

4.2.3 Fase 3 - Análise Local Detalhada dos Componentes de Ancoragem

A terceira fase foi dedicada a uma análise preliminar e simplificada feita em três modelos de ancoragens. O objetivo aqui é determinar por simulação numérica, através do MEF, as tensões atuantes no arame da armadura de tração e na resina dentro do terminal conector (região da ancoragem). As análises são feitas em três modelos, dos quais dois já são usados comercialmente. Esses modelos são identificados como: 1) Comercial 1, 2) Comercial 2 e 3) Proposto. O terceiro identificado como modelo proposto é uma inovação e assume a forma definida na **Fase 1**. As figuras 4.3, 4.4 e 4.5 abaixo ilustram os esquemas das ancoragens para os três modelos.

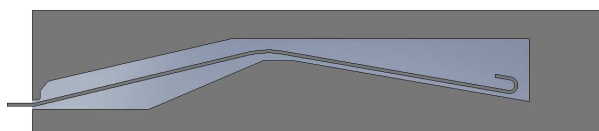


Figura 4.3 – Esquema da ancoragem do modelo Comercial 1.

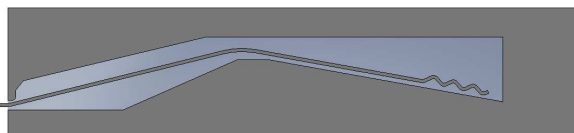


Figura 4.4 – Esquema da ancoragem do modelo Comercial 2.

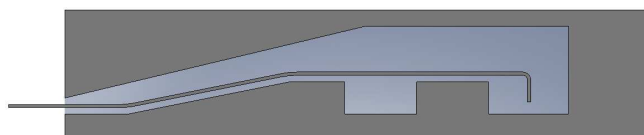


Figura 4.5 – Esquema da ancoragem do modelo proposto.

Os esforços que determinam o comportamento dos arames da armadura de tração dentro de um terminal conector (ancoragem) são primeiramente a carga axial devido à tração/torção e as forças impostas pela pressão interna. Além desses, um esforço adicional, pode ocorrer devido a uma possível flexão no duto flexível.

Para simplificar o estudo na região da ancoragem, a análise foi feita considerando um estado de tensões presente no arame gerado pela ação de uma força de tração axial de 2kN e considerando **três condições** para o ensaio: **1) o arame está totalmente envolto pela**

(aderido à) resina epóxi; 2) o arame está com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina e 3) o arame se encontra totalmente não aderido à resina.

A ferramenta computacional escolhida para essa análise de simulação numérica é o *software* ANSYS® e duas simplificações deverão ser seguidas: 1) o modelo considera uma configuração em 2D (estado plano de tensões) e 2) todos os modelos são avaliados na mesma condição de carregamento e dentro do regime elástico dos materiais.

Os resultados das análises servirão para se fazer uma comparação quantitativa do estado de tensões entre os três modelos, como também para determinar as regiões críticas, ou seja, onde existam concentrações de tensões, permitindo dessa maneira definir sobre os arames as posições que deverão receber a instrumentação através da colagem de extensômetros de resistência elétrica que serão utilizados na **Fase 4** para a validação dos modelos.

4.2.4 Fase 4 - Montagem e Análise Experimental do Corpo de Prova Compósito

A quarta fase tem como objetivo montar e ensaiar corpos de prova compósitos, em escala reduzida, constituídos pelo arame da armadura de tração e a resina epóxi. Para tanto, os arames devem ser devidamente instrumentados com extensômetros² de resistência elétrica nas regiões de maiores tensões definidas na **Fase 3** sendo logo depois posicionados dentro de uma caixa metálica e envolto pela resina epóxi. Depois de prontos, os corpos de prova serão submetidos a ensaios de tração estáticos, cuja finalidade é verificar o comportamento desses sistemas de ancoragens quando submetido aos carregamentos, além de fornecer, também, subsídios para a validação da análise feita na **Fase 3** (validação dos modelos). Ressalta-se aqui que os ensaios somente serão realizados para a condição de número 2 (**o arame está com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina**), definida na fase anterior.

A análise experimental será feita nos três modelos analisados na terceira fase e para isso os arames deverão estar desempenados, ou seja, desprovidos de sua forma helicoidal, conformados segundo suas respectivas geometrias de ancoragem e instrumentados. Em seguida, os arames são montados com resina epóxi em caixas específicas, produzindo os corpos de prova compósitos, cujo objetivo é reproduzir as geometrias dos arames dentro dos

² Extensômetros uniaxiais do Fabricante Vishay Micro-Measurements, modelo: L2A-06-062LW-120 com grade de 1,57 mm, Gage Factor = 2,100±0,5%, Sensibilidade transversal = (+0,8±0,2)%, Resistência elétrica = 120,0±0,6% Ohms e Faixa de medição de deformação = ±3,0%.

modelos de terminais conectores (figura 4.6). Após a confecção dos corpos de prova compósitos, formados pelo arame instrumentado e a resina dentro da caixa, estes estarão aptos para serem posicionados na máquina de ensaios INSTRON (vide Figura 4.1a), onde serão realizados pelo menos três ensaios de tração estáticos. O monitoramento dos ensaios deverá ser feito utilizando um sistema para aquisição de dados, denominado SPYDER 8 com auxílio do *software Catman 4.0*.

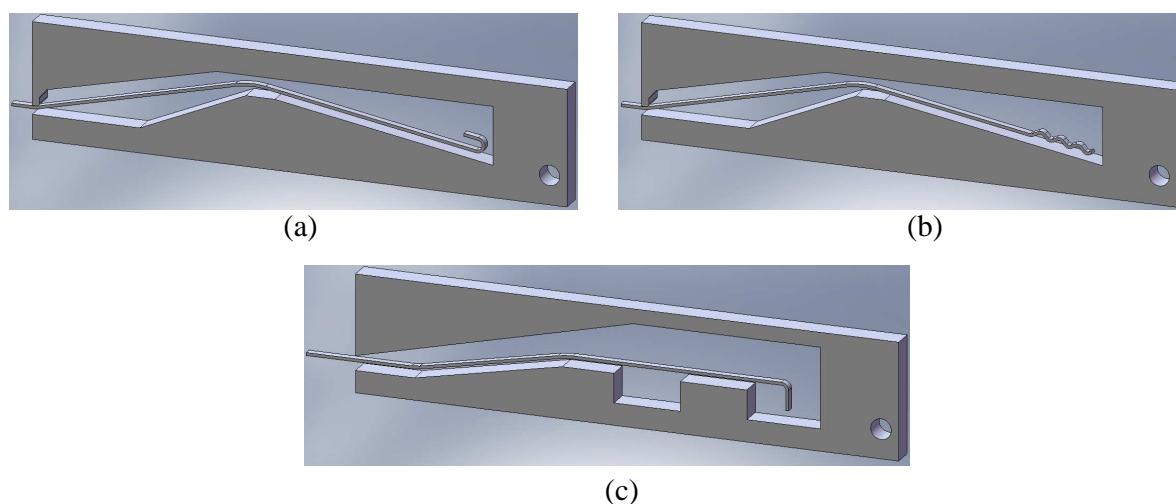


Figura 4.6 – Os três modelos de geometria posicionados dentro da caixa. (a) modelo Comercial 1, (b) modelo Comercial 2 e (c) modelo Proposto.

O ensaio de tração para a condição em que o arame está com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina deverá reproduzir o gráfico mostrado na Figura 4.7 e seguir os parâmetros listados na tabela 4.1 abaixo:

Tabela 4.1 – Parâmetro de carregamento em tração a ser aplicado nos três modelos vistos na figura 4.6.

Carga mínima	0,2 kN
Carga máxima	2,0 kN
Step 1	aplicar carga de 0,2 kN
Step 2	aplicar carga até 0,5 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 3	aplicar carga até 1,0 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 4	aplicar carga até 1,5 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 5	aplicar carga até 2,0 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 6	retirar carga até 1,5 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 7	retirar carga até 1,0 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 8	retirar carga até 0,5 kN
Duração – 60s : manter carga durante 60s	
Step 9	retirar carga até 0,2 kN

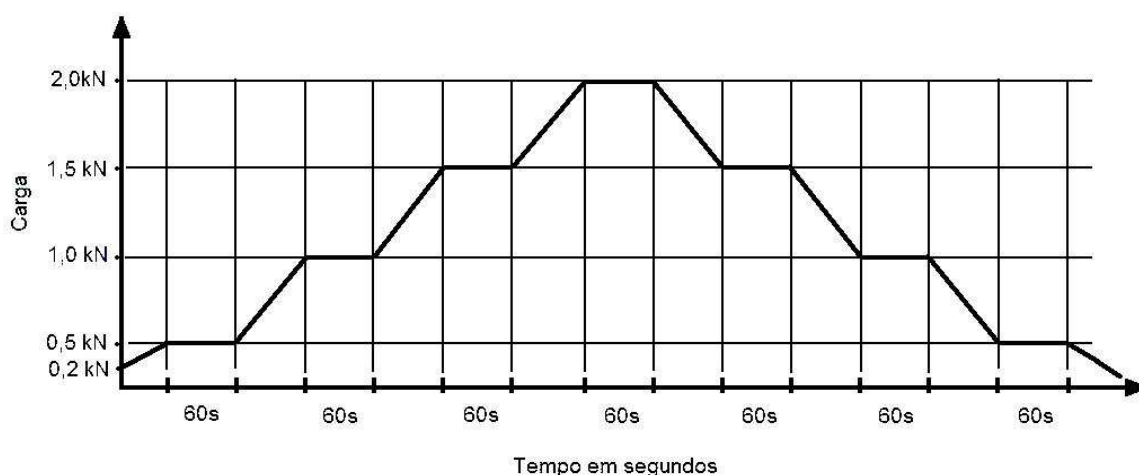


Figura 4.7 – Parâmetros para o ensaio de tração do corpo de prova compósito na condição do arame com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina.

4.2.5 Fase 5 - Montagem e Análise Experimental do Protótipo

Finalizando os trabalhos, a quinta fase tem por objetivo apresentar o novo modelo de terminal conector, montá-lo em escala real com alguns arames da armadura de tração instrumentados com extensômetros de resistência elétrica e submetê-lo a carregamentos de tração na análise experimental. O objetivo maior dessa fase é obter resultados que possam ser utilizados na homologação do protótipo, segundo normas API e PETROBRAS. Para isso devem ser montados dois corpos de prova, o CP1 e o CP2.

O CP1, mesmo confeccionado com dimensões que não atendam as recomendações da API RP 17B (2002), foi utilizado para avaliar a funcionalidade do novo conceito. Já o CP2, confeccionado segundo essas recomendações, foi utilizado para a determinação da vida em fadiga do terminal conector. Nas montagens desses CP's foi utilizado um duto flexível de 2,5" de diâmetro.

Para avaliar as deformações no duto e próximas ao terminal conector quatro arames da armadura de tração do CP1³ e dez do CP2 foram instrumentados com os extensômetros⁴ de resistência elétrica. Após esses procedimentos, os protótipos ficaram prontos para as análises experimentais, sendo montados em uma máquina que fez os carregamentos de tração. Os ensaios foram divididos em duas fases: um de tração estático até uma carga máxima seguido de outro em carregamento dinâmico para determinar sua vida em fadiga, observando critérios

³ O CP1 foi instrumentado em quatro arames pelo fato de não se estar preocupado com as distribuições das deformações. Esse controle foi feito no CP2, com a utilização de dez extensômetros.

⁴ Foram utilizados extensômetros uniaxiais do Fabricante Vishay Micro-Measurements, modelo: L2A-06-062LW-120 com grade de 1,57 mm, Gage Factor = 2,100±0,5%, Sensibilidade transversal = (+0,8±0,2)%, Resistência elétrica = 120,0±0,6% Ohms e Faixa de medição de deformação = ±3,0%.

de normas internacionais (API) e nacionais (PETROBRAS). O monitoramento dos extensômetros de resistência elétrica nos ensaios foi realizado utilizando um sistema de aquisição de dados denominado SPYDER 8 com auxílio do *software Catman 4.0*.

4.2.6 Fase 6 – Discussão, Conclusões e Propostas de Melhorias

Identificada como a última fase, tem como objetivo fazer uma discussão e expor as conclusões referentes a todas as fases anteriores desenvolvidas para a realização desse trabalho dando ênfase à análise detalhada do modelo proposto de ancoragem e da análise experimental do protótipo, permitindo, dessa maneira, responder as questões do tema de pesquisa. Feitas as devidas conclusões, estar habilitado para indicar melhorias que possam ser úteis em trabalhos futuros relacionados à ancoragem dos arames da armadura de tração em terminais conectores. Dentre essas melhorias, espera-se que esteja a simplificação do projeto, redução do tempo da montagem e do peso, bem como as dimensões do próprio terminal conector.

Esta fase dará origem aos capítulos finais da tese com a discussão do estudo feito, incluindo as respostas às questões de pesquisa e dificuldades encontradas, como também as conclusões e propostas de melhorias e sugestões de trabalhos futuros.

CAPÍTULO V

5 RESULTADOS

Este capítulo descreve em detalhes os resultados obtidos em cada uma das cinco primeiras fases estipuladas no Capítulo IV Metodologia. Enfatiza-se aqui que o conjunto desses resultados permitiu o desenvolvimento da sexta e última fase denominada: “Discussão, Conclusões e Propostas de Melhorias e Trabalhos Futuros” dando origem aos próximos capítulos deste trabalho.

5.1 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 1

Partindo do pressuposto de que as ancoragens dos arames da armadura de tração dos dutos flexíveis seriam análogas às ancoragens utilizadas na construção civil; em concreto protendido, uma extensa revisão bibliográfica foi realizada no sentido de identificar quais eram os modelos de ancoragem utilizados nessa área. Em LEONHARDT (1964), foi encontrada uma referência a estes modelos. Na figura 5.1, mostrada abaixo, podem ser vistos oito modelos de ancoragens utilizados em arames da armadura do concreto protendido para ensaios de aderência em tração.

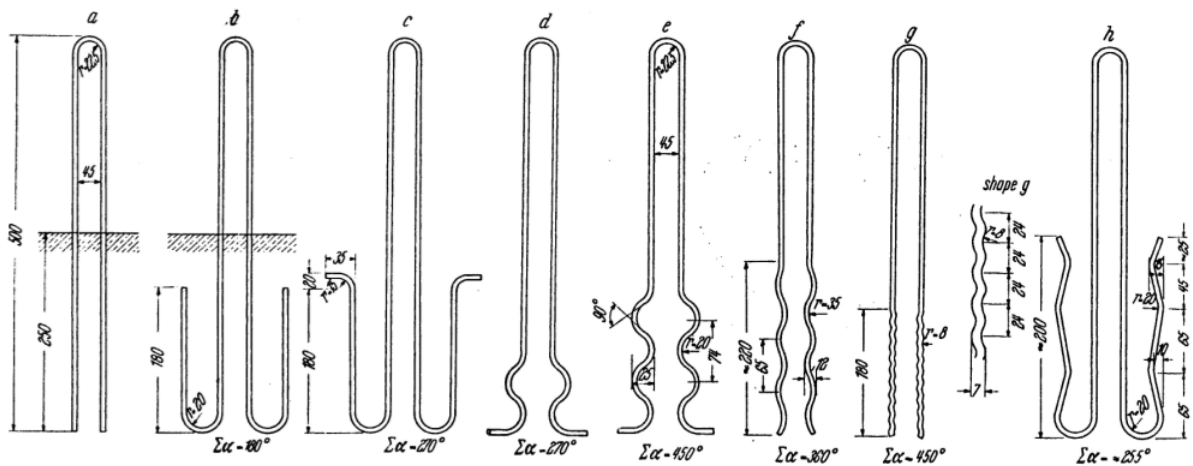


Figura 5.1 – Modelos de ancoragens utilizados em arames da armadura do concreto protendido, para ensaios de aderência em tração. (LEONHARDT, 1964 p. 72)

Observando os oito modelos na figura 5.1 do livro de 1964, depara-se com dois deles já utilizados e patenteados por fabricantes para o emprego em terminais conectores. O modelo identificado sob a letra “*b*” é utilizado pelo fabricante Technip. Com registro de Patente de N^o US 6,923,477, o sistema de ancoragem em forma de gancho está apresentado na figura 5.2.

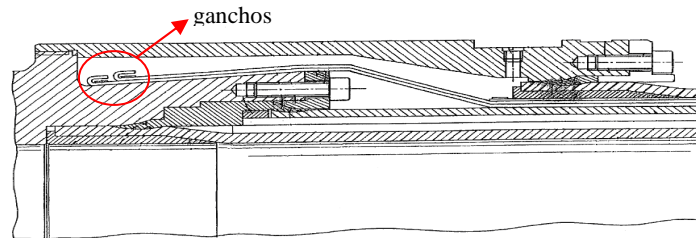


Figura 5.2 – Modelo com ganchos. Ancoragem da armadura de tração utilizada pelo fabricante Technip. (Adaptado da Patente N^o US 6,923,477, 2005)

A figura 5.3 exemplifica o segundo modelo identificado sob a letra “*f*” da figura 5.1. Este sistema de ancoragem que utiliza dobras em forma de ondas é utilizado e patentado pelo fabricante Wellstream, sob o N^o US 6,592,153 B1.

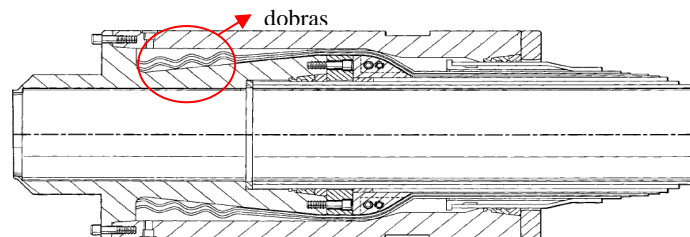


Figura 5.3 – Modelo com dobras. Ancoragem da armadura de tração utilizada pelo fabricante Wellstream. (Adaptado da Patente N^o US 6,592,153 B1, 2003)

Assim, baseado nos modelos mostrados na figura 5.1 e levando em consideração aos já utilizados pelos fabricantes Technip e Wellstream, visto anteriormente nas figuras 5.2 e 5.3 respectivamente, optou-se por utilizar uma variação do modelo de ancoragem mostrado na figura 5.1 e identificado pela letra “*d*”. O modelo adotado desconsidera a dobra arredondada mais interna passando a assumir a configuração em forma de “L” e mostrado na figura 5.4. A escolha por esse tipo de modelo se justifica por induzir menores deformações no arame e, conseqüentemente, menos descontinuidades que podem gerar mecanismos de falha no sistema de ancoragem, quando comparados aos outros dois modelos identificados pelas letras “*b*” e “*f*”.

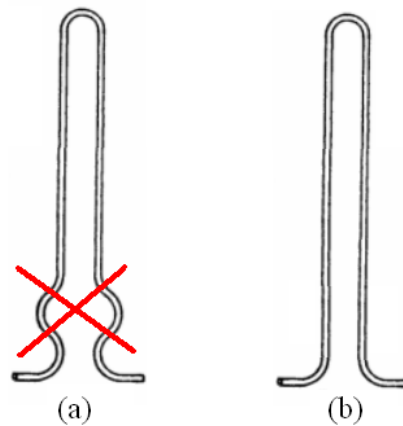


Figura 5.4 – (a) modelo “d” da figura 5.1 e (b) modelo adotado, sem a dobra arredondada mais interna, com a extremidade em forma de “L”.

5.2 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 2

Caracterizada como a fase de determinação das propriedades mecânicas dos materiais componentes da ancoragem foram feitos ensaios de tração e compressão na resina e de tração no arame com o objetivo de determinar as tensões máximas e estimar os módulos de elasticidade. Esses resultados serão utilizados na **Fase 3 - Análise Local Detalhada dos Componentes de Ancoragem**.

5.2.1 Materiais Utilizados nos Ensaios

Material 1 – Resina Epóxi RenGel[®] SW404 – fabricante Huntsman.

Material 2 – Arame de aço SAE 1060 trefilado a frio.

5.2.2 Ensaio da Resina

5.2.2.1 Ensaios de Tração

Baseado na Norma ASTM D638 foram confeccionados quatro corpos de prova em resina. O diagrama da figura 5.5, abaixo, mostra o comportamento para cada uma das amostras e a tabela 5.1 apresenta os resultados dos limites de resistência e módulos de elasticidade estimados.

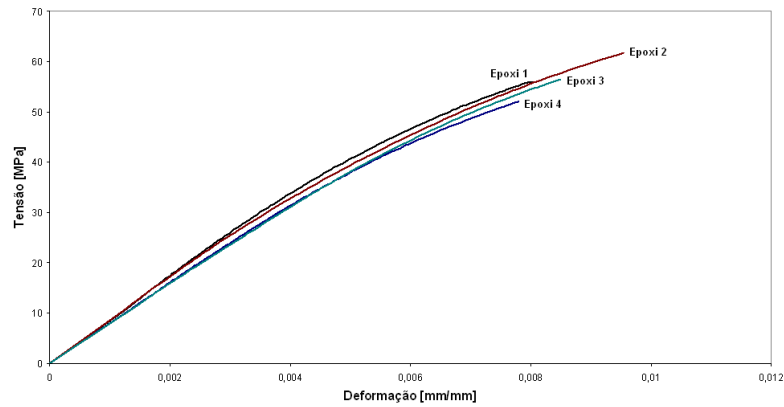


Figura 5.5 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de tração da resina para os quatro corpos de prova.

Tabela 5.1 – Limites de resistência e módulos de elasticidade das resinas estimados obtidos para os quatro corpos de prova ensaiados em tração, bem como as médias dessas propriedades.

CP	Tensão Máxima (MPa)	E (MPa)
Epóxi 1	56,0	8646
Epóxi 2	61,8	8600
Epóxi 3	56,5	7907
Epóxi 4	52,1	7980
Média	56,6	8283

5.2.2.2 Ensaio de Compressão

Seguindo a Norma ASTM D695-2, para o ensaio de compressão da resina foram utilizados cinco corpos de prova. O diagrama da figura 5.6, abaixo, mostra o comportamento das cinco amostras e a tabela 5.2 apresenta os resultados das tensões de escoamento, limites de resistência e módulos de elasticidade estimados

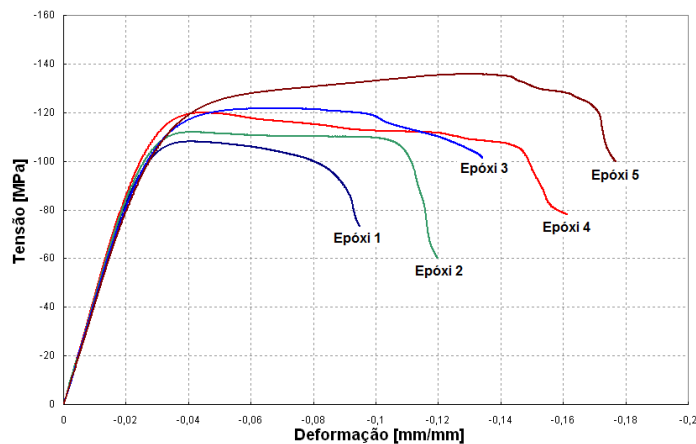


Figura 5.6 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de compressão da resina para os cinco corpos de prova.

Tabela 5.2 – Tensões de escoamento, limites de resistência e módulos de elasticidade estimados da resina obtidos para os cinco corpos de prova ensaiados em compressão, bem como as médias dessas propriedades.

CP	Tensão (MPa)		E (MPa)
	Escoamento	Máxima	
Epóxi 1	91	108	3954
Epóxi 2	100	119	4039
Epóxi 3	96	111	3967
Epóxi 4	93	121	3862
Epóxi 5	94	135	3758
Média	95	119	3916

Com os resultados obtidos anteriormente nos ensaios de tração e compressão da resina, pôde-se definir um diagrama (figura 5.7) que foi utilizado na análise por MEF.

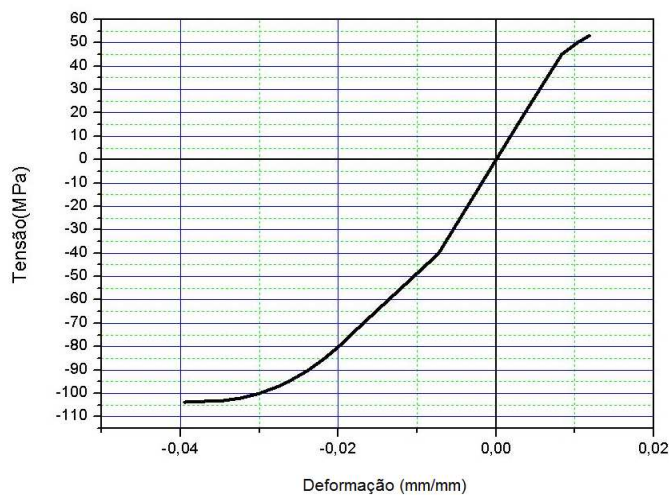


Figura 5.7 – Diagrama da Tensão x Deformação da resina (tração e compressão).

5.2.3 Ensaios de Tração no Arame

Para o ensaio de tração do arame foram utilizadas cinco amostras. O diagrama da figura 5.8, abaixo, mostra o comportamento das amostras e a tabela 5.3 apresenta os resultados dos limites de resistência e dos módulos de elasticidade aparentes (pois o arame apresenta certa conformação do helicóide). Já o diagrama apresentado na figura 5.9 foi definido pela média desses resultados e deverá ser utilizado na análise por MEF.

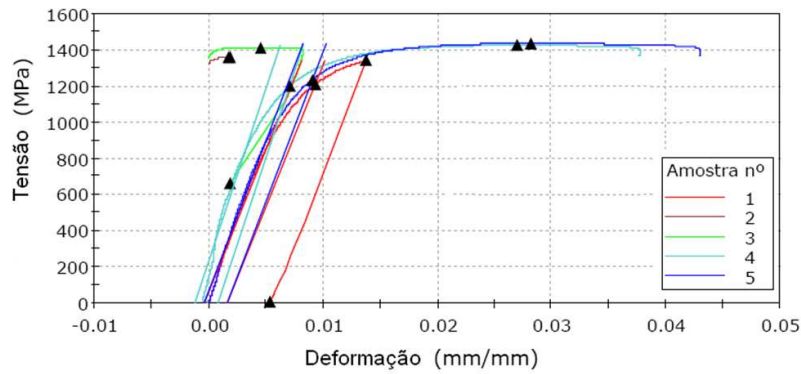


Figura 5.8 – Diagramas da Tensão x Deformação do ensaio de tração no arame para cada uma das cinco amostras.

Tabela 5.3 – Limites de resistência e estimativas dos módulos de elasticidade aparentes do arame obtidos para os cinco corpos de prova ensaiados em tração, bem como as médias dessas propriedades.

CP	Tensão Máxima (MPa)	E (MPa)
1	1337,3	154979
2	1357,7	-
3	1411,2	-
4	1422,1	189107
5	1431,0	163360
Média	1391,9	169149

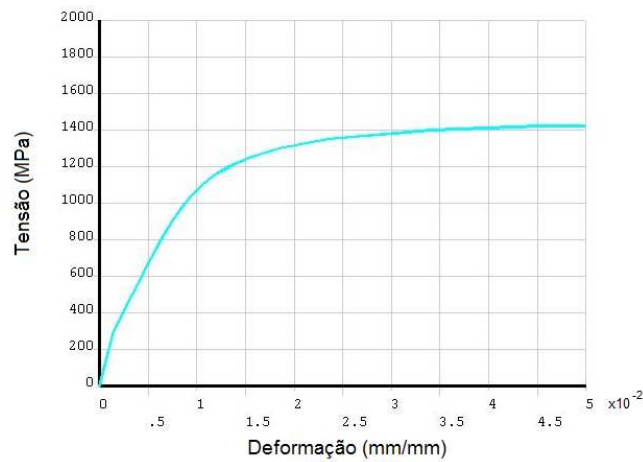


Figura 5.9 – Diagrama da Tensão x Deformação do arame.

5.3 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 3

Nesta fase, as análises das configurações dos modelos atualmente utilizados comercialmente serviram para identificar as regiões onde havia concentradores de tensões. Essas regiões, tanto no arame como na resina, são responsáveis por reduzir a vida em fadiga

da armadura de tração. Assim, o projeto da nova configuração da ancoragem utilizou essas informações para aperfeiçoar a geometria proposta da ancoragem de maneira que produzisse o mínimo possível de concentração das tensões nos arames da armadura de tração e na resina.

5.3.1 Análise e Comparação Entre os Modelos de Ancoragens Comerciais e o Proposto

Com o intuito de buscar subsídios para uma análise comparativa entre o modelo proposto de ancoragem definido na **Fase 1** e os outros dois comerciais, partiu-se para uma análise simplificada, utilizando o MEF, dos comportamentos do arame e da resina quanto a distribuição das tensões atuantes quando solicitados por um carregamento de tração. O objetivo aqui é fazer uma análise quantitativa comparando as tensões atuantes nos arames e na resina dos três modelos (mostrados anteriormente nas figuras 4.3, 4.4 e 4.5).

Três condições de configuração dos arames com relação a sua aderência a resina nos três modelos foram utilizadas para as análises: 1) regiões 1 e 2 aderidas; 2) região 1 não aderida e região 2 aderida e 3) ambas as regiões 1 e 2 não aderidas (figura 5.10).

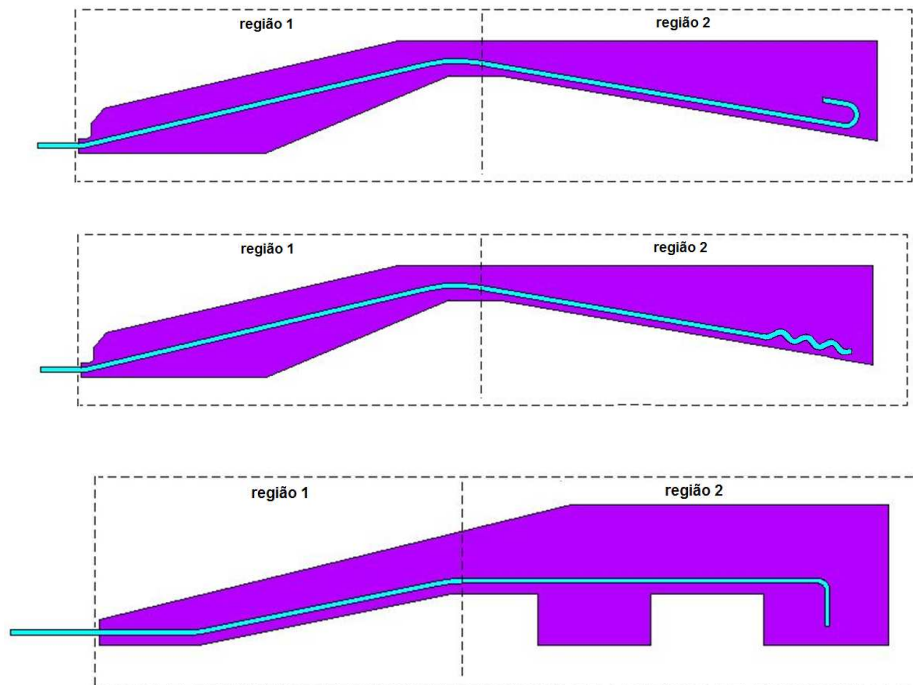


Figura 5.10 – Esquema dos três modelos de ancoragens do arame e suas regiões consideradas na simulação.

5.3.1.1 Considerações sobre a análise

Se adotou como simplificação para as simulações uma análise em 2D, ou seja desconsiderando a forma helicoidal do arame.

Em todos os modelos foram utilizadas malhas com o mesmo tipo de elemento (quadrático de 8 nós, plane 183 da biblioteca do ANSYS®) e a mesma densidade de nós, visando atender ao objetivo de comparação dos resultados.

Além disso, considerou-se estado plano de tensões na secção de 5 mm de largura por 2 mm de espessura do arame. E para gerar o comportamento das distribuições das tensões tanto ao longo dos arames como na resina, foi aplicada na extremidade livre do arame uma de força de 2kN. A análise levou em conta o regime elasto-plástico dos materiais, ou seja, utilizou-se as curvas reais da tensão X deformação dos materiais, mostradas anteriormente nas figuras 5.7 e 5.9.

5.3.1.2 Geometrias e condições de contorno

A figura 5.11 mostra as geometrias dos modelos e suas condições de contorno. Com referência às condições de contorno pode-se dizer que em todos os modelos foram aplicadas restrições em todos os graus de liberdade na interface da resina com a caixa de aço carbono, correspondente ao contorno mais externo e mostrado abaixo na figura 5.11. Na extremidade livre do arame foi aplicado o carregamento.

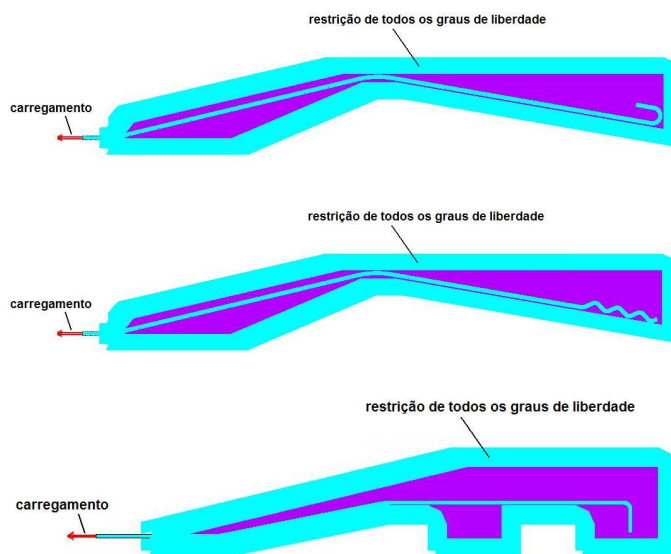


Figura 5.11 – Condições de contorno imposta aos modelos.

5.3.1.3 Resultados obtidos nas análises

Em um caso real, o ideal seria a resina aderir completamente ao arame. Mesmo sabendo disso, a análise foi feita levando em consideração as três condições de interface estipuladas anteriormente entre o arame e a resina. Dessa maneira acredita-se que a comparação quantitativa proposta entre os modelos venha a ser mais fundamentada. A seguir são detalhadas melhor as três condições de interface utilizadas:

- 1) Arame totalmente aderido na resina;
- 2) Arame aderido à resina em 50% de seu comprimento (mediante emprego de desmoldante em 50% do comprimento da ancoragem);
- 3) Arame totalmente não aderido à resina com coeficiente de atrito estático entre resina e arame de 0,4 (determinado experimentalmente).

Para fundamentar a comparação entre os modelos, eles foram avaliados com a mesma condição de carregamento e como o comportamento em fadiga é relevante, apenas a tensão máxima localizada (*peak stress*) foi considerada. Com isso pode-se determinar, para os arames, um fator de concentração de tensões K_T em cada um dos modelos de ancoragem nas três condições de interface analisadas. Já na resina, por apresentar um comportamento em tração diferente ao de compressão se determinou as tensões principais atuantes (σ_1 e σ_3) e as tensões equivalentes de Von Mises (σ_{Mises}). A análise na resina também foi feita nos três modelos considerando somente duas condições de interface: 1) arame totalmente aderido à resina e 2) arame parcialmente aderido à resina. Apenas essas duas condições foram consideradas na análise porque a situação onde o arame se encontra totalmente sem aderência com a resina não apresenta valores expressivos de tensões devido ao escorregamento do arame.

A seguir são apresentados os resultados obtidos das análises feitas no sistema de ancoragem da armadura de tração. Composta pelo arame envolto pela resina epóxi, os três modelos foram identificados como: a) Comercial 1, b) Comercial 2 e c) Proposto. Conforme foi definido anteriormente, essas análises foram feitas com os modelos submetidos a três condições de interface: 1) arame totalmente aderido à resina, 2) arame parcialmente aderido à resina e 3) arame sem qualquer aderência a resina. As distribuições das tensões foram geradas pelo *software* ANSYS® e seus valores estão em MPa.

5.3.1.3.1 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame totalmente aderido a resina

Os seis itens seguintes mostram detalhes e quantificam as distribuições das tensões, tanto no arame quanto na resina, sofridos pelos três modelos para a condição de interface do arame totalmente aderido à resina quando submetidos a um carregamento estático em tração de 2kN. Os valores da máxima e da mínima tensão estão identificados como MX e MN respectivamente nas representações gráficas geradas pelo *software* ANSYS®.

I. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1

A figura 5.12, a seguir, mostra o resultado da análise feita na ancoragem do modelo Comercial 1. Essa figura além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também que o valor máximo da tensão chega a 254 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. A localização da tensão mínima ocorre na região do gancho enquanto a máxima ocorre na entrada do conector e pode ser vista em detalhes na figura 5.13. Destaca-se, dessa maneira, que a região crítica encontra-se na entrada do arame ao conector enquanto na extremidade onde é localizado o gancho não chegaria esforço algum, podendo-se dizer que não existe tensão nessa extremidade. A razão entre a tensão máxima e a tensão no arame fora do conector determina um fator de concentração de tensões K_T igual a 1,27.

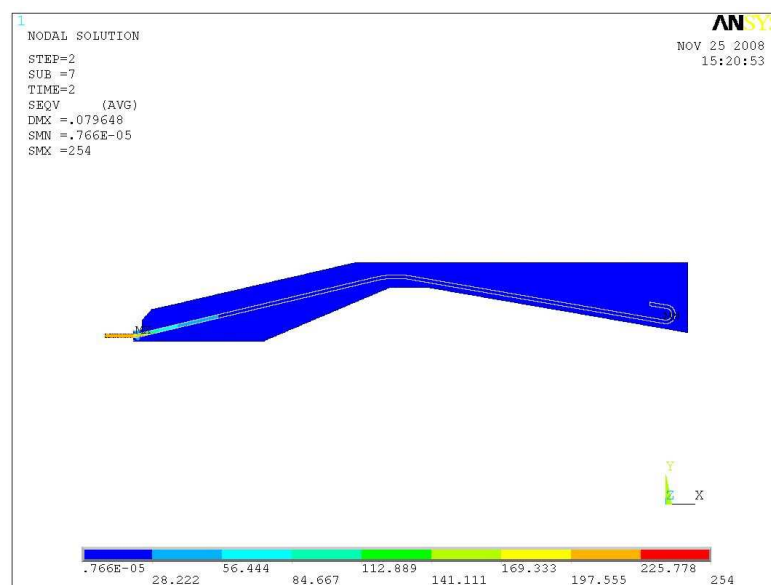


Figura 5.12 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

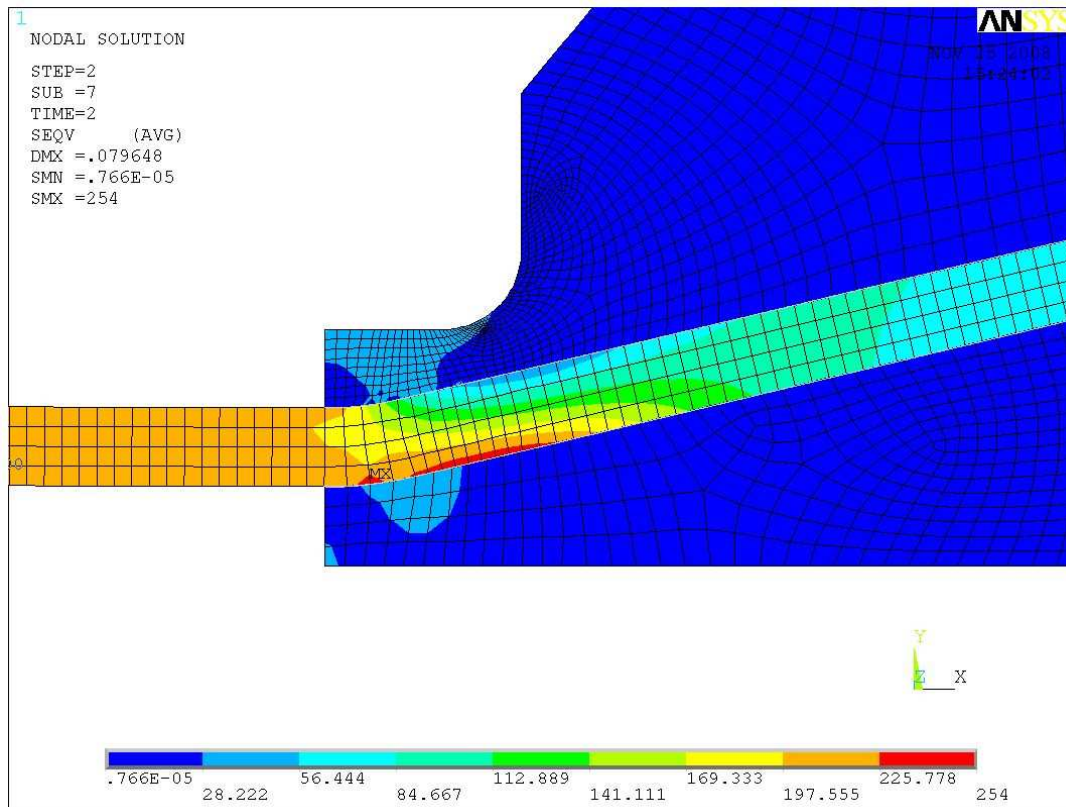


Figura 5.13 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

II. Distribuição das tensões na resina do modelo Comercial 1

Analisando a resina, as distribuições das tensões no modelo Comercial 1 estão representadas nas figuras 5.14, 5.15, 5.16 e 5.17 a seguir. Dos resultados dessas análises foram obtidos: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 61,4 MPa mostrada na figura 5.14, b) uma máxima tensão principal de 42 MPa, visto na figura 5.15 e detalhada na figura 5.16 e c) uma mínima tensão principal de -66,5 MPa ilustrada em detalhes na figura 5.17.

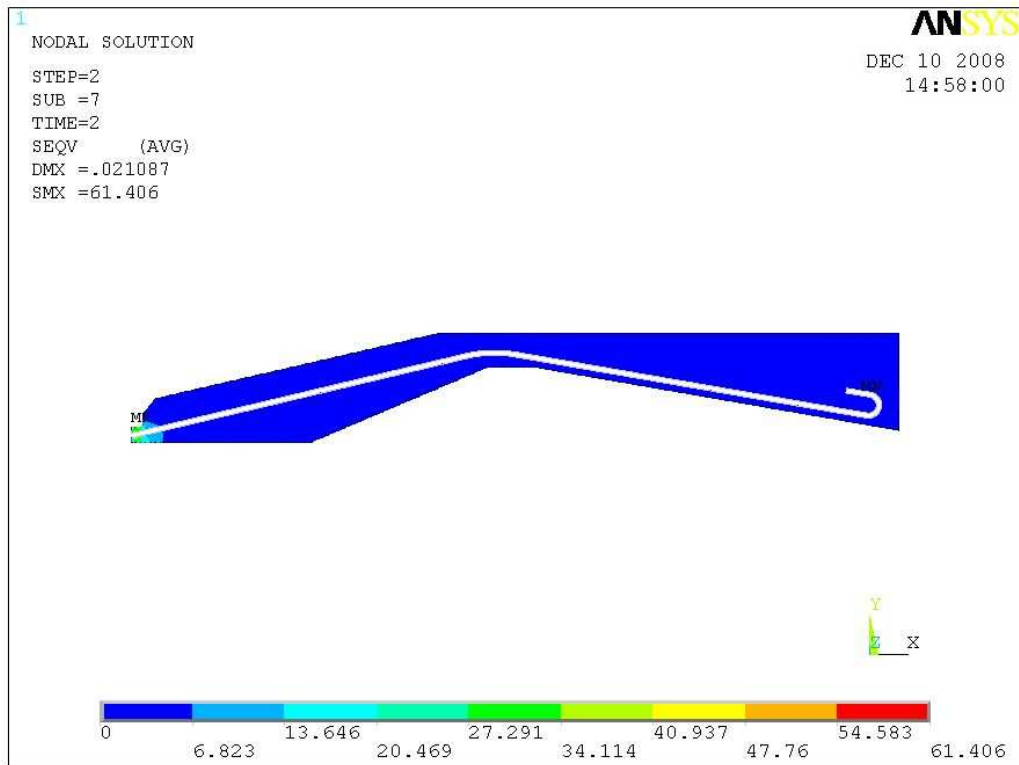


Figura 5.14 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

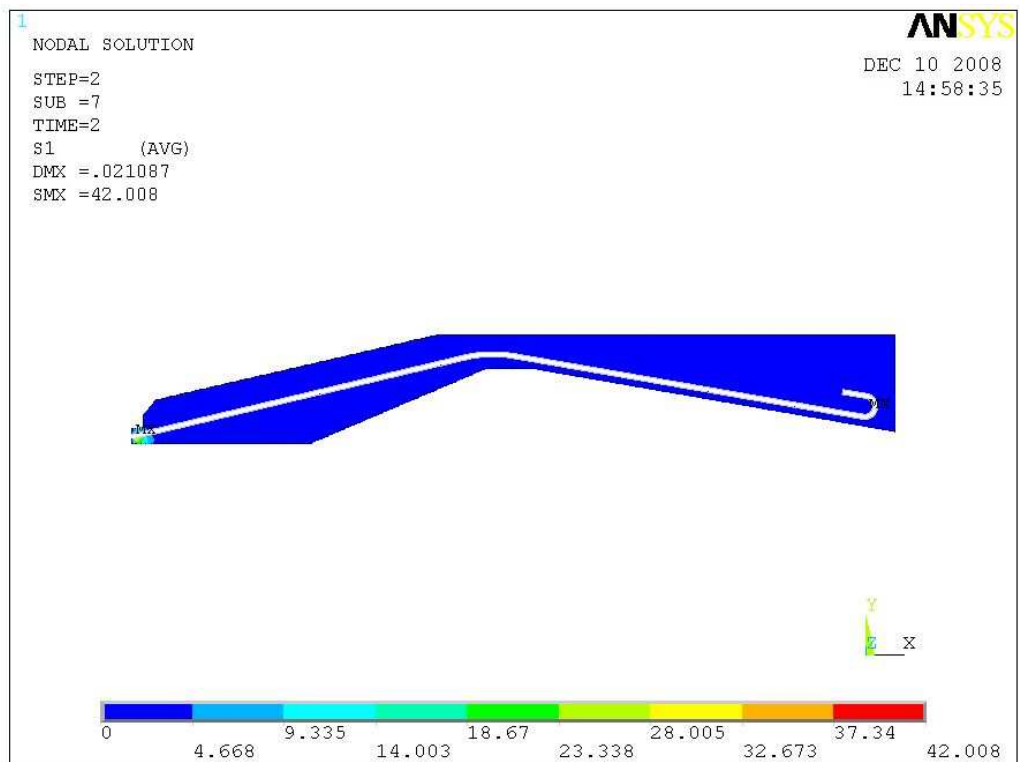


Figura 5.15 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

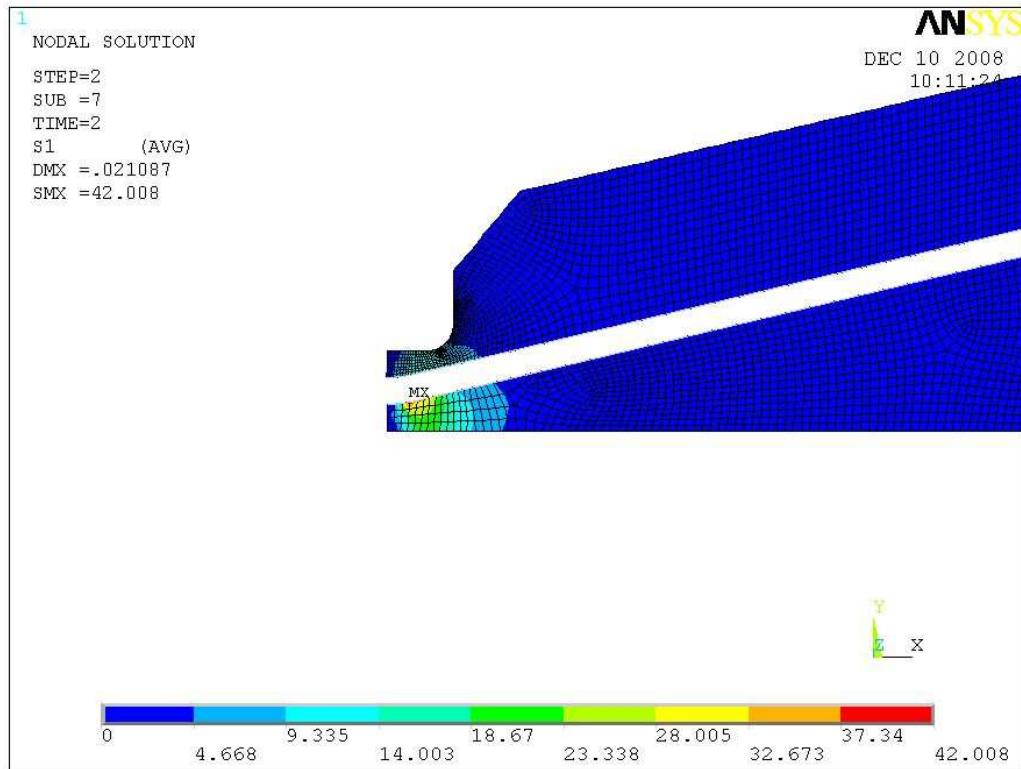


Figura 5.16 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

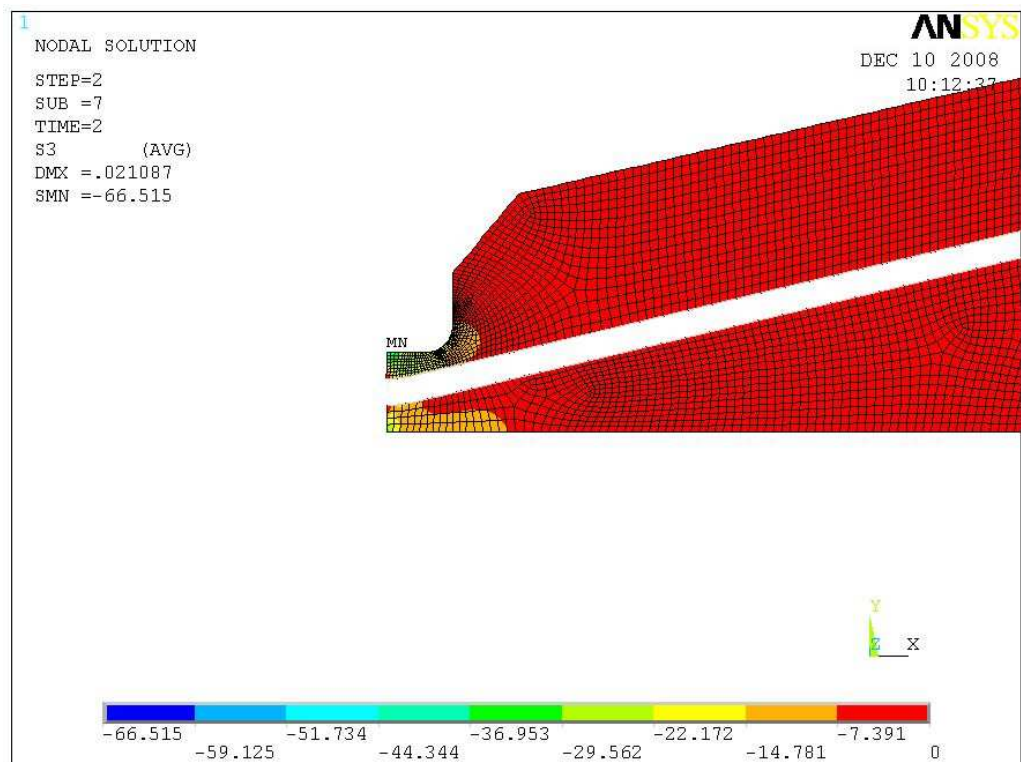


Figura 5.17 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

III. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2

Na figura 5.18 mostrada abaixo se pode visualizar o resultado da análise feita na ancoragem do modelo Comercial 2. Essa análise além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também que o valor máximo da tensão chega a 254,7 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. A localização da tensão mínima ocorre na região das dobras enquanto a máxima ocorre na entrada do conector e pode ser vista em detalhes na figura 5.19. Tal qual ao modelo Comercial 1, a região crítica encontra-se na entrada do arame ao conector. Já na extremidade onde são localizadas as dobras não chega esforço algum, podendo-se dizer também que não existe tensão nessa extremidade. Relacionando a tensão máxima com a tensão no arame fora do conector encontra-se um K_T igual a 1,27. Este fator é idêntico ao encontrado no modelo Comercial 1.

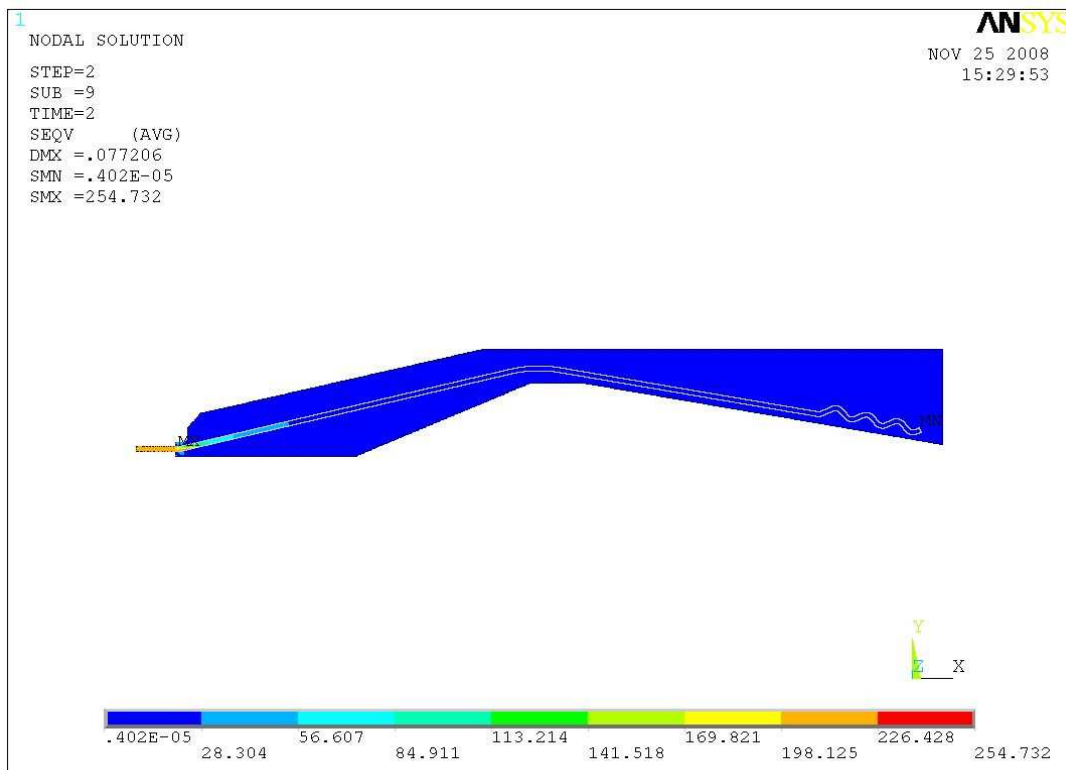


Figura 5.18 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

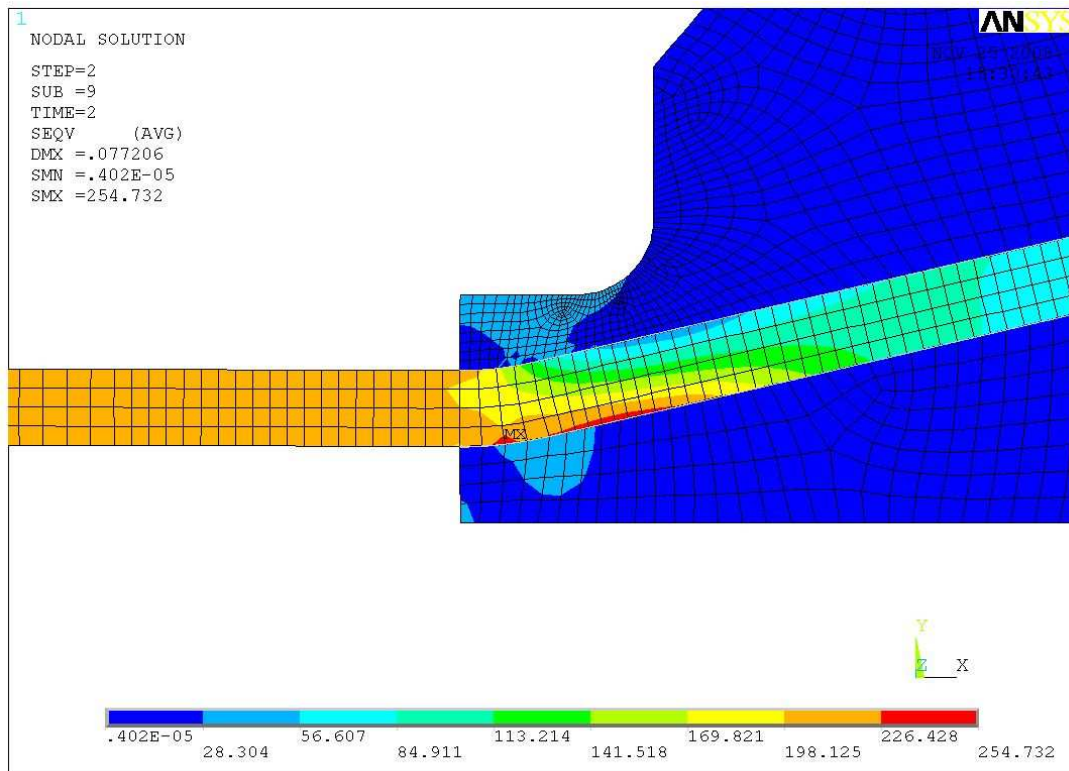


Figura 5.19 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

IV. Distribuição das tensões na resina do modelo Comercial 2

As distribuições das tensões na resina do modelo Comercial 2 estão representadas nas figuras 5.20, 5.21, 5.22 e 5.23 a seguir. Dos resultados dessas análises foram obtidos: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 60,9 MPa visto na figura 5.20, b) uma máxima tensão principal de 42,7 MPa, ilustrada na figura 5.21 e detalhada na figura 5.22 e c) uma mínima tensão principal de -65,9 MPa mostrada em detalhes na figura 5.23.

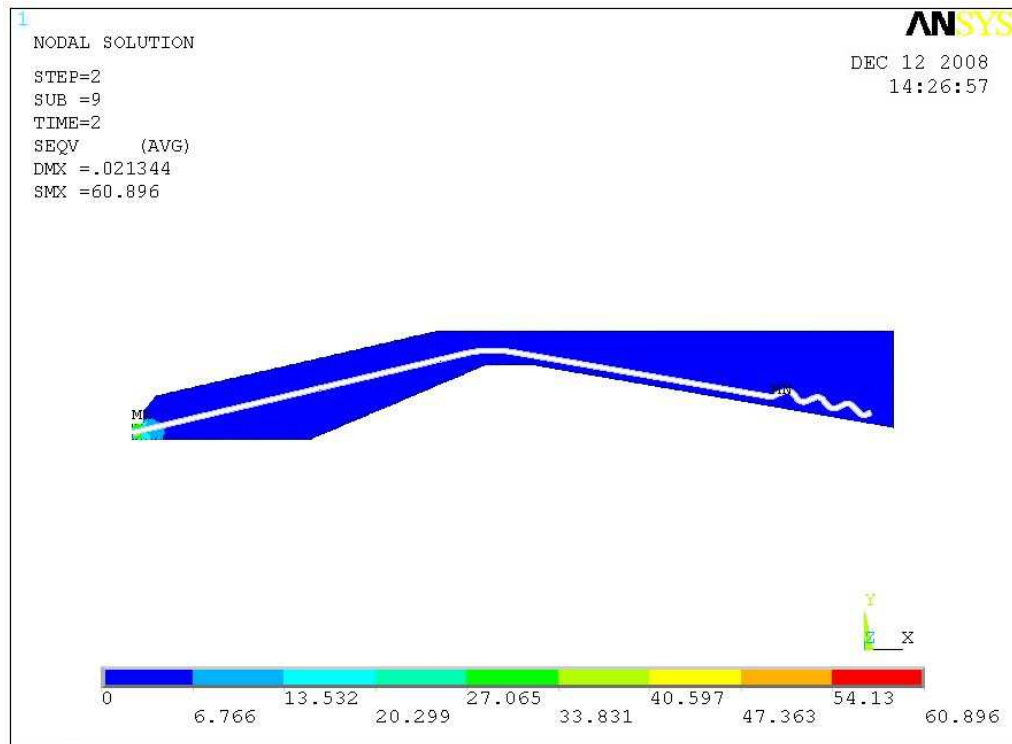


Figura 5.20 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

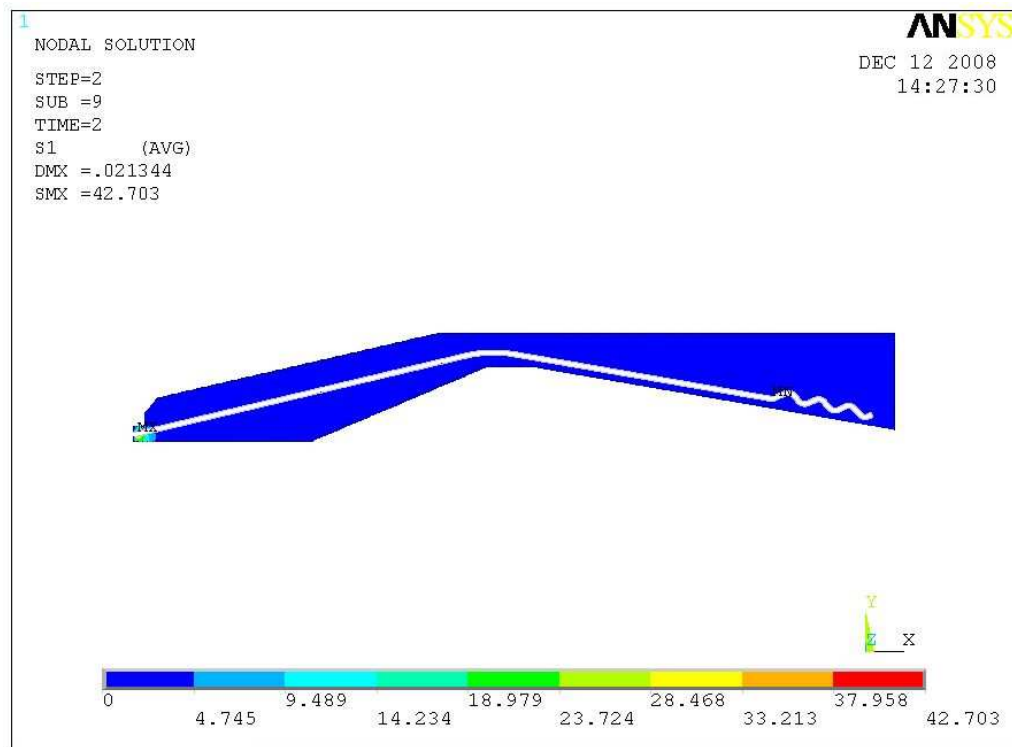


Figura 5.21 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

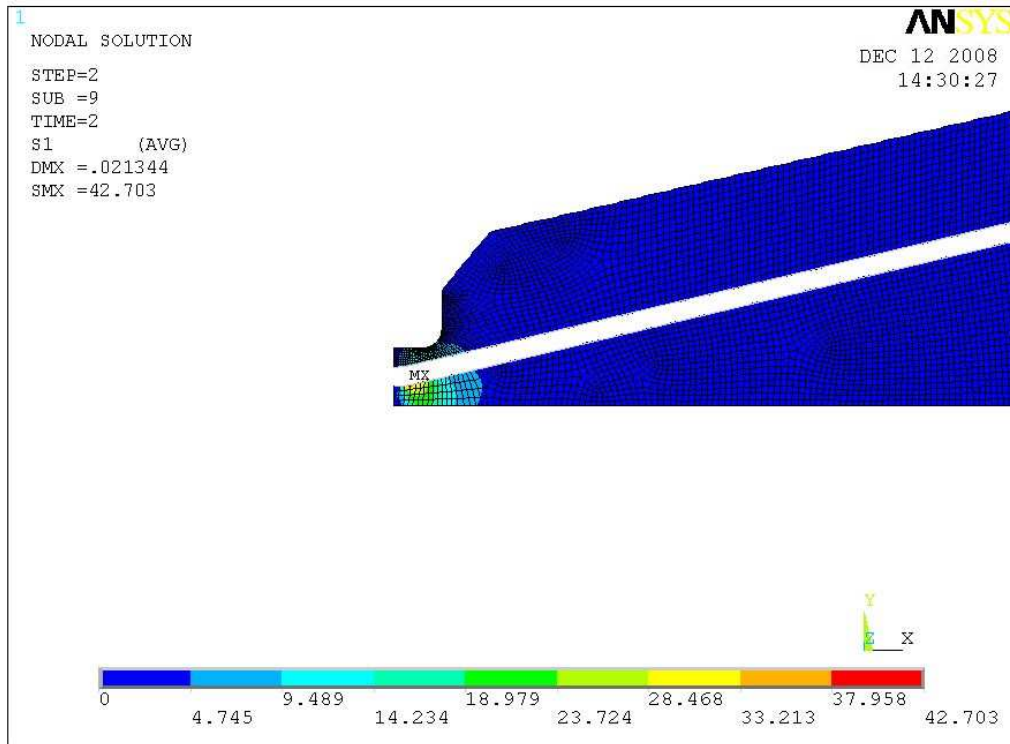


Figura 5.22 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

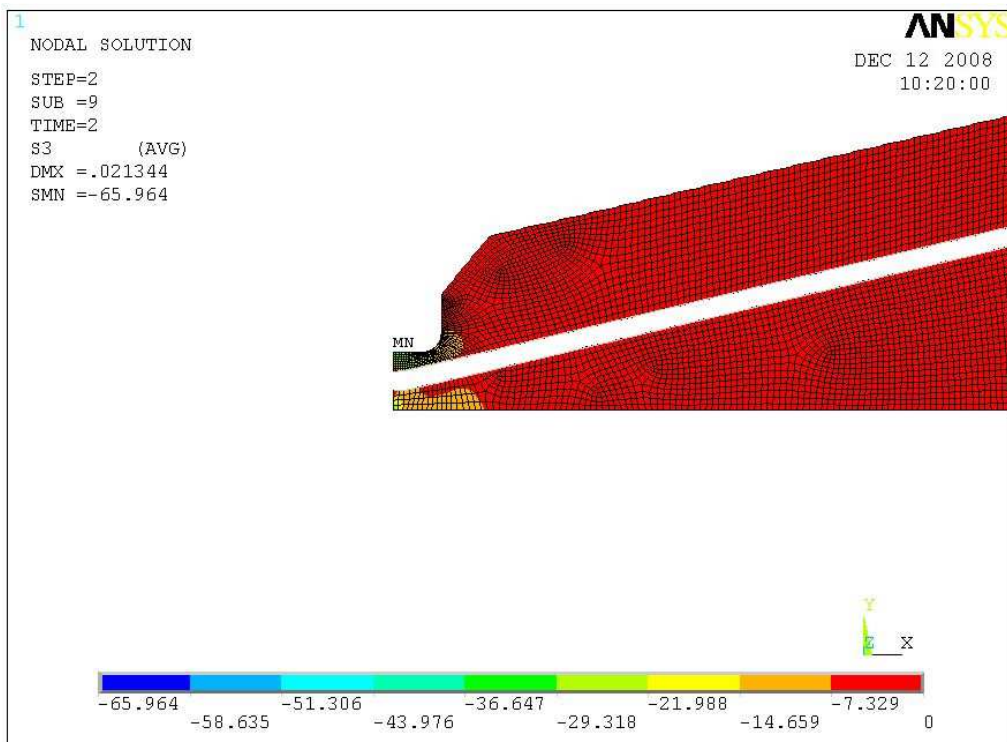


Figura 5.23 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

V. Distribuição das tensões no arame do modelo proposto

O resultado da análise feita na ancoragem do modelo proposto, na condição de interface do arame totalmente aderido à resina pode ser visto logo a seguir na figura 5.24. Essa figura, além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também as localizações do valor máximo da tensão que chega a 212,8 MPa e da mínima com valor abaixo de 1MPa. A localização da tensão mínima pode ser vista em uma região logo depois da entrada do arame ao conector enquanto a máxima ocorre na entrada e pode ser vista em detalhes na figura 5.25. Dessa maneira pode-se dizer que a região crítica encontra-se na entrada do arame ao conector. Já na extremidade onde é localizada a dobradura em “L” no arame não chega tensão alguma. Relacionando a tensão máxima com a tensão no arame fora do conector encontra-se um K_T igual a 1,06.

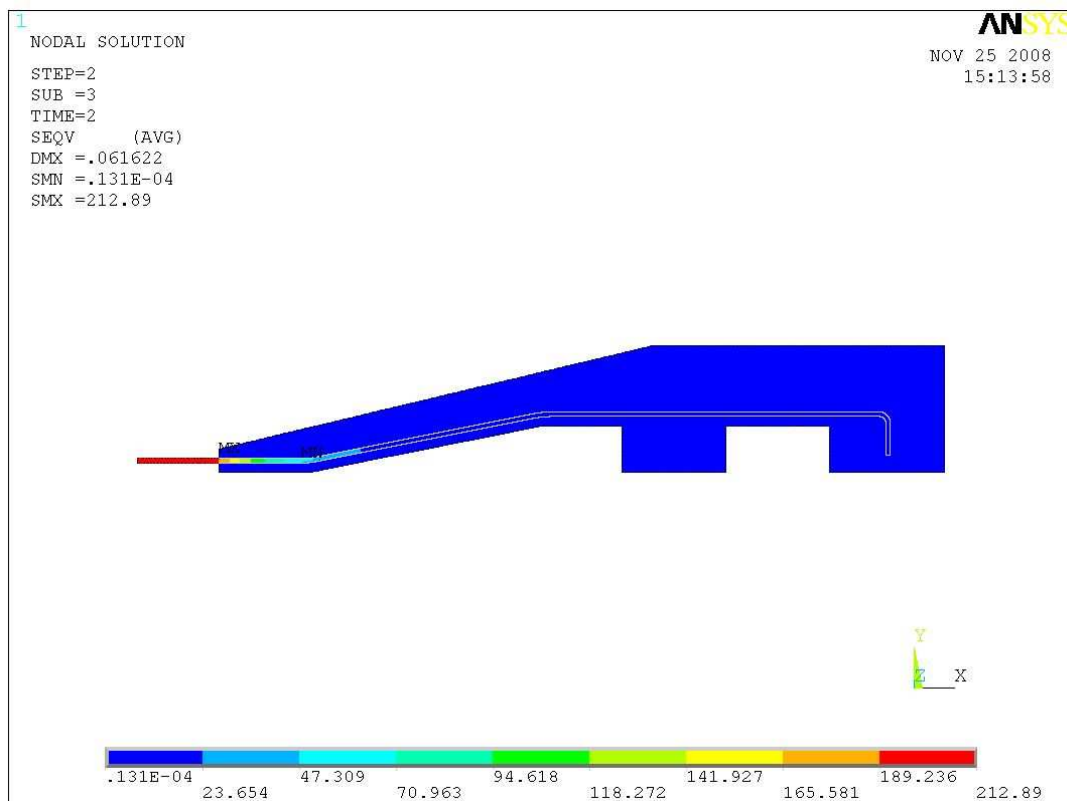


Figura 5.24 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

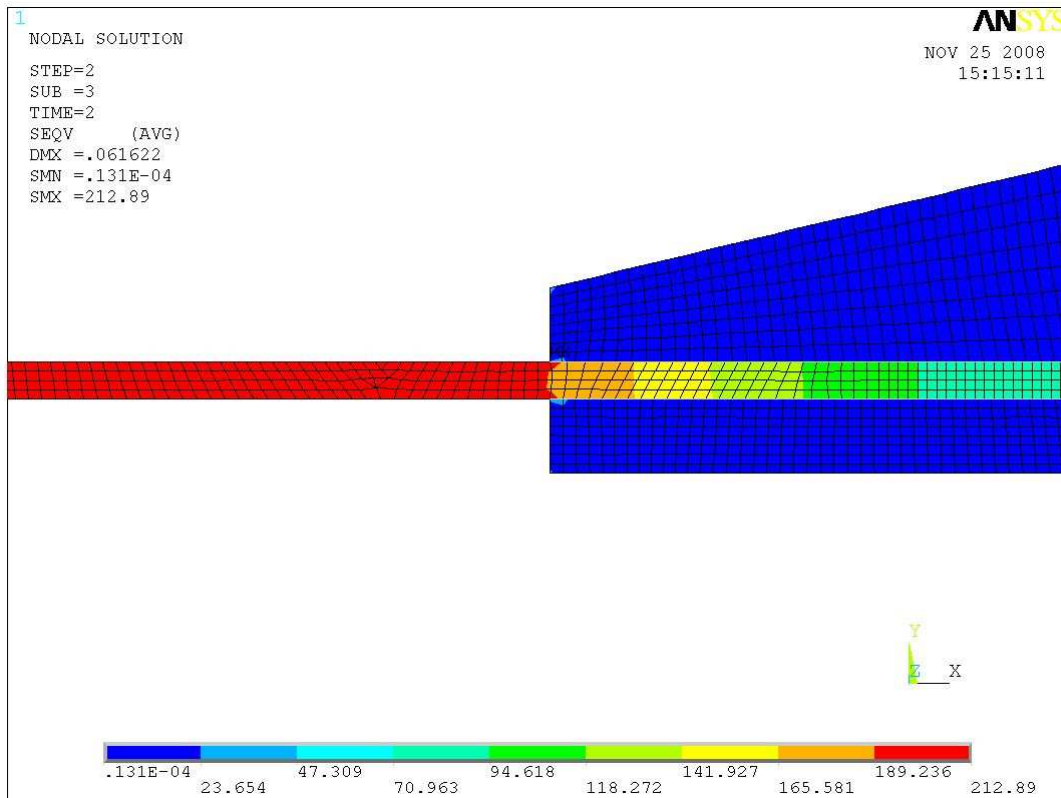


Figura 5.25 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

VI. Distribuição das tensões na resina do modelo proposto

As distribuições das tensões na resina do modelo proposto estão ilustradas nas figuras 5.26, 5.27, 5.28 e 5.29 a seguir. Dos resultados dessas análises foram obtidos: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 23,3 MPa mostrado na figura 5.26, b) uma máxima tensão principal de 10,4 MPa, visualizado na figura 5.27 e detalhada na figura 5.28 e c) uma mínima tensão principal de -25,8 MPa visto em detalhes na figura 5.29.

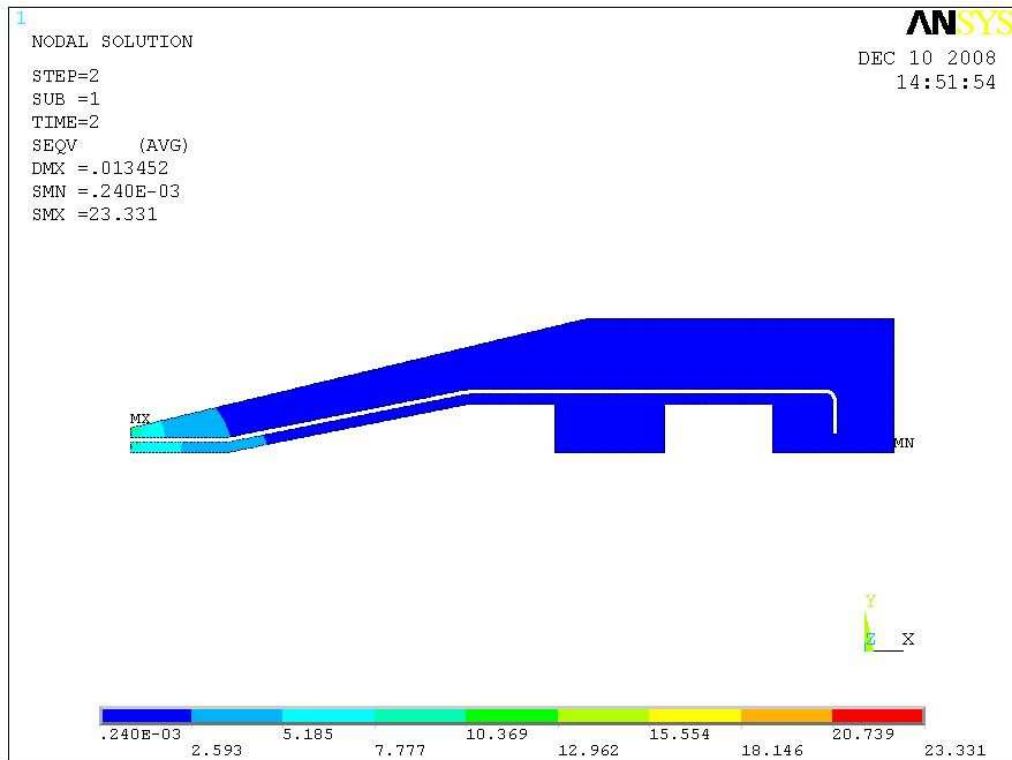


Figura 5.26 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

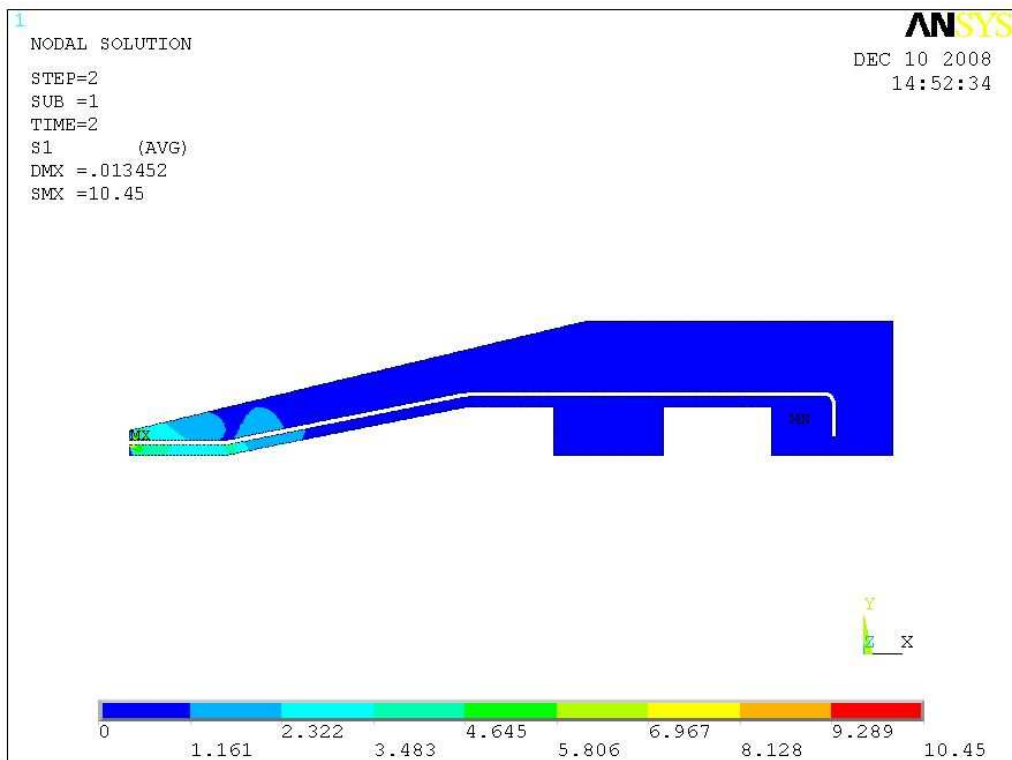


Figura 5.27 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

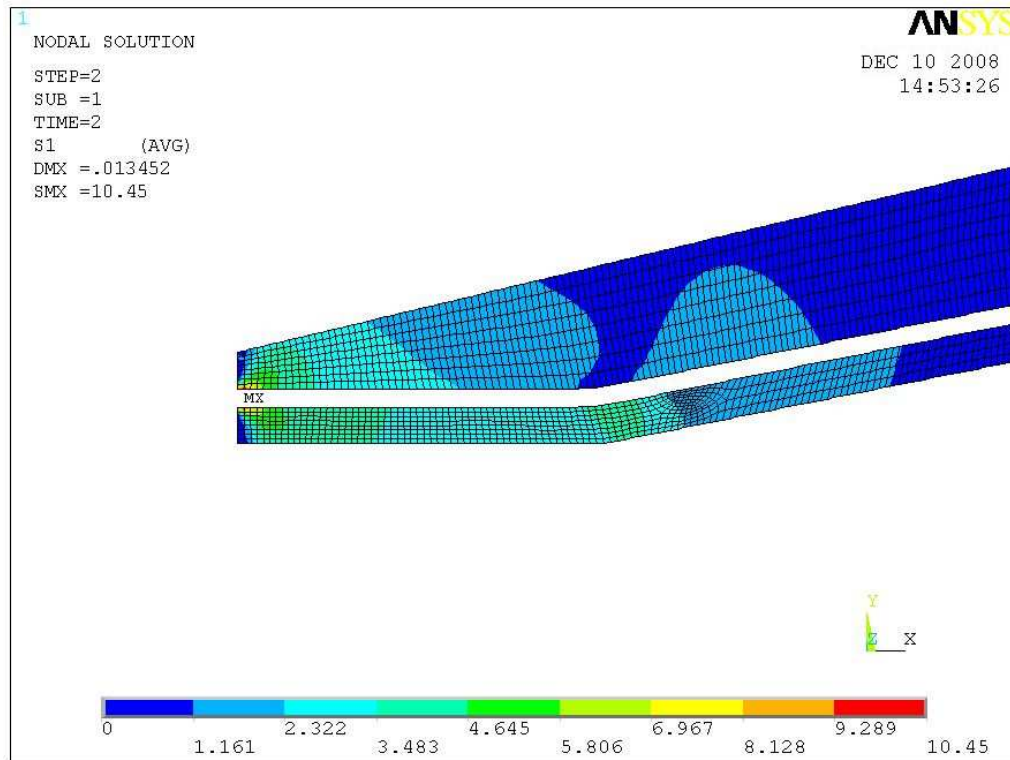


Figura 5.28 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

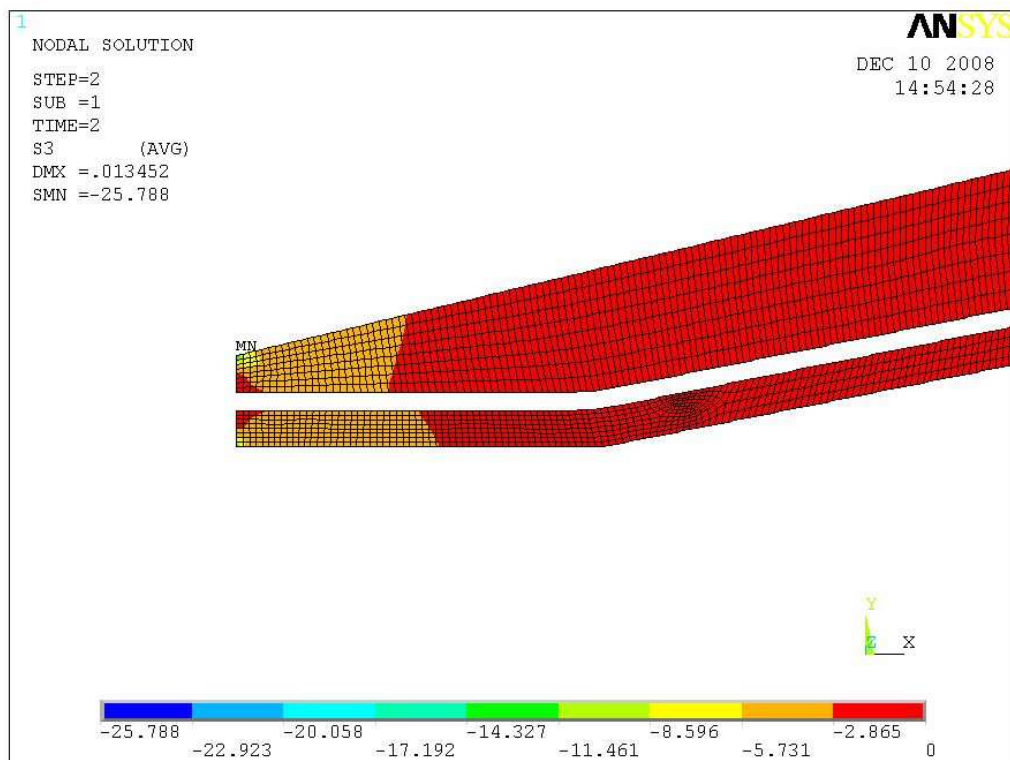


Figura 5.29 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame totalmente aderido à resina.

5.3.1.3.2 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame parcialmente aderido a resina

Tal como foi exposto anteriormente em 5.3.1.3.1, os seis itens apresentados a seguir mostram detalhes e quantifica as distribuições das tensões, tanto no arame quanto na resina, sofridos pelos três modelos para a condição de interface do arame parcialmente aderido à resina quando submetidos a um mesmo carregamento estático em tração de 2kN que foi submetido o arame na condição anterior de totalmente aderido a resina. Mais uma vez destaca-se aqui que os valores de máxima e mínima tensão estão identificados como MX e MN, respectivamente, nas representações gráficas geradas pelo *software* ANSYS®.

I. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1

A figura 5.30 a seguir mostra o resultado da análise feita na ancoragem do modelo Comercial 1. Essa figura além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também que o valor máximo da tensão chega a 375,1 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. A localização da tensão mínima ocorre na região do gancho enquanto a máxima ocorre na entrada do conector e pode ser vista em detalhes na figura 5.31. Conclui-se dessa maneira que a região crítica encontra-se na entrada do arame ao conector e que na extremidade onde é localizado o gancho não chega esforço algum, podendo-se dizer então que não existe tensão nessa extremidade. A relação entre a tensão máxima e a tensão no arame fora do conector produz um K_T igual a 1,88.

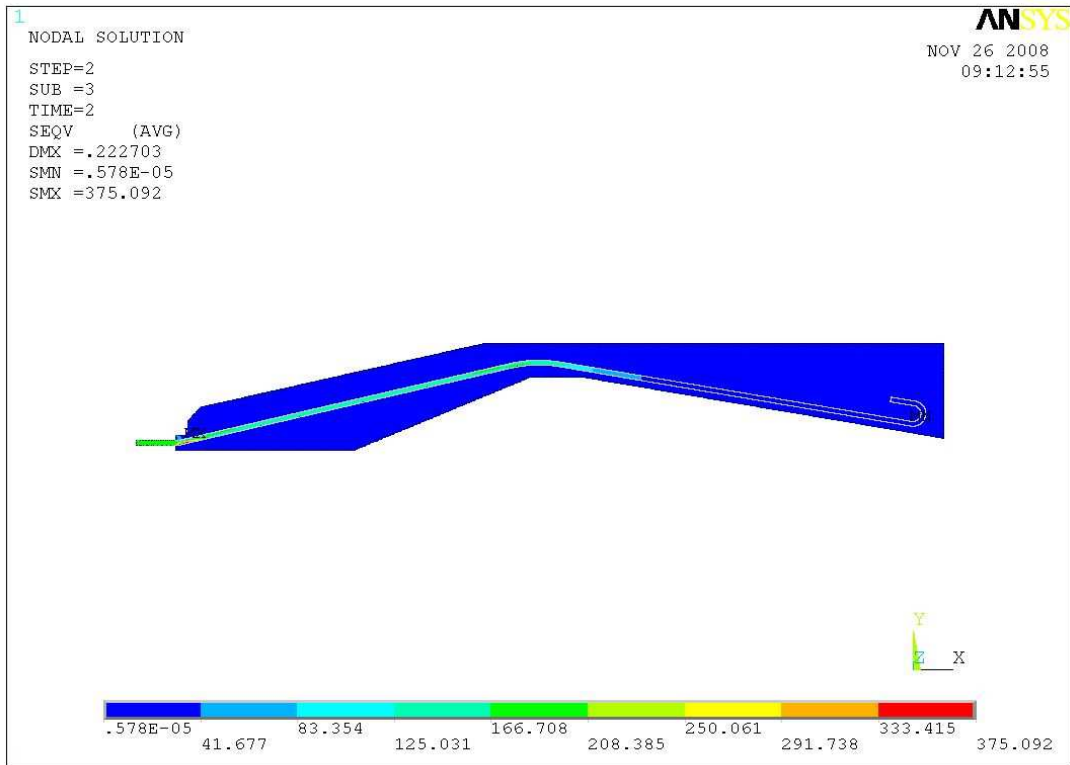


Figura 5.30 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

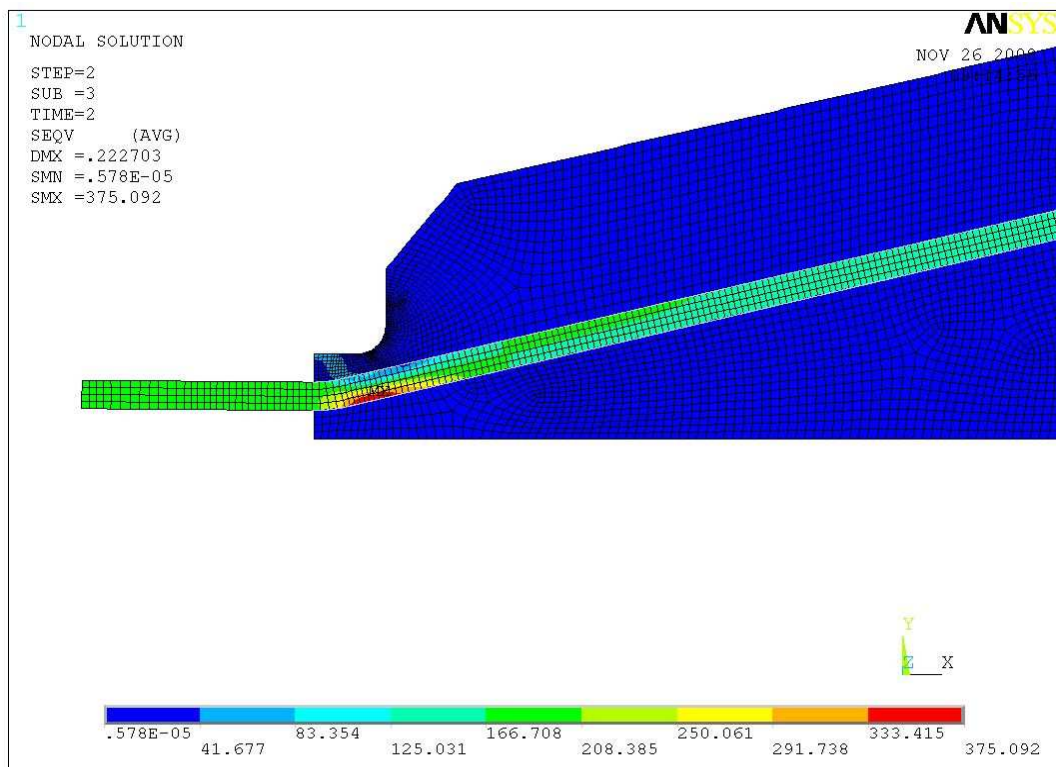


Figura 5.31 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

II. Distribuição das tensões na resina do modelo Comercial 1

Os resultados das distribuições das tensões na resina do modelo Comercial 1 estão ilustradas, a seguir, nas figuras 5.32, 5.33, 5.34 e 5.35. Deles pode-se extrair: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 66,9 MPa mostrado na figura 5.32, b) uma máxima tensão principal de 19,2 MPa, visto na figura 5.33 e detalhada na figura 5.34 e c) uma mínima tensão principal de -72,3 MPa visualizada em detalhes na figura 5.35.

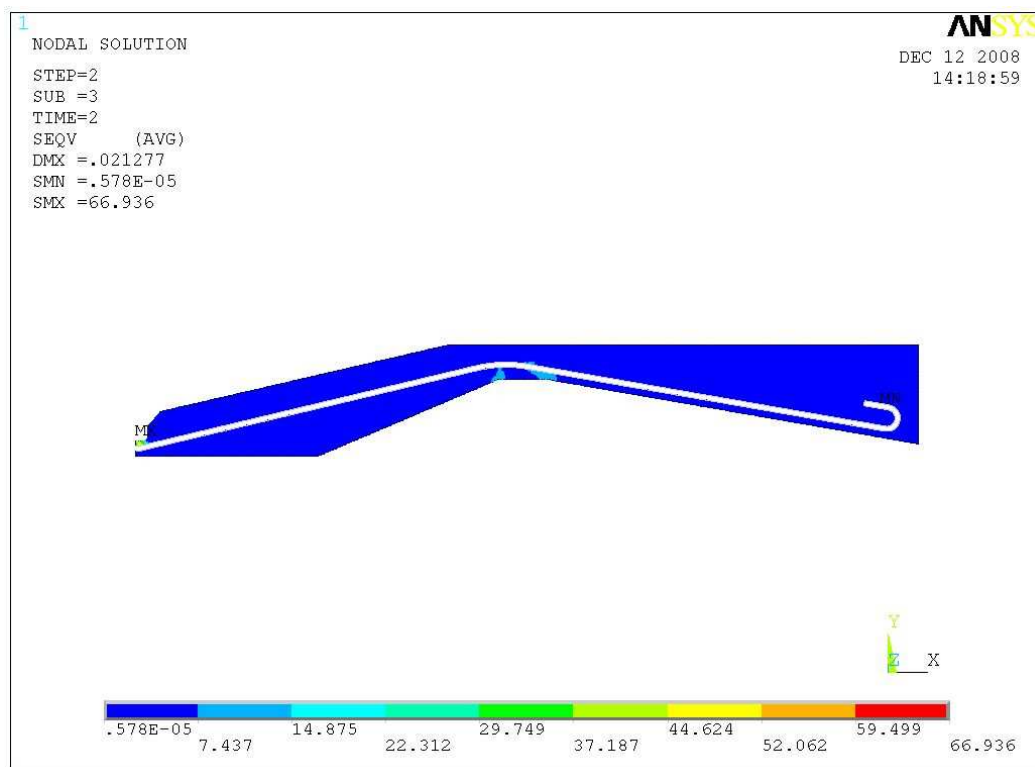


Figura 5.32 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

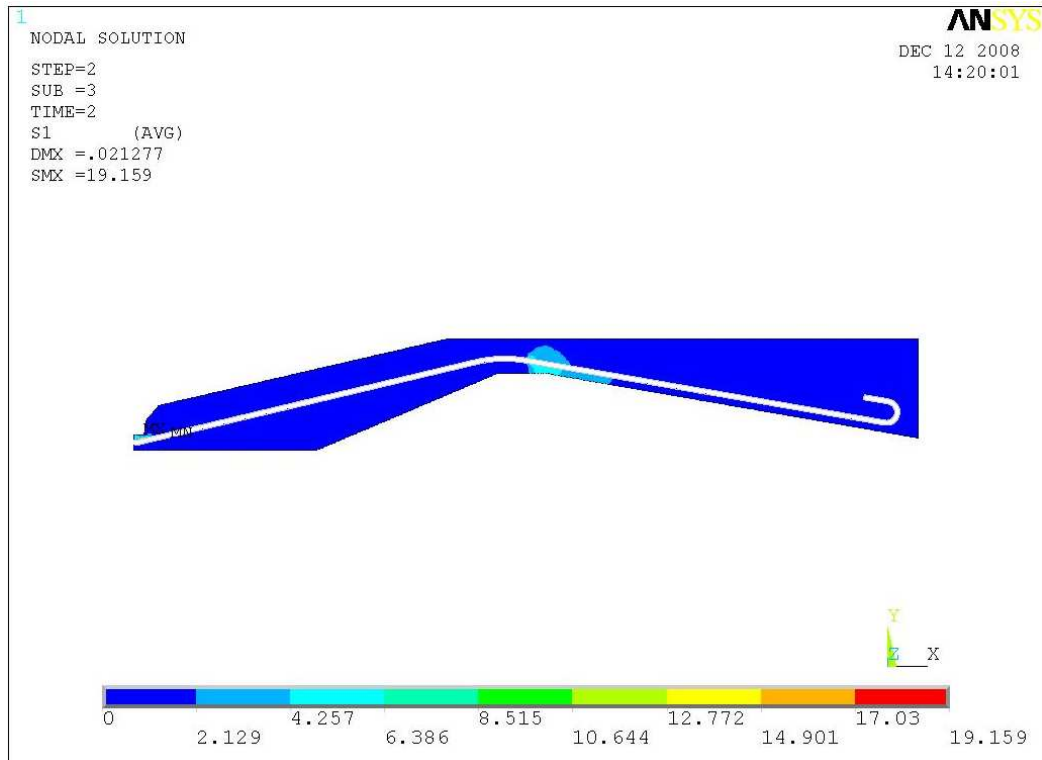


Figura 5.33 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

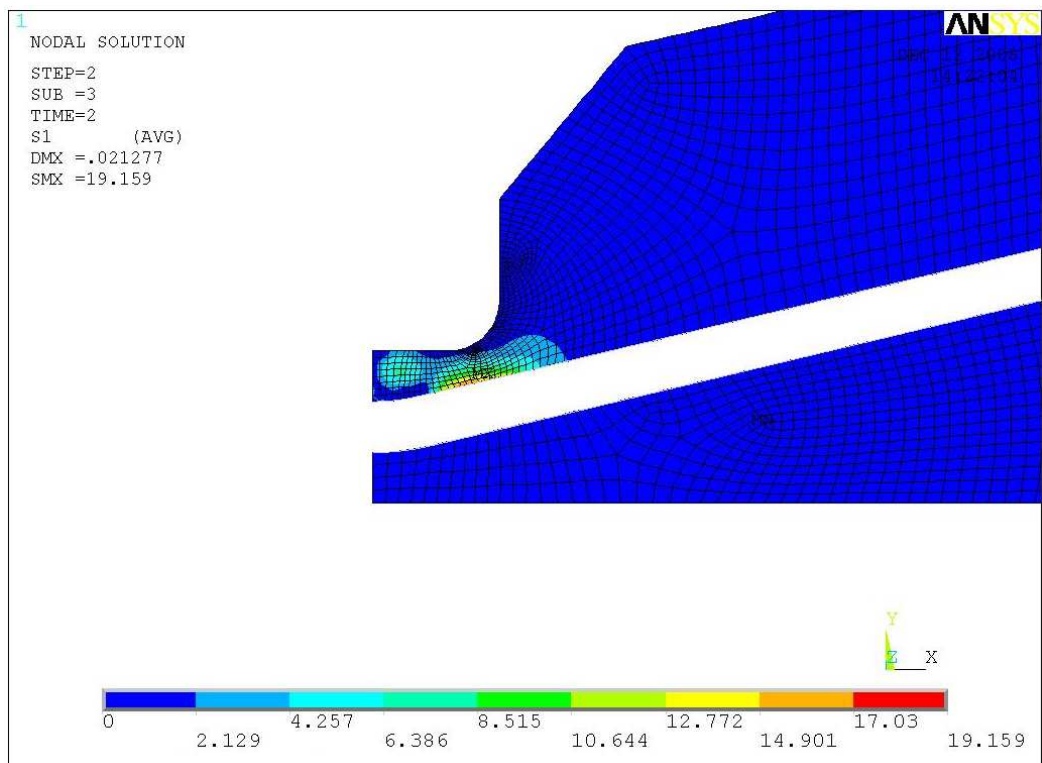


Figura 5.34 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

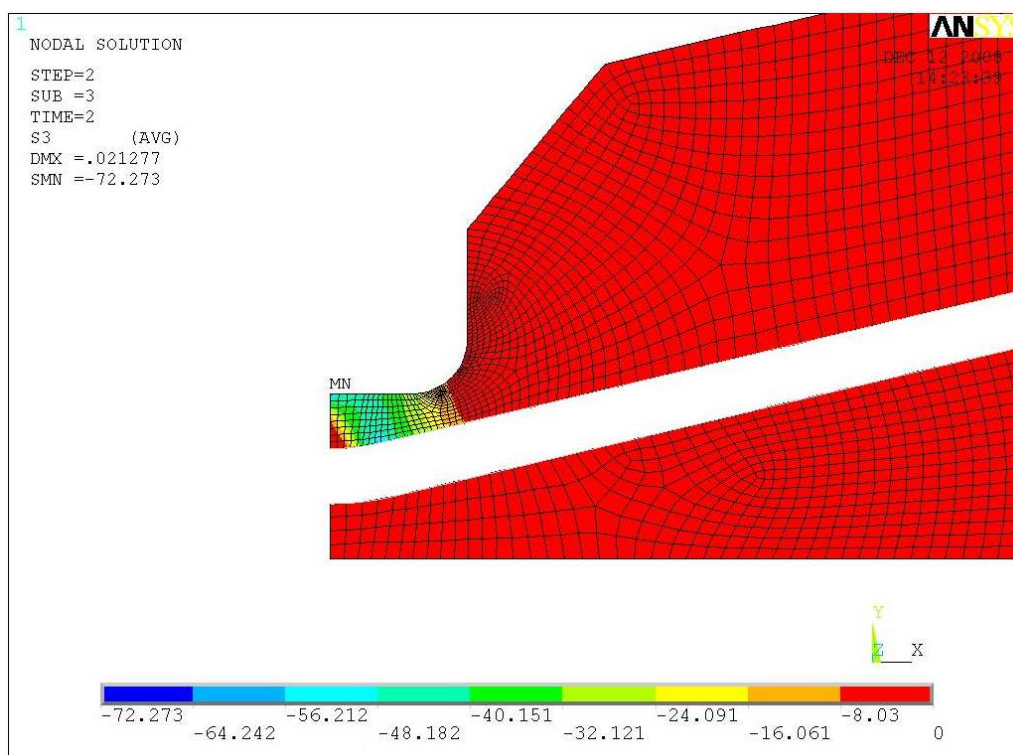


Figura 5.35 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

III. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2

Para o modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina, o resultado da análise feita na ancoragem está ilustrado na figura 5.36 e mostrada a seguir. Nela pode-se visualizar além da distribuição das tensões ao longo do arame, o valor máximo da tensão de 374,5 MPa e o mínimo abaixo de 1MPa. A localização da tensão mínima ocorre na região das dobras enquanto a máxima ocorre na entrada do conector e pode ser vista em detalhes na figura 5.37. Tal qual ao modelo Comercial 1, a região crítica encontra-se na entrada do arame ao conector e por outro lado, na extremidade onde é localizado as dobras não chega esforço algum, podendo-se dizer também, mais uma vez que não existe tensão nessa extremidade. Relacionando a tensão máxima com a tensão no arame fora do conector encontra-se um K_T igual a 1,87. Este fator é aproximadamente igual ao encontrado no modelo Comercial 1 quando a condição de interface do arame também é de parcialmente aderido à resina.

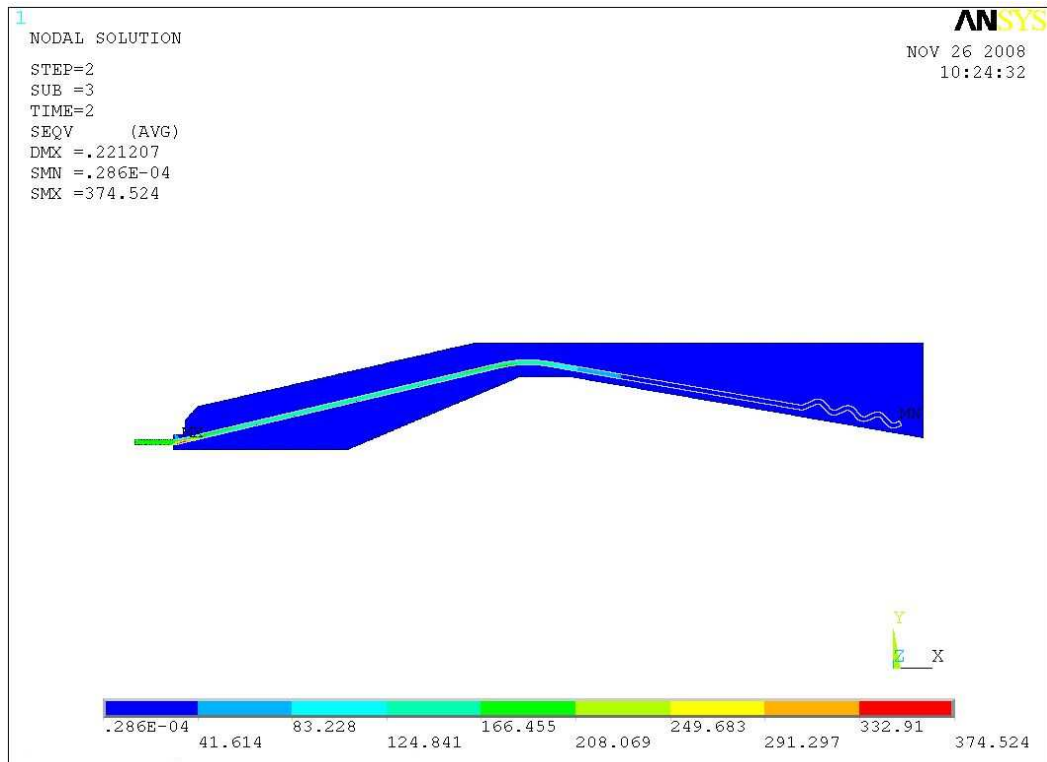


Figura 5.36 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

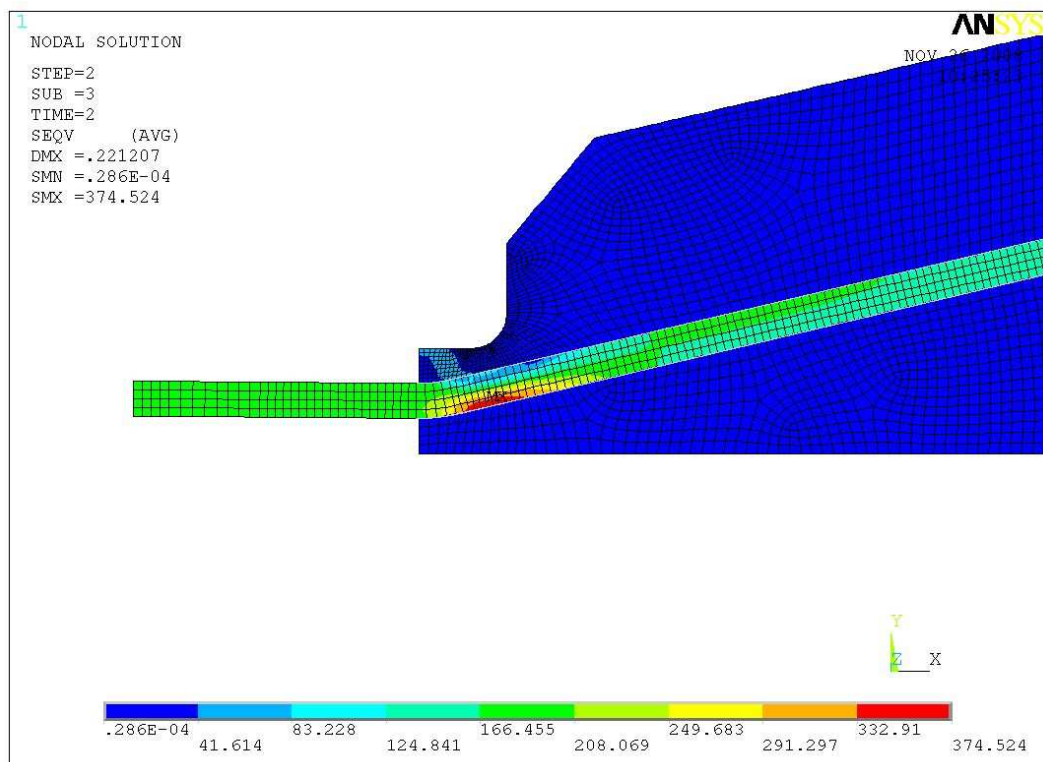


Figura 5.37 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

IV. Distribuição das tensões na resina do modelo Comercial 2

Nas próximas figuras 5.38, 5.39, 5.40 e 5.41 estão ilustrados os resultados das distribuições das tensões na resina do modelo Comercial 2. Deles pode-se extrair: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 67,3 MPa mostrada na figura 5.38, b) uma máxima tensão principal de 18,9 MPa, mostrada na figura 5.39 e detalhada na figura 5.40 e c) uma mínima tensão principal de -72,7 MPa mostrada em detalhes na figura 5.41.

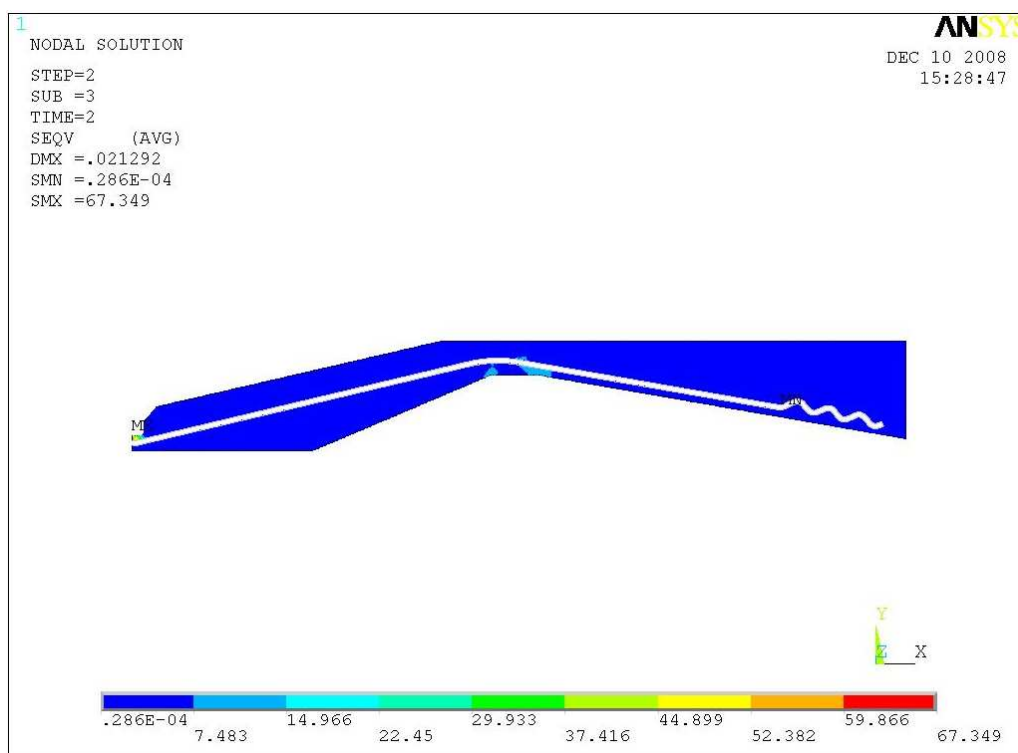


Figura 5.38 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

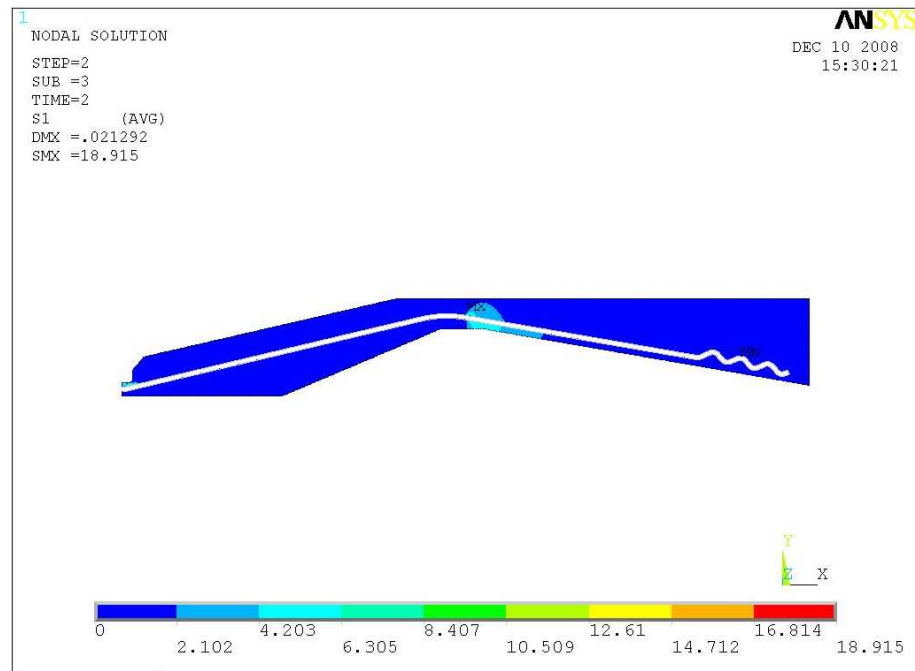


Figura 5.39 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

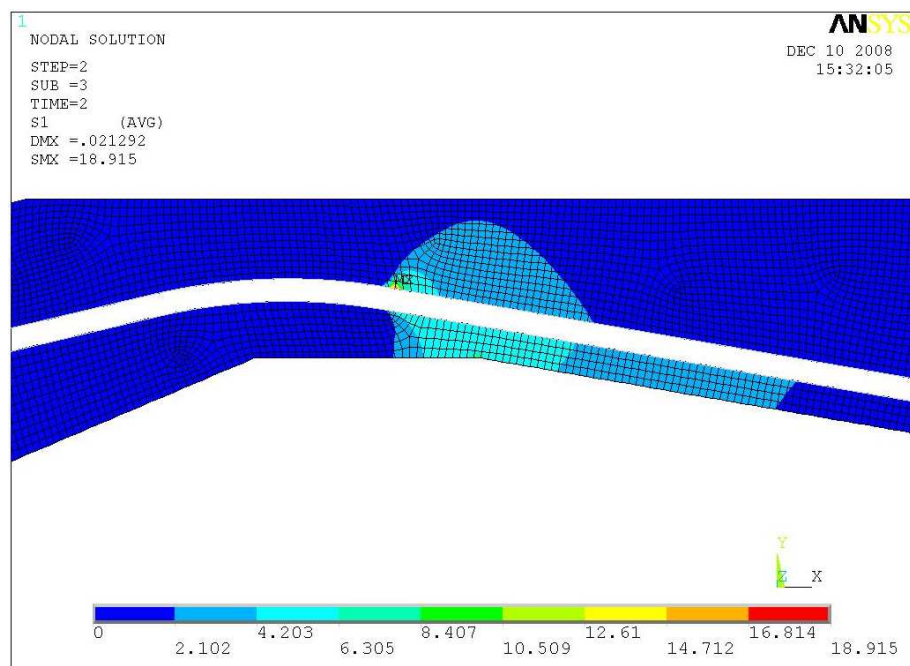


Figura 5.40 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

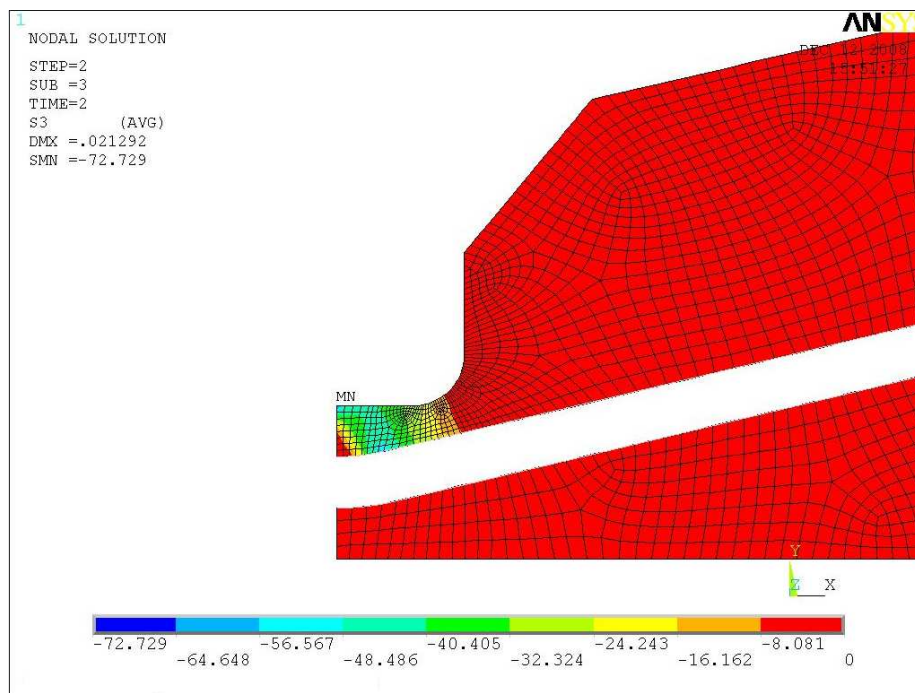


Figura 5.41 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

V. Distribuição das tensões no arame do modelo proposto

Já o resultado da análise feita na ancoragem do modelo proposto, na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina é ilustrado na figura 5.42 a seguir. Essa figura além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também as localizações do valor máximo da tensão que chega a 309,2 MPa e da mínima com valor menor que 1MPa. A localização da tensão mínima pode ser vista na região extrema onde é localizada a dobradura em “L” do arame enquanto a máxima ocorre na entrada e pode ser vista em detalhes na figura 5.43. Dessa maneira pode-se dizer que a região crítica continua na entrada do arame ao conector. Relacionando a tensão máxima com a tensão no arame fora do conector encontra-se um K_T igual a 1,55.

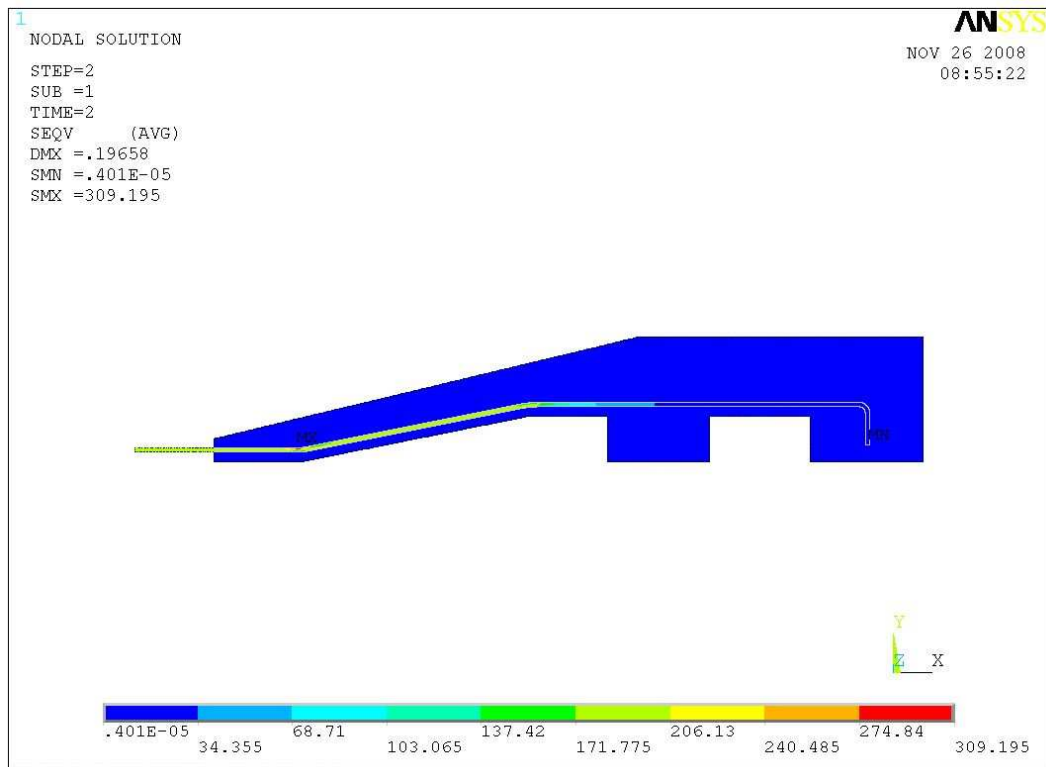


Figura 5.42 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

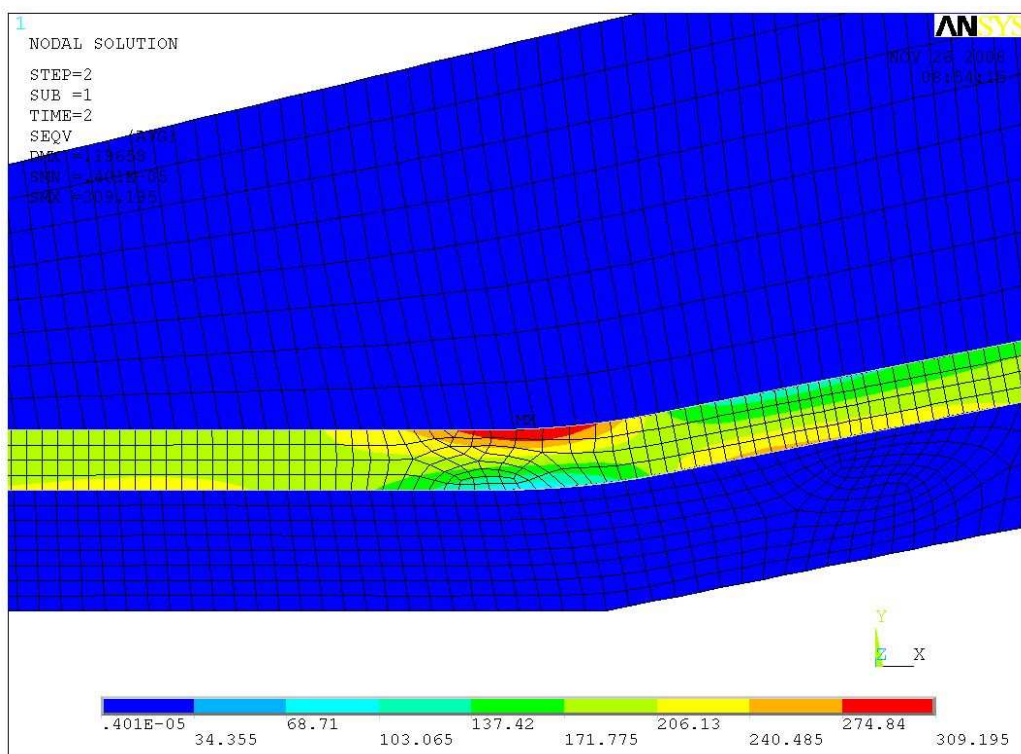


Figura 5.43 – Vista em detalhes da região de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

VI. Distribuição das tensões na resina do modelo proposto

Ilustrando a distribuição das tensões na resina do modelo proposto na condição de arame parcialmente aderido à resina, estão as figuras 5.44, 5.45, 5.46 e 5.47 a seguir. E como resultado dessas análises obteve-se: a) um valor máximo para a tensão equivalente de von Mises de 20,2 MPa mostrada na figura 5.44 e detalhada na figura 5.45, b) uma máxima tensão principal de 14,6 MPa, visto na figura 5.46 e c) uma mínima tensão principal de -20,7 MPa visualizada em detalhes na figura 5.47.

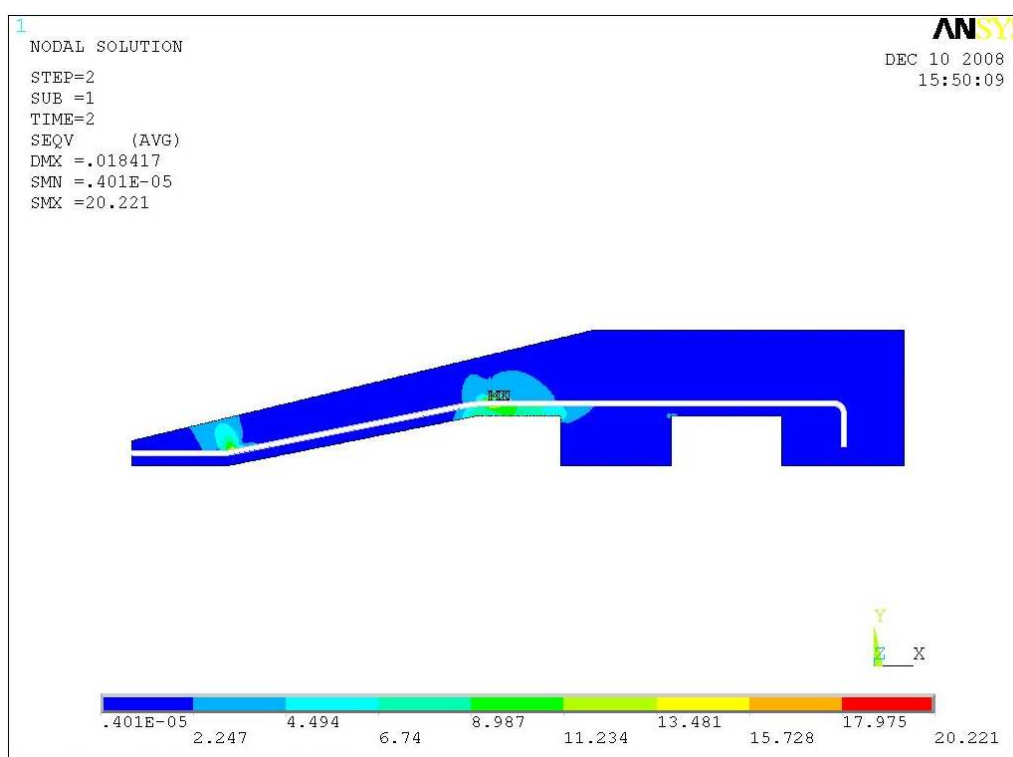


Figura 5.44 – Vista geral da distribuição das tensões (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

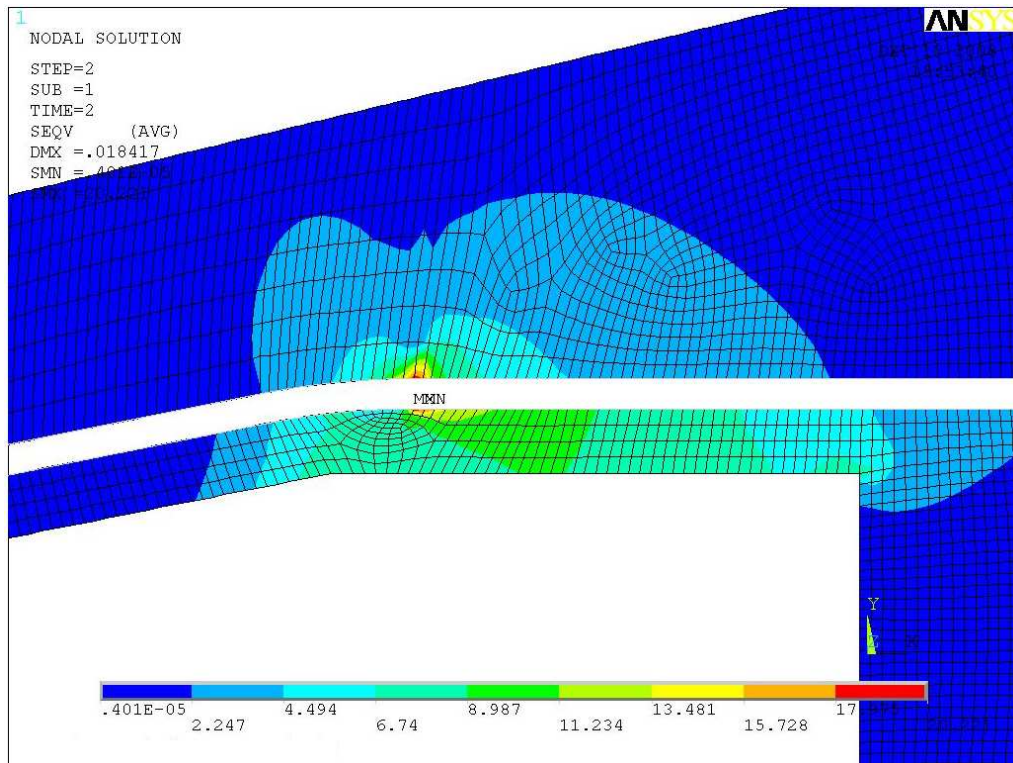


Figura 5.45 – Vista em detalhe da região onde ocorre a máxima tensão (equivalente de von Mises) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

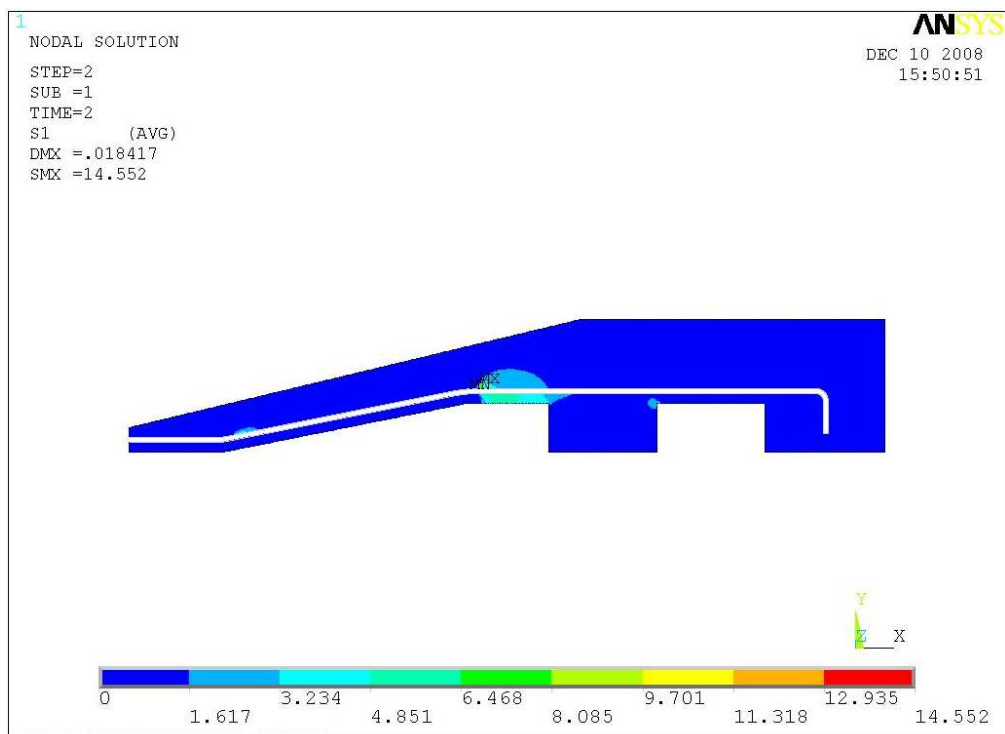


Figura 5.46 – Vista geral da distribuição das tensões (máxima principal) na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

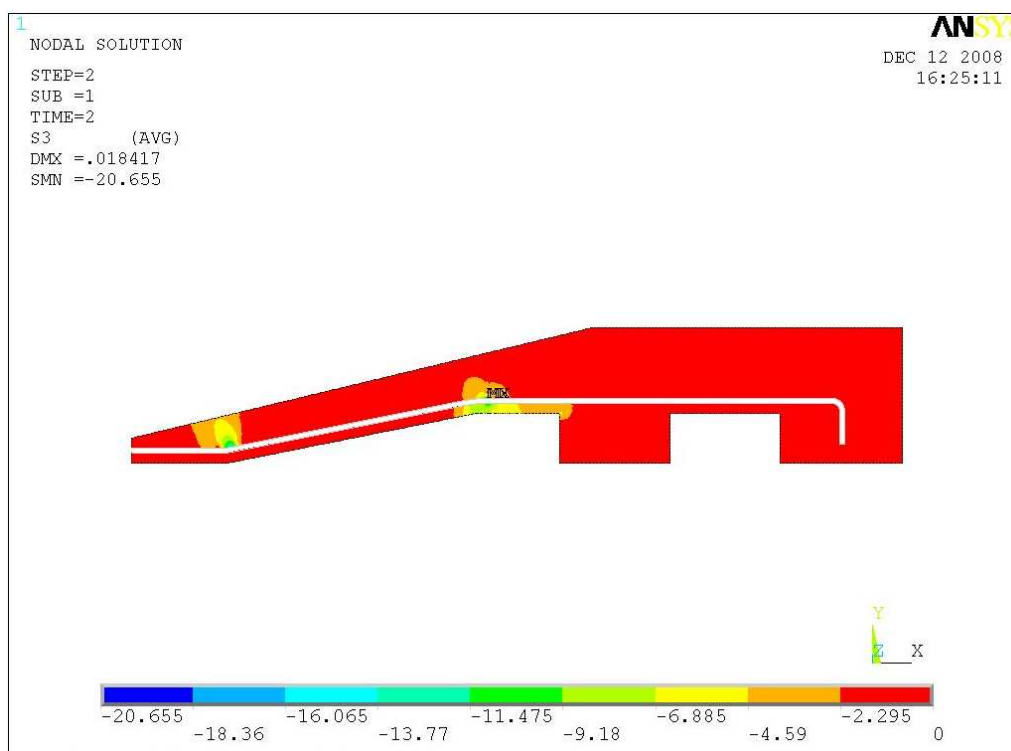


Figura 5.47 – Vista em detalhe da região onde ocorre a mínima tensão principal na resina do modelo proposto na condição de interface do arame parcialmente aderido à resina.

5.3.1.3.3 Resultados das análises feitas na ancoragem dos três modelos na condição de interface do arame não aderido à resina

Esse item trata dos resultados da análise da última condição de interface. Seguindo a mesma linha do que foi exposto anteriormente em 5.3.1.3.1 e 5.3.1.3.2, os três itens seguintes mostram detalhes e quantifica as distribuições das tensões, agora somente no arame. Tal situação deve-se pelo fato de que não existindo aderência entre o arame e a resina, as tensões na resina não possuem valores significativos para a análise. O carregamento estático em tração, de valor igual a 2kN aplicado aos três modelos, permaneceu o mesmo ao que foi submetido o arame nas outras duas condições anteriores analisadas, ou seja: 1) totalmente aderido a resina e 2) parcialmente aderido a resina. Os valores de máxima e mínima tensão estão identificados como MX e MN respectivamente nas representações gráficas geradas pelo *software* ANSYS®.

I. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1

O resultado da análise feita na ancoragem do modelo Comercial 1, na condição de arame não aderido à resina, está ilustrado na figura 5.48 a seguir. Essa figura além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também que o valor máximo da tensão chega a 484,9 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. Diferente das outras duas condições anteriores em que o arame encontrava-se aderido totalmente e parcialmente à resina, nessa terceira, onde não há aderência, a localização das tensões (mínima e máxima) ocorre na região do gancho e pode ser vista em detalhes na figura 5.49. Dessa maneira conclui-se que a região crítica encontra-se na extremidade onde é localizado o gancho. Analisando a região do gancho e fazendo a razão entre a tensão máxima e a tensão no arame fora do conector encontra-se um K_T igual a 2,43. Outra região que merece destaque é a da entrada do arame ao conector, visto em detalhes na figura 5.50. Nela a tensão máxima chega a 423,9 MPa, gerando dessa maneira um K_T de 2,12.

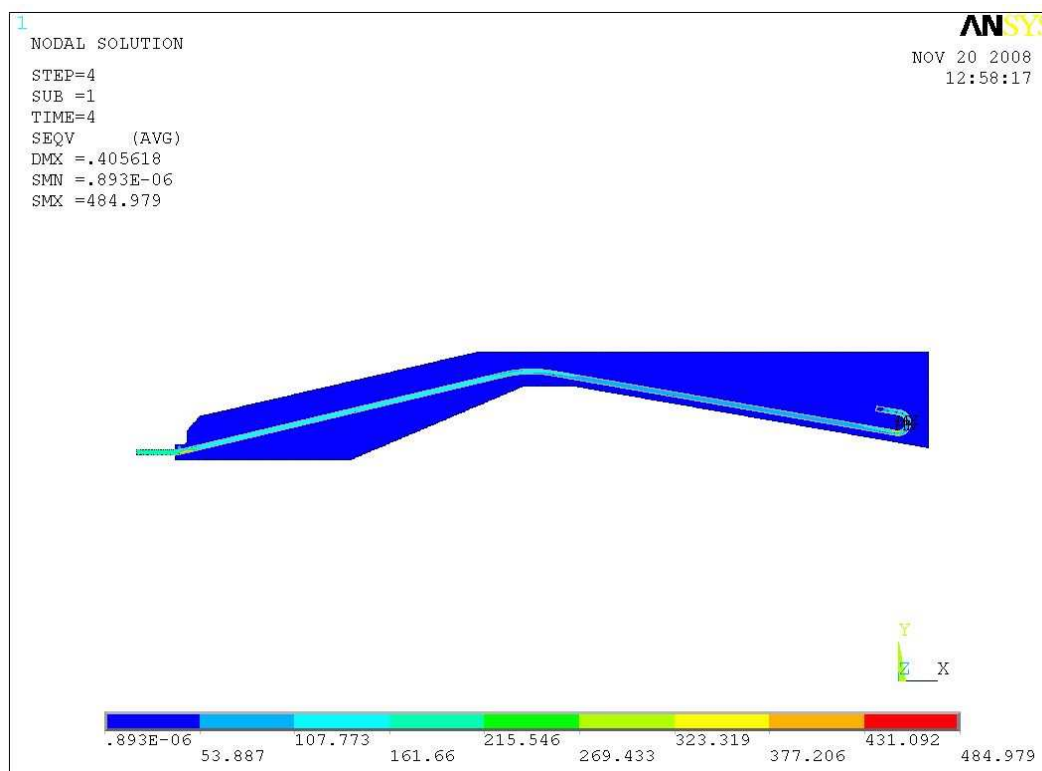


Figura 5.48 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.

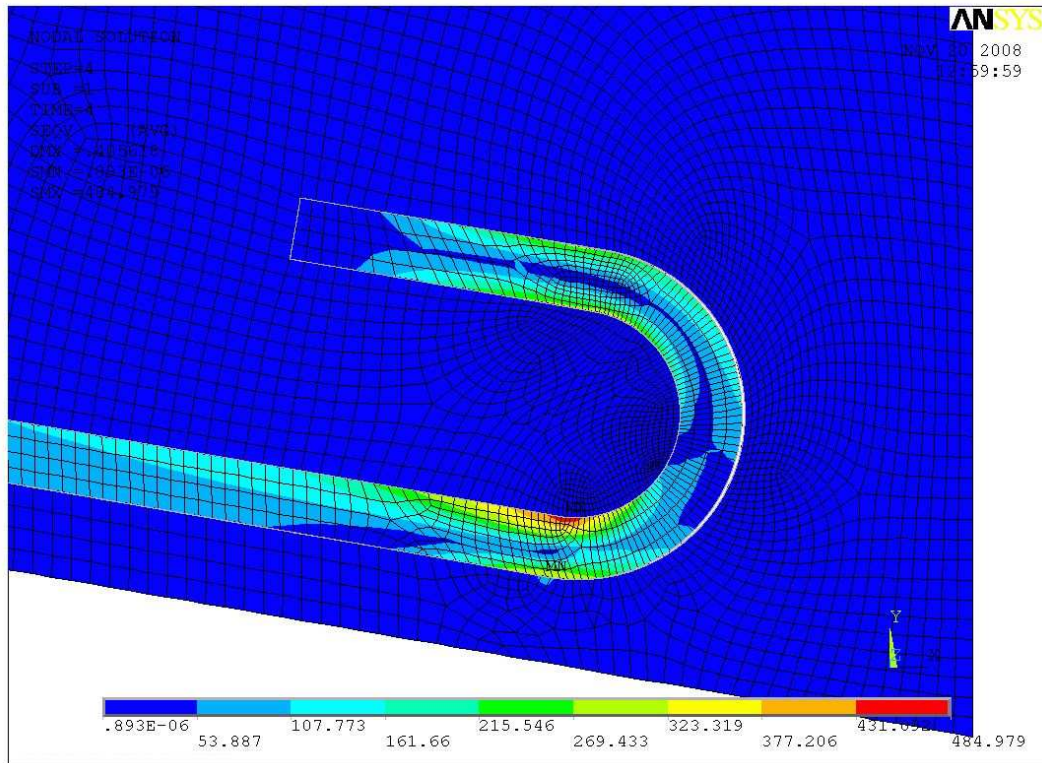


Figura 5.49 – Vista em detalhes da região (gancho) de maior tensão no arame do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.

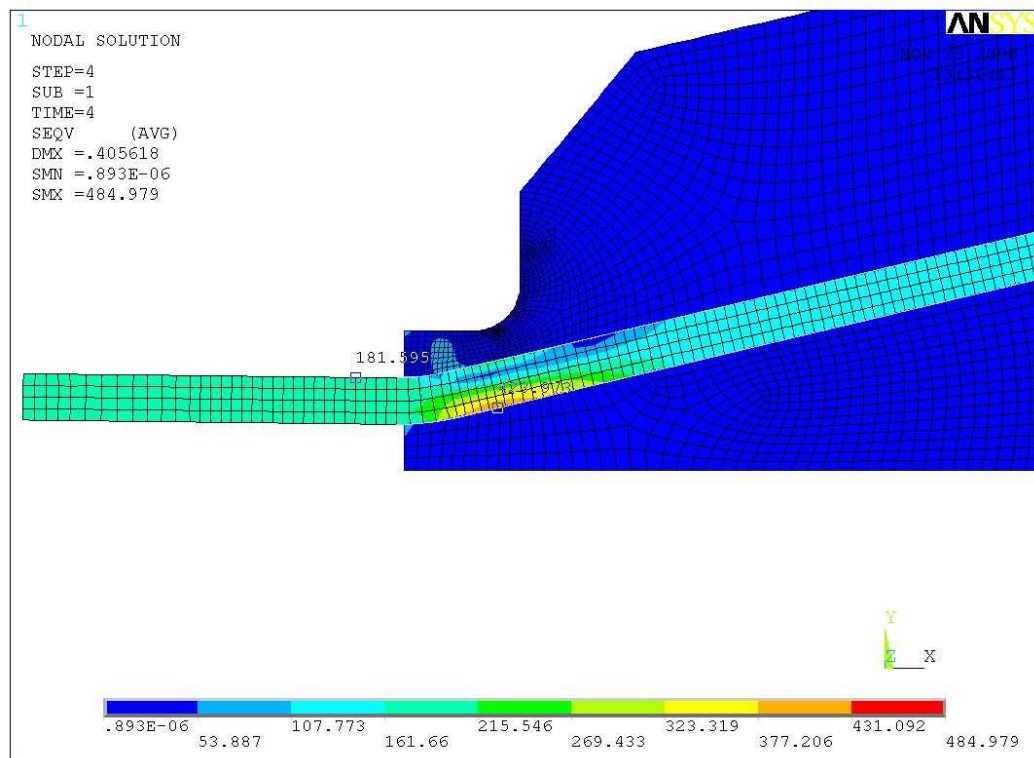


Figura 5.50 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo Comercial 1 na condição de interface do arame não aderido à resina.

II. Distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2

A figura 5.51 a seguir ilustra o resultado da análise feita na ancoragem do modelo Comercial 2, para a condição de arame não aderido a resina. Além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, essa figura mostra também que o valor máximo da tensão chega a 539,6 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. Voltando a frisar sobre a diferença desta condição para as outras duas anteriores em que o arame encontrava-se aderido totalmente e parcialmente à resina, nessa terceira, onde não há aderência, a localização das tensões (mínima e máxima) ocorre na região das dobras e pode ser vista em detalhes na figura 5.52. Dessa maneira conclui-se que a região crítica encontra-se na extremidade onde é localizado essas dobras. Assim, nessa região das dobras, a razão entre a tensão máxima e a tensão no arame fora do conector gera um K_T igual a 2,70. Outra região que merece destaque é a da entrada do arame ao conector, visto em detalhes na figura 5.53. Nela pode-se visualizar a tensão máxima que chega a 379,4 MPa, gerando dessa maneira um K_T de 1,90.

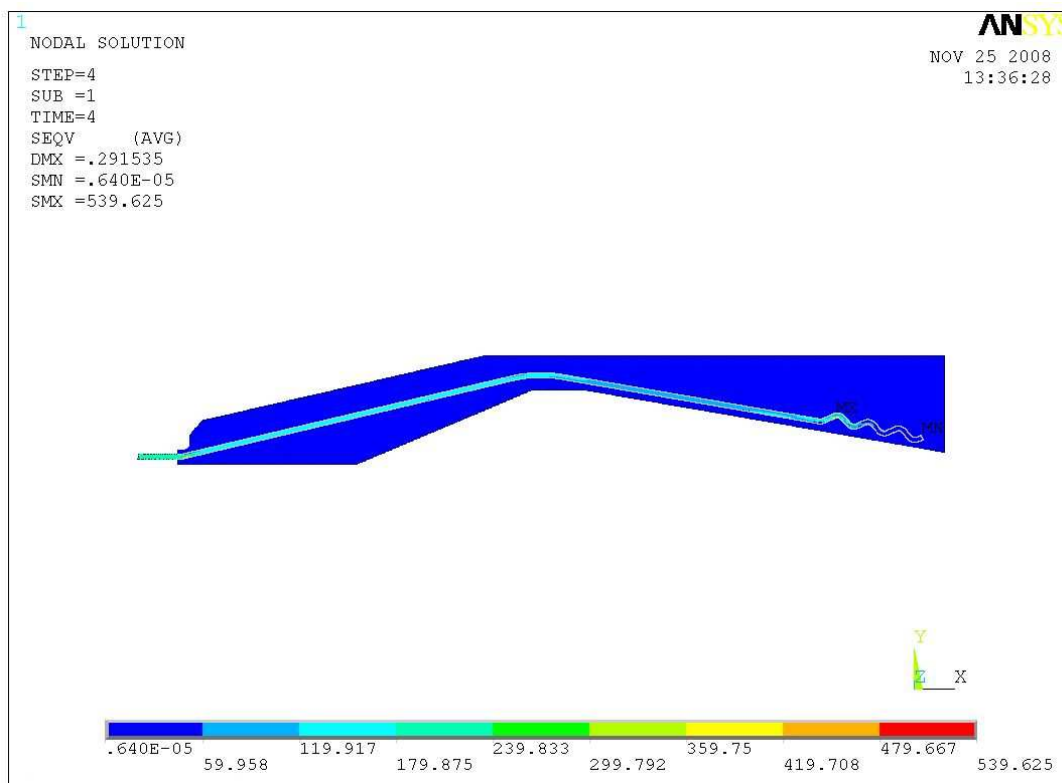


Figura 5.51 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.

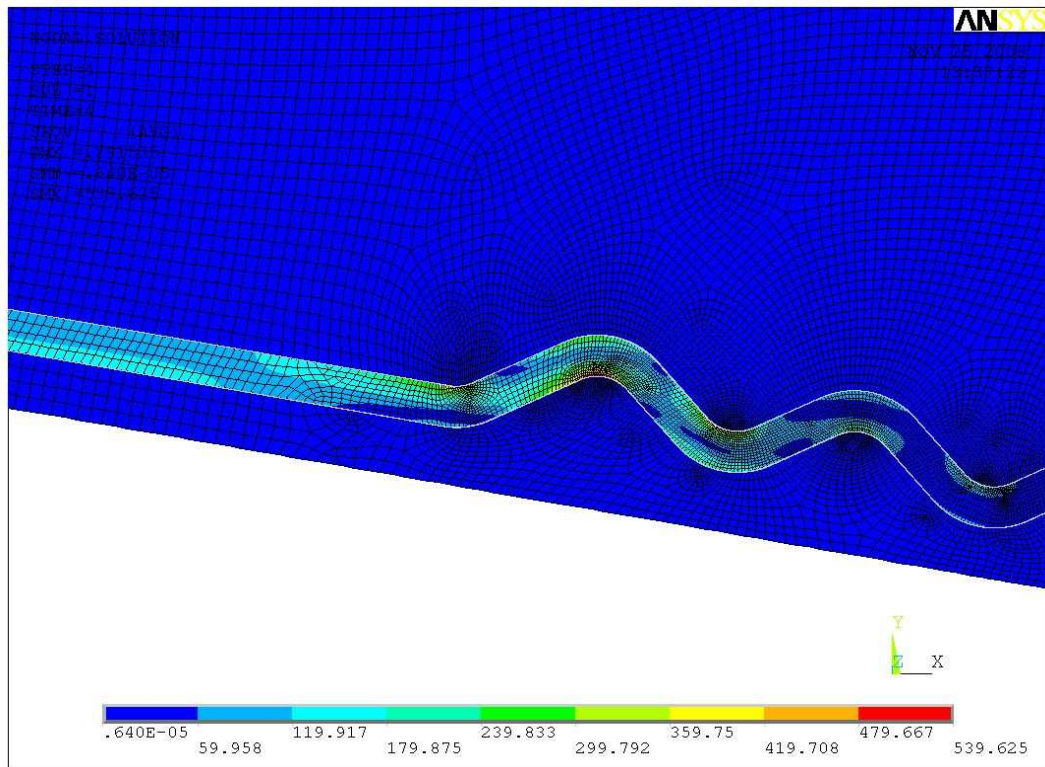


Figura 5.52 – Vista em detalhes da região (dobras) de maior tensão no arame do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.

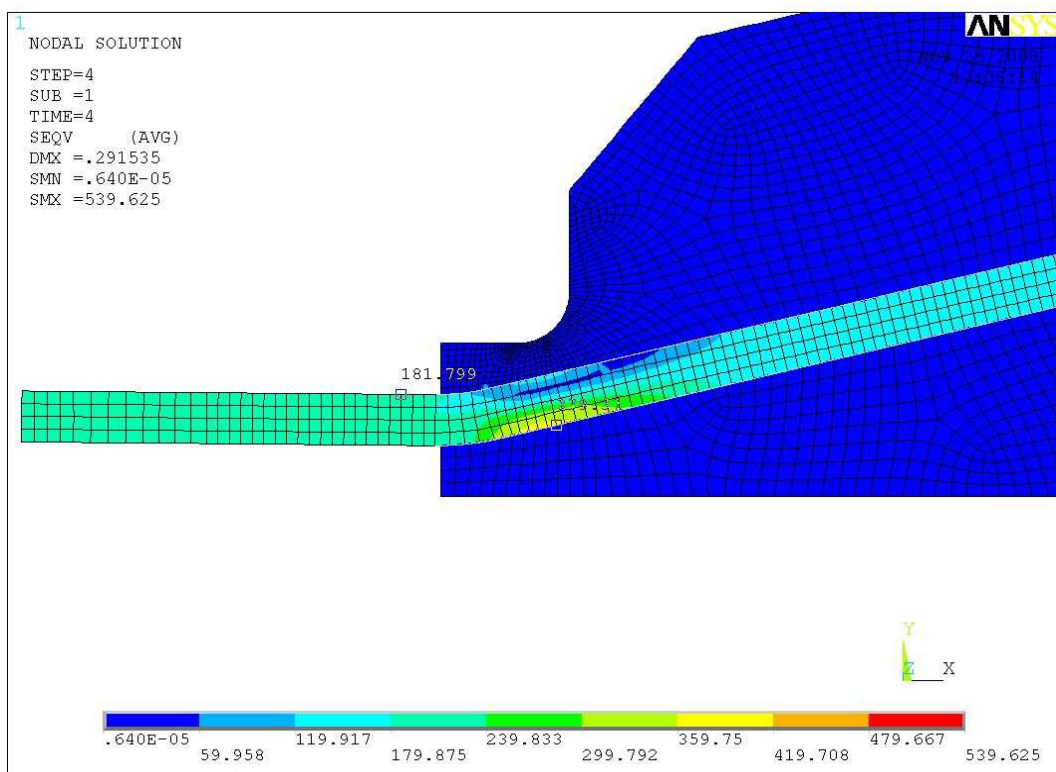


Figura 5.53 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo Comercial 2 na condição de interface do arame não aderido à resina.

III. Distribuição das tensões no arame do modelo proposto

Por último o resultado da análise feita na ancoragem do modelo proposto. Na condição de arame não aderido a resina a figura 5.54, ilustrada a seguir, além de informar a distribuição das tensões ao longo do arame, mostra também que o valor máximo da tensão chega a 607,7 MPa e o mínimo a menos de 1MPa. Reiterando o que foi dito anteriormente nos itens **I** e **II** sobre a diferença entre as outras duas condições nas quais, em uma o arame encontrava-se aderido totalmente e na outra com aderência parcial, nessa terceira onde não há aderência, a localização das tensões (mínima e máxima) ocorre na região da dobra em “L” e pode ser visto em detalhes na figura 5.55. Assim, conclui-se que a região crítica encontra-se na extremidade onde é localizada essa dobra. Nessa região a razão entre a tensão máxima e a tensão no arame fora do conector produz um K_T igual a 3,04. Outra região que merece destaque é a da entrada do arame ao conector, visto em detalhes na figura 5.56. Nela a tensão máxima chega a 343,2 MPa, gerando dessa maneira um K_T de 1,72.

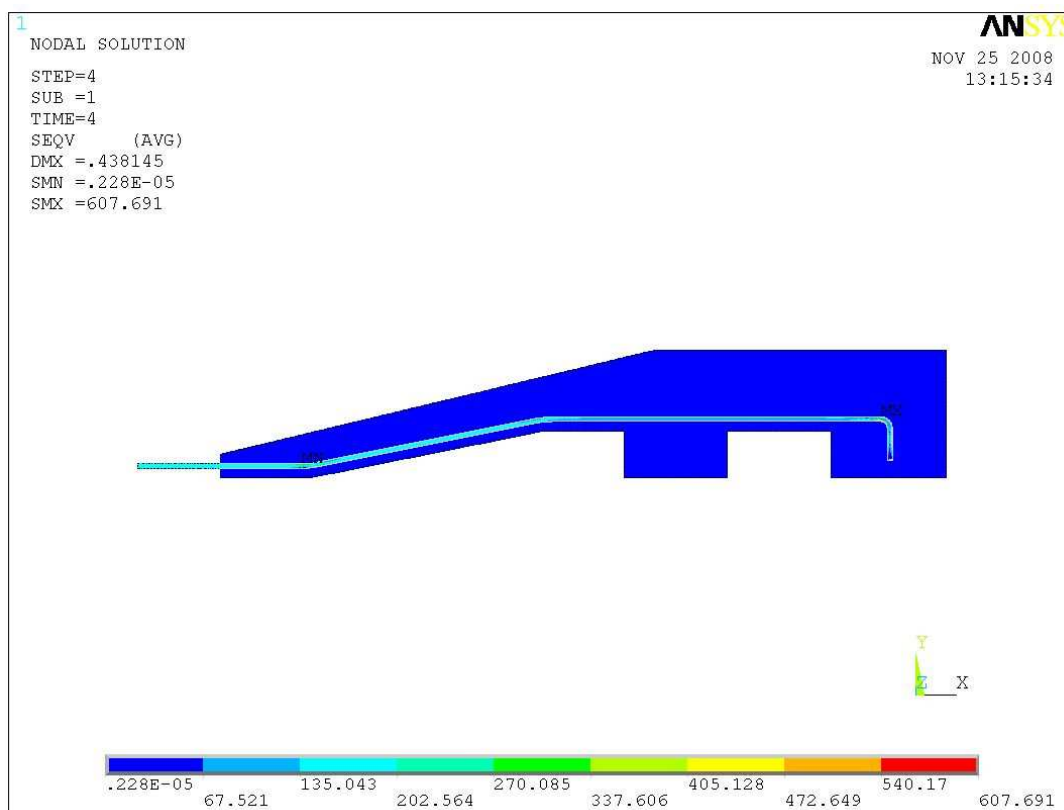


Figura 5.54 – Visão geral da distribuição das tensões no arame do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.

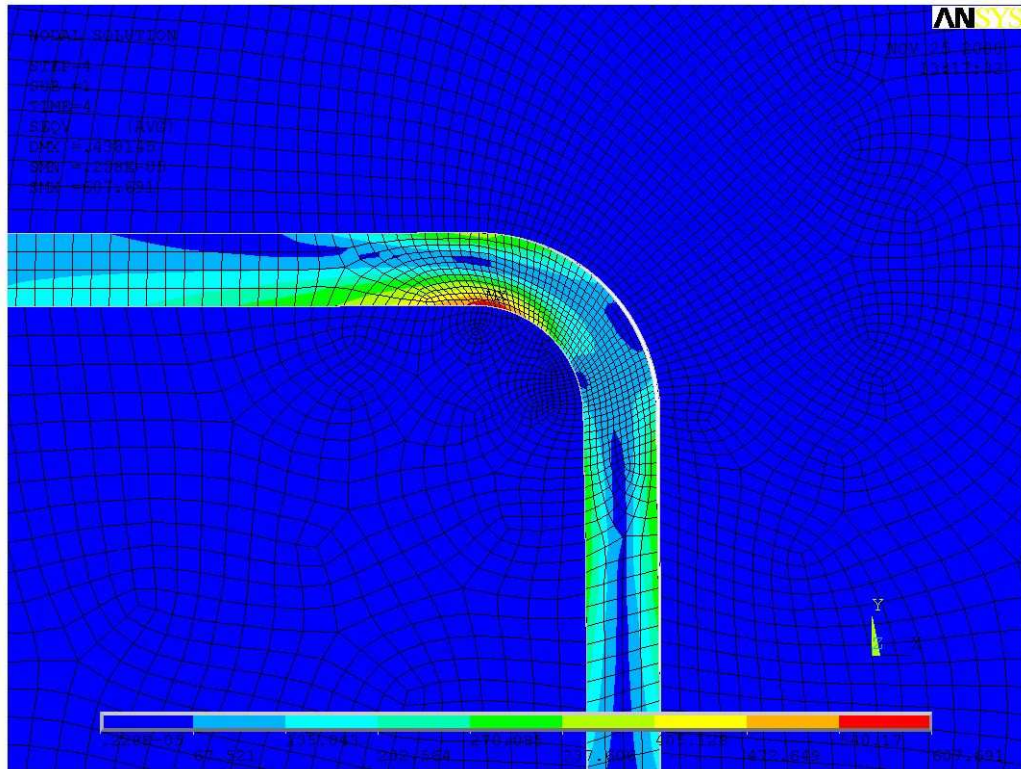


Figura 5.55 – Vista em detalhes da região (dobra em “L”) de maior tensão no arame do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.

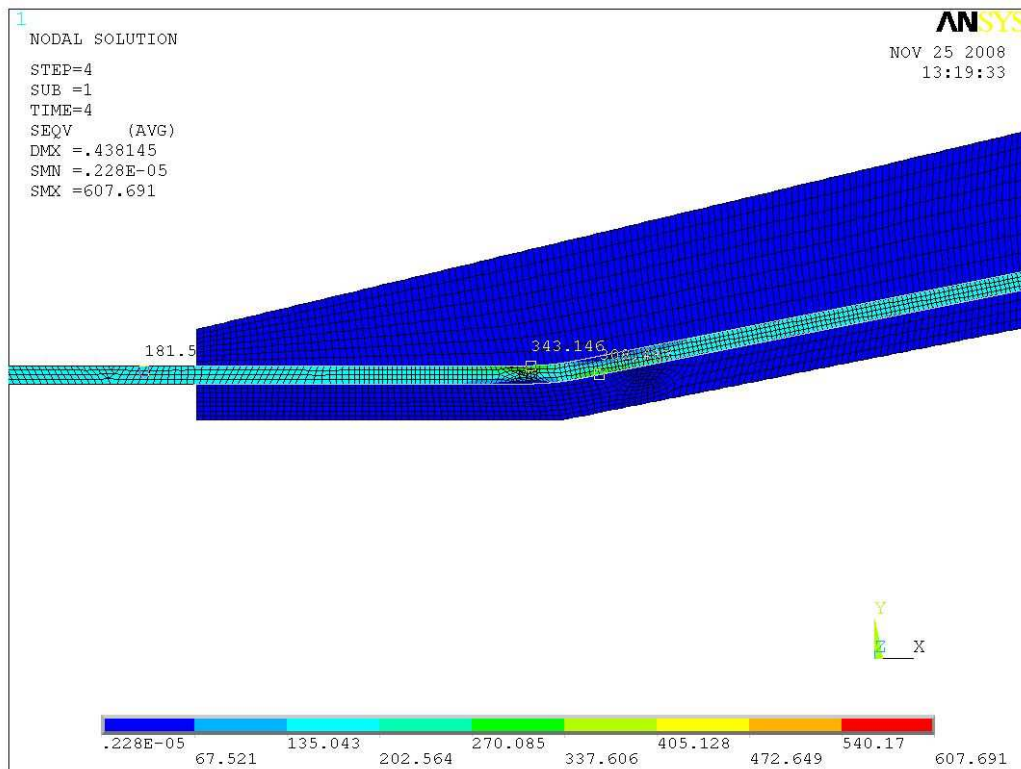


Figura 5.56 – Vista em detalhes da região de entrada do arame ao conector do modelo proposto na condição de interface do arame não aderido à resina.

5.3.1.4 Conclusões das análises nos três modelos

As tabelas 5.4 e 5.5 a seguir, mostram as comparações dos resultados obtidos (arame e resina) para os diferentes modelos e condições avaliadas.

Tabela 5.4 – Comparação dos resultados obtidos nas análises das tensões e K_T feitas nos arames dos três modelos e condições avaliadas.

Condição dos arames	Modelos						Melhorias
	Comercial 1		Comercial 2		Proposto		
	σ_{Mises} (MPa)	K_T	σ_{Mises} (MPa)	K_T	σ_{Mises} (MPa)	K_T	
Totalmente aderido à resina	254	1,27	254,7	1,27	212,8	1,06	16,5%
Parcialmente aderido à resina	375,1	1,88	374,5	1,87	309,2	1,55	17,5%
Não aderido à resina (entrada conector)	423,9	2,12	379,4	1,90	343,2	1,72	19% e 10%
Não aderido à resina (gancho e dobras)	484,9	2,43	539,6	2,70	607,7	3,04	Não houve

Tabela 5.5 – Comparação dos resultados obtidos nas análises das tensões feitas nas resinas dos três modelos e condições avaliadas.

Condição dos arames totalmente aderido à resina			
Modelos	Tensões (MPa)		
	σ_1	σ_3	σ_{Mises}
Comercial 1	42	-66,5	61,4
Comercial 2	42,7	-65,9	60,9
Proposto	10,4	-25,8	23,3
Redução nas tensões	≈ 75%	≈ 61%	≈ 61%

Condição dos arames parcialmente aderido à resina			
Modelos	Tensões (MPa)		
	σ_1	σ_3	σ_{Mises}
Comercial 1	19,2	-72,3	66,9
Comercial 2	18,9	-72,7	67,3
Proposto	14,6	-20,7	20,2
Redução nas tensões	≈ 30%	≈ 72%	≈ 70%

Observando os resultados apresentados na tabela 5.4, percebe-se que os valores gerados pela análise no arame do modelo proposto quando comparado aos outros dois modelos Comerciais apresenta significativa melhora em nível de redução das tensões máximas atuantes. Essas melhorias contribuem de forma benéfica para a vida em fadiga do sistema de ancoragem uma vez que o K_T do modelo proposto é da ordem de 16,5% menor que o dos modelos comerciais, em uma condição real (aramé totalmente aderido à resina), comprovando assim que o modelo proposto estaria habilitado a apresentar um melhor desempenho em serviço (vida em fadiga) quando comparado aos outros dois modelos comerciais.

Já os resultados apresentados anteriormente na tabela 5.5, que resume os valores gerados na resina, comparam os três modelos para duas das três condições de interface já conhecidas: 1) arame totalmente aderido à resina e 2) arame parcialmente aderido à resina, definido assim anteriormente por entender que o arame na condição de não aderência a resina irá sofrer escorregamento quando submetido ao carregamento utilizado para a análise não produzindo dessa maneira valores expressivos de tensões na resina. Na condição dos arames totalmente aderido à resina a comparação entre as tensões principais (σ_1 e σ_3) e as tensões equivalentes de Von Mises (σ_{Mises}) obtidas na resina para cada um dos três modelos informa que o modelo proposto apresenta redução das tensões que variam entre 61% e 75% quando comparado aos modelos Comercial 1 e 2. Na outra condição de interface analisada, ou seja, com o arame parcialmente aderido à resina, o modelo proposto também apresenta consideráveis melhorias com reduções nas tensões entre 30% e 72%.

5.4 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 4

A correlação numérico-experimental foi feita utilizando-se como base os resultados obtidos na fase 3. Como esses resultados indicam as regiões onde ocorrem os picos de tensões no arame dos três modelos analisados para as três condições de interface entre o arame e a resina, eles foram instrumentados com extensômetros de resistência elétrica, vide figuras 5.57, 5.58 e 5.59. Em seguida foram posicionados na caixa metálica (figuras 5.60, 5.61 e 5.62) e envolvidos pela resina epóxi (figuras 5.63 e 5.64), produzindo assim os corpos de prova compósitos instrumentados os quais quando submetidos aos carregamentos de tração gerou-se valores de deformações utilizados para a validação dos modelos analisados na fase 3. A figura 5.65 mostra um dos corpos de prova posicionado à máquina no momento do ensaio. Ressalta-

se aqui que para a validação dos modelos utilizados na fase 3, o experimento foi feito somente com o arame na condição de parcialmente aderido à resina e obedecendo ao carregamento estabelecido na tabela 4.1 mostrada anteriormente no Capítulo IV. Tal condição foi escolhida por apresentar maior praticidade nas medições das deformações, uma vez que experimentos anteriores mostraram perda de sinal, logo após o início do carregamento, em duas situações: 1) quando a região do arame que está com o extensômetro se encontra totalmente aderida à resina, o mesmo descola-se do arame e fica aderido a resina e 2) quando o arame está totalmente não aderido à resina, ocorre o deslizamento do arame rompendo assim os seus filamentos de contato.

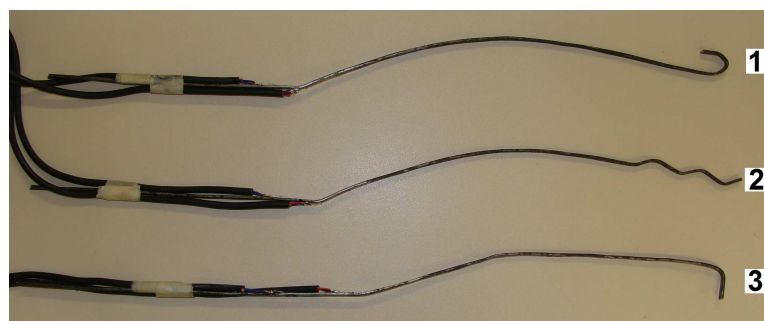


Figura 5.57 – Arames instrumentados com extensômetros de resistência elétrica. 1) modelo Comercial 1, 2) modelo Comercial 2 e 3) modelo proposto.

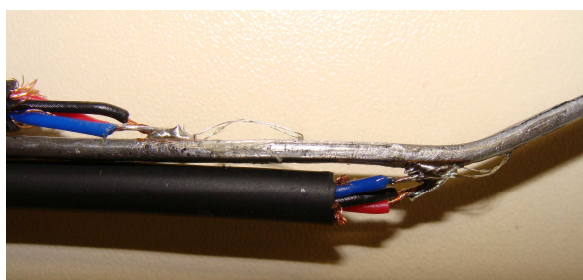


Figura 5.58 – Detalhes da instrumentação feita no arame dos modelos Comercial 1 e Comercial 2.



Figura 5.59 – Detalhes da instrumentação feita no arame do modelo proposto.



Figura 5.60 – Arame com a configuração do modelo Comercial 1 e posicionado a caixa.



Figura 5.61 – Arame com a configuração do modelo Comercial 2 e posicionado a caixa.



Figura 5.62 – Arame com a configuração do modelo proposto e posicionado a caixa.

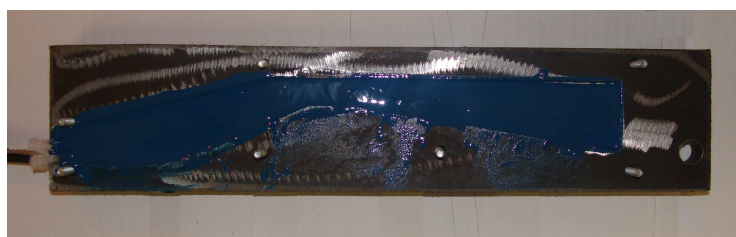


Figura 5.63 – Aparência da caixa resinada para os modelos Comercial 1 e 2.



Figura 5.64 – Aparência da caixa resinada do modelo proposto.

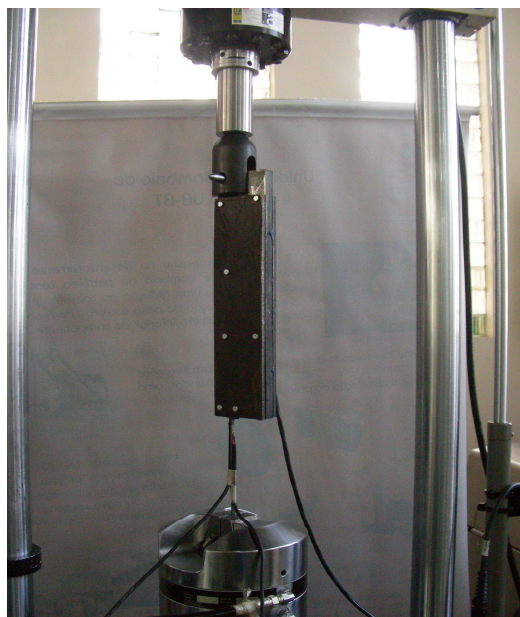


Figura 5.65 – Um dos corpos de prova posicionado na máquina de ensaio.

No próximo item 5.4.1 são apresentados os resultados experimentais dos ensaios feitos em cada um dos três modelos (Comercial 1, Comercial 2 e Proposto). Desses resultados geraram-se curvas das deformações em função do tempo de carregamento sofridas em dois pontos distintos sobre os arames dos corpos de prova. Destaca-se que esses dois pontos utilizados na aquisição das deformações para cada um dos modelos de ancoragem, um está sempre localizado em uma região externa, ou seja, logo na entrada dos arames ao terminal conector e o outro interno localizado sobre as regiões onde a análise pelo MEF e visto anteriormente no item 5.3 (Resultados obtidos na fase 3) deste trabalho definidas como sendo as de máximas tensões atuantes. As conclusões sobre os resultados dessa fase 4 estão descritas mais adiante no item 5.4.2.

5.4.1 Resultados dos Ensaio dos Modelos: Comercial 1, Comercial 2 e Proposto

As figuras 5.66, 5.67 e 5.68 ilustradas abaixo mostram os comportamentos das deformações em função dos tempos de carregamentos sofridas pelos arames em duas regiões (externa e interna) dos corpos de prova do modelo Comercial 1, Comercial 2 e Proposto, respectivamente. Desses gráficos extraíram-se as deformações máximas das duas regiões analisadas para cada modelo. Assim os valores das tensões máximas, relevantes para as conclusões desta fase, são obtidos através do produto entre os valores dessas deformações e o módulo de elasticidade do material do arame (Lei de Hooke) através da equação 5.1.

$$\sigma = E \cdot \varepsilon$$

eq. 5.1

Do gráfico do comportamento das deformações do modelo Comercial 1, ilustrado na figura 5.66, extraí-se os valores das deformações máximas de aproximadamente 1773 $\mu\text{m/m}$ e 1141 $\mu\text{m/m}$ para as regiões interna e externa respectivamente. Utilizando esses valores na equação 5.1, obtém-se:

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1773 \mu\text{m/m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,773 \times 10^{-3} \text{ m/m}$$

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 364,8 \text{ MPa} \quad e$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1141 \mu\text{m/m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,141 \times 10^{-3} \text{ m/m}$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 234,8 \text{ MPa}$$

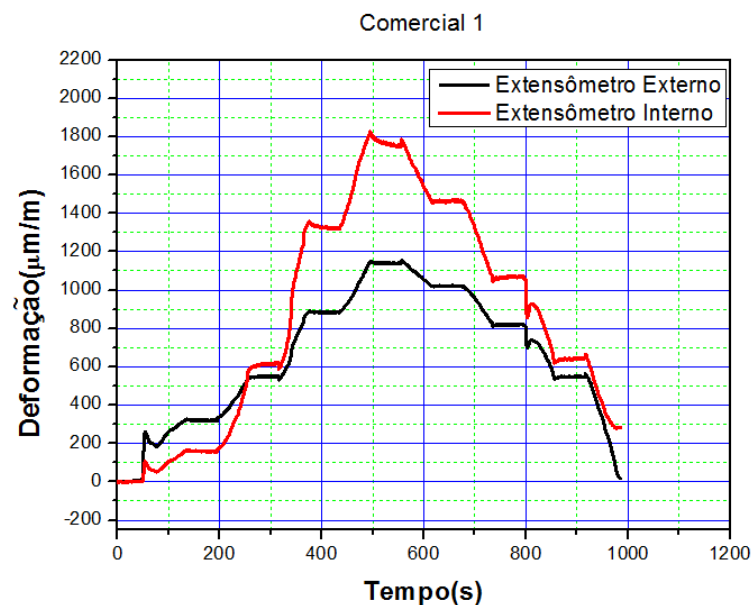


Figura 5.66 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo Comercial 1 quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.

Já no gráfico do comportamento das deformações do modelo Comercial 2, ilustrado na figura 5.67, extrai-se os valores das deformações máximas de aproximadamente 1755 $\mu\text{m}/\text{m}$ e 1137 $\mu\text{m}/\text{m}$ para as regiões interna e externa respectivamente. Utilizando esses valores na equação 5.1, obtém-se:

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1755 \mu\text{m}/\text{m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,755 \times 10^{-3} \text{ m}/\text{m}$$

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 361,1 \text{ MPa} \quad \text{e}$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1137 \mu\text{m}/\text{m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,137 \times 10^{-3} \text{ m}/\text{m}$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 234,0 \text{ MPa}$$

Ressalta-se aqui que os valores das deformações para esse modelo são bem próximos ao do modelo Comercial 1 uma vez que a região em análise nos dois modelos são idênticas. Os dois modelos diferem apenas na região extrema do arame onde o Comercial 1 apresenta uma dobra em forma de gancho e o Comercial 2 pequenas dobras sucessivas como já foi visto anteriormente.

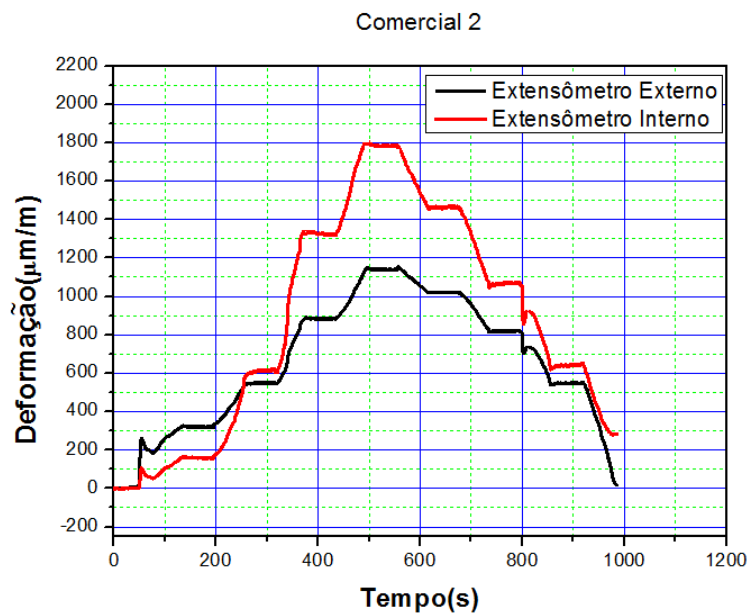


Figura 5.67 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo Comercial 2 quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.

Finalizando, do comportamento das deformações do modelo proposto e ilustrado na figura 5.68 permite-se extrair os valores das deformações máximas que chegaram a aproximadamente 1493 $\mu\text{m}/\text{m}$ e 1100 $\mu\text{m}/\text{m}$ para as regiões interna e externa respectivamente. Utilizando esses valores na equação 5.1, obtém-se:

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1493 \mu\text{m}/\text{m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,493 \times 10^{-3} \text{ m}/\text{m}$$

$$\sigma_{\text{máx(interno)}} = 307,2 \text{ MPa} \quad \text{e}$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 205,80 \text{ GPa} \times 1100 \mu\text{m}/\text{m} = 205,80 \times 10^3 \text{ MPa} \times 1,100 \times 10^{-3} \text{ m}/\text{m}$$

$$\sigma_{\text{máx(externo)}} = 226,3 \text{ MPa}$$

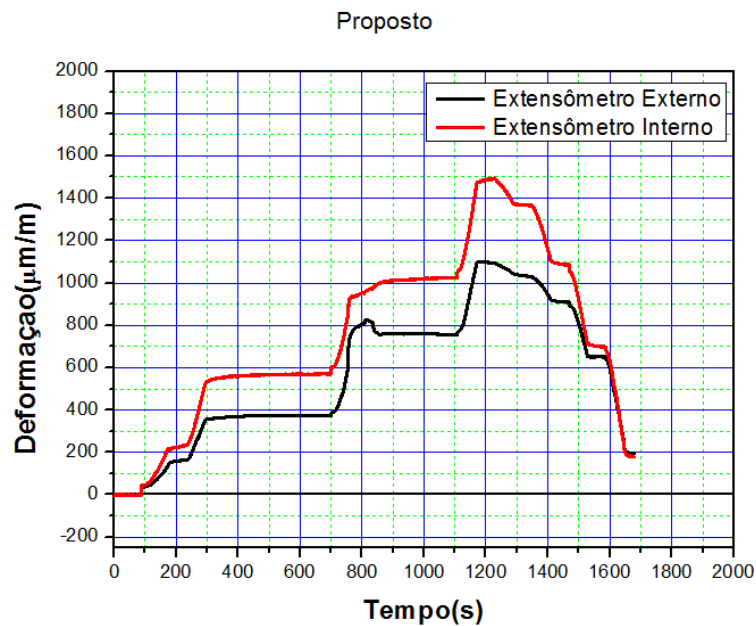


Figura 5.68 – Comportamento do arame na ancoragem do modelo proposto quanto as deformações atuantes em uma região interna e outra externa ao corpo de prova.

5.4.2 Conclusões

Para a conclusão desta fase do trabalho utilizou-se os resultados das máximas tensões atuantes nos modelos elaborando um resumo comparativo entre os dois modelos Comerciais e o Proposto em nível de concentradores de tensões (K_T) obtidos na prática e ilustrado na tabela 5.6. O confronto entre esses valores e os obtidos numericamente e vistos na tabela 5.4 mostrada anteriormente permitiu uma correlação numérico-experimental entre as tensões máximas na qual se pôde justificar a validade dos modelos e, por sua vez, os resultados obtidos na fase 3 devido a pequenas diferenças entre os resultados (tabela 5.7).

Tabela 5.6 – Comparação dos resultados obtidos experimentalmente para as tensões máximas nos arames dos três modelos na condição de parcialmente aderido à resina.

Condição dos arames	Modelos						Melhorias			
	Comercial 1		Comercial 2		Proposto					
	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T				
interno	externo	interno	externo	interno	externo					
Parcialmente aderido à resina	364,8	234,8	1,55	361,1	234,0	1,54	307,2	226,3	1,36	≈ 15,8%

Comparando os valores das tensões máximas obtidas numericamente com as experimentais (tabela 5.7 abaixo) comprova-se aqui a concordância entre os resultados e como consequência a validade da análise feita pelo MEF.

Tabela 5.7 – Comparação, entre os três modelos, feito através dos resultados obtidos pelos dois métodos de análise (numérico e experimental) para a condição do arame parcialmente aderido à resina.

Métodos de análise	Modelos						Melhorias
	Comercial 1		Comercial 2		Proposto		
	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T	$\sigma_{m\acute{a}x}$ (MPa)	K_T	
Numérico (MEF)	375,1	1,88	374,5	1,87	309,2	1,55	≈ 17,5%
Experimental	364,8	1,55	361,1	1,54	307,2	1,36	≈ 15,8%
Diferença	2,8%		3,7%		0,6%		

5.5 RESULTADOS OBTIDOS NA FASE 5

De posse dos resultados obtidos das fases anteriores foi projetado o modelo definitivo de terminal conector proposto neste trabalho. Com os detalhes construtivos definidos, se garantiu a integridade da inovação através de um depósito de patente junto ao Instituto Nacional de Propriedade Industrial (INPI) intitulado “Conector para Dutos Flexíveis” e identificado pelo N^o PI0704349-0 (APÊNDICE A). Detalhes construtivos desse novo modelo podem ser vistos na figura 5.69 e 5.70.

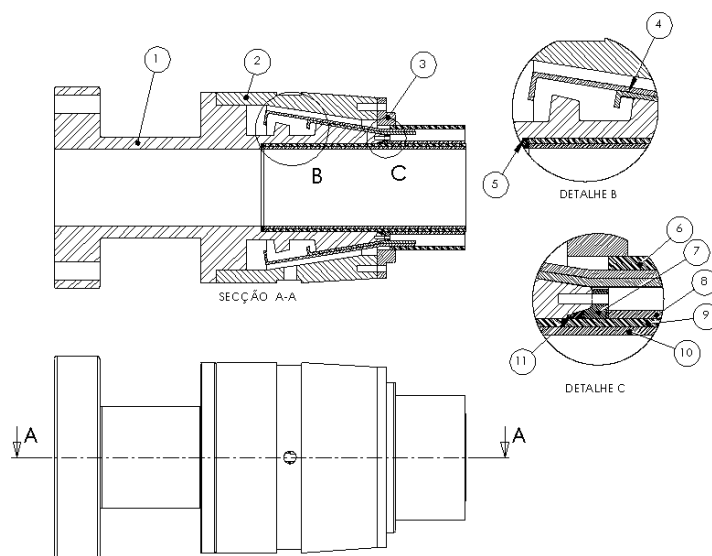


Figura 5.69 – Detalhes construtivos do modelo proposto de terminal conector. (Conforme patente do INPI N^o PI0704349-0)

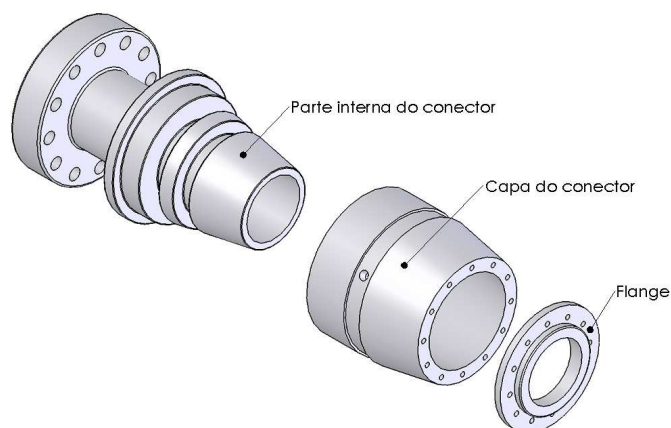


Figura 5.70 – Partes que compõe o novo modelo proposto de terminal conector. (Conforme patente do INPI N^o PI0704349-0)

Depois de se ter detalhes construtivos do novo modelo de terminal conector, seguiu-se pela **fase 5** deste trabalho com a preparação de dois corpos de prova e seus ensaios estáticos seguidos dos de fadiga. O primeiro foi utilizado basicamente para avaliar o comportamento e a funcionalidade do sistema enquanto o segundo, obedecendo às dimensões recomendadas em norma, foi utilizado para avaliar mais criteriosamente a vida em fadiga do sistema conector/*riser*.

Os dois corpos de prova foram confeccionados utilizando dois terminais conectores acoplados, um em cada extremidade, a segmentos de *riser* de 2,5” com as seguintes características dimensionais:

- Diâmetro Interno da carcaça = 62 mm
- Diâmetro da carcaça = 70 mm
- Diâmetro da camada de estanqueidade = 80 mm
- Diâmetro da camada de pressão = 94 mm
- Diâmetro da camada anti-fricção = 98 mm
- Diâmetro da camada interna da armadura de tração = 102 mm
- Diâmetro da camada externa da armadura de tração = 106 mm
- Diâmetro da capa externa = 120 mm
- Armadura de Tração: arames com secção transversal 5x2 mm e passo = 1100 mm

5.5.1 O Corpo de Prova 1 (CP1)

Os ensaios feitos nesse primeiro CP, mostrado na figura 5.71, tiveram por objetivo testar o conceito da nova configuração da ancoragem da armadura de tração e avaliar o seu grau de funcionalidade. Para isso após ser confeccionado foi instrumentado e submetido a uma análise experimental. Nessa análise o CP1 passou por dois procedimentos de ensaio: um estático de tração em carga máxima e outro, logo a seguir, em regime dinâmico de tração para avaliação da sua vida em fadiga. Vale ressaltar aqui que o CP1 não obedeceu às dimensões estabelecidas em norma para ensaios deste tipo. Suas dimensões seguiram os valores, também, vistos na figura 5.71. O conector de engaste, utilizado na parte inferior ao CP1, foi utilizado apenas para se fazer à fixação do conjunto ao equipamento de ensaio, não servindo, portanto como material de análise.

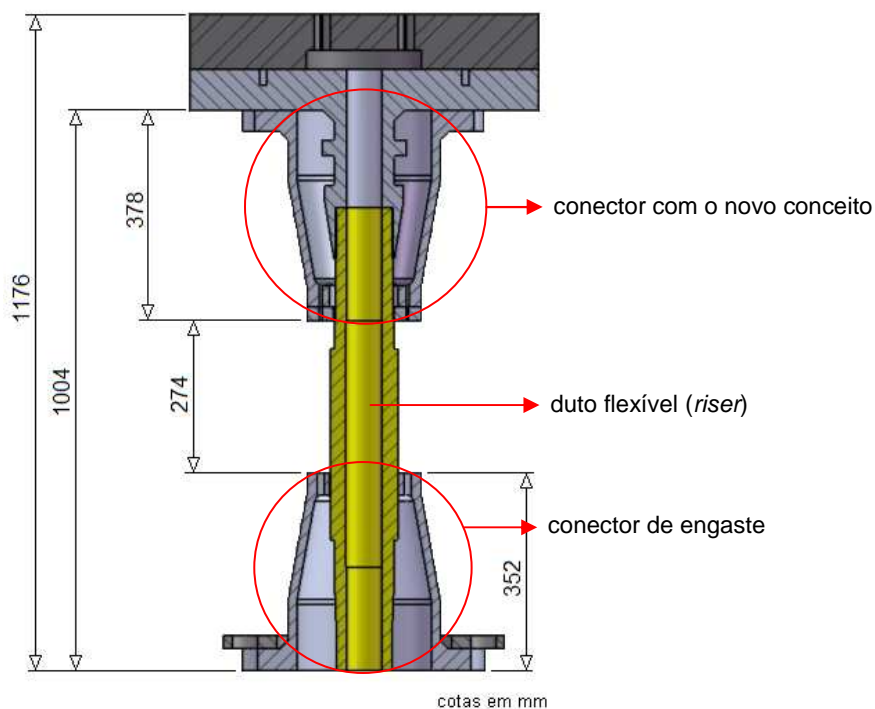


Figura 5.71 – Desenho em corte do CP1 confeccionado com um segmento de *riser* de 2,5”.

5.5.1.1 O Corpo de Prova 1 Instrumentado

A figura 5.72 mostra detalhes do CP1 instrumentado e posicionado na máquina de ensaio. No detalhe 1, é mostrado o posicionamento de quatro extensômetros de resistência elétrica, dispostos a 90° entre eles, sobre arames da camada externa da armadura de tração, que de agora em diante serão identificados como SG0, SG90, SG180 e SG270 (SG das iniciais de *Strain Gauges* e 0, 90, 180 e 270 referem-se aos ângulos em graus de posicionamento sobre a superfície externa do *riser*). Além dos extensômetros, um sensor de rotação e translação axial (potenciômetro com corda) foi utilizado para registrar possíveis variações de torção do CP1.

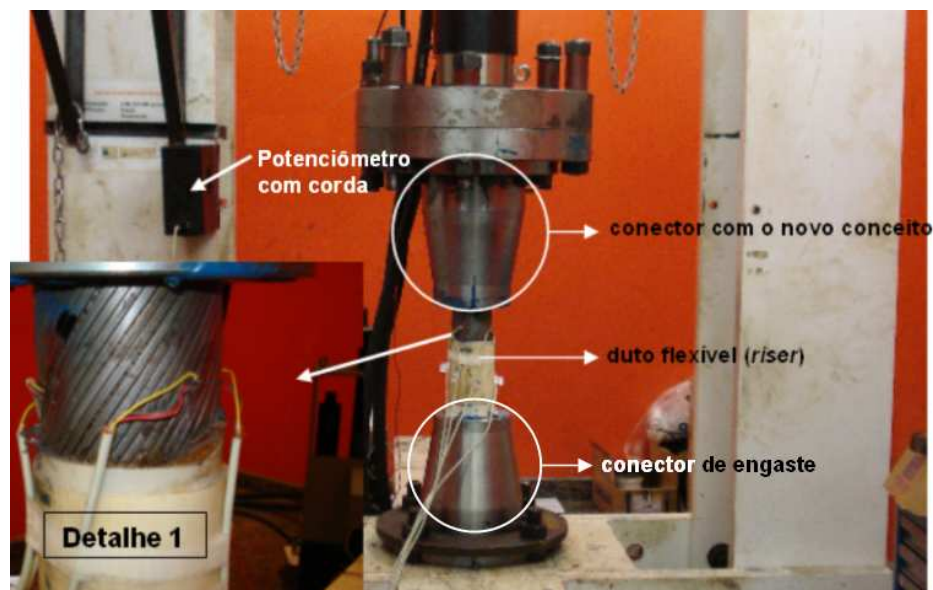


Figura 5.72 – CP1 posicionado à máquina de ensaio. No detalhe 1, é mostrado quatro extensômetros, posicionados e igualmente distanciados, sobre arames da armadura de tração externa.

5.5.1.2 A Máquina do Ensaio

O ensaio foi realizado em um pórtico com atuador servo-hidráulico e célula de carga montada em série. A capacidade da máquina é de até 1000kN (vide figura 5.73).



Figura 5.73 – Pórtico com atuador de 1000kN.

5.5.1.3 Ensaio

Com os parâmetros dos ensaios determinados pelas normas API RP 17B (2002) e API Spec 17J (2002), o CP foi submetido a um ensaio estático em carga máxima e, como foi aprovado nesse, seguiu-se com o ensaio de fadiga. Detalhes destes ensaios serão descritos a seguir.

5.5.1.3.1 Ensaio Estático em Carga Máxima

Nesse ensaio o CP foi tracionado até uma carga máxima de 844 kN a uma taxa de carregamento de 2,8 kN/s. Seu comportamento a esse carregamento até a carga máxima pode ser visto na figura 5.74.

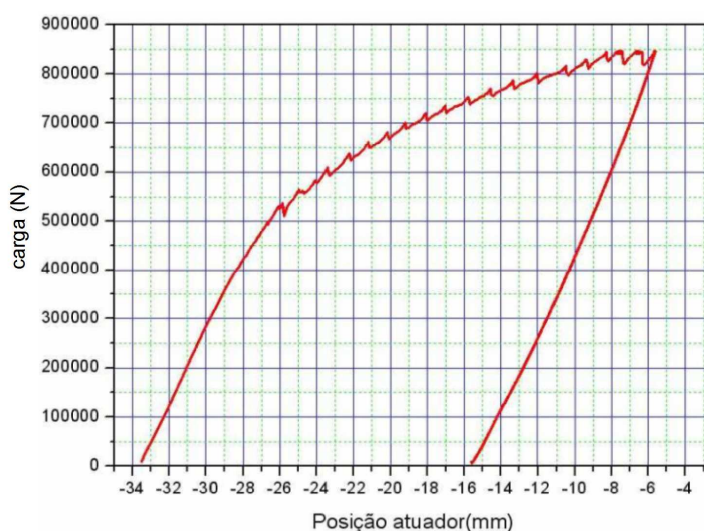


Figura 5.74 – Gráfico da Carga (N) X deslocamento do atuador (mm).

A figura 5.75 a seguir ilustra as deformações sofridas pelos extensômetros (SG0, SG90, SG180 e SG270).

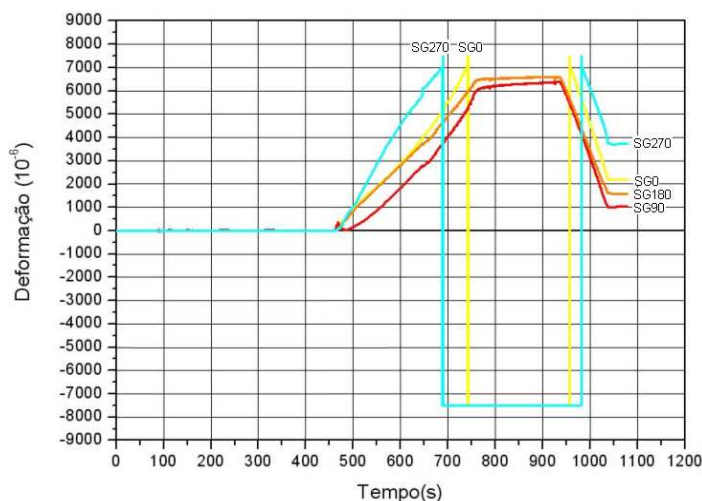


Figura 5.75 – Deformações medidas pelos quatro extensômetros durante o ensaio de tração até carga máxima.

Observando a figura 5.75 acima, percebe-se que durante o ensaio de tração, os valores das deformações de dois extensômetros (SG0 e SG270) ultrapassaram o limite de deformação definido para a emissão de sinal, não definindo dessa maneira o valor da deformação máxima atingida nessas regiões. Assim, para estimar esses limites, duas extrapolações foram feitas: uma para os valores do SG0 (figura 5.76) e outra para os do SG270 (figura 5.77). Esse método permitiu a determinação dos valores, aproximados de deformação, atingidos no patamar que deveria ser gerado na parada da aplicação do carregamento em carga máxima.

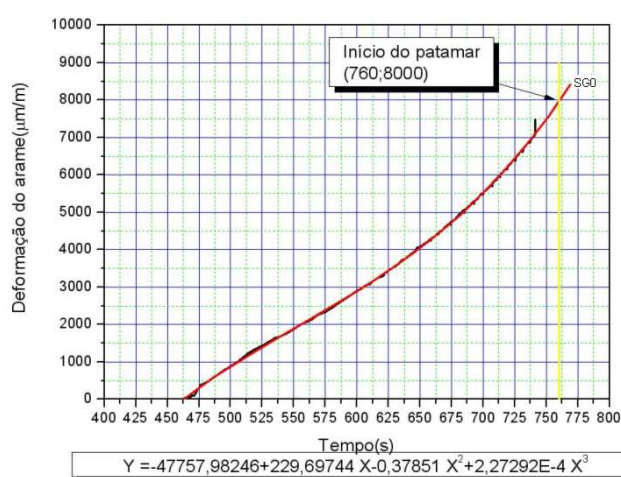


Figura 5.76 – Extrapolação dos valores da deformação, até o tempo inicial de parada, do extensômetro SG0.

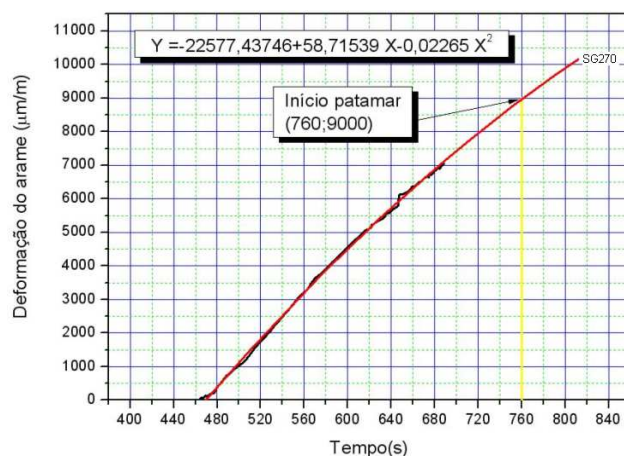


Figura 5.77 – Extrapolação dos valores da deformação, até o tempo inicial de parada, do extensômetro SG270.

Conforme as figuras anteriormente mostradas, os valores das deformações do SG0 e do SG270 no início do patamar (tempo igual a 760s) é de 8000 µm/m (figura 5.76) e 9000 µm/m (figura 5.77), respectivamente. Assim, juntamente com os valores de SG90 = 6000 µm/m e SG180 = 6500 µm/m, obtidos no gráfico da figura 5.75, definiu-se as deformações máximas em cada um dos quadrantes ao redor do perímetro do *riser* próximo ao conector. De posse desses valores das deformações, utiliza-se o de valor máximo (SG270) e o de valor mínimo (SG90) para a determinação das tensões máxima e mínima na região em questão.

Segundo a norma API *Spec* 17J (2002), a tensão considerada uniforme em todos os arames deve ser inferior a 91% da tensão de escoamento. Do ensaio de tração dos arames obteve-se uma tensão de escoamento de 1103,1 MPa, assim o limite de 91% estipulado pela API *Spec* 17J (2002) é de 1003,8 MPa. A tensão uniforme, calculada pela carga máxima aplicada (844 kN) dividida pela área total das secções dos arames da armadura de tração (990 mm²) gerou o valor de 852,6 MPa, atendendo dessa maneira o limite estabelecido pela norma. Por outro lado, os extensômetros de resistência elétrica mostraram que as tensões não são uniformes e que, localmente, existem tensões acima do limite de escoamento, o que deve ter provocado a plastificação de alguns arames. Isto pode ser visto na figura 5.78, onde se observa os valores da mínima deformação dada pelo SG90 e o da máxima pelo SG270 sobre a curva tensão X deformação obtida no ensaio de tração do arame, com isso pode-se ver que estes valores ultrapassaram o valor da tensão limite imposta pela API *Spec* 17J (2002).

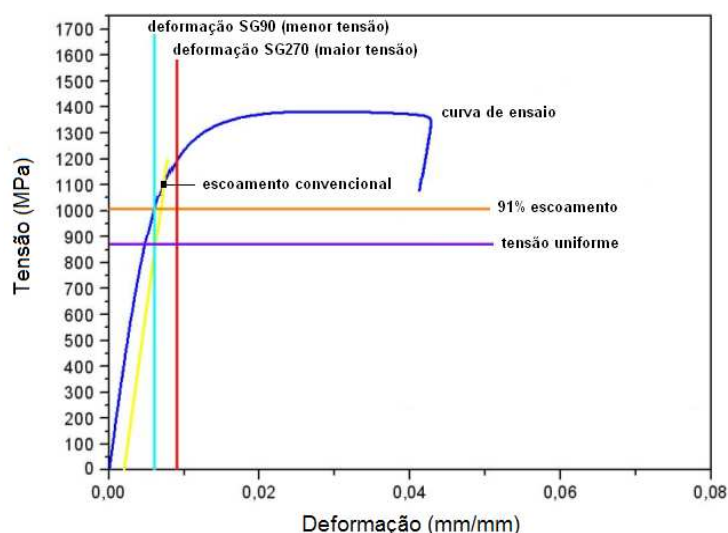


Figura 5.78 – Valores da máxima deformação do SG90 (menor tensão) e do SG270 (maior tensão), lançados sobre a curva tensão X deformação do arame.

5.5.1.3.2 Ensaio Dinâmico

Após o ensaio de tração em carga máxima, não se observou qualquer evidência de ruptura nos arames da armadura de tração, dessa maneira se iniciaram os ensaios de fadiga. Estes ensaios foram realizados em duas fases seguindo os parâmetros e as condições de carregamento apresentadas na Tabela 5.8.

Tabela 5.8 – Parâmetros e condições utilizadas para cada uma das duas fases dos ensaios de fadiga.

Fase	Nº de ciclos	P _{int.} (bar)	T _{min.} (kN)	T _{máx.} (kN)	Freq. (Hz)
Serviço	1.000.000	0	130	304	1
Dano = 1	15.000	0	154	438	1

Na fase serviço, a primeira ruptura nos arames ocorreu com aproximadamente 880.000 ciclos, registrado pelo deslocamento do atuador (figura 5.79) e a grande variação nas deformações do SG90, conforme visto na figura 5.80. Mesmo assim, o ensaio prosseguiu até 928.000 ciclos, quando o sistema desarmou por excesso de deslocamento, limitados em 10 mm, devido à ruptura de vários arames. Na tentativa de levar o ensaio até a 1.000.000 de ciclos e avaliar a parte interna dos arames ao conector, optou-se por preencher com resina epóxi, a mesma utilizada dentro do conector, o segmento de *riser* localizado entre os conectores. Com este procedimento, foi possível levar o ensaio de fadiga até o fim do primeiro bloco de carregamento.

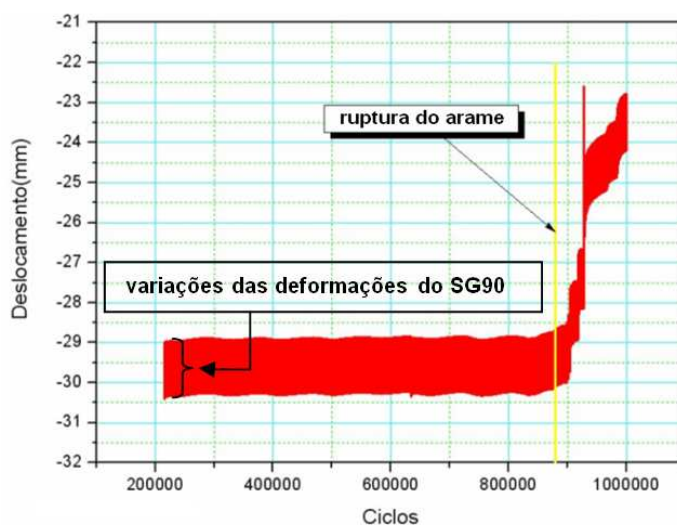


Figura 5.79 – Variações das deformações do SG90 em função do deslocamento do atuador X número de ciclos.

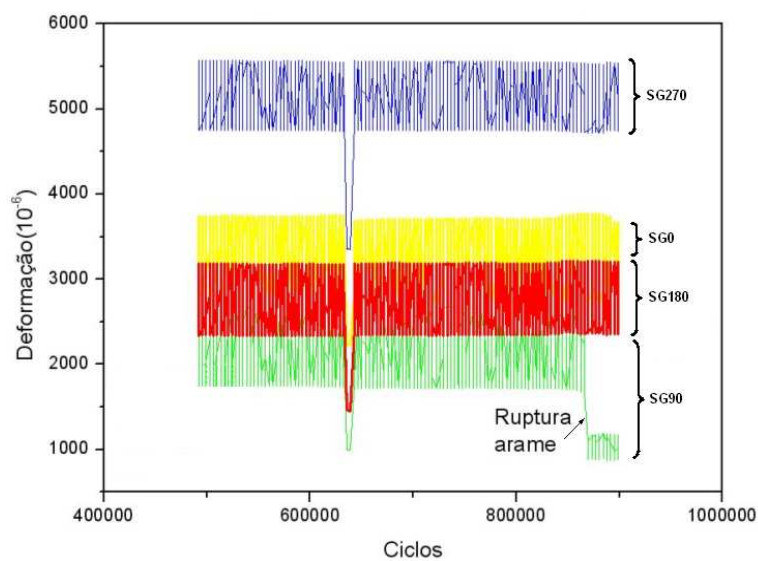


Figura 5.80 – Deformações medidas pelos quatro extensômetros (SG0, SG90, SG180 e SG270) durante o ensaio de fadiga do primeiro bloco de carregamento.

Após o término do primeiro bloco de carregamento, iniciou-se o segundo, identificado como $\text{dano}=1$. Entretanto, com apenas 5 ciclos de carregamento, o ensaio foi interrompido devido ao grande número de arames rompidos e ao catastrófico dano às camadas internas do *riser*, veja detalhes abaixo na figura 5.81.



Figura 5.81 – Dano produzido no *riser* associado ao ensaio de fadiga.

Dando continuidade aos trabalhos, seguiu-se para a dissecação com o objetivo de se avaliar a integridade dos arames dentro dos conectores. A primeira vista, constatou-se a ruptura da totalidade dos arames da camada interna e alguns da externa próximos ao conector inferior (conector de engaste), conforme mostrado na figura 5.82. Ainda nesta figura, aproveita-se para destacar a marca escura nos arames, indicativo de onde terminava o conector inferior. Observando a figura 5.83, pode-se ver a ruptura de dois arames da camada interna, próximos ao conector superior ou conector em avaliação (conector com o novo conceito).



Figura 5.82 – Vista da região próxima ao conector inferior.

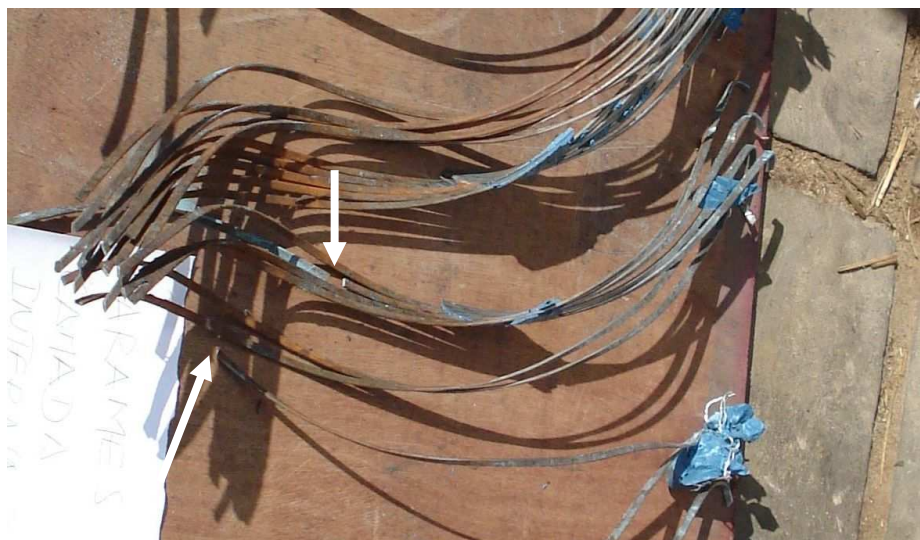


Figura 5.83 – Arames do conector com o novo conceito. As setas indicam as regiões rompidas dos arames próximas ao conector.

5.5.1.3.2.1 Avaliação do Ensaio Quanto ao Ciclo de Fadiga

Para que se pudesse fazer uma estimativa das tensões atuantes durante o carregamento em fadiga, considerou-se o regime linear elástico como válido, isto é, o valor da tensão é obtido através do produto entre o valor da deformação medida e o módulo de elasticidade do material (Lei de Hooke). Dessa maneira, as deformações produzidas pelas variações nos carregamentos, registradas por SG90 (mínimas) e SG270 (máximas), serviram para uma avaliação da vida em fadiga desses arames. Desses registros foram calculadas as tensões geradas por essas deformações e lançadas sobre o diagrama modificado de Goodman (figuras 5.84 e 5.85), conforme é apresentado a seguir:

$$\sigma_{rup} = 1391,6 \text{ MPa} \Rightarrow \text{Tensão limite de fadiga}(S_n) = 0,5 \sigma_{rup} = 695,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{esc} = 1097,6 \text{ MPa para o material original (SG90)}$$

$$\sigma_{esc} = 1225 \text{ MPa para o material encruado (SG270)}$$

Módulo de elasticidade longitudinal do arame (E) = 205800 MPa.

Fatores modificadores considerados:

Acabamento = 0,65

Confiabilidade = 0,9

Demais = 1

Tensão limite de fadiga corrigido (S_n') = $695,8 \text{ MPa} \times 0,65 \times 0,9 = 407 \text{ MPa}$

Assim, para o **SG90** com uma $\epsilon_{\text{máx}} = 2,680 \times 10^{-3}$ e uma $\epsilon_{\text{mín}} = 1,670 \times 10^{-3}$ e aplicando-se a lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$), obtém-se:

$$\sigma_{\text{máx}} = 522 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 344 \text{ MPa}$$

A partir dessas tensões é possível calcular $\sigma_{\text{méd}} = 448 \text{ MPa}$ e $\sigma_{\text{alt}} = 104 \text{ MPa}$, cujos os valores serão lançados no Diagrama modificado de Goodman (figura 5.84).

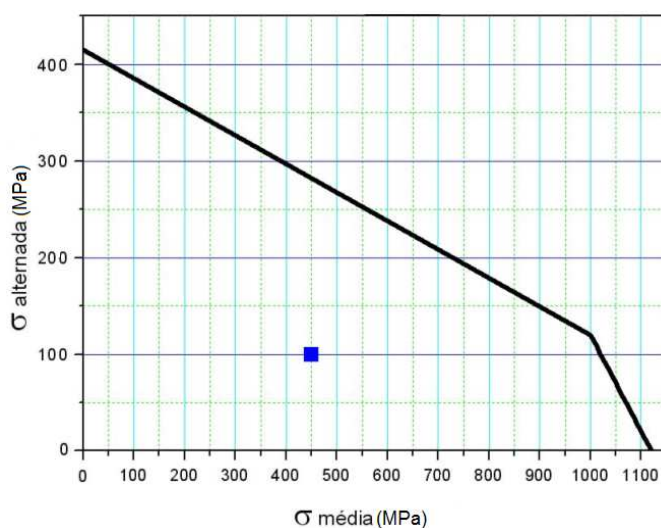


Figura 5.84 – Diagrama de Goodman modificado para as tensões geradas pela deformação máxima e mínima medidas pelo SG90.

E para o **SG270** com uma $\epsilon_{\text{máx}} = 5,572 \times 10^{-3}$ e uma $\epsilon_{\text{mín}} = 4,750 \times 10^{-3}$ e aplicando-se a lei de Hooke ($\sigma = E \cdot \epsilon$), obtém-se:

$$\sigma_{\text{máx}} = 1147 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{mín}} = 978 \text{ MPa}$$

A partir dessas tensões é possível calcular $\sigma_{\text{méd}} = 1063 \text{ MPa}$ e $\sigma_{\text{alt}} = 85 \text{ MPa}$, cujos os valores serão lançados no Diagrama modificado de Goodman (figura 5.85).

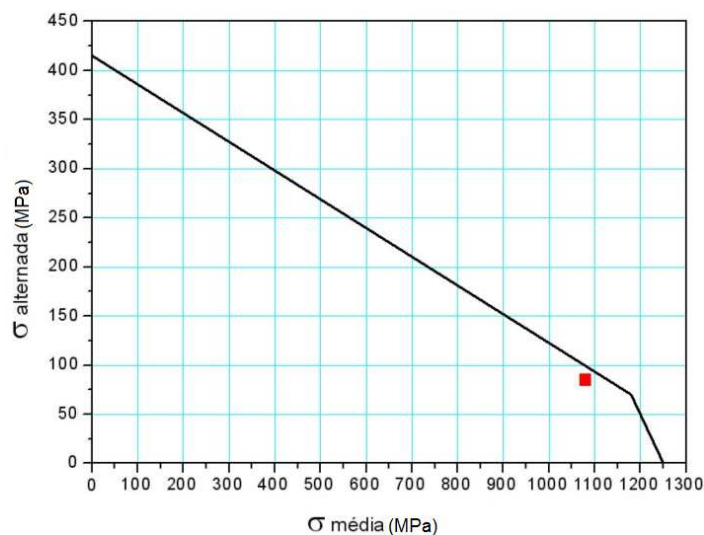


Figura 5.85 – Diagrama de Goodman modificado para as tensões geradas pela deformação máxima e mínima medidas pelo SG270.

5.5.1.4 Discussão dos Resultados e Conclusões

O desenvolvimento dos trabalhos da Fase 5 buscou levantar subsídios para ser utilizado em uma avaliação preliminar cujo o objetivo é prever a viabilidade do modelo de conector com o novo conceito de ancoragem das armaduras de tração. Utilizando um segmento de *riser* de 2,5” com arames da armadura de tração de dimensões 5x2 mm, os ensaios mecânicos foram realizados em uma bancada de testes de 1000kN, que não é adequada por duas razões:

- 1) **Não apresentar espaço suficiente** para atender a especificação da norma API RP 17B (2002), que estipula um comprimento mínimo entre os conectores de dois passos da camada externa de arames, no nosso caso um *riser* de 2,5”, essa distância seria de 1100 mm. Devido a limitação da bancada de teste disponível, a montagem do corpo de prova teve limitada essa distância em 274 mm entre os dois conectores. Com essa situação de menor comprimento, qualquer desalinhamento entre os conectores tem um efeito mais intenso quando comparado ao que teria o comprimento especificado pela norma.
- 2) **O conector superior ligado ao atuador da bancada de teste possuía liberdade de rotação** enquanto o inferior, ligado a estrutura do pórtico, tinha esse movimento restringido. Este efeito resulta em tensões atuantes maiores no conector inferior quando comparado ao superior.

As duas limitações apresentadas anteriormente contribuíram de forma marcante nos resultados obtidos.

A condição imposta pela API *Spec* 17J (2002), que limita a tensão atuante em 91% da tensão de escoamento, considerada uniforme em todos os arames, foi atendida conforme se mostrou, anteriormente, na figura 5.78.

A Norma API RP 17B (2002) menciona que, opcionalmente, podem ser usados extensômetros de resistência elétrica e os valores das deformações obtidos através deles, devem ser considerados apenas como indicativo das condições superficiais onde colados. Durante os ensaios observaram-se diferenças significativas entre as deformações/tensões nos arames da camada externa, monitoradas com os extensômetros. Estas diferenças são justificadas devido às variações de montagem dos arames junto aos conectores e pelos desalinhamentos existentes na montagem do conjunto no pórtico.

Dos resultados obtidos, pode-se concluir:

- 1) Apesar dos problemas encontrados durante o ensaio de fadiga foi possível levar o teste até 1.000.000 de ciclos;
- 2) A dissecação dos modelos de conector mostrou que os arames estavam bem aderidos à resina, não apresentando escorregamento;
- 3) As rupturas dos arames se deram sempre fora dos conectores e próximas ao conector inferior com a rotação restringida;
- 4) O próximo ensaio (CP2) deverá ser realizado na treliça com rótula obedecendo-se ao comprimento mínimo de 2 passos entre conectores, estipulados na API RP 17B (2002);

5.5.2 O Corpo de Prova 2 (CP2)

Tal qual ao CP1, esse segundo CP foi montado junto a um segmento de *riser* de 2,5”, com o diferencial agora de estar confeccionado com as suas dimensões normalizadas (figura 5.86), que depois de instrumentado foi submetido a análise experimental. Agora obedecendo as recomendações da API RP 17B (2002), entre elas de utilizar a distância entre terminais conectores de no mínimo dois passos, essa análise seguiu os mesmos procedimentos que os feitos ao primeiro CP.

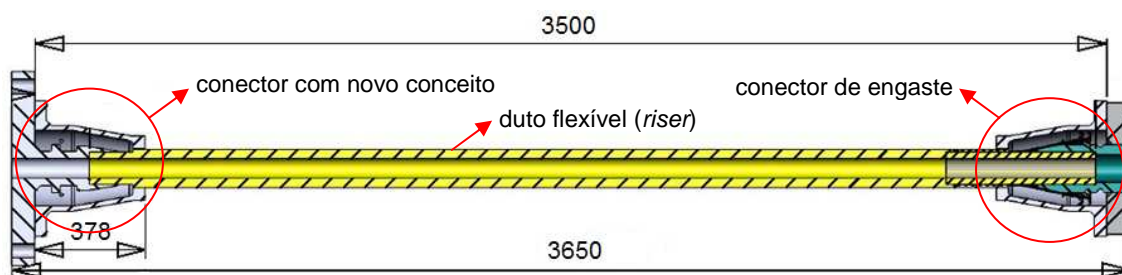


Figura 5.86 – Desenho cotado em milímetros e em corte do CP2 confeccionado com um segmento de *riser* de 2,5” seguindo as dimensões recomendadas pela API RP 17B (2002).

5.5.2.1 O Corpo de Prova Instrumentado

A figura 5.87 a seguir, mostra detalhes do CP2 instrumentado e posicionado na máquina de ensaio. Na figura 5.88 é mostrado em detalhe o posicionamento dos dez extensômetros de resistência elétrica, dispostos de maneira uniforme sobre os arames da camada externa da armadura de tração, que de agora em diante são identificados como SG1, SG2, SG3, SG4, SG5, SG6, SG7, SG8, SG9 e SG10 (onde SG = *Strain Gauges*). Um sensor de rotação e translação axial (potenciômetro com corda), também pode ser visto (figura 5.89), posicionado para registrar possíveis variações de torção no CP. Suas dimensões seguem os valores vistos na figura 5.86 acima e as medidas da secção transversal do arame da armadura de tração são as mesmas do CP1, de 5x2 mm.

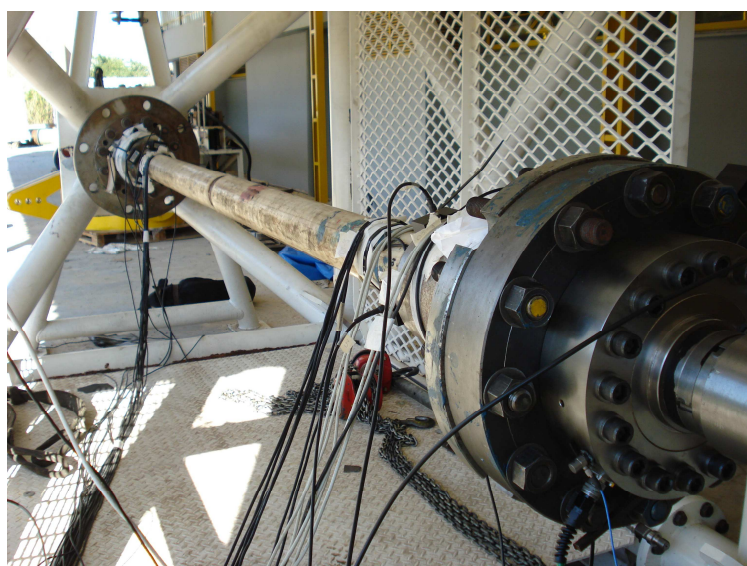


Figura 5.87 – CP2 posicionado à máquina de ensaio.

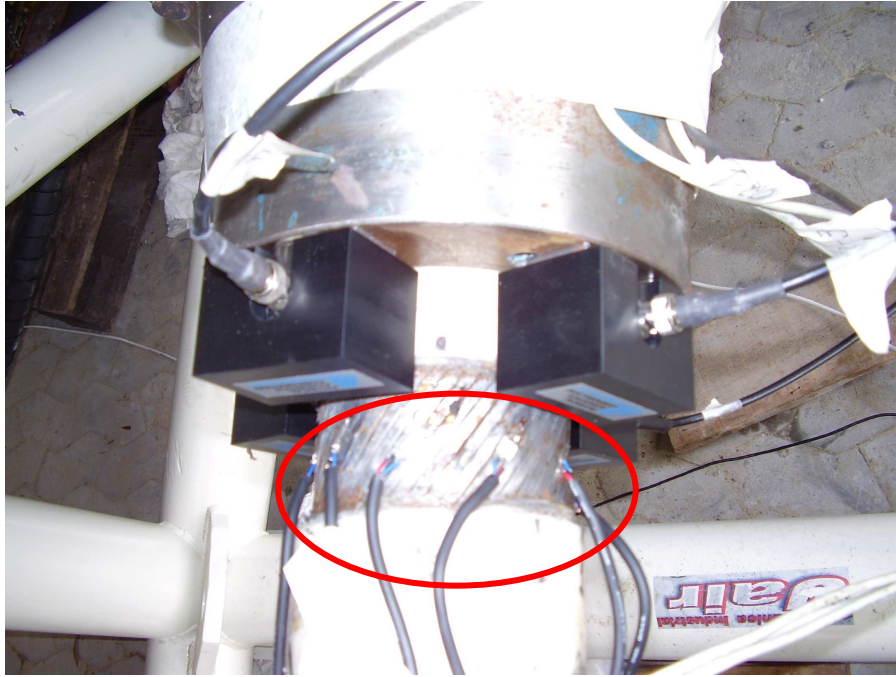


Figura 5.88 – Detalhe dos extensômetros posicionados sobre os arames da armadura externa de tração.



Figura 5.89 – Detalhe do posicionamento da haste do sensor de rotação.

5.5.2.2 A Máquina do Ensaio

O ensaio foi realizado em um equipamento identificado como treliça com atuador servo-hidráulico e célula de carga montada em série (vide figura 5.90). A capacidade da máquina é de até 500 kN.



Figura 5.90 – Treliça com atuador de 500 kN e o CP 2 montado.

5.5.2.3 Ensaios

Baseado nos mesmos parâmetros dos ensaios determinados para o CP1, o CP2 foi submetido a um ensaio estático em carga máxima e, como foi aprovado nesse, seguiu-se com o ensaio de fadiga. Detalhes destes ensaios estão descritos a seguir.

5.5.2.3.1 Ensaio Estático em Carga Máxima

Nesse ensaio o CP 2 foi tracionado até uma carga máxima de 500 kN a uma taxa de carregamento de 2,8 kN/s. Seu comportamento a esse carregamento até a carga máxima pode ser visto na figura 5.91.

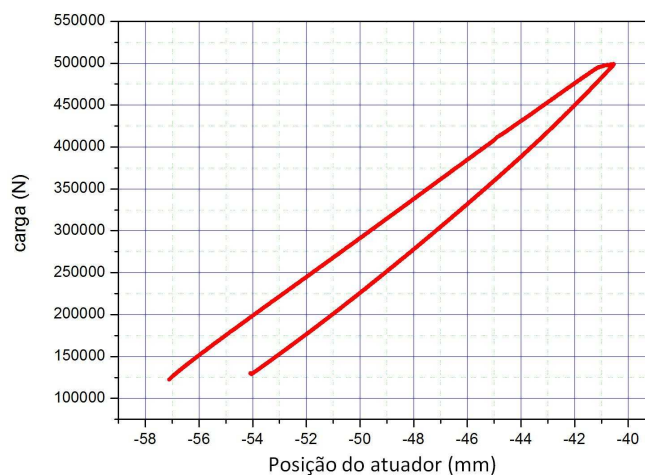


Figura 5.91 – Gráfico da Carga (N) X deslocamento do atuador (mm).

A figura 5.92, mostra as deformações sofridas pelos dez extensômetros, espaçados uniformemente sobre os arames da armadura externa de tração, quando submetidos ao carregamento em tração de até 500 kN.

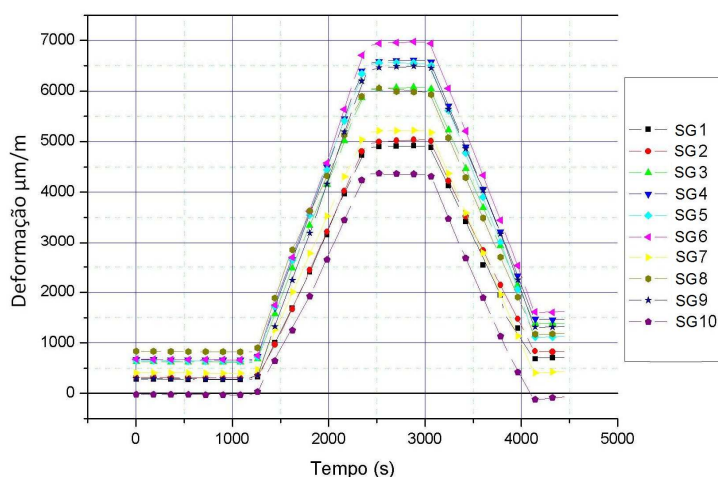


Figura 5.92 – Deformações medidas pelos dez extensômetros durante o ensaio de tração até a carga de 500kN.

Apesar de atender as recomendações da *API Spec 17J* (2002), quanto à tensão considerada uniforme abaixo dos 91% da tensão de escoamento do material do arame, para esse caso calculada em 505,1 MPa, o gráfico da figura 5.92 acima mostra que as deformações sofridas pelos dez extensômetros de resistência elétrica na região próxima ao conector não são uniformes e que algumas delas geram tensões acima do limite de escoamento do material

(1103,1 MPa) e destacadas na tabela 5.9, provocando assim a plastificação de determinados arames. Tal fato também ocorreu com o CP1. A comprovação disso está apresentada na tabela 5.9 abaixo com os valores máximos obtidos pelos dez extensômetros.

Tabela 5.9 – Valores máximos de deformação e tensão atuante em dez extensômetros localizados próximo ao conector em um ensaio estático até 500kN.

Nº do Extensômetro (SG)	Deformação máxima ($\mu\text{m/m}$)	Tensão atuante (MPa)
1	5034	1037,0
2	5046	1039,5
3	5977	1231,3
4	6552	1349,7
5	6497	1338,4
6	6900	1421,4
7	5224	1076,1
8	5980	1231,9
9	6497	1338,4
10	4350	896,1

Sabendo-se que a tensão de escoamento do material é da ordem de 1103,1 MPa, pode-se dizer que boa parte dos arames da camada externa da armadura de tração sofreram deformação plástica, com as tensões atuantes variando entre 896,1 MPa e 1421,4 MPa.

5.5.2.3.2 Ensaio Dinâmico

Terminado o ensaio de tração em carga máxima (relatado no item 5.5.2.3.1), não se observou qualquer evidência de ruptura nos arames da armadura de tração, assim o CP2 foi submetido aos ensaios de fadiga. Idêntico ao que foi feito com o CP1, os ensaios foram realizados em duas fases seguindo os parâmetros e as condições de carregamento apresentadas anteriormente na Tabela 5.8 (vista no item 5.5.1.3.2).

Após o término do primeiro bloco de carregamento e sem a evidência de ruptura de arames iniciou-se o segundo identificado como dano=1. Ao término dos 15000 ciclos constatou-se através dos dados fornecidos pela instrumentação que somente próximo dos 14200 ciclos houve rupturas de arames, as quais são evidenciadas no gráfico da figura 5.93 que ilustra o posicionamento do atuador em função do número de ciclos de carga.

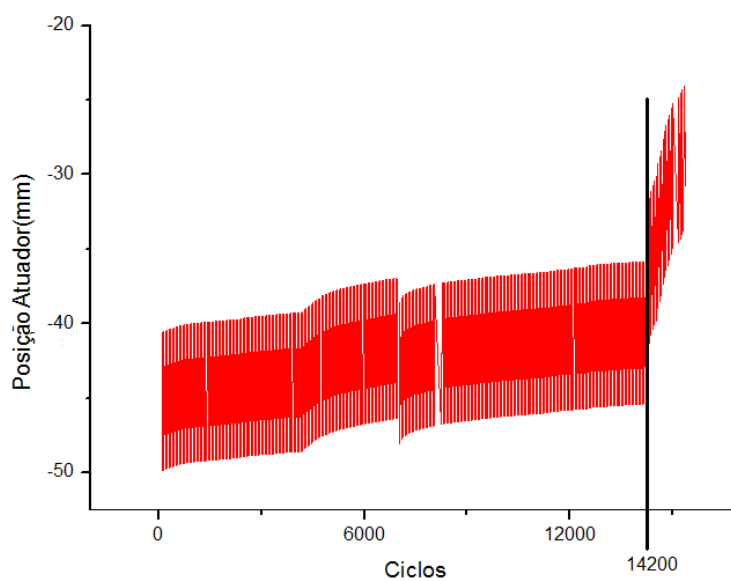


Figura 5.93 – Posição do atuador (mm) X números de ciclos.

Ao término da fase de dano=1, foi feita uma inspeção visual e constatou-se que o duto apresentava visíveis irregularidades superficiais (figura 5.94) da capa externa na região central do CP, nos remetendo a indícios de que havia arames rompidos (figura 5.95).



Figura 5.94 – Irregularidades superficiais da capa externa na região central do CP.



Figura 5.95 – Detalhe dos arames rompidos na região central do CP2.

Depois de feita a dissecação no terminal conector do CP2, constatou-se que ele não apresentou indícios de rupturas em seus arames na parte interna resinada. A figura 5.96 mostra a aparência da resina na região da ancoragem dos arames após a retirada da capa do terminal conector. Como pode ser visto essa região manteve-se íntegra após os blocos de carregamento em fadiga.

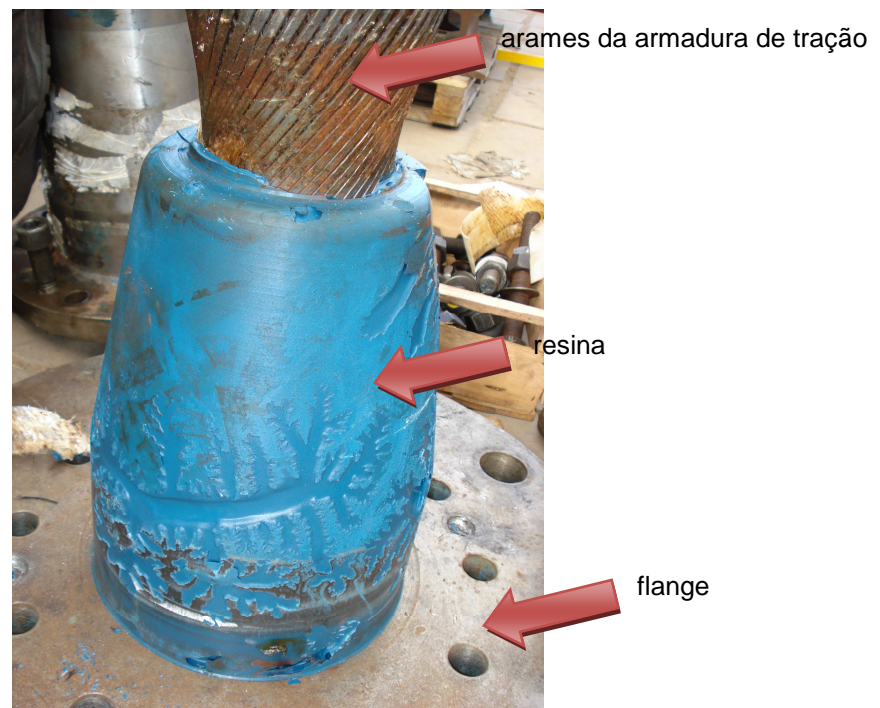


Figura 5.96 – Aparência da parte interna ao terminal conector (resinada).

CAPITULO VI

6 DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta as discussões deste estudo descrevendo-as em relação as cinco primeiras fases adotadas na metodologia e desenvolvidas ao longo dos trabalhos, de onde se responde as questões de pesquisa descritas no item 1.6.3 do Capítulo I. Finalizando, além de se fazer um breve comentário sobre o modelo proposto de terminal conector relacionando-o com a proposta deste trabalho, fala-se também sobre as dificuldades encontradas para a elaboração desta pesquisa.

6.1 RESPOSTAS AS QUESTÕES DE PESQUISA

6.1.1 Resposta a Questão 1

Questão 1: Para a ancoragem dos arames da armadura de tração dos *risers* flexíveis dentro de um terminal conector, é utilizada a resina epóxi, cujas características mecânicas são de um material frágil. Pergunta-se: é possível fazer uma analogia com o mesmo sistema utilizado em estruturas de concreto protendido? Por quê?

Resposta: Baseado em resultados obtidos na fase 1 deste trabalho, responde-se a Questão 1 dizendo sim. As ancoragens dos arames das armaduras de tração dos dutos flexíveis são análogas as utilizadas na área da construção civil especificamente em estruturas de concreto protendido. É possível dizer isso porque: 1) a resina epóxi apresenta características de material frágil como as do concreto; 2) os arames da armadura de tração dos dutos flexíveis ao serem envolvidos pela resina epóxi dentro do terminal conector não podem sofrer escorregamento e 3) ao se partir desse pressuposto a pesquisa bibliográfica nos remeteu a LEONHARDT (1964) que apresentou modelos de ancoragem de armaduras de concreto protendido, onde se identificou alguns deles utilizados atualmente em modelos de terminais conectores comerciais.

6.1.2 Resposta a Questão 2

Questão 2: Supondo que a questão de número um seja positiva, quais modelos de ancoragem são utilizados? Existe algum modelo já utilizado em ancoragem de armaduras de tração em sistemas de *risers* flexíveis?

Resposta: Alguns modelos de ancoragem utilizados em arames da armadura do concreto protendido foram encontrados em LEONHARDT (1964) e podem ser visualizados na figura 5.1 do Capítulo V. Essa figura apresenta oito modelos de ancoragens das quais se depara com dois aproveitados e patenteados por dois fabricantes de terminais conectores. Esses modelos já utilizados comercialmente serviram de objeto de estudo dessa pesquisa, além de referenciados para comparação e o desenvolvimento de um modelo proposto como inovação tecnológica nesse trabalho.

6.1.3 Resposta a Questão 3

Questão 3: Sabe-se que cerca de 90% da produção de petróleo brasileiro dependem fundamentalmente da tecnologia que utiliza linhas flexíveis para sua extração e que essas tecnologias, encontradas em muitos equipamentos (por exemplo: terminal conector), são de fora do país (americana, dinamarquesa ou francesa). Assim, quais seriam as vantagens de se desenvolver equipamentos com tecnologia nacional propondo um novo modelo?

Resposta: Ao se propor um novo modelo com tecnologia nacional apresenta-se como principais vantagens: facilitar o acesso a esses componentes e baixar os custos de produção, fornecendo um produto eficiente e de origem nacional, diminuindo assim a dependência aos produtos internacionais.

6.1.4 Resposta a Questão 4

Questão 4: A resina epóxi utilizada na ancoragem dos arames da armadura de tração é utilizada para distribuir e reduzir as tensões de tração ao longo do arame dentro do terminal conector. Como essas tensões se distribuem ao longo do modelo proposto, quando comparado aos modelos existentes, através da utilização da simulação numérica feita pelo MEF, supondo três condições: 1) arame totalmente aderido à resina, 2) arame com 50% do comprimento não aderido à resina e 3) arame totalmente não aderido à resina?

Resposta: Os resultados das simulações feitas pelo MEF que geraram as distribuições das tensões tanto no arame como na resina, revelaram que o modelo proposto quando comparado aos outros dois modelos comerciais apresenta melhorias quanto aos concentradores de tensão (K_T) calculados para o arame e expressivas reduções das tensões na resina. Esses valores podem ser vistos na Tabela 5.4 e 5.5, respectivamente, do Capítulo V. Para a condição do arame totalmente aderido a resina o mesmo apresenta uma redução do K_T na ordem de 16,5% enquanto que as tensões na resina apresentam reduções de 61% e 75%. Já na condição do arame com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina a redução no valor de K_T em favor do modelo proposto sobe para 17,5% e as reduções nas tensões impostas a resina variaram entre 30% e 72% a favor do modelo proposto. E por último na condição em que o arame está totalmente não aderido à resina duas regiões se destacaram na análise: 1) região na entrada do terminal conector e 2) região da extremidade do arame (gancho e dobras). O modelo proposto quando comparado aos modelos Comercial 1 e Comercial 2 apresentou uma redução do K_T no arame na região da entrada do terminal de 19% e 10%, respectivamente, enquanto que na região da extremidade do arame, nesse caso, houve um aumento do K_T , não havendo assim melhorias na região da dobra em “L” do modelo proposto. Apesar de o modelo proposto apresentar uma pior condição em níveis de K_T nessa região da extremidade do arame, ressalta-se aqui que, uma vez ocorrido o descolamento total do arame à resina, haverá o escorregamento do arame e como consequência o colapso nos três modelos. Já as distribuições das tensões na resina para essa condição foi desprezada uma vez que devido ao escorregamento do arame as tensões geradas na resina não possuem valores significativos para a análise.

Outro dado importante que se deve destacar é que nas condições 1 e 2 de aderência do arame à resina, a região da extremidade do arame (gancho e dobras) apresenta praticamente tensões nulas o que nos leva a concluir que nessa região o arame não sofre esforço algum, justificando assim que essas formas de ancoragem não influenciam nas distribuições dos esforços dentro do terminal conector, sendo apenas utilizadas como facilitadoras na montagem das ancoragens sobre o corpo do terminal conector.

6.1.5 Resposta a Questão 5

Questão 5: Utilizando ainda a afirmação feita na questão de número 4, pergunta-se: Qual o comportamento do modelo proposto e dos outros dois modelos existentes quando

submetidos a ensaios experimentais em escala reduzida para regimes de carregamentos estáticos?

Resposta: Com os resultados obtidos através da simulação pelo MEF identificaram-se as regiões que ocorriam os picos de tensões (*peak stress*) no arame da ancoragem dos três modelos sob três condições de interface entre o arame e a resina. E para que se pudesse fazer uma validação dos modelos utilizados pelo MEF, experimentos utilizando corpos de provas compósitos em escala reduzida devidamente instrumentados com extensômetros de resistência elétrica revelaram os seus verdadeiros comportamentos quanto às deformações quando solicitados em tração por uma carga estática de 2kN, a mesma utilizada nas análises feitas pelo MEF. Para a realização desses experimentos a condição em que o arame encontra-se com 50% de seu comprimento não aderido a resina foi a escolhida para se fazer a correlação numérico-experimental. Tal situação foi a escolhida por apresentar melhor praticidade nas medições das deformações, já que experimentos preliminares feitos para: 1) a situação do arame totalmente aderido a resina houve perda de sinal por ocorrer o descolamento dos extensômetros do arame, que passavam a ficar colado na resina e 2) a situação em que o arame estava totalmente não aderido a resina também houve perda de sinal por ocorrer escorregamento do arame em relação a resina, rompendo dessa maneira a ligação entre os SGs e os cabos.

Analisando os gráficos gerados para os comportamentos das deformações dos modelos Comercial 1 e 2 e do modelo proposto, calculando os valores das tensões máximas e comparando os resultados obtidos numericamente (MEF) com os experimentais observou-se que as diferenças entre eles (apresentadas na Tabela 5.6 do Capítulo V) ficou em 2,8% para o modelo Comercial 1, em 3,7% para o modelo Comercial 2 e em apenas 0,6% no modelo proposto. Como os valores encontrados experimentalmente estão bem próximos aos obtidos numericamente pode-se dizer que os modelos analisados pelo MEF são válidos.

6.1.6 Resposta a Questão 6

Questão 6: Qual o comportamento do modelo proposto quando submetido a ensaios experimentais em regimes de carregamentos estáticos e dinâmicos em escala real do protótipo?

Resposta: O comportamento apresentado pelo modelo proposto quando submetido a ensaios experimentais em regimes de carregamentos estáticos e dinâmicos pode ser expresso em dois momentos: um gerado pelo CP1 e outro pelo CP2, feitos para avaliar o sistema de

ancoragem proposto em escala real do protótipo. O CP1 foi utilizado basicamente para avaliar o comportamento e a funcionalidade do sistema, uma vez que não obedeciam as dimensões recomendadas em norma. Já o CP2 obedecendo às dimensões recomendadas pela API RP 17B (2002), foi utilizado para avaliar mais criteriosamente a vida em fadiga do sistema conector/*riser*.

Para registrar os comportamentos no CP1 foram utilizados quatro extensômetros de resistência elétrica, dispostos a 90° entre eles, sobre quatro arames da camada externa da armadura de tração, próximos a entrada do duto flexível ao terminal conector para medir as deformações nos arames e um sensor de rotação e translação axial (potenciômetro com corda) para registrar possíveis variações de torção no conjunto conector/*riser*. Já no CP2 foram utilizados dez extensômetros de resistência elétrica espaçados uniformemente sobre dez arames, também da camada externa da armadura de tração.

No ensaio estático com carregamento de até 844 kN, os valores das deformações obtidas no CP1 colhidas próxima ao terminal conector mostraram que as tensões nessa região não são uniformes, existindo tensões com valores acima do limite de escoamento do material do arame, o que provavelmente provocou a plastificação de alguns arames (melhor visto na figura 5.78 do Capítulo V). Decorrido esse ensaio não se observou qualquer evidência de ruptura nos arames da armadura de tração, permitindo dessa maneira iniciar os ensaios de fadiga.

Seguindo os parâmetros para os ensaios de fadiga (tabela 5.8 do Capítulo V), o início das rupturas nos arames do CP1 ocorreu com aproximadamente 880.000 ciclos e seguiu até 928.000 ciclos, mesmo acontecendo essas rupturas se conseguiu levar o ensaio até a 1.000.000 de ciclos. Finalizado esse primeiro bloco de carregamentos o CP1 passou ao segundo bloco (dano=1), suportando apenas 5 ciclos de carga até sua falha catastrófica. Em sua dissecação constatou-se a ruptura da totalidade dos arames da camada interna e alguns da externa, próximos ao conector inferior (conector de engaste). E próximo ao conector que ficou na parte superior (conector com o novo conceito) pode-se ver a ruptura de dois arames da camada interna. Ressalta-se aqui que não foi observado nenhum arame rompido dentro do terminal conector.

Já o CP2, que foi ensaiado utilizando o mesmo procedimento dos carregamentos feito ao CP1, passando por um ensaio estático com carga de até 500 kN, limitada ao valor da carga máxima do atuador, mostrou que as deformações obtidas pelos dez extensômetros de resistência elétrica, localizados nos arames da armadura de tração em uma região do duto flexível e próxima ao conector não são uniformes e que algumas delas geram tensões acima

do limite de escoamento do material (1103,1 MPa), provocando assim a plastificação de determinados arames, tal fato também foi observado no CP1. Após o término do ensaio de tração em carga máxima não se observou qualquer evidência de ruptura nos arames da armadura de tração e assim foi dado início aos ensaios de fadiga.

No ensaio de fadiga, o CP2 passou pelo primeiro bloco de carregamento (1.000.000 de ciclos) sem a evidência de ruptura em arames. Completou o segundo bloco de 15.000 ciclos sendo submetido logo após a uma inspeção visual onde se constatou indícios de arames rompido devido à grande irregularidade superficial na camada externa do duto flexível na região central entre os dois terminais conectores. Uma análise no gráfico gerado pela posição do atuador em função dos números de ciclos da máquina em que foi feito o ensaio mostrou uma variação em sua posição a partir dos 14.200 ciclos, assim conclui-se que os arames começaram a se romper faltando apenas 800 ciclos para o término do bloco identificado como dano = 1. A dissecação do terminal conector mostrou que a região interna (região de interesse nesse estudo) manteve sua integridade estrutural, não apresentando algum arame rompido.

6.1.7 Resposta a Questão 7

Questão 7: Quais as possíveis vantagens e limitações do modelo de ancoragem proposto?

Resposta: Na fase 1 desse trabalho quando se pressupôs que as ancoragens utilizadas nos terminais conectores existentes seriam análogas aos utilizados em concreto protendido, se buscou uma referência que justificasse o desenvolvimento de um modelo que seria o proposto. Tal suposição foi concretizada no momento em que foram identificados em LEONHARDT (1964), entre os vários modelos existentes para ancoragens, dois já oferecidos comercialmente e protegidos por patentes em favor de duas empresas comerciais.

O modelo proposto nesse trabalho foi desenvolvido a partir de simplificações em um dos modelos apresentados em LEONHARDT (1964). Uma das vantagens está nessa simplificação que gerou a configuração utilizada na extremidade do arame, cujo principal objetivo foi diminuir o grau de deformação permanente nessa região do arame quando comparado aos outros dois modelos comerciais e como consequência, além de minimizar as falhas decorrentes das descontinuidades geradas por essas deformações, permitir também uma montagem mais rápida do conjunto terminal conector/duto flexível. Outra vantagem, que merece destaque, está no deslocamento mais para o interior do conector da curvatura produzida pela acomodação dos arames sobre o corpo do terminal, isso só foi possível devido

ao sistema cônico adotado para esse corpo que além de permitir a diminuição do K_T em 16,5%, reduziu também as tensões na resina em aproximadamente 60% quando comparado aos outros dois modelos comerciais, além de facilitar a montagem do conjunto terminal/duto flexível por não haver a necessidade de se dobrar os arames da armadura de tração para fora, o que ocasiona deformação permanente e imprime tensões residuais elevadas. Assim pode-se dizer que, com essas características, o modelo proposto teria uma vida em fadiga maior quando comparado aos outros dois comerciais, o que o torna mais eficiente possuindo assim um melhor desempenho em serviço. Aliado a essas vantagens existe ainda a da presente invenção referir-se a um terminal conector para dutos flexíveis que visa facilitar ao acesso comercial e baixar os custos de produção, por ser um produto eficiente e de origem nacional.

6.2 O MODELO PROPOSTO DE TERMINAL CONECTOR E A PROPOSTA DO TRABALHO

O modelo de terminal conector proposto nesse trabalho não pode ser considerado um produto em sua forma final ainda, pois a proposta desenvolvida aqui se preocupou somente com a parte estrutural, conhecido como sistema de ancoragem das armaduras de tração, responsável por sustentar os dutos flexíveis quando acoplados as unidades produtoras *offshore* que ficam na superfície de laminas d'água consideradas profundas e ultra profundas. Dessa maneira não se preocupando, portanto com outra parte também importante e fundamental, a que trata da estanqueidade no terminal conector.

Para desenvolver esse modelo de maneira que se pudesse igualar ou aperfeiçoar seu desempenho quando comparados aos modelos Comerciais 1 e 2 o trabalho aqui desenvolvido tomou como base os modelos de ancoragem utilizados em concreto protendido, como já foi dito anteriormente, para embasar e justificar o modelo definido e analisado nesse trabalho (modelo proposto) levando em consideração a minimização dos concentradores de tensão observados em modelos já existentes e estudados por SHEN *et al.* (2008) na busca pelo objetivo maior desse estudo que é avaliar sua vida em fadiga.

As análises feitas, num primeiro momento pelo MEF mostraram que o modelo proposto em condições reais, ou seja, quando o arame encontra-se totalmente aderido a resina, apresenta um valor para o K_T no arame de 1,06, equivalente a 16,5 % menor e reduções das tensões na resina que variaram de 61% a 75% (tabela 5.4 e 5.5 do Capítulo V) quando comparado aos dos outros dois modelos comerciais. Já nas análises experimentais, feitas com

os arames na condição parcialmente aderidos a resina, o K_T do modelo proposto foi calculado em 1,36. Numa comparação entre esse valor e os dos outros dois modelos uma redução de 15,8% foi obtida a favor do modelo proposto. Já as tensões na resina tiveram uma redução que variaram de 30% a 72%. Com esses resultados pode-se dizer então que o modelo proposto apresenta uma melhoria quanto a resistência à fadiga.

Ainda em relação à análise experimental, os resultados obtidos e ilustrados em detalhe na tabela 5.7 do Capítulo V, mostraram que os valores obtidos ficaram bem próximos aos gerados pelos modelos analisados através do MEF para as tensões máximas localizadas (*peak stress*), com diferenças entre elas de 2,8% para o modelo Comercial 1, de 3,7% no modelo Comercial 2 e apenas 0,6% para o modelo proposto. Como esses valores das diferenças entre os resultados gerados pelas análises numéricas feitas pelo MEF e os experimentais estão tão próximos, pode-se dizer então que os modelos utilizados pelo MEF são perfeitamente válidos.

Apesar dos modelos utilizados nesse confronto desconsiderarem a forma helicoidal do arame, ou seja, as análises foram feitas em 2D (bidimensionalmente), acredita-se que essa simplificação nesse primeiro momento seja válida por ser um modelo de teste e gerar subsídios para numa outra etapa (de otimização do modelo de terminal conector, não contemplada nesse estudo) se fazer uma modelagem do sistema de ancoragem utilizando um modelo contínuo tridimensional. Outro dado relevante a ser destacado é que quando o arame está totalmente aderido à resina a região do gancho não apresenta quaisquer tensões, isso foi comprovado pela análise numérica feita pelo MEF. Mesmo sabendo disso nesse trabalho optou-se por utilizar um tipo de gancho em forma de “L” na extremidade do arame, configuração esta derivada e simplificada de um dos modelos encontrado em LEONHARDT (1964).

Com todos esses resultados se projetou o terminal conector proposto nesse trabalho para ser avaliado quanto a sua vida em fadiga. E para garantir a integridade da inovação aqui apresentada, bem como os detalhes construtivos desse modelo se requereu junto ao INPI um depósito de patente intitulada “Conector para Dutos Flexíveis”, a qual foi identificada também pelo número PI0704349-0.

De posse das características construtivas, o novo modelo de terminal conector foi confeccionado em escala real produzindo, em dois momentos diferentes, os corpos de prova CP1 e o CP2. Submetidos a avaliações da vida em fadiga do sistema terminal conector /duto flexível, os dois CP's apresentaram resultados animadores.

Apesar de ser confeccionado com as dimensões entre os conectores menores do que as recomendadas pela API RP 17B (2002), o CP1 foi construído assim porque de início existia a

necessidade de se avaliar o comportamento e a funcionalidade do novo modelo de terminal conector. A metodologia utilizada na montagem desse corpo de prova, bem como os dados gerados por esse ensaio serviram de subsídio para a confecção do CP2. Uma vez em ensaio estático, o CP1 suportou um carregamento em tração de até 844 kN não apresentando qualquer evidência de arames rompidos na armadura de tração após retirada da carga. Passando ao ensaio dinâmico que determinou a sua vida em fadiga, o CP1 chegou até 880.000 ciclos de carga apresentando boa parte dos arames da armadura de tração rompidos e aos 1.000.000 de ciclos praticamente colapsado na região central do duto flexível que uniu os conectores com o novo conceito e o conector de engaste. Como o interesse estava na região que se encontrava no interior do terminal conector, foi feita uma dissecação que mostrou a total ausência de arames rompidos nessa região. Assim pode-se dizer com relação a esse resultado que o sistema de ancoragem proposto apresentou um ótimo desempenho, uma vez que manteve sua integridade após a realização dos ensaios.

Com relação ao CP2, o carregamento utilizado no ensaio estático em tração foi de até 500kN (limitados pelo atuador da máquina de ensaio). Cessado esse esforço foi feita uma inspeção visual na qual não se observou qualquer evidência de rupturas nos arames da armadura de tração. Passado nesse teste, o CP2 foi submetido aos ensaios para a determinação da vida em fadiga utilizando para isso os mesmos parâmetros e condições de carregamentos utilizados nos ensaios do CP1.

Quanto aos resultados dos ensaios obtidos com o CP2, pode-se destacar que ao final do primeiro bloco de carregamento de 1.000.000 de ciclos, os dados obtidos através da instrumentação mostraram não haver evidências de rupturas de arames da armadura de tração. Estas rupturas só vieram a ocorrer próximo dos 14.200 ciclos de um total de 15.000 ciclos do segundo bloco de carregamento. Ao se fazer o mesmo procedimento de dissecação utilizado no CP1, os resultados mostraram que o sistema de ancoragem do CP2, tal qual ao do CP1, apresentou também um ótimo desempenho mantendo sua integridade após a realização dos ensaios e comprovando que, mais uma vez, as rupturas ocorreram fora do terminal conector.

Contudo pode-se dizer que o objetivo principal desse estudo, responsável por avaliar a vida em fadiga de um modelo de terminal conector quanto à nova concepção utilizada na ancoragem das armaduras de tração, foi alcançado com sucesso uma vez que os protótipos colocados em teste tanto no CP1 quanto no CP2 não apresentaram falhas que comprometessem a integridade do sistema em estudo. Apesar desse sucesso, ressalta-se aqui novamente que o modelo de terminal conector desenvolvido nesse trabalho de tese não pode ser considerado um produto em sua forma final ainda, uma vez que somente o sistema

estrutural, capaz de manter os dutos flexíveis alongados da superfície do mar a profundidades que ultrapassam os 3.000 m, caracterizado pelas ancoragens das armaduras de tração dentro do terminal conector foi contemplado neste trabalho.

Como comentário final, apesar de algum avanço representado por essa pesquisa, seus resultados apontam para um caminho em direção a um produto que possa ser desenvolvido comercialmente com tecnologia totalmente nacional, cabe agora investimentos futuros que potencializem o desenvolvimento do sistema de estanqueidade e os testes necessários para que o produto possa ser homologado.

6.3 DIFICULDADES ENCONTRADAS

Em alguns pontos do trabalho encontraram-se dificuldades que solicitaram a tomada de decisões, o estabelecimento de suposições e conceitos. Algumas delas são destacadas a seguir:

- Decidir usar uma configuração para a extremidade do arame dentro do terminal conector uma vez que em análises feitas pelo MEF e em ensaios experimentais preliminares mostraram que nessa região a tensão no arame, quando solicitado por um carregamento de tração, era praticamente nula.
- Desenvolver um corpo de prova composto que representasse melhor a realidade da região da ancoragem, ou seja, que considerasse a forma helicoidal do arame.
- Medir as deformações dos arames nos corpos de prova compostos quando ensaiados experimentalmente nas condições de arame totalmente aderido a resina e totalmente não aderido à resina, uma vez que para a primeira condição os extensômetros de resistência elétrica descolavam do arame e ficavam colados à resina enquanto que na segunda condição os extensômetros sofriam rompimento de seus filamentos devido ao escorregamento entre a interface do arame com a resina.
- Fazer o vazamento da resina para o interior dos terminais conectores. Como o tempo de gel (tempo até a resina começar o aumento de sua viscosidade) é de aproximadamente 20 minutos e o volume de resina utilizada dentro desses terminais são de 9 litros, esse trabalho envolveu muitas pessoas além do desenvolvimento de injetoras para a resina, específicas para agilizar esse serviço.

- Estabelecer os parâmetros de carregamento dos blocos utilizados para os ensaios de fadiga. Esses parâmetros foram definidos por funcionários da PETROBRAS.

CAPITULO VII

7 CONCLUSÕES

Este Capítulo relata as principais conclusões obtidas Fase a Fase nesse estudo, são elas:

- Na Fase 1 a analogia feita entre as ancoragens dos terminais conectores e as utilizadas em estruturas de concreto protendido pode ser validada uma vez que em LEONHARDT (1964) identificaram-se alguns modelos de ancoragens utilizados atualmente em terminais conectores comerciais;
- Na Fase 2 o valor médio encontrado de 1391,9 MPa nos ensaios de tração para o limite de resistência do arame de aço da armadura de tração está entre os limites de 1373 MPa e 1500 MPa sugeridos em BERGE *et al.*(1992);
- Na Fase 3 os resultados das simulações feitas pelo MEF, que geraram as distribuições das tensões tanto no arame como na resina, revelaram que o modelo proposto quando comparado aos outros dois modelos comerciais apresenta melhorias quanto aos concentradores de tensão (K_T) calculados para o arame e expressivas reduções das tensões na resina, são elas:
 - a) Com o arame totalmente aderido à resina o mesmo apresenta uma redução do K_T na ordem de 16,5% enquanto que as tensões na resina apresentam reduções de 61% e 75%;
 - b) Já o arame com 50% do comprimento da ancoragem não aderido à resina, a redução no valor de K_T em favor do modelo proposto sobe para 17,5% e as reduções nas tensões impostas à resina variaram entre 30% e 72%, também a favor do modelo proposto;
 - c) E por último quando o arame está totalmente não aderido à resina duas regiões se destacaram na análise: 1) região na entrada do terminal conector e 2) região da extremidade do arame (gancho e dobras). O modelo proposto quando comparado aos modelos Comercial 1 e Comercial 2 apresentou uma redução do K_T no arame na região da entrada do terminal de 19% e 10%, respectivamente, enquanto que na região da extremidade do arame, nesse caso, houve um aumento do K_T , não havendo assim melhorias na região da dobra em

“L” do modelo proposto. Apesar de o modelo proposto apresentar uma pior condição em níveis de K_T nessa região, ressalta-se que, uma vez ocorrido o descolamento total do arame à resina, haverá o escorregamento do arame e como consequência o colapso nos três modelos. Já as distribuições das tensões na resina para essa condição foi desprezada uma vez que devido ao escorregamento do arame as tensões geradas na resina não possuem valores significativos para a análise.

- Ainda, na Fase 3, é importante destacar que nas condições 1 (totalmente) e 2 (parcialmente) de aderência do arame à resina, a região da extremidade do arame (gancho e dobras) praticamente apresenta tensões nulas o que nos leva a concluir que nessa região o arame não sofre esforço algum, justificando assim que essas formas de ancoragem não influenciam nas distribuições dos esforços dentro do terminal conector, sendo apenas utilizadas como facilitadoras na montagem das ancoragens sobre o corpo do terminal conector;
- Na Fase 4 destaca-se que os valores encontrados experimentalmente estão bem próximos aos obtidos numericamente, podendo se dizer assim que os modelos analisados pelo MEF são válidos. A diferença entre os valores ficaram em 2,8% para o modelo Comercial 1, em 3,7% para o modelo Comercial 2 e em apenas 0,6% no modelo proposto;
- Na Fase 5 com os detalhes construtivos do modelo proposto definidos, um depósito de Patente foi feito junto ao INPI, garantindo a proteção da inovação que se intitulou “Conector para Dutos Flexíveis” e identificado pelo Nº PI0704349-0 (ANEXO A);
- Finalizando as conclusões da Fase 5 o CP utilizado na avaliação da vida em fadiga do modelo proposto passou pelo ensaio estático com carga de até 500kN sem a evidência de nenhum arame rompido. Depois desse procedimento o CP foi submetido ao ensaio de fadiga, onde passou pelo primeiro bloco de carregamento (1.000.000 de ciclos) também sem a evidência de ruptura em arames. Completou o segundo bloco (dano = 1) de 15.000 ciclos sendo submetido, logo após, a uma inspeção visual onde se constatou indícios de arames rompidos devido à grande irregularidade superficial na camada externa do duto flexível na região central entre os dois terminais conectores. A dissecação do terminal conector mostrou que a região interna (região de

interesse nesse estudo) manteve sua integridade estrutural, não apresentando qualquer arame rompido.

Contudo, pode-se dizer que a vantagem do modelo proposto sobre os outros dois modelos comerciais, que merece ser destacada, está no deslocamento mais para o interior do conector, da curvatura produzida pela acomodação dos arames sobre o corpo do terminal. Isso só foi possível devido à forma cônica pouco acentuada, adotada para esse corpo, permitindo assim que uma extensão razoável do arame, antes dessa curvatura, fique dentro da resina. Isso além de permitir a diminuição do K_T em 16,5%, reduziu também as tensões na resina na ordem de 60%, quando comparado aos outros dois modelos comerciais. Isso indica que, com essas características, o modelo proposto teria uma vida em fadiga maior quando comparado aos outros dois comerciais, levando a uma solução com mais eficiência e a um melhor desempenho em serviço.

CAPITULO VIII

8 PROPOSTAS DE MELHORIAS E SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Tendo em vista as conclusões apresentadas, podem-se destacar vários pontos que merecem trabalho adicional de pesquisa. Os principais tópicos listados a seguir ficam como sugestões para trabalhos futuros:

- Mudança do tipo de resina para melhorias de adesão e ou melhorias de adesão através de alteração da superfície dos arames.
- Modelagem do sistema de ancoragem utilizando um modelo contínuo tridimensional.
- Eliminar o gancho na ancoragem, uma vez que as análises feitas mostram que na condição ideal do arame de totalmente aderido à resina, a região do gancho não sofre nenhuma deformação.
- Estabelecer um volume circundante de resina (como se fosse uma camada limite) com contribuição efetiva de rigidez e tensões, ou seja, uma "espessura" de resina que, acima dela, a contribuição de rigidez ao sistema seja desprezível. Dessa maneira seria possível saber se as tensões causadas pelo esforço em um arame de alguma forma influenciam o estado de tensões na resina envolvendo o arame adjacente ou mesmo o estado de tensões desse arame adjacente (superposição de efeitos).
- Investigar o mecanismo de falha que ocorre quando há o escorregamento entre o arame e a resina, gerando gráficos da tensão cisalhante na interface entre metal e resina.
- Desenvolver as vedações para esse Terminal Conector.

REFERÊNCIAS

ANP, **Agencia Nacional do Petróleo**. Disponível na Internet em http://www.anp.gov.br/doc/dados_estatisticos/Producao_de_Petroleo_b.xls>. Consultado em 29 de março de 2007.

ASME B16.5 **Pipe Flanges and Flange Fittings**. The American Society of Mechanical Engineers, 345 East 47th Street, New York, NY 10017, USA, 1996.

ASTM A370. **Test Methods and Definitions for Mechanical Testing of Steel Products**. American Society for Testing and Materials, Bar Harbor drive, West Conshohocken, Pennsylvania 19428, USA, 1996.

ASTM E8M. **Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials**. American Society for Testing and Materials, Bar Harbor drive, West Conshohocken, Pennsylvania 19428, USA, 1995.

ASTM D638. **Test Methods for Tensile Properties of Plastics**. American Society for Testing and Materials, Bar Harbor drive, West Conshohocken, Pennsylvania 19428, USA, 1995.

ASTM D 695–02. **Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics**. American Society for Testing and Materials, Bar Harbor drive, West Conshohocken, Pennsylvania 19428, USA, 2002.

API RP 17B, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Recommended Practice for Flexible Pipe**, 3rd. edition, 2002.
API Spec 17J, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Specification for Unbonded Flexible Pipe**, 2nd. edition, 2002.

API Spec 6A, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment**, 7th. edition, 1996.

API Spec 17D, American Petroleum Institute, API Publishing Services, 1220 L Street, N. W. Washington D.C. 20005. **Specification for Subsea Wellhead and Christmas Tree Equipment**, 1st. edition, 1992.

BANKE, L. **Flexible Pipe End Fitting**. PhD thesis, Department of Naval Architecture and Offshore Engineering, Technical of Denmark, January, 2000.

BARLTROP, N. D. P. **Floating Structures: a guide for design and analysis**, v. 2, ch.13, The Centre for Marine and Petroleum Technology (CMPT), England, OPL. 1998.

BELCHER, J. R.. **High Temperature End-Fitting**. United States Patent, US 6,592,153 B1, 2003.

BERGE, S., ENGSETH, A., FYLLING, I. *et al.* **FPS2000 / Flexible Risers and Pipes: Handbook on Design and Operation of Flexible Pipes**. Report STF70 A92006, SINTEF Structural Engineering, Trondheim, Norway, 1992.

BRAAD, P.E. **Flexible Pipe With an Associated End-Fitting**. United States Patent, US 6,273,142 B1, 2001.

BRAESTRUP, M.W. *et al.* **Design and installation of marine pipelines**. Ed. Blackwell Science Ltd. 1st ed. 342p. Oxford, UK. 2005.

BUON, E & BERTON, H.. **End-Fitting for Flexible Pipe**. United States Patent, US 6,923,477 B2, 2005.

CHIAVERINI, V. **Aços e Ferros Fundidos**, 5^a ed., São Paulo, Associação Brasileira de Metais, 1984.

CLAYDON, P., COOK, G., BROWN, P. A., *et al.*, **A Theoretical Approach to Prediction of Service Life of Unbonded Flexible Pipe under Dynamic Loading Conditions**, Marine Structures, Elsevier Science Publishers, Vol. 5, pp. 399-429, England, 1992.

COFLEXIP, **Coflexip Flexible Pipe Design Description - Fatigue**, 1989.

CONTEC N-2409, **Specification for Flexible Pipe**, SC-21, Comissão de Normas Técnica Petrobras, Rio de Janeiro, 1994.

COSTA, C. H. O. **Correlação Analítico-Experimental de Risers Flexíveis Submetidos a Cargas Radiais**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2003.

DNV-OS-F201, Det Norske Veritas. **Offshore Standard F201: Dynamic risers**, 2001.

DNV-RP-F204, Det Norske Veritas. **Recommended Practice F204: Riser fatigue**, 2005.

DNV RP B401, Det Norske Veritas. **Recommended Practice B401: Cathodic Protection Design**, 1993.

FERET, J. J., BOURNAZEL, C. L. and RIGAUD, J. **Evaluation of Flexible Pipes' Life Expectancy Under Dynamic Conditions**, In: Proceedings of the 18th Offshore Technology Conference, OTC 5230, Houston, EUA, 1986.

FUKU, T., ISHII, K., TADA, H., *et al.* **Fatigue Properties and Analysis of Flexible Riser**, In: 24th Offshore Technology Conference, OTC 6876, pp.: 35-44, Houston, Texas, U.S.A. 1992.

GEYMAIR, J. A. B. **FRAES – Protótipo de Sistema Especialista para Análise do Comportamento Mecânico Local de Risers Flexíveis**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1990.

ISO 13628-2. **Petroleum and natural gas industries – Design and operation of subsea production systems – Part 2: Unbonded flexible pipe systems for subsea and marine applications**, 2006.

JIAN, S. **Isolamento Térmico de Dutos Flexíveis**. In: *Curso de Extensão em Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2000.

KIEPPER, B. de O. **Análise Estrutural Estática via Elementos Finitos do Segmento Duto Flexível-Enrijecedor**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2004.

LANGKJÆR, K.I., RIES, J., WEDEL-HEINEN, J. e RISHØJ-NIELSEN, N.J. **Design and Qualification of Flexible Pipe End Fitting**. In: *Proceedings of the 18th International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering*. OMAE, ASME, 1999.

LEMOS, C. A. D. **Análise de Fadiga em Risers Flexíveis**. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2005.

LEONHARDT, Fritz. **Prestressed concret: design and construction**. 2nd ed. Berlin, Wilhelm Ernest, 1964. xxvii, 677 p. il.

LONTRA FILHO, L. L. **Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais: Instalação, Inspeção e Reparo**. In: *Curso de Extensão em Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2000.

MACHADO FILHO, Z. L.; “Sistemas de Produção Antecipada na Plataforma Continental Brasileira”. In: **2º Congresso Brasileiro de Petróleo**, Instituto Brasileiro do Petróleo – IBP, 1982.

NACE MR-01-75. **Sulphide Stress Cracking Resistant Metallic Materials for oil Field Engineering**, National Association of Corrosion Engineers, P.O. Box 218340, Huston, Texas, USA, 1984.

NETO, E., MAURÍCIO, J., WACLAWEK, I. **Flexible Pipe for Ultra-Deepwater Applications: The Roncador Experience**. In: *Proceedings of the 35th Offshore Technology Conference (OTC)*, OTC-13207, Houston, May, 2001.

NIELSEN, R. **Concise History of the Development of Unbonded Flexible Pipeline Technology and the Instep Market Requirements for Offshore Oil and Gas Projects; Offshore and Arctic Operations**, PD-Vol. 51, pp. 79-84, ASME 1993.

NOVITSKY, A. **Projeto de Linhas Flexíveis**. In: *Curso de Extensão em Dutos Flexíveis e Cabos Umbilicais*, Laboratório de Tecnologia Submarina da COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, 2000.

NOVITSKY, A., SERTÃ, S. **Flexible Pipe in Brazilian Ultra-Deepwater Fields – A Proven Solution**. In: *Proceedings of the 14th Deep Offshore Technology*, Riser Technology Symposium, New Orleans, Nov., 2002.

OLSEN, G. P., RONGVED, K. **Operators Experience with Flexible Risers**. In: *Proceedings of the OMAE2002 Conference*, OFT-28122, Oslo, Jun., 2002.

OUT, J. M. M., **On the Prediction of the Endurance Strength of Flexible Pipe**. In: Proceedings of the 21st Offshore Technology Conference, OTC 6165, Houston, Texas, U.S.A., May 1989.

PERRIER, C., RIGAUD, J. e NOVITSKY, A.; **Informações da COFLEXIP**; 2001.

PETROBRAS, **Petróleo Brasileiro S/A**. Disponível na Internet em <http://www2.petrobras.com.br/Petrobras/portugues/plataforma/pla_aguas_profundas.htm> consultado em 29 de março de 2007.

PETROBRAS, **Petróleo Brasileiro S/A**.. Disponível na Internet em <http://www2.petrobras.com.br/Petrobras/portugues/plataforma/pla_nome_campos.htm#>. Acesso em 29 de março de 2007b.

PERRIER, C., RIGAUD, J. e NOVITSKY, A.; **Informações da COFLEXIP**; 2001.

PROJETO PLUTO. **Pipeline Under the Ocean**. Disponível na internet em <<http://www.combinedops.com/pluto.htm>>. Acesso em 21 de março de 2007.

SAEVIK, S., **On Stress and Fatigue in Flexible Pipes**; Ph. D. Thesis, Universidade de Trondheim, Noruega, NTH, 1982.

SAEVIK, S. and BERGE, S. **Fatigue testing and theoretical studies of two 4 in flexible pipes**. Engineering Structures, Elsevier Science Ltd, Vol. 17, No. 4, pp. 276-292, 1995.

SAEVIK, S. and BERGE, S. **BFLEX Presentation for PETROBRAS**, 2001.

SAEVIK, S. and EKEBERG, K. I. **Non-Linear Stress Analysis of Complex Umbilical Cross-Sections**, In: 21st International Conference on Offshore Mechanics and Arctic Engineering, OMAE2002-28126, Oslo, Norway, June 2002.

SHEN, Y., MA, F., TAN, Z. and SHELDRAKE, T., **Development of the End Fitting Tensile Wires Fatigue Analysis Model: Sample Tests and Validation in an Unbonded Flexible Pipe**. In: Proceedings of the 39th Offshore Technology Conference, OTC 19197, Houston, Texas, U.S.A., May 2008.

SOUSA, J. R. M. **Análise Numérica de Risers Flexíveis**. Tese de M.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 1999.

SOUSA, J.R.M. **Análise Local de Linhas Flexíveis pelo Método dos Elementos Finitos**. Tese de D.Sc., COPPE/UFRJ, Rio de Janeiro, Brasil, 2005.

ZHANG, Y., CHEN, B., QIU, L. *et al.* **State of the Art Analytical Tools Improve Optimization of Unbonded Flexible Pipes for Deepwater Environments**. In: *Proceedings of the 37th Offshore Technology Conference (OTC)*, OTC-15169, Houston, May., 2003.

GLOSSÁRIO

Anular – Região da linha flexível situada entre a camada plástica externa e a camada plástica mais interna.

Árvore de Natal – É um equipamento constituído por um conjunto de válvulas, cuja principal função é permitir o controle do poço de produção ou injeção.

Bending Stiffeners – Equipamentos utilizados para restringir a flexão da linha flexível em regiões próximas às extremidades.

Birdcaging – Flambagem dos arames das armaduras de tração da linha flexível causada, usualmente, por compressão axial excessiva.

Clamp – Dispositivo utilizado para conectar equipamentos auxiliares, como bóias, cabos e *bending limiters*, à linha flexível.

Completação – Operação executada após a perfuração, que visa iniciar ou garantir a produção de um poço. A *completação* pode ser seca, quando a *árvore de Natal* se situa na plataforma, ou submarina, quando a *Árvore de Natal* é instalada na cabeça do poço no fundo do mar.

Crushing – Cargas mecânicas radiais aplicadas durante o lançamento de uma linha flexível.

End fitting – Peça de terminação (terminal conector) de uma linha flexível, onde cada camada da linha é fixada individualmente a fim de garantir sua integridade estrutural e funcional, além de possibilitar a conexão a outros equipamentos ou trechos de linha.

Flowline – Duto ou linha flexível de uso estático. São assentadas no fundo do mar e conduzem óleo e/ou gás ou, ainda, servem para injetar água no poço produtor.

Jumper – Pequeno trecho de duto ou linha flexível que liga duas unidades flutuantes.

Offshore – localizado ou operado no mar.

Onshore – localizado ou operado em terra.

Ovalização – Corresponde à razão entre a diferença do diâmetro máximo e o diâmetro mínimo da camada dividida pela soma destes dois diâmetros.

Riser – Duto ou linha flexível de aplicação dinâmica. Liga as linhas estáticas ao sistema flutuante de produção.

Squeeze – Redução do diâmetro interno de uma linha flexível devida ao carregamento de tração.

Vent ports – Válvulas que se situam nas conexões das linhas flexíveis, que permitem o escoamento do gás que permeia pela camada plástica interna para o *anular* da linha.

APÊNDICE A – PATENTE: Conector para Dutos Flexíveis



República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI0704349-0 A2**



* B R P I 0 7 0 4 3 4 9 A 2 *

(22) Data de Depósito: 14/09/2007

(43) Data da Publicação: 05/05/2009
(RPI 2000)

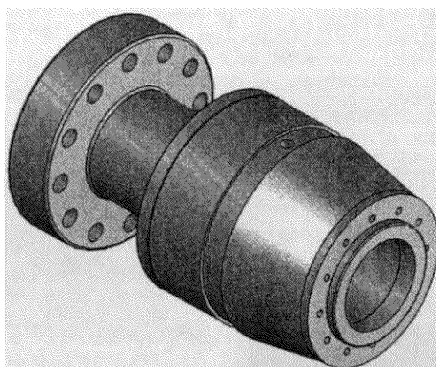
(51) *Int.Cl.:*
F16L 33/00 (2009.01)

(54) Título: **CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS**

(73) Titular(es): Universidade Federal do Rio Grande do Sul - UFRGS.

(72) Inventor(es): ANTONIO FERNANDO BURKERT BUENO,
FLÁVIO GALDINO XAVIER, LEANDRO VANZ DE ANDRADE, TELMO
ROBERTO STROHAECKER

(57) Resumo: CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS. A presente invenção proporciona um conector para dutos flexíveis, notadamente útil em aplicações petrolíferas offshore. O conector da invenção apresenta uma forma inovadora de ancoragem da armadura de tração do duto flexível ao conector. A referida ancoragem apresenta, adicionalmente, uma conformação particular em "L" das extremidades dos arames da armadura de tração, que a torna mais eficiente em relação às congêneres conhecidas.





Relatório Descritivo de Patente de Invenção

CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS

Campo da Invenção

5 A presente invenção consiste em um conector para ser fixado e segurar um membro alongado como uma tubulação flexível, que é utilizada no transporte a longa distância de fluidos sob pressão e possivelmente a altas temperaturas, tais como: gás, óleo, água, entre outros. Mais especificamente, um conector para ser usado em dutos flexíveis de exploração de petróleo
10 *offshore*. Particularmente, tal conector apresenta uma forma inovadora de ancoragem da armadura de tração do duto flexível ao conector. A referida ancoragem apresenta, adicionalmente, uma conformação particular que a torna mais eficiente em relação às congêneres conhecidas.

Antecedentes da Invenção

15 A produção de petróleo e gás em águas profundas e em água muito profundas proporciona muitos desafios no que diz respeito a um projeto técnico e custo acessível de sistemas de *risers*. As grandes petrolíferas possuem uma considerável parcela de produção de óleo proveniente de poços de petróleo
20 situados sob lâminas d'água. Esta produção de óleo *offshore* utiliza, de maneira intensa, os sistemas de *risers* (dutos) flexíveis. Os *risers* são tubulações que ligam o poço à plataforma, permitindo a circulação de todos os fluidos.

A maior preocupação no que diz respeito às operações de extração de
25 petróleo e gás em mar aberto (*offshore operations*), portanto, é a incerteza que cerca a vida útil dos sistemas de *risers*. A má avaliação no cálculo da vida útil restante do referido sistema pode levar a perdas repentinas e catastróficas do material petrolífero, bem como a danos ambientais. A preocupação atual é relativa à integridade desses *risers*, submetidos a condições severas de
30 trabalho (ambiente, fratura e solitação em fadiga).

O efeito da fadiga pode ser causado por fatores que serão resumidamente discutidos. A contribuição para a fadiga do material dada por eventos naturais marinhos, tais como vento, correntes marinhas, tempestades,

variação das ondas etc., são eventos cuja interação com o sistema de *risers* é imprevisível, mesmo para uma determinada área onde esses eventos tendem a se repetir. Um outro efeito a ser considerado é o da interação do solo com o duto.

5 O aumento da produção de petróleo está intimamente relacionado à melhoria da tecnologia associada aos *risers*. Por esses *risers*, através de um sistema de bombas e injeção, é possível extrair o petróleo dos poços e trazer até as plataformas. No entanto, não é apenas petróleo o produto extraído, mas também gases residuais e outros compostos corrosivos que atacam os dutos e o sistema de bombeamento. É necessário, portanto, que seja feita a
10 manutenção constante dos *risers* e troca quando o componente se encontra comprometido. Caso o *riser* falhe, os produtos que estiverem sendo levados para a plataforma podem ser liberados para o ambiente.

Atualmente cerca de 90% da produção nacional utiliza linhas de *risers*
15 flexíveis e o mercado é abastecido por fabricantes estrangeiros, tais como franceses, norte-americanos e dinamarqueses. Nesse contexto, a presente invenção refere-se a um conector para dutos flexíveis que visa facilitar o acesso e baixar os custos de produção, fornecendo um produto eficiente e de origem nacional.

20 Na literatura patentária foram encontrados alguns documentos que circunscrevem o tema. A patente norte-americana US 2,940,778, de Kaiser, Rohrerweg e colaboradores, publicada em 14 de Junho de 1960, revela um conector para tubos de borracha/plástico de grande diâmetro sujeitos a elevadas cargas, tais como grandes fluxos de água. Este documento revela
25 conector já conhecido para tubos de borracha/plástico; porém suas paredes possuem uma camada intermediária de arames conectados que são liberados em sua camada externa de cobertura. O encaixe do tubo com o conector é favorecido pela leve curvatura conferida aos arames de aço provenientes da camada intermediária do tubo, antes da aplicação de um material selante. A
30 diferença em relação a presente invenção se encontra na particular conformação em "L" dos arames da armadura de tração e na ancoragem de forma cônica sobre o conector.

A patente norte-americana US 6,273,142, de NKT Flexibles I/S e publicada em 14 de Agosto de 2001, refere-se a um tubo flexível com um conector associado. Na montagem, o referido conector é conectado a um tubo de pressão flexível detentor de uma estrutura em camadas. Uma destas camadas, é composta de arames metálicos orientados em sentido helicoidal. Estes fios são deformados em suas extremidades e em conjunto com um material, tal como epóxi, forma um conector. Neste caso, a diferença em relação a presente invenção também reside na particular conformação em "L" dos arames da armadura de tração e na forma cônica de ancoragem.

10 A patente norte-americana US 6,923,477, de Coflexip e publicada em 02 de Agosto de 2005, se refere a um conector para tubos flexíveis, onde os tubos compreendem um selo interno e apresentam camadas. Uma destas camadas contém arames que são deformados para possibilitar um melhor encaixe. Adicionalmente, a patente US 6,592,153, de Wellstream Inc. e publicada em 15 de Julho de 2003, também trata de um conector para tubos flexíveis, incluindo uma unidade selante anular contendo uma composição elastomérica resiliente localizada no interior da carcaça do conector. Este arranjo viabiliza o encaixe conector-tubo flexível. Entretanto, estas duas últimas referências, também diferem da presente invenção quanto ao sistema de ancoragem da armadura de tração dos tubos flexíveis.

20 Conforme visto anteriormente, a literatura patentária analisada não antecipa nem menciona o objeto da presente invenção.

Objetivos da Invenção

25 É um objetivo da presente invenção proporcionar um melhorado conector para dutos flexíveis.

Em um aspecto, a presente invenção proporciona um conector para uso em dutos flexíveis de exploração de petróleo *offshore*. O conector da invenção proporciona uma forma inovadora de ancoragem da armadura de tração do duto flexível ao conector. A referida ancoragem apresenta, adicionalmente, uma conformação particular que a torna mais eficiente em relação às congêneres conhecidas.

Estes e outros objetos da presente invenção ficarão mais evidentes a partir da descrição detalhada da invenção, que permitirá, com o auxílio das figuras, melhor entender a estrutura mecânica da presente invenção.

Breve Descrição das Figuras

5 Figura 1 – (a) mostra o conector para dutos flexíveis. (b) mostra as partes do conector separadamente.

 Figura 2 – Vista em corte do conector com detalhes.

 Figura 3 – mostra um tipo de duto flexível denominado *Rough bore*. Nesta figura todas as camadas são identificadas: (1) – Carcaça Intertravada,
10 (2) – Barreira de Pressão ou Camada de Estanqueidade, (3) – Armadura de Pressão, (4) – Armadura de Tração, (5) – Capa Externa.

 Figura 4 – mostra um outro tipo de duto flexível denominado *Smooth bore*. Nesta figura todas as camadas são identificadas: (1) – Carcaça Plástica,
15 (2) – Armadura de Pressão, (3) – Camada de Estanqueidade, (4) – Armadura de Tração, (5) – Capa Externa.

Descrição Detalhada da Invenção

 A seguir a presente invenção será exposta em detalhes. As figuras serão importantes na compreensão da funcionalidade do conector para dutos
20 flexíveis. Tal descrição será efetuada, sem contudo limitá-la, de forma que realizações similares estão dentro do escopo da invenção.

 Os dutos flexíveis usados em operações *offshore* devem estar habilitados para resistir a altas pressões internas e/ou externas e também devem possuir resistência longitudinal a flexão e torção para evitar risco de
25 ruptura. Eles têm várias configurações que dependem precisamente do seu uso, mas em geral satisfazem a critérios construtivos definidos em particular pelas recomendações da American Petroleum Institute: API 17B (*Recommended Practice for Flexible Pipe*) e API 17J (*Specification for Unbonded Flexible Pipe*). Os conectores também são definidos nas
30 recomendações da API 17J.

 A presente invenção pode ser aplicada a tubos flexíveis chamados *Rough bore*, conforme pode ser visto na Figura 3, onde a camada mais interna é formada por fitas de aço intertravadas. Os dutos flexíveis do tipo *Smooth*

bore, de acordo com a Figura 4, também podem receber este conector. Neste tipo de duto a camada mais interna é formada por uma camada plástica.

As Figuras 1 (a) e (b) ilustram o conector externamente e sua subdivisão em Parte Interna do conector, Capa do conector e Flange.

5 A partir da Figura 2, na qual se observa o conector em corte, pode-se descrever a montagem do conector da seguinte forma: a carcaça (10) e a barreira de pressão (9) são induzidas na parte interna do conector (1) encostando no selo interno de estanqueidade (5). Os arames da armadura de tração (4) conformados, em suas extremidades, em forma de "L", ancoram
10 sobre a parte cônica do conector (1). Outro selo (externo) (11) é colocado sobre a barreira de pressão (9) e preso pelo flange interno (7) aparafusado em (1), para garantir a estanqueidade. A capa do conector (2) é rosqueada em (1) e fechada pelo flange (3) preso por parafusos, prendendo assim a capa externa do duto (6) e deixando o conector apto para receber a resina epóxi que
15 finalizará a fixação da armadura de tração (4) ao conector (1), preenchendo as regiões vazias destacadas na Figura 2.

Dentre as inovações da presente invenção, pode-se destacar a forma de ancoragem da armadura de tração do duto flexível ao conector, que se dá conforme mostrado no "detalhe B" do esquema ilustrado na Figura 2. Neste
20 detalhe, fica nítida a conformação em "L" e a ancoragem de forma cônica sobre o conector, efetuada pelas extremidades dos arames da armadura de tração. A presente invenção reduz os custos deste acessório, sem prejudicar nenhuma das propriedades requeridas pelo mercado. Adicionalmente, a origem nacional deste produto, estimula a pesquisa e o desenvolvimento de inovações para
25 este segmento da indústria, que entre outras vantagens, tendem a reduzir os custos de produção da indústria petrolífera.

Os versados na arte valorizarão imediatamente os importantes benefícios decorrentes do uso da presente invenção. Variações nas formas de concretizar o conceito inventivo aqui exemplificado devem ser compreendidas
30 como dentro do espírito da invenção e das reivindicações anexas.

1/1

Reivindicações**CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS**

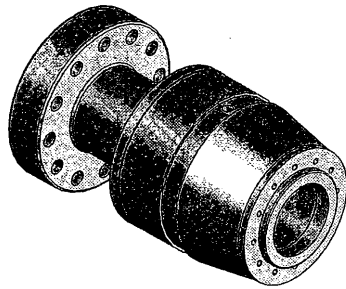
- 5 1. Conector para dutos flexíveis **caracterizado por** compreender um meio de ancoragem, em forma cônica, dos arames que compõem a armadura de tração de risers flexíveis.
- 10 2. Conector, conforme reivindicação 1, **caracterizado pelo fato** de adicionalmente compreender conformação em "L" dos arames que compõem a armadura de tração de risers flexíveis para o devido encaixe com o conector.
- 15 3. Uso, na produção de petróleo, de conector para dutos flexíveis **caracterizado por** compreender um meio de ancoragem, em forma cônica, dos arames que compõem a armadura de tração de risers flexíveis.
4. Uso, conforme reivindicação 3, **caracterizado pelo fato** de que o referido conector adicionalmente compreende conformação em "L" dos arames que compõem a armadura de tração de risers flexíveis para o devido encaixe com o conector.

1/3

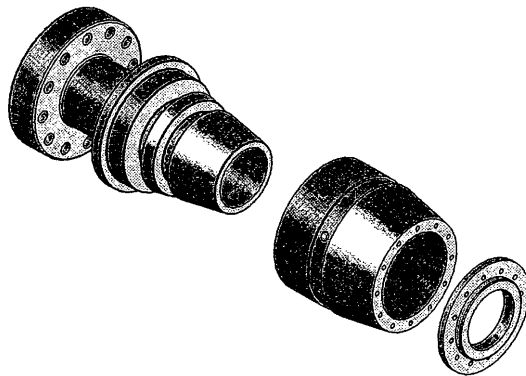
Figuras

Figura 1

(a)



(b)



2/3

Figura 2

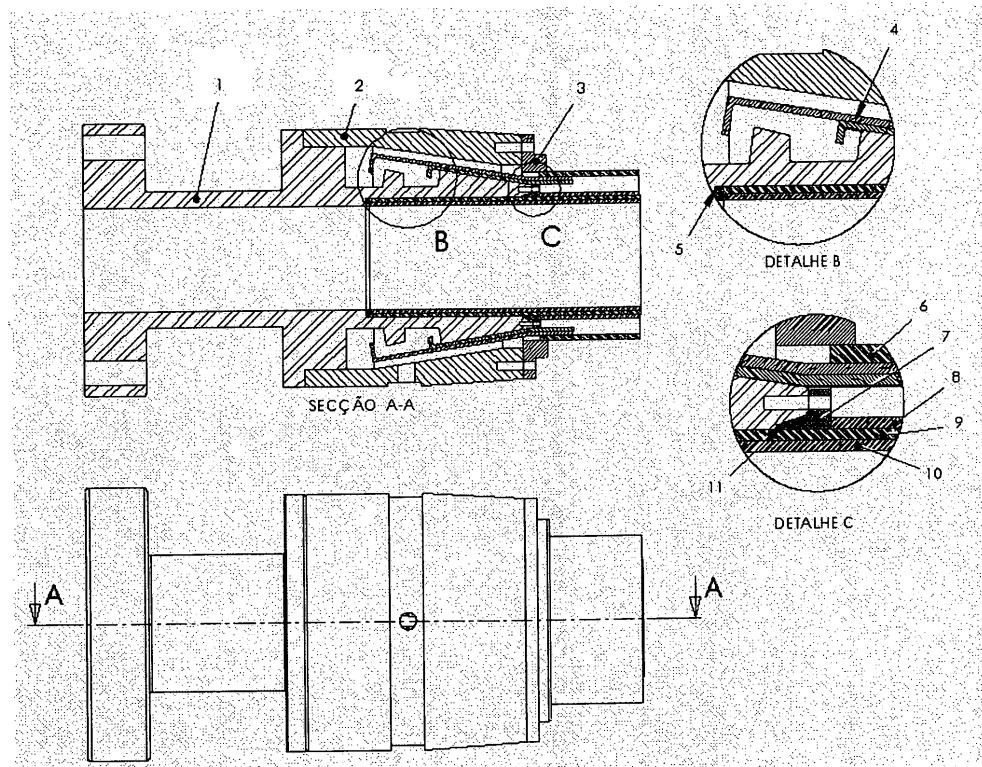


Figura 3

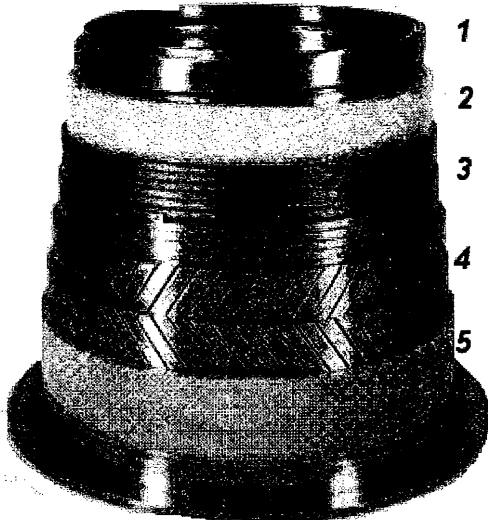
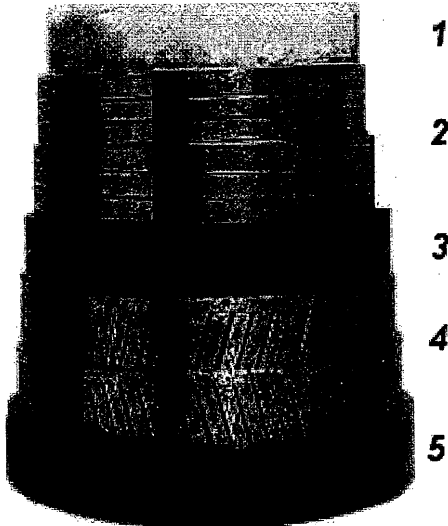


Figura 4



1/1

PI0704349-0

Resumo

CONECTOR PARA DUTOS FLEXÍVEIS

A presente invenção proporciona um conector para dutos flexíveis, notadamente útil em aplicações petrolíferas *offshore*. O conector da invenção apresenta uma forma inovadora de ancoragem da armadura de tração do duto flexível ao conector. A referida ancoragem apresenta, adicionalmente, uma conformação particular em "L" das extremidades dos arames da armadura de tração, que a torna mais eficiente em relação às congêneres conhecidas.