

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS,
METALÚRGICA E DE MATERIAIS

DIEGO ANDRÉS LORIO

**PROPOSTA E ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS DE ANCORAGEM PARA
END FITTINGS DE RISERS FLEXÍVEIS**

Porto Alegre
2016

DIEGO ANDRÉS LORIO

**PROPOSTA E ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS DE ANCORAGEM PARA
END FITTINGS DE RISERS FLEXÍVEIS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais (PPGE3M) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, modalidade Acadêmica.

Área de concentração: Ciência e Tecnologia dos Materiais

Orientador: Prof^o Dr. Telmo Roberto Strohaecker

Porto Alegre

2016

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Rui Vicente Oppermann

Vice-reitora: Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-diretora: Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS, METALÚRGICA
E DE MATERIAIS

Coordenador: Carlos Pérez Bergmann

Lorio, Diego Andrés
PROPOSTA E ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS DE ANCORAGEM
PARA END FITTINGS DE RISERS FLEXÍVEIS / Diego Andrés
Lorio. -- 2016.
78 f.

Orientador: Telmo Roberto Strohaecker.

Dissertação (Mestrado) -- 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, 2016.

1. Sistema de Ancoragem. 2. End Fittings. 3.
Pullout. 4. Modelo Numérico. I. Strohaecker, Telmo
Roberto, orient. II. Título.

DIEGO ANDRÉS LORIO

**PROPOSTA E ANÁLISE DE NOVOS SISTEMAS DE ANCORAGEM PARA
END FITTINGS DE RISERS FLEXÍVEIS**

Esta dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título de Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Bancada Examinadora designada pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais (PPGE3M) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Antônio Fernando Burkert Bueno

Prof. Dr. Afonso Reguly

Prof. Dr. Carlos Eduardo Fortis Kwietniewski

Dedico esta dissertação aos meus pais, Gricelda Mercedes Alvarez e Luis Horacio Lorio, pela confiança depositada em mim ao longo da minha carreira, por seu apoio incondicional e pelo exemplo de esforço e perseverança.

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Telmo Roberto Strohaecker pela confiança e oportunidade depositada para realização deste trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-PPGE3M, pela oportunidade de realização de trabalhos nesta área de pesquisa.

A Virginia Andrea Angiolini pelo apoio durante a realização deste trabalho. Por ser esse motor que me empurra nos momentos difíceis, pela parceria, paciência e pelo amor.

Ao parceiro de longos dias de trabalho, Facundo Wedekamper. Pela ajuda incondicional nos trabalhos experimentais e pelo valor da sua opinião e críticas sempre construtivas.

Aos engenheiros Facundo López, Fabiano Bertoni e Guillermo Mudry pelo apoio durante a realização do trabalho, pela confiança e amizade.

Ao MsC. Tiago Brun Coser pela ajuda desinteressada na correção deste trabalho.

Aos funcionários, professores e alunos do LAMEF, em especial ao Grupo de Tecnologia Submarina – TS, pela oportunidade de aprender junto com eles e pelo seu auxílio nas tarefas desenvolvidas durante o curso.

Ao professor Juan Perez Ipiña pelo apoio e estímulo de continuar meus estudos e pela elaboração da carta de recomendação para o curso Mestrado.

RESUMO

O trabalho apresentado tem como finalidade analisar os sistemas de ancoragem utilizados na fabricação de *End Fittings (EF)*, através de ensaios de dois sistemas de ancoragem alternativos aos utilizados atualmente na indústria. Além disso, é apresentado o desenvolvimento de um modelo de elementos finitos (MEF) que permite a reprodução do comportamento durante o processo de *pullout* da ancoragem com melhor desempenho.

A caracterização dos materiais envolvidos no sistema de ancoragem foi necessária para o desenvolvimento do modelo numérico. Desta forma, o modelo numérico conta com as propriedades elásticas e plásticas dos materiais, fator que influencia o comportamento do sistema assim como os valores de carga necessários para o arrancamento.

A comparação das ancoragens propostas foi realizada a partir dos valores de força obtidos por meio de um teste de arrancamento, chamado de *pullout*. Para isto, arames da armadura de tração de uma linha *flowline* de 2,5 polegadas foram conformados de acordo à geometria das ancoragens propostas e embebidas em resina epóxi tentando, desta forma, representar de forma simplificada parte do sistema de ancoragem utilizado nos *EF*. O desempenho das ancoragens foi analisado a partir das curvas de força em função do deslocamento, nas quais se analisou a força máxima de *pullout* (força máxima de arrancamento), o deslocamento para força máxima de *pullout* e o valor de rigidez do sistema.

Finalmente depois de selecionada a ancoragem com melhor desempenho, os valores experimentais foram comparados com os valores obtidos do modelo numérico, mostrando uma boa aproximação com valores de erro relativo para a força máxima de *pullout* e rigidez de -1% e 8%, respectivamente.

Por fim, propõe-se como trabalho futuro a continuação nos estudos experimentais de *pullout* com o objetivo de aprofundar o conhecimento sobre os parâmetros que mais influenciam nestes sistemas, através da utilização de novas geometrias e materiais, assim como a normalização do processo de preparação e ensaio das amostras.

Palavras-chaves: Sistema de Ancoragem, *End Fittings*, *Pullout*, Modelo Numérico.

ABSTRACT

The work aims to analyze the anchoring systems used in manufacturing of flexible pipe End Fittings (EF) through the tests of two alternative anchoring systems different of the currently used in the industry. In addition, it is presented the development of a finite element model (MEF) that allows to reproduce the behavior during the pullout process of the anchoring system with the better performance.

The characterization of the materials involved in the anchoring system was necessary for the development of the numerical model. In this way, the numerical model include the elastic and plastic properties of materials, factor that influence the behavior of the system as well as the force values needed for the pullout.

The comparison of the proposed anchoring systems was performed from the force values obtained through a pullout test. For this, the armor wires of a flowline flexible pipe with a bore of 2.5-inch were conformed according the geometry of the anchoring systems proposed and then were fixed in epoxy resin, trying in this way to represent a simplified form of the anchoring system used in EF. The performance of the anchoring systems was analyzed from the force-displacement curves. The maximum pullout force, the offset for maximum strength of pullout and the stiffness value of the system were used for the analysis.

Finally, after selected the anchoring system with better performance, the experimental values were compared with the values obtained from the numerical model. The results showed a good approximation, with a relative error for the maximum pullout force and stiffness of -1% and 8% respectively.

As proposal for future works, the author proposes to continue with the experimental studies of pullout in order to enhance the knowledge about the influential parameters in these systems, through the use of new geometries and materials, as well as the standardization of the test samples preparation.

Keywords: Anchoring System, End Fittings, Pullout, Numerical Model.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1: Estrutura do trabalho.	19
Figura 2: Risers, Jumpers e Flowlines	20
Figura 3: Duto de camadas aderentes, “ <i>Bonded flexible pipe</i> ”	21
Figura 4: Utilização de dutos de camadas não aderentes.....	21
Figura 5: Detalhes das camadas de dutos de camadas não aderentes	22
Figura 6: Perfil da carcaça intertravada.....	23
Figura 7: Perfis da armadura de pressão. a) Tipo Z, b) Tipo T.....	24
Figura 8: Exemplo de <i>end fitting</i> para dutos de camadas não aderentes.....	25
Figura 9: Detalhe de um <i>End Fitting</i>	27
Figura 10: Modelo de conector utilizado pela NKT	27
Figura 11: Modelo de conector utilizado pela Coflexip FR	28
Figura 12: Modelo de conector utilizado pela Wellstream International Limited	28
Figura 13: Modelo de conector sem dobra da UFRGS	29
Figura 14: Conector para dutos flexíveis da UFRGS	29
Figura 15: Modelo de conector sem dobra da PETROBRAS	30
Figura 16: Disposição da armadura de tração dentro do EF	31
Figura 17: Modelos de ancoragem utilizados em arames de armadura de concreto protendido, para ensaios de aderência em tração.	31
Figura 18: Ancoragem tipo <i>Twist</i> utilizada pela NKT.....	32
Figura 19: Modelo de ancoragem em forma de “L”, adotada por Xavier	32
Figura 20: Curva de <i>pullout</i> , força versus deslocamento	33
Figura 21: Curva de Tensão-Deformação nominal e real de um material dúctil.....	36
Figura 22: Tipos de elementos.	37
Figura 23: Elementos sólidos 3D, a) Hexaédrico, b) Tetraédrico.	38

Figura 24: Comportamento do contato coesivo.....	40
Figura 25: Corpos de prova do arame.	43
Figura 26: Cuba de cura para resina.....	44
Figura 27: Corpos de prova para testes de compressão na resina	44
Figura 28: Máquina e dispositivos utilizados nos testes de compressão	45
Figura 29: Conjunto de dispositivos para resinagem dos CP para <i>pullout</i> , 30/60/120mm	46
Figura 30: Corpo de prova de 30mm, após desmoldado	46
Figura 31: Amostras para teste de <i>pullout</i> em diferentes comprimentos. a) 30mm; b) 60mm; c) 120mm	47
Figura 32: Detalhe da disposição dos termopares (Vista superior do CP)	47
Figura 33: Matriz de conformação para ancoragens tipo A.....	49
Figura 34: Detalhe da região de ancoragem, ancoragem tipo A	49
Figura 35: a) Matriz helicoidal; b) Arames após conformação da ancoragem tipo B.	50
Figura 36: Detalhe da região de ancoragem, ancoragem tipo B	51
Figura 37: Detalhe seção do arame utilizado	52
Figura 38: Esboço da geometria utilizada como seção do arame	52
Figura 39: Detalhe seção transversal CP de resina para <i>pullout</i> com arame reto.....	53
Figura 40: Geometria e malha utilizada no arame.....	54
Figura 41: Geometria e malha utilizada para representar a resina nos <i>pullout</i> com..	55
Figura 42: Etapas da simulação, modelo com arame reto	57
Figura 43: a) Perfil real e perfil modelado do arame conformado, b) Geometria e malha da resina.....	58
Figura 44: Configuração para <i>pullout</i> da ancoragem.	59
Figura 45: Curvas experimentais dos ensaios de tração nos arames	60
Figura 46: Dados experimentais dos ensaios de compressão	61
Figura 47: Determinação do Módulo de elasticidade (E).....	62

Figura 48: Temperatura durante o processo de cura	63
Figura 49: Curvas experimentais de pullout com arame reto, CP-60mm.	64
Figura 50: Resultados do modelo numérico para <i>pullout</i> de arame reto (60mm).....	65
Figura 51: Resultados experimentais das ancoragens tipo A	68
Figura 52: Curva de <i>PullOut</i> das ancoragens tipo B (Parcial)	69
Figura 53: Curva de <i>PullOut</i> para ancoragem tipo B, CP-B4 (Completa).....	69
Figura 54: Comparação das curvas de <i>pullout</i> para as ancoragem Tipo A e B	71
Figura 55: Resultado do modelo numérico.....	73
Figura 56: Tensão Máxima principal em Mpa, gerada no arame (Step increment = 0,5)	74
Figura 57: Tensão Mínima principal em MPa, gerada na resina (Step increment = 0,5)	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Critérios para início do dano.....	41
Tabela 2: Propriedades do Aço	54
Tabela 3: Propriedades da Resina	55
Tabela 4: Propriedades do contato	56
Tabela 5: Propriedades mecânicas dos arames	60
Tabela 6: Propriedades Compressivas da Resina	62
Tabela 7: Parâmetros de <i>pullout</i> para CP arame reto.....	64
Tabela 8: Estado de tensão dos componentes durante o pullout do modelo calibrado	66
Tabela 9: Parâmetros de <i>pullout</i> do modelo calibrado	66
Tabela 10: Erro relativo dos parâmetros de comparação do modelo calibrado.	66
Tabela 11: Resultado e parâmetros de comparação da ancoragem tipo A.....	Error! Bookmark not defined.
Tabela 12: Resultados e parâmetros de comparação da ancoragem tipo B.....	70
Tabela 13: Comparação de ancoragens propostas.....	72
Tabela 14: Resultados do modelo numérico <i>pullout</i> ancorado.....	73
Tabela 15: Erro relativo do modelo numérico <i>pullout</i> ancorado	75

LISTA DE ABREVIATURAS

CP	Corpo de prova
CTE	Coeficiente de expansão térmica
EF	End Fitting
FPSO	Floating Producing, Storage and Offloading
FSFR	Free Standing Flexible Riser
FU	Fator de utilização
HDPE	Polietileno de alta densidade
MEF	Modelo de elementos finitos
PA	Poliamida
PVDF	Fluoreto de polivinilideno
XLPE	Polietileno reticulado ou com formação de rede

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	Tensão
ε	Deformação
F	Força
A	Área transversal
l_0	Base de medida para cálculo de deformação durante ensaio de tração
$\sigma_{nominal}$	Tensão nominal
$\sigma_{Verdadeira}$	Tensão verdadeira
$\varepsilon_{plástica}$	Deformação plástica
$\varepsilon_{nominal}$	Deformação nominal
E	Módulo de Elasticidade
E_c	Módulo de Elasticidade compressivo
K_n	Rigidez nominal do contato coesivo
N_{max}	Tensão máxima admissível na superfície coesiva
δ_n^{init}	Separação nominal correspondente ao início da falha no material coesivo
δ_n^{falha}	Separação nominal correspondente à falha total do material coesivo
t^0	Tensão de pico
δ^0	Separação de pico
G_T	Energia dissipada durante a falha
S	Desvio padrão
S_y	Tensão de escoamento do material a 0,2% de deformação
S_{ut}	Tensão de ruptura do material
$F_{pullout}$	Força de arrancamento ou de <i>pullout</i>
$\delta_{pullout}$	Deslocamento até o <i>pullout</i>
F_{atrito}	Força devido ao atrito dinâmico
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Densidade
μ	Coefficiente de atrito dinâmico
e_r	Erro relativo

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	18
2	OBJETIVO E ESTRUTURA DO TRABALHO	19
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	20
3.1	DUTOS FLEXÍVEIS.....	20
3.2	<i>END FITTINGS</i>	25
3.3	SISTEMA DE ANCORAGEM DE ARMADURAS EM CONECTORES	30
3.4	MODELOS NUMÉRICOS.....	33
3.4.1	Propriedades dos materiais	35
3.4.2	Tipos de elementos.....	36
3.4.3	Modelo de contato e definição	39
4	MATERIAIS E MÉTODOS	43
4.1	PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS ARAMES	43
4.2	PROPRIEDADES MECÂNICAS DA RESINA.....	43
4.2.1	Resina utilizada e Cura	43
4.2.2	Ensaio de Compressão.....	44
4.3	INTERAÇÃO RESINA-ÁRAME	45
4.3.1	Ensaio de PullOut – Arame reto.....	45
4.3.2	Temperatura de cura	47
4.4	PREPARAÇÃO E CONFORMAÇÃO DOS ARAMES – <i>PULLOUT</i> ANCORADO	48
4.4.1	Conformação da ancoragem Tipo A	48
4.4.2	Conformação da Ancoragem Tipo B.....	50
4.5	CALIBRAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO	51
4.5.1	Geometrias	52
4.5.2	Propriedades dos materiais	53

4.5.3	Modelo de contato	55
4.5.4	Etapas da simulação.....	57
4.6	MODELO - <i>PULLOUT</i> ANCORAGEM	58
5	RESULTADOS E DISCUSSÃO	60
5.1	PROPIEDADES DO ARAME	60
5.2	PROPIEDADES DA RESINA.....	61
5.3	TEMPERATURA DE CURA DA RESINA.....	63
5.4	RESULTADOS - <i>PULLOUT</i> COM ARAME RETO	63
5.4.1	Resultados Experimentais	63
5.4.2	Resultados do modelo numérico.....	64
5.5	RESULTADOS - <i>PULLOUT</i> ANCORADOS.....	67
5.5.1	Resultados experimentais.....	67
5.5.2	Simulação de pull-out da ancoragem selecionada.....	72
6	CONCLUSÕES.....	76
7	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	78
8	REFERÊNCIAS.....	79

1 INTRODUÇÃO

O aumento da produção de Óleo e Gás nas últimas décadas tem motivado e impulsionado a indústria no desenvolvimento de novas tecnologias que permitam a exploração de recursos nunca antes pensados. Este aumento na indústria do petróleo em regiões afastadas da costa motivou a utilização de dutos flexíveis em lâminas d'água cada vez mais profundas e em condições mais adversas. Entretanto, para acompanhar este avanço, se tornam necessários o investimento e a realização de programas de pesquisas e desenvolvimentos relacionados aos materiais e componentes utilizados em campo. Este desenvolvimento em consequência permite à indústria afrontar novos desafios alimentando novamente o ciclo de avanço tecnológico.

Os dutos flexíveis, compostos por diferentes tipos de materiais, apresentam para os engenheiros, projetistas e pesquisadores verdadeiros desafios na hora de analisar seu comportamento global, assim também como sua interação com os demais componentes do sistema de produção. Um ponto crítico de análise neste sistema encontra-se na transição entre o duto flexível e os diferentes componentes do sistema, por exemplo, navios e plataformas, pontos nos quais as condições de serviço são as mais severas. A transição ou vínculo é realizada por conectores também conhecidos como *End Fittings* (EF). Os EF são componentes consideravelmente complexos do ponto de vista tecnológico devido ao conjunto de componentes, materiais e técnicas que são utilizados para sua confecção. Dentro dos EF, as diferentes camadas de materiais do duto flexível são terminadas. As armaduras de tração são as principais responsáveis por suportar os carregamentos axiais impostos ao duto flexível. Os arames que compõem estas camadas são ancorados dentro do EF, permitindo a transmissão de esforços.

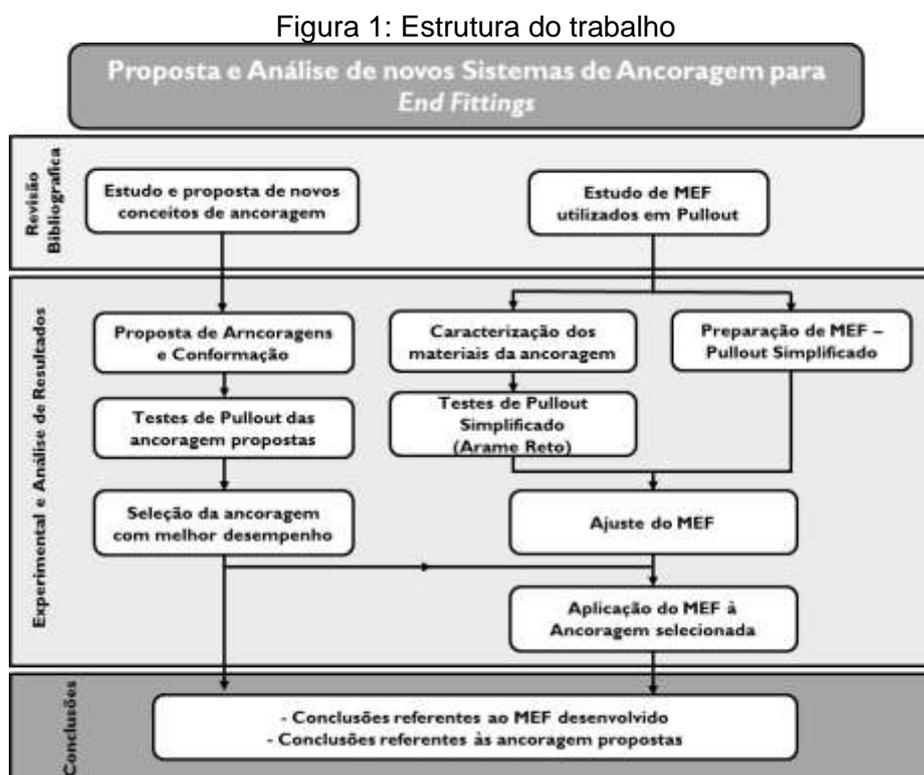
Portanto, diante do cenário apresentado, torna-se necessário aprofundar os conhecimentos destes componentes críticos, desenvolvendo novas tecnologias, alternativas e métodos de análise que permitam aprimorar seu desempenho respondendo à necessidade da indústria.

2 OBJETIVO E ESTRUTURA DO TRABALHO

O estudo e entendimento das tecnologias e técnicas já utilizadas nos sistemas de ancoragem como a dos elementos finitos são de grande importância assim como o desenvolvimento das novas tecnologias e métodos de análise. É por isso que o trabalho exposto apresenta como metas principais:

- i. - Propor dois sistemas de ancoragem alternativos;
- ii. - Comparar experimentalmente os sistemas de ancoragem propostos;
- iii. - Criar um modelo numérico que permita reproduzir o fenômeno de arrancamento do arame da armadura de tração (*pullout*) o qual permita estudo da ancoragem com os arames conformados.

A proposta dos dois sistemas, nomeados como “Tipo A” e “Tipo B”, é motivada pela necessidade de apresentar uma alternativa aos modelos de ancoragem já existentes e patenteados pelos fabricantes de dutos flexíveis. Já a comparação e análise dos sistemas de ancoragem levam à otimização da proposta, com possibilidade de aplicação em futuros conceitos de EF. Desta forma, a estrutura do trabalho é apresentada na Figura 1.

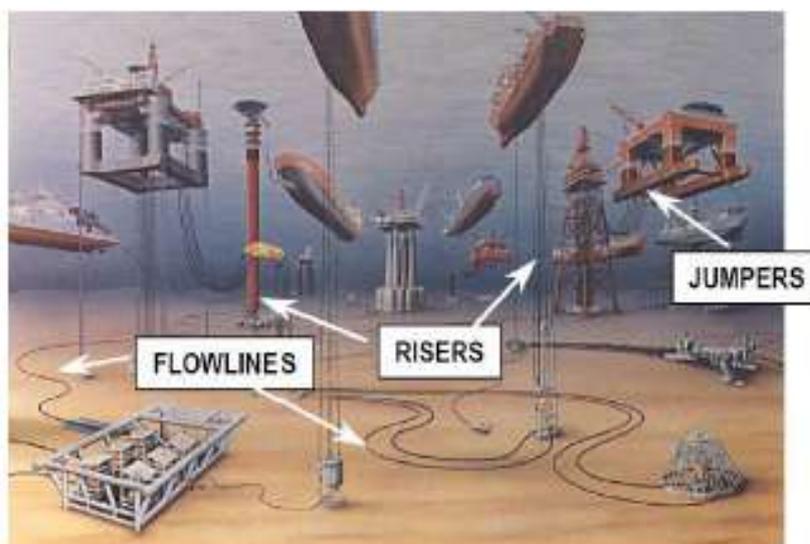


3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Dutos flexíveis

Na indústria *offshore* diferentes tipos de fluidos para produção ou injeção (petróleo, gás, água) devem ser transportados entre os poços no fundo do mar e os navios de transporte e produção passando por diferentes componentes do sistema que permitem a exploração e controle do processo. A interligação entre os diferentes componentes do sistema de produção e exploração é realizada por meio de dutos que podem ser chamados de *Jumpers*, *Flowlines* ou *Risers* (ver Figura 2), dependendo de sua condição de trabalho.

Figura 2: Risers, Jumpers e Flowlines



Fonte: adaptado XAVIER (2009a)

No mercado atual estes dutos são divididos em duas categorias ou classes construtivas: Dutos Rígidos e Dutos Flexíveis.

Os dutos rígidos, geralmente fabricados em aço por meio de processos com/sem costura ou extrusão, foram os primeiros a serem utilizados pela indústria *offshore* em águas rasas. Atualmente são utilizados diferentes tipos de camadas de proteção anticorrosiva tanto interna como externamente, possibilitando aumentar a vida útil do duto. Camadas isolantes também são utilizadas para diminuir o gradiente de temperatura, evitando problemas de escoamento do fluido.

Por outro lado os dutos flexíveis começaram a ser desenvolvidos na França no início da década de 60 (4SUBSEA, 2013). Anos de estudos e pesquisas realizados pelo IFP (Institut Français du Pétrole) conduziram em 1972 à patente do que hoje conhecemos como duto flexível de camadas não aderidas (em inglês, *unbonded flexible pipe*). Esta nova tecnologia permitiu eliminar algumas limitações inerentes aos dutos rígidos como, por exemplo, a aplicação de menores raios de curvatura e facilidade de transporte e armazenamento. Atualmente, os dutos flexíveis podem ser subdivididos em duas categorias: dutos de camadas aderentes (em inglês, *bonded flexible pipe*) e dutos de camadas não aderentes (em inglês, *unbonded flexible pipe*).

i. Dutos de camadas aderentes (*Bonded flexible pipe*)

Estes dutos consistem em uma combinação de camadas de material metálico, fibras e tecidos embebidos em uma matriz elastomérica vulcanizada, ver Figura 3. As camadas metálicas proporcionam ao duto a rigidez necessária para resistir às cargas de serviço. Ao mesmo tempo, as camadas de fibras e tecidos proporcionam ao duto um reforço adicional sendo também utilizadas para separar as camadas elastoméricas (NORTHCUTT, 2000). A matriz vulcanizada é a encarregada de vincular os diferentes materiais e camadas, além de fornecer flexibilidade e proteção ao duto.

Figura 3: Duto de camadas aderentes, “ *Bonded flexible pipe* ”



Fonte: CONTITECH (2015)

Estes dutos são utilizados em variadas aplicações como: injeção de gás, *jumpers*, *riser* ou *flowline* (CONTITECH OIL & MARINE, [s.d.]), sendo também utilizados amplamente em sistemas *Oil Offloading Line* (OOL), Figura 4.

Figura 4: Utilização de dutos de camadas não aderentes



Fonte: CONTITECH (2015)

Estes tipos de dutos são fabricados e aprovados de acordo com os requerimentos estabelecidos na API 17K (2010) e na API 16C (2015). Atualmente existem várias companhias qualificadas para a fabricação destes tipos de dutos, algumas das mais conhecidas são: *ContiTech*; *Dunlop Oil & Marine*; *Trelleborg Kleber*.

Embora os dutos de camadas aderentes sejam utilizados em condições similares às dos dutos de camadas não aderentes, estes apresentam algumas diferenças. Uma das mais importantes é a limitação do comprimento dos dutos de camadas aderentes em comparação com os de camadas não aderentes. A limitação do comprimento varia com o diâmetro interno do duto, sendo que para diâmetros de 16 a 24" o comprimento padrão é de 12 m. Já para diâmetros entre 4 e 10" o comprimento pode chegar até os 100 m (SVEIN ARE LØTVEIT, 2009).

ii. Dutos de camadas não aderentes (*Un-Bonded Flexivle Pipe*):

A diferença com os dutos de camadas aderentes, os dutos de camadas não aderentes não possuem uma matriz elastomérica que ligue as diferentes camadas. Estes são fabricados por meio da combinação de camadas de materiais metálicos e poliméricos onde cada camada desempenha uma função específica (ver Figura 5).

Figura 5: Detalhes das camadas de dutos de camadas não aderentes



Fonte: O AUTOR (2016)

- a) Carcaça Intertravada: É formada a partir da conformação de fitas de aço inoxidável. Estas fitas apresentam uma seção transversal em forma de “S” que permite o intertravamento como mostrado na Figura 6. Além disso, as fitas de metal são assentadas de forma helicoidal com um ângulo de assentamento próximo aos 90°. Esta camada possui a função de resistir às cargas geradas devido à pressão interna e evita o colapso da camada polimérica de estanqueidade em casos de despressurização repentina. Permanecendo em contato direto com o fluido.

Figura 6: Perfil da carcaça intertravada.

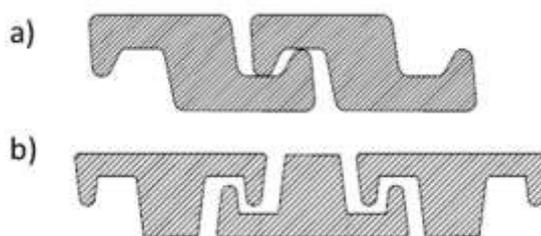


Fonte: API 17B (2008a, p. 17)

- b) Camada de pressão interna: Chamada também de barreira de pressão interna e fabricada a partir da extrusão de um termoplástico sobre a camada carcaça intertravada. Os materiais usualmente utilizados para sua manufatura são HDPE, XLPE, PA-11, PVDF (API 17B, 2008a, p. 56). Esta camada garante a estanqueidade do duto evitando vazamento dos fluidos transportados.

- c) Armadura de Pressão: É fabricada a partir de aço com baixo, meio ou alto carbono (API 17B, 2008a, p. 60). Existem vários tipos de perfis (Figura 7), variando entre fabricantes. A armadura apresenta ângulo de assentamento próximo a 90° , motivo pelo qual possui baixa rigidez axial. Sua principal função é resistir aos esforços devido à pressão interna e externa, assim como as cargas radiais experimentadas durante a instalação e lançamento do duto.

Figura 7: Perfis da armadura de pressão. a) Tipo Z, b) Tipo T



Fonte: API 17B (2008a, p. 17)

- d) Fita anti-desgaste: Fabricadas a partir de fitas poliméricas com características tribológicas que reduzem o desgaste entre camadas metálicas adjacentes. As mesmas são enroladas sobre as camadas metálicas.
- e) Armadura de tração interna: Camada constituída por arames de seção usualmente retangular fabricados em aço carbono. A porcentagem de carbono pode variar em função do tipo e condição de serviço do duto (*Sweet, Sour-service*) (API 17B, 2008a, p. 60). Os arames são dispostos em forma helicoidal com ângulo de assentamento entre 20° e 55° dependendo da carga e pressão interna as quais o duto será submetido. Estes ângulos permitem uma boa relação entre flexibilidade e rigidez axial.
- f) Armadura de tração externa: Camada com iguais características à armadura de tração interna. Os arames são dispostos em forma de helicóide, mas em sentido oposto ao da armadura interna. Este arranjo nos sentidos das helicóides proporciona rigidez torcional ao duto, motivo pelo qual as armaduras de tração se encontram sempre em pares, podendo ter dutos com até 4 armaduras de tração.

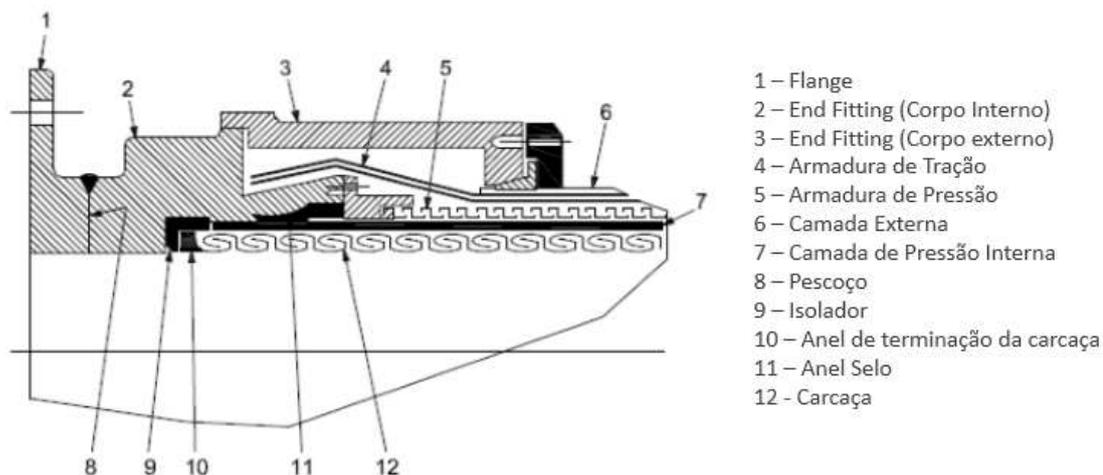
- g) Fita de reforço de alta resistência: pode ser constituída por tecidos de material polimérico de alta resistência como aramida ou em fitas adesivas de material compósito de fibra de vidro com matriz termoplástica. A função principal desta camada é fornecer rigidez radial evitando problemas de flambagem das armaduras de tração.
- h) Camada externa polimérica: Esta camada é extrudada sobre a armadura de tração externa a qual se encontra coberta por uma fita. Sua função é fornecer isolamento do meio externo (água do mar) evitando a corrosão dos arames das armaduras de tração e de proteger a camadas de tração do desgaste provocado pelo leito marinho ou outros *risers*. Podem ser fabricadas em camadas simples ou múltiplas de HDPE, PA-11 (API 17B, 2008a, p. 56).

Recomendações sobre o desenho, fabricação e instalação destes dutos podem ser encontrados nas normas API 17J (2008b) e na API 17B (2008a). Atualmente existem vários fabricantes deste tipo de dutos, sendo os mais conhecidos a *Technip*, *Wellstream international Ltd* (atual GE oil & Gas), *DeepFlex*, *National Oilwell Varco* (NOV).

3.2 End Fittings

Os dutos flexíveis mencionados anteriormente precisam ser vinculados aos diferentes componentes do sistema de produção. É neste ponto onde os *end fitting* (EF) tomam protagonismo no assunto. Na norma API 17B (2008a, p. 20) se expõem os componentes principais do EF (Figura 8) e suas principais funções. De forma resumida, pode-se dizer que este componente permite a terminação das diferentes camadas do duto, suportando e transmitindo as cargas axiais e momentos atuantes ao mesmo tempo em que permite o escoamento dos fluidos de forma estanque. Todos os EF devem ser construídos de acordo com os critérios e requerimentos expostos na (API 17J, 2008b).

Figura 8: Exemplo de *end fitting* para dutos de camadas não aderentes



Fonte: Adaptado API 17B, 2008a, p. 20

Devido a questões comerciais cada fabricante de duto possui modelos e patentes para seus EF (ver Figura 9: Detalhe de um *End Fitting*

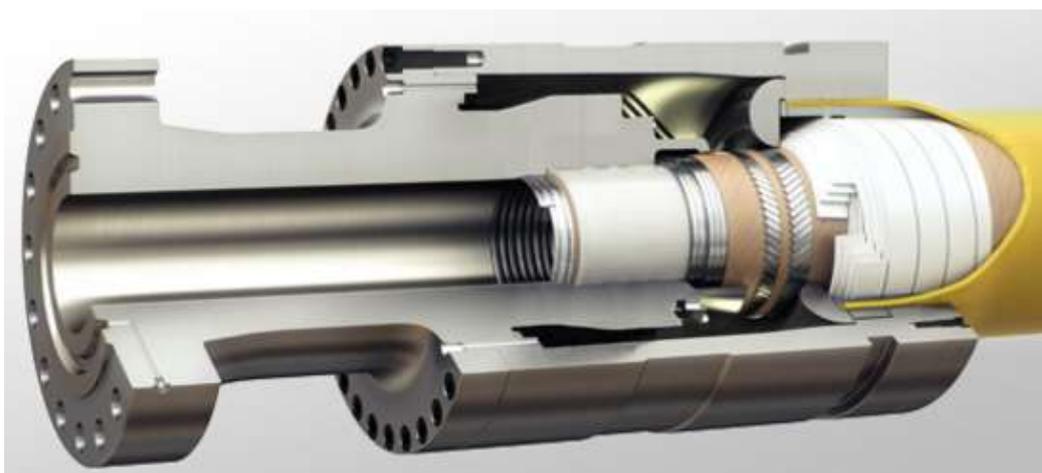


Figura 9).

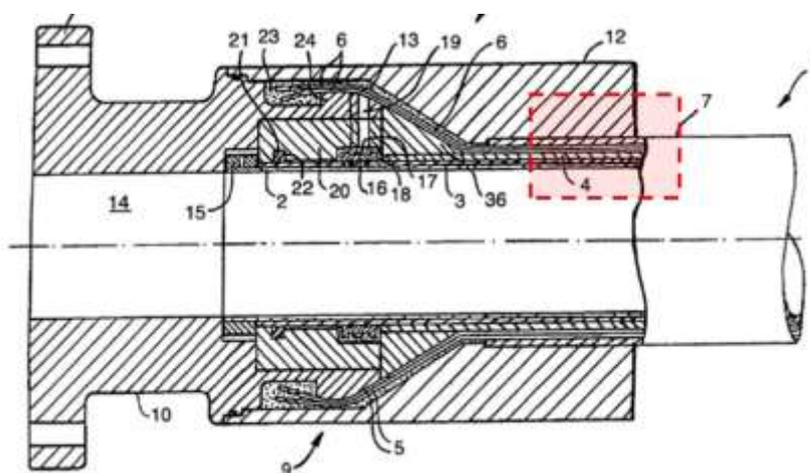
Estes modelos apresentam variações nas metodologias de montagem, sistemas de vedação das camadas, metodologia de ancoragem das camadas, sistemas de alívio, etc.

Figura 9: Detalhe de um *End Fitting*

Fonte: NOV (2013)

Um modelo de conector utilizado pela NKT é exposto na Figura 10, na autoria de Langkjaer (2002) e com registro de patente “US6412825 B1”. Pode-se observar que o modelo apresenta algumas diferenças ao exposto na Figura 8, como a não existência da vedação da camada externa, a qual evitaria a entrada da água do mar desde fora.

Figura 10: Modelo de conector utilizado pela NKT

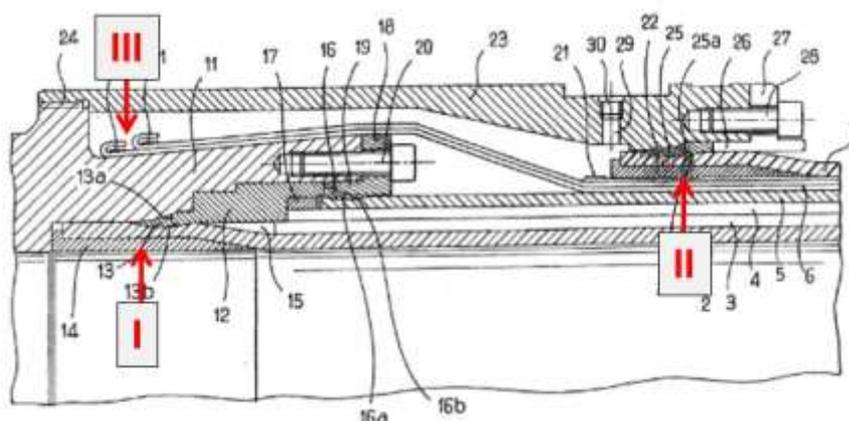


Fonte: Adaptado patente “US6412825 B1”. LANGKJAER (2002)

A Figura 11 expõe o modelo de end fitting patentado por Buon e Berton (2005), em poder da *Coflexip* com registo de patente “US6923477 B2”. Neste modelo pode-se observar o sistemas de vedação sobre a camada de pressão e a camada externa sendo auxiliados por meio da utilização de uma cunha metálica (flechas I e II correspondentes) para gerar suporte estrutural, além disso pode-se observar a

conformação da extremidade dos arames da armadura de tração em forma de gancho (flecha III).

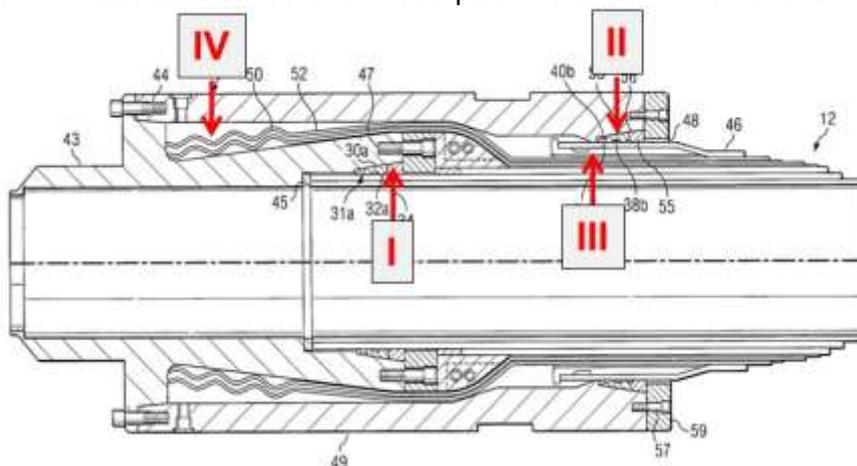
Figura 11: Modelo de conector utilizado pela Coflexip FR



Fonte: Adaptado patente “US7175208 B2”. BUON; BERTON (2005)

Na Figura 12 é apresentado um modelo de conector utilizado pela Wellstream International Limited, atual GE Oil & Gas, patenteado por Belcher (2007) com registro de patente número “US7175208 B2”. Este modelo apresenta uma variação na geometria das vedações interna e externa (flechas I e II), utilizando uma cunha metálica como suporte para ativação da vedação externa (flecha III). Este modelo também apresenta um tipo diferente de conformação das extremidades dos arames da armadura de tração (flecha IV).

Figura 12: Modelo de conector utilizado pela Wellstream International Limited

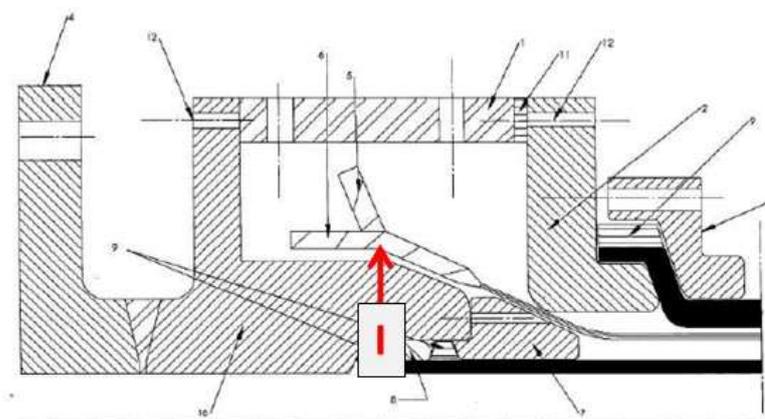


Fonte: Adaptado patente “US7175208 B2”. BELCHER (2007)

Na Figura 13 se observa em detalhe uma patente da UFRGS com número “BRPI 0706184-A2” de autoria de Bueno et al. (2009). Este modelo de conector apresenta

como variante a dobra e torção dos arames da armadura de tração dentro do conector (flecha I).

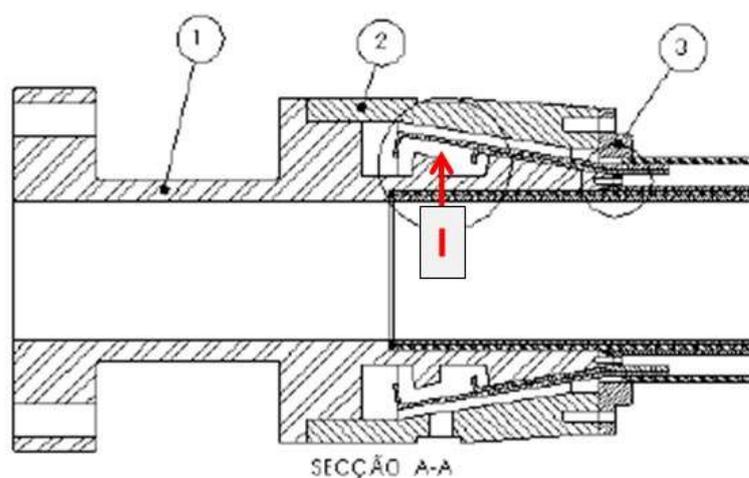
Figura 13: Modelo de conector com tiras dobradas e torcidas, UFRGS



Fonte: Adaptado BUENO (2010)

Como parte do trabalho de doutorado realizado por Xavier (2009a), foi patenteado um modelo de conector, propriedade da UFRGS com número “BRPI 0704349-0A2”, Figura 14. Este modelo apresenta a conformação em forma de “L” dos arames das armaduras de tração, além de apresentar um formato cônico para ancoragem (flecha I).

Figura 14: Conector para dutos flexíveis da UFRGS

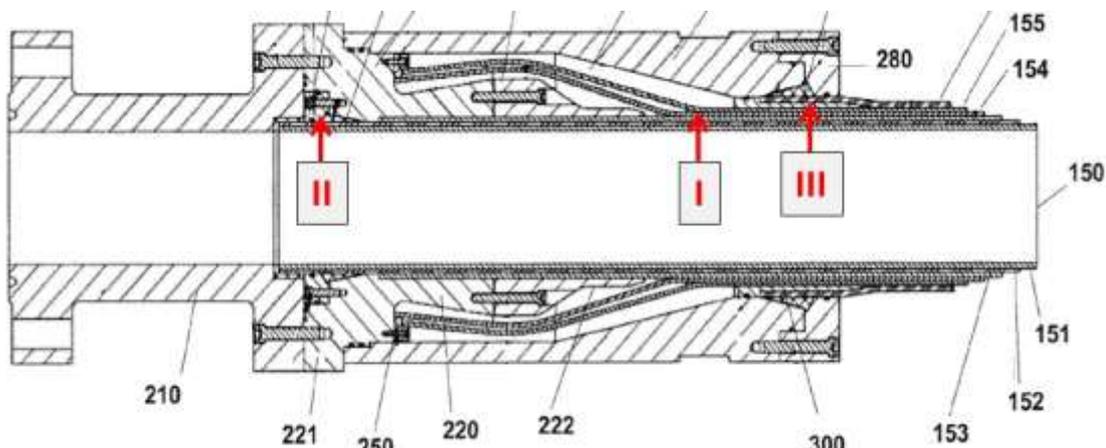


Fonte: Adaptado patente “BRPI 0704349-0A2”, XAVIER (2009b)

Na Figura 15 se observa o modelo de conector apresentado por Campello; Carpigiani de Almeida (2012) com registro de patente “EP2492571 A2”. Neste modelo os arames da armadura de tração não precisam ser dobrados (flecha I), melhorando o desempenho em fadiga e, assim, aumentando a vida útil do mesmo. O sistema de

vedação interna foi deslocado para frente do EF possibilitando o acesso ao mesmo (flecha II). Uma cunha metálica é utilizada como suporte para ativar a vedação externa (flecha III).

Figura 15: Modelo de conector sem dobra da PETROBRAS

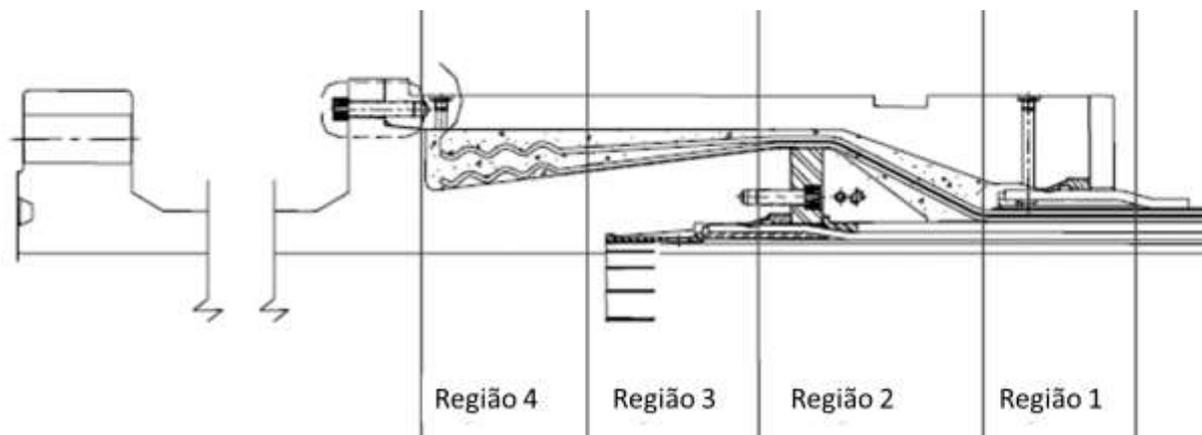


Fonte: Adaptado patente "EP2492571 A2". CAMPELLO; CARPIGIANI DE ALMEIDA (2012)

3.3 Sistema de ancoragem

Como mencionado anteriormente, as forças axiais suportadas pelo duto flexível são transmitidas por meio do sistema de ancoragem ao EF. O sistema de ancoragem é constituído pelos arames da armadura de tração os quais se encontram embebidos em resina epóxi (Figura 8). Segundo Shen et al. (2008), a disposição da armadura de tração dentro do EF pode ser dividida em quatro regiões como se observa na Figura 16. Na região 1 os arames permanecem na forma helicoidal de assentamento sobre o duto. Na região 2 os arames trocam de direção no início da região e no final da mesma, passando acima do sistema de vedação interno. Na região 3 o arame se assenta sobre o corpo interno do EF. Finalmente na região onde o arame se encontra conformado mecanicamente (formando a ancoragem), é chamada de região 4.

Figura 16: Disposição da armadura de tração dentro do EF



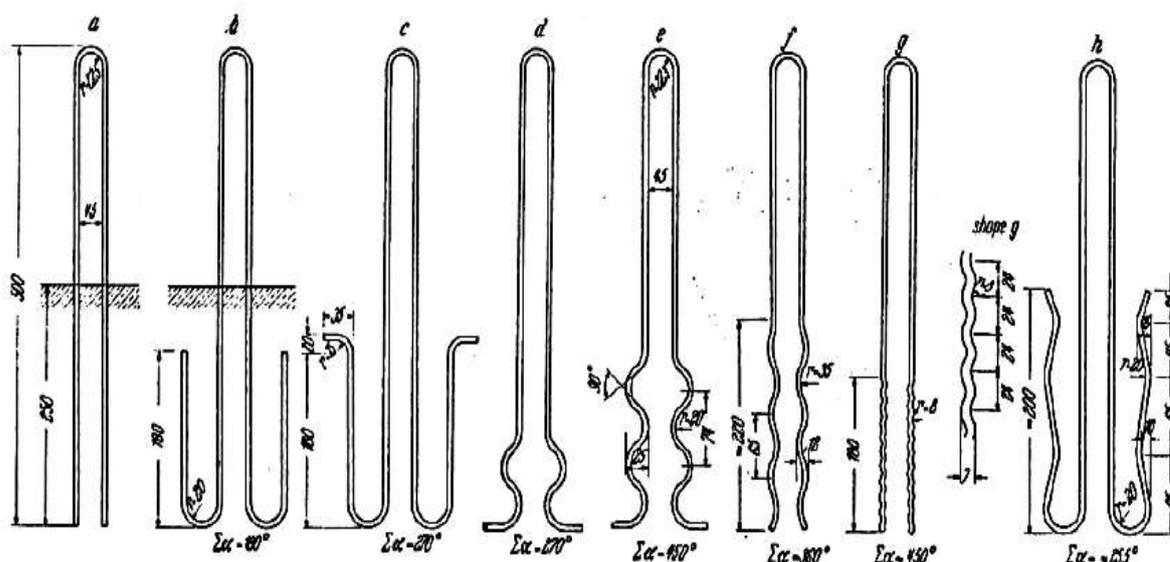
Fonte; Adaptado SHEN *et al.* (2008)

A adesão da resina com o arame atua de forma a evitar o arrancamento dos arames de dentro do conector, adicionalmente a conformação mecânica realizada na região 4 que atua de maneira de aumentar a resistência ao arrancamento.

Xavier (2009a) pressupõe que os sistemas de ancoragem em EF podem ser análogos aos utilizados na área civil. Em função disso, o autor apresenta no seu estudo diferentes modelos de ancoragens utilizadas em concreto protendido (Figura 17).

Na engenharia civil o concreto reforçado e o protendido são analisados como materiais compósitos nos quais o concreto cumpre a função de matriz e o aço a de reforço. A similaridade deste sistema com o formado pelos arames de tração e a resina permite a analogia.

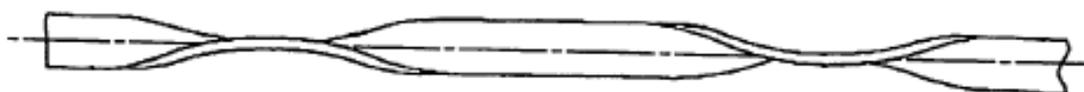
Figura 17: Modelos de ancoragem utilizados em arames de armadura de concreto protendido, para ensaios de aderência em tração.



Fonte: Adaptado LEONHARDT, 1964 citado por XAVIER, 2009a

Observando os diferentes tipos de ancoragem da Figura 17, pode-se notar que modificações destes modelos são utilizados pelos fabricantes de dutos flexíveis. Cada fabricante apresenta um modelo próprio e patentado. Na Figura 11, e na Figura 12 se observam os modelos de ancoragem tipo *Hook* e tipo *Crimping* adotados pela *Coflexip* e *Wellstream International Limited*, respectivamente. Já o modelo de ancoragem tipo *Twist*, utilizado pela *NKT* é mostrado na Figura 18.

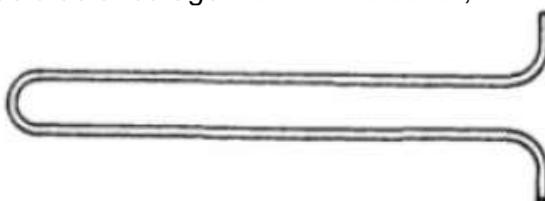
Figura 18: Ancoragem tipo *Twist* utilizada pela *NKT*



Fonte: Adaptado LANGKJAER (2002)

Por outro lado, Xavier (2009a) apresenta como parte do seu trabalho um novo modelo de ancoragem o qual é uma adaptação de um dos modelos utilizados para concreto protendido. Este modelo adaptado, Figura 19, apresenta uma forma de "L".

Figura 19: Modelo de ancoragem em forma de "L", adotada por Xavier



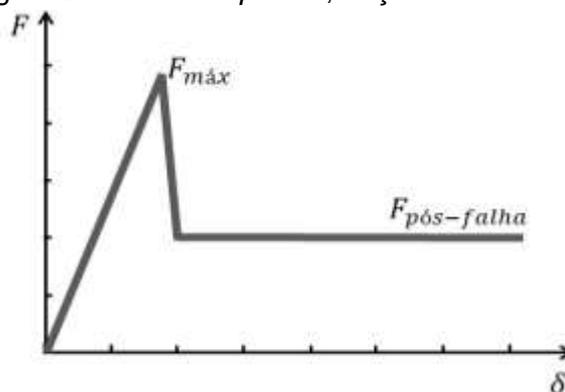
Fonte: XAVIER (2009a)

3.4 Modelos numéricos

A utilização de modelos numéricos no auxílio da engenharia tem sido uma ferramenta cada vez mais aceita e utilizada. A possibilidade de enfrentar problemas multivariáveis com a facilidade e flexibilidade de se obter resultados para vários cenários fez que este tipo de análise seja cada vez mais utilizada nas últimas décadas. Isso se deu principalmente através das melhorias tecnológicas na área de processamento computacional.

A aplicação de modelos numéricos em ensaios de arrancamento, conhecidos como *pullout*, vem sendo utilizada há muito tempo na área de materiais compósitos, assim como na área civil onde este tipo de simulação é utilizado para análise dos sistemas de concreto protendido. Os resultados obtidos a partir destes ensaios (ver Figura 20) ou modelos permitem aos investigadores determinar parâmetros importantes de projeto, como por exemplo: força máxima ($F_{m\acute{a}x}$), força pós-falha, rigidez do sistema, etc.

Figura 20: Curva de *pullout*, força versus deslocamento



Fonte: O AUTOR (2016)

Tsai (2005) apresenta um trabalho de análise quase-estático do processo elastoplástico de *pullout* em fibras. No processo, o comportamento não linear entre as fibras e a matriz é modelado por meio da combinação de propriedades coesivas e de fricção. É utilizada a formulação do modelo coesivo para relacionar a tensão nas faces e a correspondente separação das mesmas (δ), enquanto o modelo de *Coulomb* é utilizado na fricção. Dentro do modelo, o autor aplica uma contração térmica na matriz de maneira a gerar uma pressão de contato inicial entre as interfaces. O autor

expressa que os parâmetros para definir o modelo coesivo podem ser determinados a partir de análises experimentais.

Georgiadi-Stefanidi et al, (2010) apresentam um modelo numérico no qual se estuda o *pullout* de fibras dobradas em uma matriz de concreto. Um modelo tridimensional (3D) do sistema é apresentado de modo a se estudar o sistema completo assim como as não linearidades inerentes do processo de *pullout* (grandes deslocamentos e deformações), assim como as apresentadas pelas propriedades de seus componentes. As propriedades adesivas da interface foram tomadas de dados obtidos experimentalmente.

Jia et al.; (2011) realizaram um estudo de *pullout* em fibras de carbono em uma matriz de epóxi. Os autores utilizaram um modelo do tipo *Cohesive Zone (CZ)*, o qual é amplamente utilizado para estudo de falhas por fratura conduzidas por propagação de trinca ou descolagem. Neste modelo, o processo de *pullout* é dividido em três estágios. No primeiro estágio ocorre a deformação plástica da fibra quando carregada no sentido axial. Em seguida, a propagação da trinca entre as superfícies de contato inicia o processo de descolagem. Finalmente no terceiro estágio, após descolagem completa das superfícies, a fibra é puxada fora da matriz atuando, neste caso, unicamente as forças de atrito entre as superfícies.

Modelos numéricos relacionados com a análise do *end fitting* ou seu sistema de ancoragem podem ser encontrados apresentando diferentes tipos de abordagem para as análises. Shen et al. (2008) apresentam um modelo bidimensional (2D) para a análise de fadiga nos arames de tração dentro do EF. Para isso, os autores propõem modelos simplificados do perfil do EF, considerando a interação entre os arames e a resina. Campello (2014) apresenta um modelo similar ao anterior, 2D simplificado, mas neste caso o autor inclui no modelo os efeitos de contração da resina devido ao processo de cura e utiliza, na interação resina-aramé, um modelo de atrito denominado "*static-kinetic exponential decay*". Otte Filho et al. (2015) propõem dois modelos 3D para análise da ancoragem do EF, um para a escala reduzida da ancoragem e outro para a escala real. No modelo reduzido é apresentada a análise do *pullout* do arame para diferentes comprimentos de ancoragem considerando o atrito entre o arame e a resina assim como os efeitos térmicos devido à cura

exotérmica da resina epóxi. Em seguida o autor aplica as propriedades e parâmetros calibrados do modelo simplificado ao modelo do arame embebido dentro do perfil do EF (isto é, modelo escala real), considerando algumas simplificações geométricas.

3.4.1 Propriedades dos materiais

Os softwares de análise numérica apresentam vários modelos para representar o comportamento do material. Usualmente, os modelos se encontram em base de dados de materiais no qual o comportamento desejado pode ser escolhido. Algumas destas propriedades estão atreladas a outras, fato pelo qual ambas devem ser definidas no modelo. Um exemplo claro desta dependência pode se observar na hora de definir o comportamento plástico de algum material, devendo ser definida previamente a propriedade elástica do mesmo (SIMULIA, 2014).

As propriedades elasto-plásticas do aço podem ser definidas em função da curva de tensão-deformação (σ - ϵ) obtida nos ensaios de tração. Da mesma forma, o comportamento da resina pode ser representado pelo comportamento obtido no ensaio de tração ou compressão.

Durante a realização de um teste de tração em um metal pode-se obter a curva de tensão-deformação. Esta curva obtida diretamente do ensaio e chamada de “Curva Nominal” ou também conhecida como “Curva de engenharia”, na qual plota-se a tensão nominal com a deformação nominal, Para realizar a definição de um material elasto-plástico no *software* de elementos finitos, é necessário trabalhar com os valores de tensão e deformação real. Estes valores reais podem ser obtidos a partir da informação fornecida pela curva do ensaio de tração, utilizando-se para tal definição as equações 1, 2 e 3:

$$\sigma_{nominal} = \frac{F}{A} \quad (1)$$

$$\sigma_{Verdadeira} = \sigma_{nominal} \cdot (1 + \epsilon_{nominal}) \quad (2)$$

$$\epsilon_{plástica} = \epsilon_{nominal} - \frac{\sigma_{Verdadeira}}{E} \quad (3)$$

Figura 21. A tensão representada nesta curva é obtida a partir do cálculo direto entre a carga aplicada e a seção transversal inicial do corpo de prova.

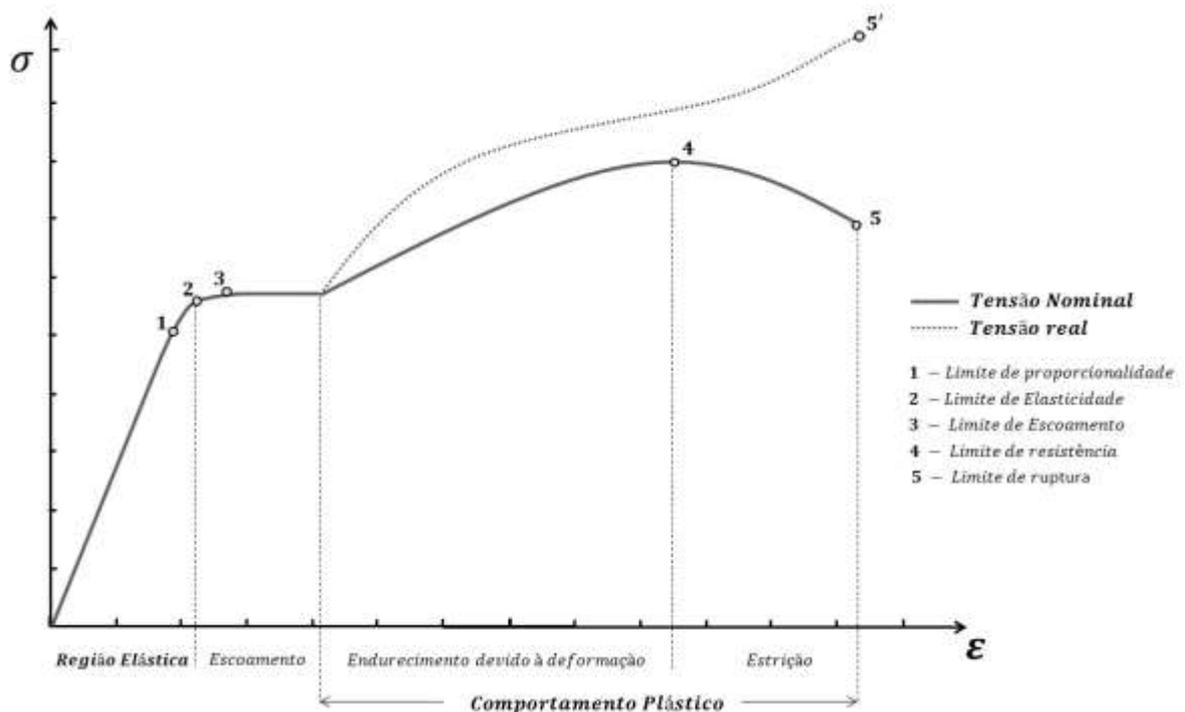
Para realizar a definição de um material elasto-plástico no *software* de elementos finitos, é necessário trabalhar com os valores de tensão e deformação real. Estes valores reais podem ser obtidos a partir da informação fornecida pela curva do ensaio de tração, utilizando-se para tal definição as equações 1, 2 e 3:

$$\sigma_{nominal} = \frac{F}{A} \quad (1)$$

$$\sigma_{Verdadeira} = \sigma_{nominal} \cdot (1 + \varepsilon_{nominal}) \quad (2)$$

$$\varepsilon_{Plástica} = \varepsilon_{nominal} - \frac{\sigma_{Verdadeira}}{E} \quad (3)$$

Figura 21: Curva de Tensão-Deformação nominal e real de um material dúctil



Fonte: O AUTOR (2016)

3.4.2 Tipos de elementos

Os softwares de elementos finitos permitem o modelamento e análise de diferentes tipos de componentes, os quais são representados por um material

específico e expostos a condições de contorno que representem as reais. Para que este processo seja possível, é necessária a utilização de elementos que se adequem ao comportamento do material e forma, além de permitir a correta interação com o meio externo: deformando, transmitindo ou recebendo calor, etc. A seleção dos elementos nos *softwares* de elementos finitos é simplificada por meio de uma espécie de biblioteca de elementos nas quais se pode escolher o tipo de elemento mais adequado à condição que se tenta reproduzir (ver Figura 22). Dentro dessas bibliotecas, os elementos podem ser apresentados e organizados conforme alguma das seguintes características:

- i. Tipo de elementos:
 - a) Elemento sólido (*Continuum*)
 - b) Elemento rígido (*Rigid*)
 - c) Elemento de casca (*Shell*)
 - d) Elemento tipo membrana (*Membrane*)
 - e) Elemento de viga (*Beam*)
 - f) Elemento de treliça (*Truss*)

- ii. Número de nós:

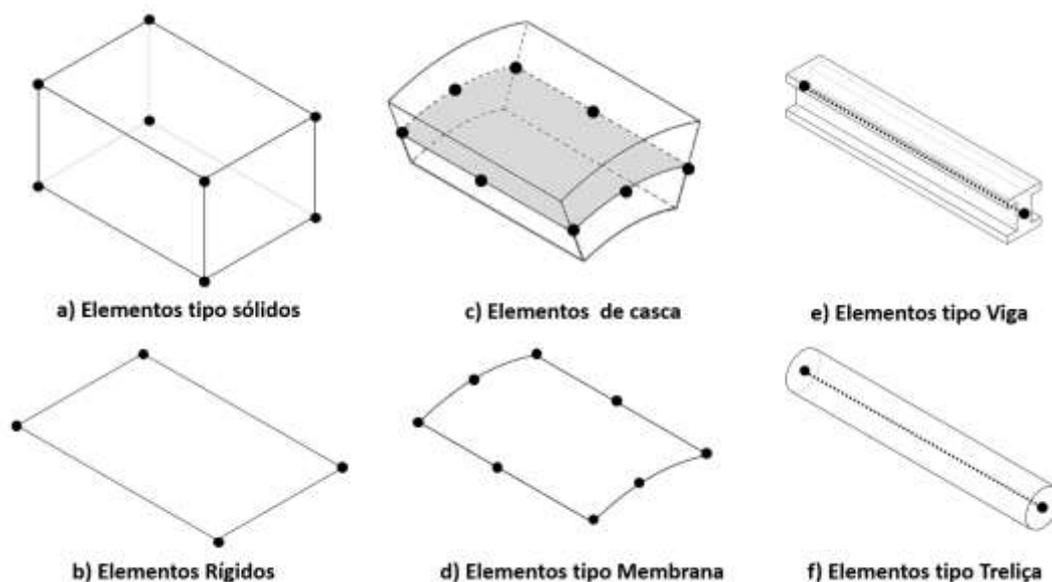
O número de nós depende da forma do elemento e da ordem de interpolação do mesmo

- iii. Grau de liberdade dos nós:

Depende do tipo de modelamento (p. ex., 2D ou 3D) e do tipo de análise que se está realizando (e.g: Transmissão de temperatura, deslocamentos, etc.).

- iv. Tipo de integração:
 - a) Integração reduzida (*Reduced*)
 - b) Integração completa (*Full integration*)

Figura 22: Tipos de elementos.

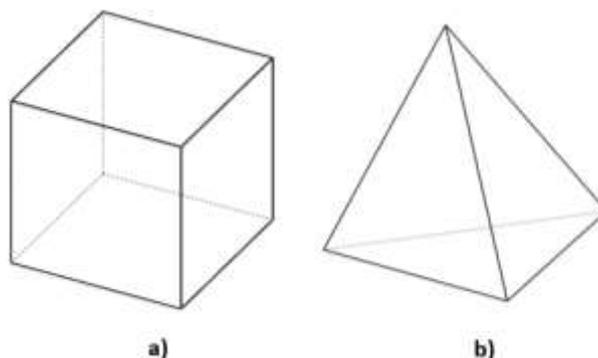


Fonte: O AUTOR (2016)

Os elementos sólidos podem ser do tipo triangular ou quadrangular quando utilizados em 2D; chamados de tetraédricos ou hexaédricos quando utilizados no espaço 3D (ver Figura 23). Estes tipos de elementos são amplamente utilizados em modelamento de problemas lineares, não lineares, como para análise de tensões, análises térmicas e acústicas, e problemas envolvendo grandes deslocamentos.

O elemento do tipo tetraédrico é utilizado em componentes nos quais a geometria do mesmo pode apresentar dificuldades na geração da malha. Em geral, os *softwares* de elementos finitos conseguem gerar malhas automaticamente com esse tipo de elemento. Também são recomendados, por seu bom comportamento, para análises que envolvam áreas de contato com grandes deslocamentos. A precisão obtida nos resultados com este elemento pode ser avaliada em relação ao custo computacional, apresentando uma boa relação. No entanto elementos tetraédricos de primeira ordem podem apresentar uma rigidez elevada em situações nas quais se deseje analisar estruturas com flexão ou grandes deformações (SIMULIA, 2014).

Figura 23: Elementos sólidos 3D, a) Hexaédrico, b) Tetraédrico.



Fonte: O AUTOR (2016)

Como mencionado anteriormente, existem outros tipos de elementos sólidos chamados hexaédricos quando utilizados em análises 3D. A utilização destes elementos é recomendada sempre que possível devido ao baixo custo computacional, mas sua aplicação em geometrias complexas pode resultar em uma tarefa difícil. Porém, a utilização de ferramentas ou *softwares* adicionais podem auxiliar na obtenção de uma malha completamente hexaédrica.

O uso de elementos hexaédricos de primeira ordem com integração reduzida é ideal para problemas nos quais se pretende modelar materiais elasto-plásticos. Da mesma forma, mas implicando um maior custo computacional, recomenda-se a utilização de elementos de segunda ordem com integração completa.

3.4.3 Modelo de contato e definição

O desenvolvimento de modelos coesivos dentro dos *softwares* de elementos finitos tornou-se uma ferramenta importante para análise de falhas, início e propagação de trincas, delaminação em compósitos e componentes colados. O *software* comercial Abaqus® possui duas opções para utilização de modelos coesivos, apresentadas como:

- Elementos Coesivos (*Cohesive elements*)
- Superfície Coesiva (*Surface-based cohesive behavior*)

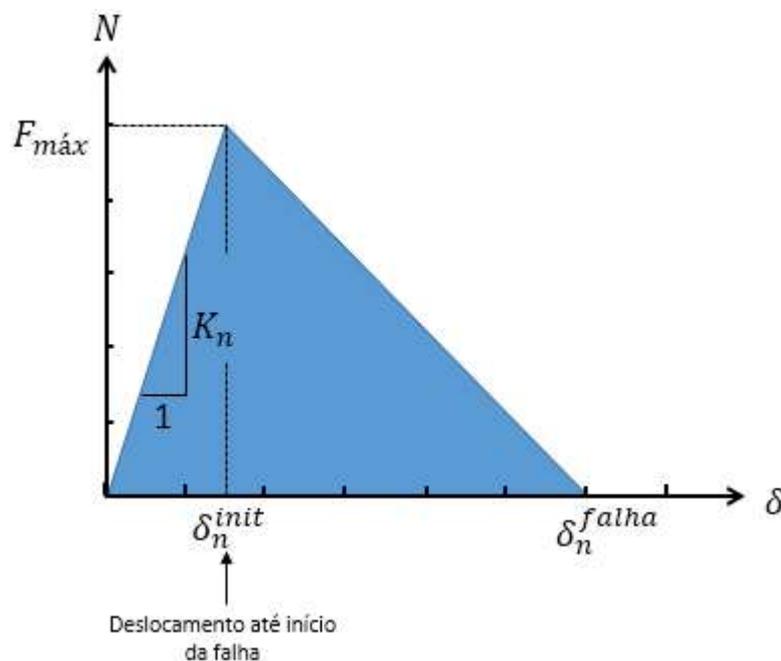
A utilização de elementos coesivos é mais apropriada quando, por exemplo, uma camada de adesivo entre dois elementos estruturais possui uma espessura finita e suas propriedades macroscópicas (p. ex., resistência) podem ser definidas. No caso da espessura ser desprezível, o modelo de superfície coesiva pode ser definido para

representar o comportamento desejado. Este último tipo de contato contorna os problemas de caracterização do material da interface, podendo-se obter as propriedades do contato a partir de resultados experimentais.

É importante salientar que o modelo de superfície coesiva é definido como uma propriedade do contato entre superfícies e não como uma propriedade de material como no caso de elementos coesivos. Não menos importante é a questão de que este modelo não pode ser utilizado em contatos com uma formulação do tipo *finite sliding/surface to surface*, podendo ser utilizada a formulação tipo *small sliding*, a qual devido à definição de um plano tangente de contato para os nós da superfície permite diminuir o custo computacional, sendo especialmente importante em problemas com modelos 3D (SIMULIA, 2014). O comportamento do contato coesivo pode ser explicado a partir da curva de “Tensão-Separação”,

Figura 24, na qual se observa o comportamento antes e depois da falha.

Figura 24: Comportamento do contato coesivo.



Fonte: Adaptado SIMULIA (2014)

O triângulo definido na

Figura 24 pode ser dividido em duas partes. A primeira parte, compreendida entre o origem das coordenadas e o ponto " δ_n^{init} ", corresponde ao comportamento do contato antes da falha. A segunda parte corresponde à região na qual ocorre a degradação do contato devido ao descolamento. O comportamento completo do contato pode ser modelado a partir da definição da Rigidez nominal do contato (K_n), do valor e critério para o início da falha, e da evolução do dano.

Na região anterior à falha o comportamento é completamente linear e sua rigidez nominal do contato (Equação 4) é definida pela inclinação da curva, podendo ser calculada como:

$$K_n = \frac{N_{max}}{\delta_n^i} \quad (4)$$

O ponto de falha, com coordenadas (N_{max}, δ_i) , é definido dentro das propriedades do contato em função de um critério de início da falha. O critério de início da falha é avaliado a partir dos valores de tensão (t_n, t_s, t_t) ou separação $(\delta_n, \delta_s, \delta_t)$ experimentada em cada nó do contato em sua correspondente direção normal, cortante e tangencial, respectivamente. Dentro do *software*, é possível selecionar os critérios de início do dano apresentados na Tabela 1.

Tabela 1: Critérios para início do dano

	Máximo Nominal	Quadrática Nominal
Tensão	$\max \left\{ \frac{\langle t_n \rangle}{t_n^o}, \frac{t_s}{t_s^o}, \frac{t_t}{t_t^o} \right\} = 1.$	$\left\{ \frac{\langle t_n \rangle}{t_n^o} \right\}^2 + \left\{ \frac{t_s}{t_s^o} \right\}^2 + \left\{ \frac{t_t}{t_t^o} \right\}^2 = 1.$
Separação	$\max \left\{ \frac{\langle \delta_n \rangle}{\delta_n^o}, \frac{\delta_s}{\delta_s^o}, \frac{\delta_t}{\delta_t^o} \right\} = 1.$	$\left\{ \frac{\langle \delta_n \rangle}{\delta_n^o} \right\}^2 + \left\{ \frac{\delta_s}{\delta_s^o} \right\}^2 + \left\{ \frac{\delta_t}{\delta_t^o} \right\}^2 = 1.$

Fonte: SIMULIA (2014)

O comportamento pós-falha, entre $\delta_n^{init} - \delta_n^{falha}$, o qual é representado pela evolução do dano (degradação da rigidez do contato) após atingido o critério de início falha, pode ser definido em função da separação efetiva " δ " experimentada pelos nós em contato ou pela energia dissipada " G_T " devido à falha (SIMULIA, 2014), podendo-se ainda utilizar-se uma formulação linear, exponencial ou tabular para definir a forma de decaimento ou *softening*, no caso de utilizar a separação como parâmetro de evolução.

Devido ao fato que no tipo de contato *cohesive surface* a espessura não é considerada, o conceito de deformação é reformulado e interpretado como separação. Portanto, a separação das superfícies em análise corresponde aos deslocamentos relativos experimentados pelos nós com referência e suas projeções sobre o plano *master*.

Por outro lado, é também de interesse o efeito após o descolamento das superfícies (força pós-falha), o modelo de contato considera o atrito entre as mesmas. Dentro do modelo de superfície coesiva o modelo de fricção permanece inativo enquanto a rigidez do contato coesivo se encontra sem danos, portanto as tensões geradas na superfície são dependentes unicamente dos deslocamentos experimentados pelos nós previamente em contato. Uma vez que a condição de início de dano foi atingida, e a evolução do dano começa a afetar a rigidez do contato, o modelo de fricção entra em ação contribuindo à tensão em função das forças de fricção geradas.

A força devido ao atrito é dependente da força normal atuante numa superfície. Esta força normal aparece atuando na superfície devido ao efeito de contração de resina no momento de cura. As propriedades intrínsecas da resina assim como as propriedades geométricas do corpo de prova afetam diretamente esta força normal.

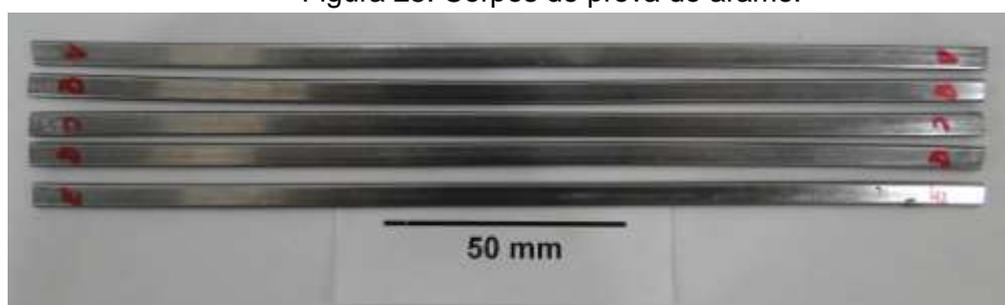
4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Propriedades mecânicas dos arames

Os arames utilizados neste trabalho foram obtidos de uma linha *flowline* de 2,5 polegadas. Estes arames possuem uma seção de 2 mm x 5 mm, na Figura 25 podem ser observados os corpos de prova utilizados para a obtenção da curva tensão-deformação.

Uma vez que os CP foram obtidos a partir de arames com a forma helicoidal, os mesmos tiveram que ser submetidos a um processo de endireitamento. Este processo de endireitamento não altera o limite de resistência do material (DAFLON, 2010).

Figura 25: Corpos de prova do arame.



Fonte: O AUTOR (2016)

O procedimento de ensaio e as dimensões dos corpos de prova foram estabelecidos de acordo com as recomendações da norma ASTM E8/E8M-11, (2000). A taxa de carregamento utilizada foi de 0,75 mm/min, com um comprimento " l_0 " entre garras de 50 mm. Os ensaios foram realizados em uma máquina de ensaios universal eletromecânica, marca Instron, modelo 5585H, com capacidade de 250 kN em tração.

4.2 Propriedades mecânicas da resina

4.2.1 Resina utilizada e Cura

Para a realização deste trabalho foi utilizada uma resina epóxi de alto desempenho já utilizada na indústria *offshore*, da marca HUNTSMAN (2009). Esta resina da linha Araldite® AW 4804 possui uma carga metálica que permite o trabalho em altas temperaturas além de proporcionar uma elevada dureza e resistência.

Os corpos de provas nos quais se utilizou esta resina, foram submetidos à um processo de cura com temperatura controlada. Para isto os CP foram colocados dentro uma cuba com isolamento térmico, na qual a temperatura interna manteve-se em 30°C durante o período de cura (Figura 26).

Figura 26: Cuba de cura para resina

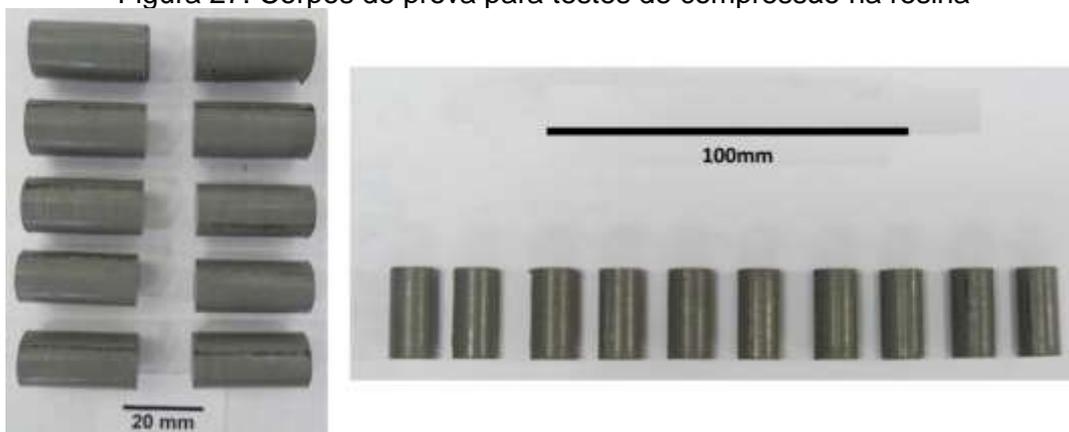


Fonte: O AUTOR (2016)

4.2.2 Ensaio de Compressão

Os testes de compressão foram realizados conforme a norma ASTM D695-10 (2010). Na Figura 27, podem-se observar os corpos de prova fabricados conforme as recomendações da norma, com uma altura de 25,4 mm e diâmetro de 12,7 mm.

Figura 27: Corpos de prova para testes de compressão na resina



Fonte: O AUTOR (2016)

Os ensaios foram realizados em uma máquina de ensaios universal eletromecânica, marca Instron, modelo 5585H, com capacidade de 250 kN em tração

e compressão (ver Figura 28). A taxa de deslocamento da máquina foi de 1,30 mm/min, conforme recomendação da norma ASTM 695-10 (2010).

Figura 28: Máquina e dispositivos utilizados nos testes de compressão



Fonte: O AUTOR (2016)

4.3 Interação Resina-Arame

A interação entre a resina e o arame é caracterizada através de testes de *pullout*. Estes testes permitem observar parâmetros característicos do sistema como: rigidez, valor máximo de força de *pullout* " $F_{pullout}$ " (força máxima de arrancamento), deslocamento até o *pullout* " $\delta_{pullout}$ ", força após *pullout* " F_{atrito} " (força devido ao atrito dinâmico). A determinação do comportamento durante os testes, assim como estes parâmetros, são necessários para desenvolver e calibrar o modelo numérico utilizado.

4.3.1 Ensaios de PullOut – Arame reto

Para realizar os testes de *pullout* foram utilizados corpos de prova não normalizados (CAMPELLO, 2014). Nestes corpos de prova o arame utilizado para o estudo foi embebido em resina, dentro de um molde circular de 38 mm de diâmetro. Para determinar as propriedades médias foram utilizados comprimentos de 30 mm; 60 mm e 120 mm como apresentado na Figura 29. As extremidades dos arames foram deixadas sobressalientes do volume de resina, de maneira a eliminar os efeitos de borda.

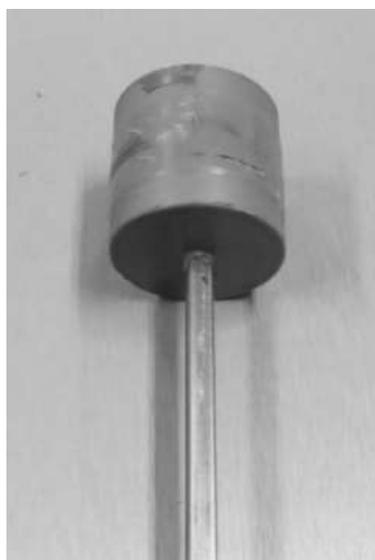
Figura 29: Conjunto de dispositivos para resinagem dos CP para *pullout*, 30/60/120 mm



Fonte: O AUTOR (2016)

Depois de finalizado o processo de cura os CPs foram desmoldados e preparados para realização dos ensaios, Figura 30.

Figura 30: Corpo de prova de 30 mm, após desmoldado

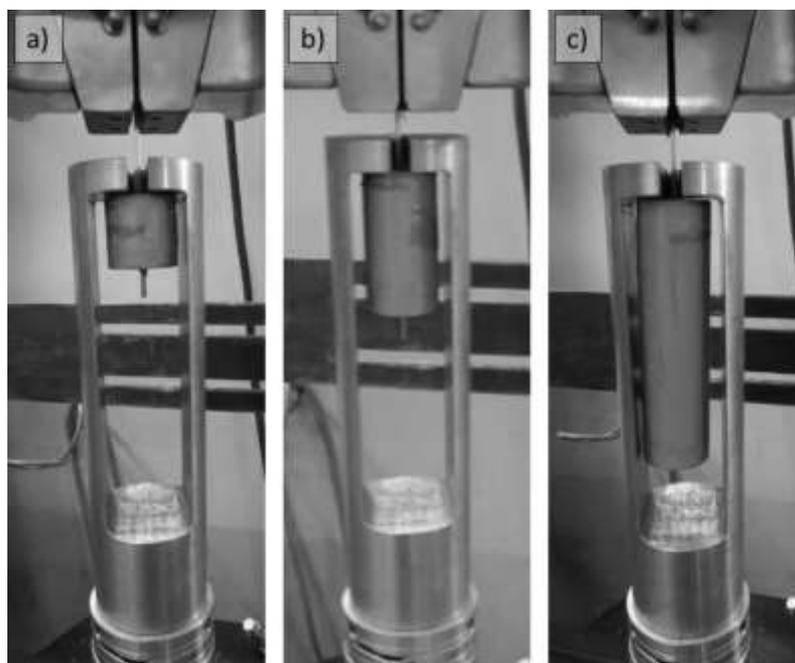


Fonte: O AUTOR (2016)

Os ensaios de *pullout* foram realizados utilizando-se uma máquina de ensaios servo-hidráulica, marca MTS, a qual possui uma capacidade de 100 kN. Os testes foram realizados com controle de deslocamento com uma taxa de 1 mm/min, obtendo como saída o valor de carga de *pullout*. Na Figura 31 se observam os dispositivos

utilizados para realização dos ensaios, assim como os corpos de prova com diferentes comprimentos.

Figura 31: Amostras para teste de *pullout* em diferentes comprimentos.
a) 30 mm; b) 60 mm; c) 120 mm



Fonte: O AUTOR (2016)

4.3.2 Temperatura de cura

O processo de cura das resinas epóxi é caracterizado por ser exotérmico. Portanto a variação de temperatura experimentada pela resina desde o processo de cura até o momento dos ensaios é muito importante devido ao papel que desenvolve na interação resina-aramé. A contração apresentada pela resina, associada a variação do seu volume durante o processo de cura gera uma força compressiva sobre a superfície do arame afetando diretamente a força necessária para o arrancamento.

Para determinar a temperatura alcançada durante o processo de cura, colocou-se um termopar dentro de um molde com as dimensões de um CP de *pullout* com 60 mm de comprimento, Figura 32. Desta forma foi medida a temperatura dentro do molde resinado e dentro da cuba de cura.

Figura 32: Detalhe da disposição dos termopares (Vista superior do CP)



Fonte: O AUTOR (2016)

4.4 Preparação e Conformação dos arames – *Pullout* Ancorado

Para a realização dos ensaios de *pullout* foi necessária a preparação dos arames da armadura de tração. Para isto os arames foram submetidos ao processo de corte, endireitamento, conformação, e limpeza superficial.

O processo de corte foi dividido em duas etapas. A primeira etapa consistiu no corte de um tramo de uma linha de 2,5” utilizando-se em esta etapa uma serra fita. A segunda etapa consistiu no corte das camadas poliméricas externas e separação dos arames da armadura de tração, etapa que foi realizada com ajuda de uma esmerilhadeira elétrica.

Após a separação dos arames da armadura de tração, os arames com um comprimento de 300 mm foram submetidos a um processo de endireitamento, de maneira a eliminar a forma residual de helicóide. Devido às ancoragens estudadas possuírem formas diferentes, os processos de conformação para cada tipo apresentam uma metodologia de conformação diferente, sendo estes apresentados na próxima seção.

4.4.1 Conformação da ancoragem “Tipo A”

A forma da ancoragem tipo A foi definida considerando os efeitos de deformação plástica sofrida pelo arame durante a conformação, assim como o efeito de distribuição de força ao longo da ancoragem quando carregado. O efeito da

deformação é sumamente importante se for considerada a possibilidade da redução da resistência do arame devido à pontos de plastificação e concentração de tensões.

Tomando como hipótese, para ancoragem tipo A, que uma conformação em forma de “W”, a qual apresenta uma transição suave entre a parte reta e a ancoragem, permite a redução das tensões residuais (ou concentração de tensões) no início da ancoragem. Por outro lado, a conformação com raios variáveis de dobra, permite um melhor travamento mecânico e distribuição da força ao longo do seu comprimento. Como consequência, este formato permite um melhor aproveitamento do sistema resina-arame.

As ancoragens tipo A foram conformadas mediante a utilização de uma matriz metálica acionada hidráulicamente. A matriz de conformação permite o *setup* de diferentes configurações de dobra (Figura 33) na qual diferentes raios de dobra podem ser utilizados para conseguir o formato de “W” desejado.

Figura 33: Matriz de conformação para ancoragens tipo A

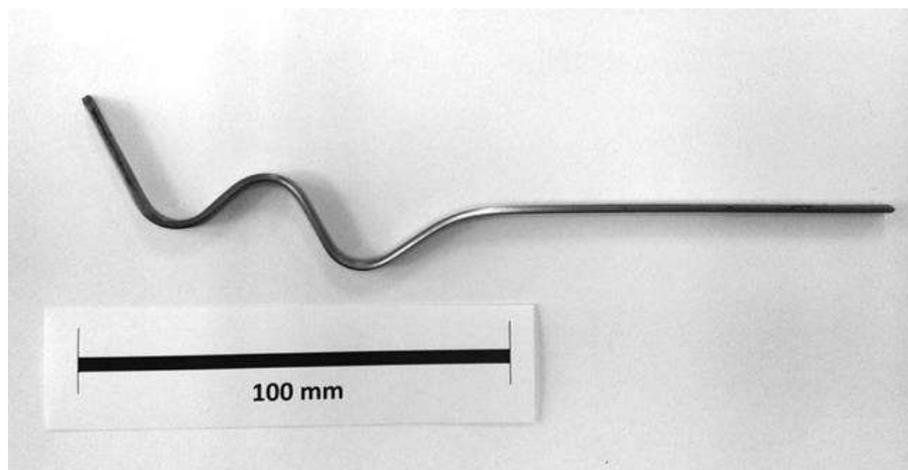


Fonte: O AUTOR (2016)

Na Figura 34 se observa o comprimento da região de ancoragem. Para fins de comparação, o comprimento de 100 mm foi fixado para os dois tipos de ancoragem.

Em seguida, as superfícies dos arames foram limpas utilizando-se um pano embebido em acetona, de forma a eliminar qualquer tipo de sujeira que pudesse afetar a aderência e posterior interação entre a resina e o arame.

Figura 34: Detalhe da região de ancoragem, ancoragem tipo A



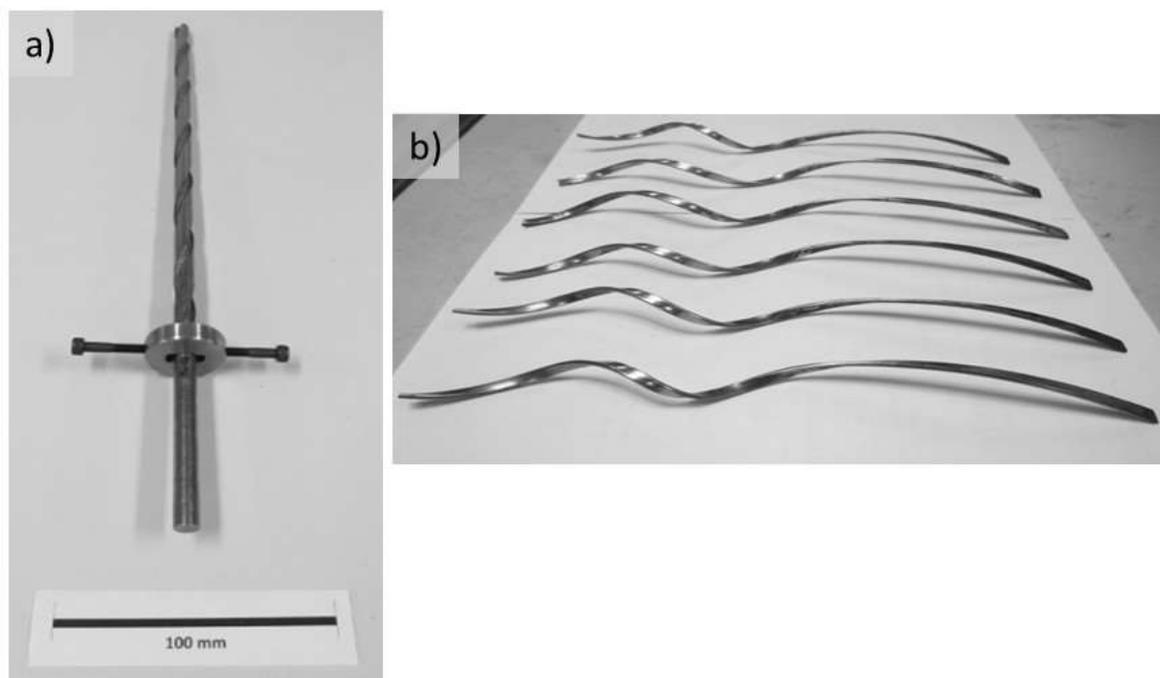
Fonte: O AUTOR (2016)

4.4.2 Conformação da Ancoragem “Tipo B”

Para a ancoragem tipo B, foi selecionada uma conformação do tipo helicoidal. Esta geometria de dobra foi selecionada a partir da hipótese de que a forma helicoidal permite uma melhor ancoragem devido ao efeito da helicóide ao ser esticada tende a diminuir seu diâmetro aumentando assim o esforço de arrancamento. Além disso, este tipo de formato de dobra permite diminuir as tensões residuais de conformação.

A conformação das ancoragens tipo B foi realizada com o auxílio de um dispositivo que possui uma matriz circular e um anel guia. Esta matriz permite o agarre do arame sobre o corpo da matriz ao mesmo tempo que possibilita o avanço e giro do anel guia realizando a conformação em forma de helicóide, como mostrado na Figura 35.

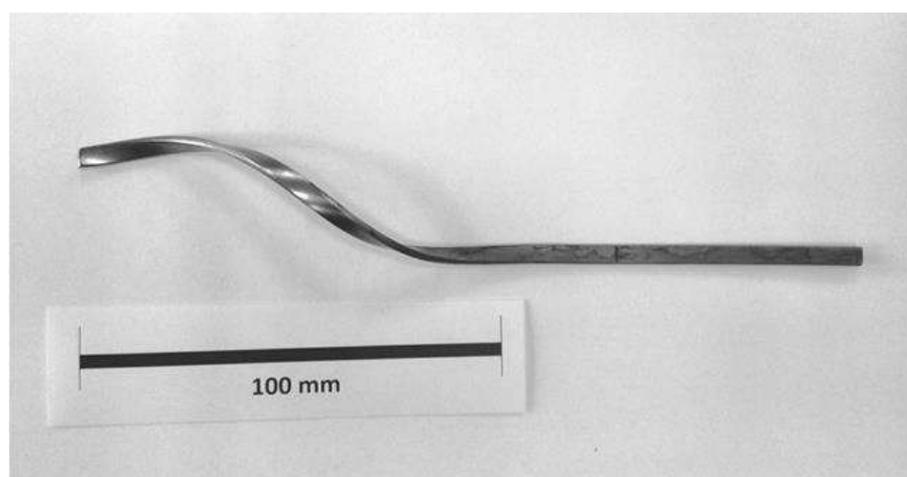
Figura 35: a) Matriz helicoidal; b) Arames após conformação da ancoragem tipo B



Fonte: O AUTOR (2016)

Da mesma forma que nas ancoragens tipo A, o comprimento da região de ancoragem foi fixada em 100 mm, Figura 36. Isto permite comparar as ancoragens para um comprimento padrão.

Figura 36: Detalhe da região de ancoragem, ancoragem tipo B



Fonte: O AUTOR (2016)

4.5 Calibração do modelo numérico

Seguindo a linha de modelos correntemente utilizados para este tipo de análise, foi utilizado um modelo do tipo estático. O modelo não considera os efeitos dinâmicos

pelo fato do ensaio ser realizado a baixas taxas de deslocamento. Este modelo permite a análise dos efeitos lineares e não lineares do sistema.

Neste tipo de modelo a maioria das propriedades mecânicas que descrevem o material podem ser utilizadas, embora algumas propriedades não são permitidas por sua natureza dinâmica.

Para execução do modelo foi previsto a utilização de uma plataforma Intel Pentium i7 3.40GHz e 8Gb RAM. Esta configuração permite um alto volume de processamento permitindo a redução de tempos tanto de preparação do modelo como de processamento.

4.5.1 Geometrias

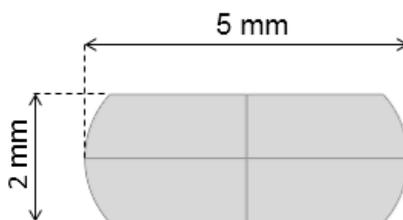
De acordo com as dimensões do arame, ver Figura 37, foi criada no software de simulação uma geometria equivalente à seção do arame (ver Figura 38) e com o comprimento igual ao utilizado nos testes experimentais.

Figura 37: Detalhe seção do arame utilizado



Fonte: O AUTOR (2016)

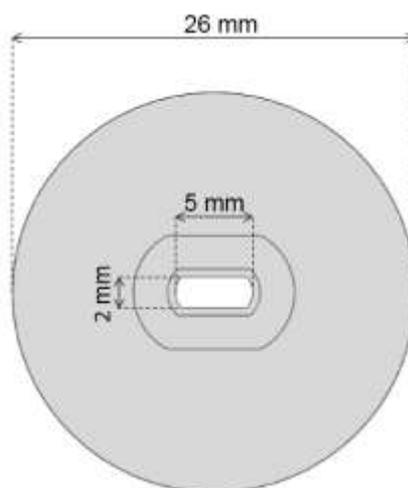
Figura 38: Esboço da geometria utilizada como seção do arame



Fonte: O AUTOR (2016)

Da mesma forma que para o arame, foi criado no *software* de simulação o corpo de resina com a mesma seção transversal e comprimento dos utilizados na parte experimental dos ensaios de *pullout* com arame reto, Figura 39.

Figura 39: Detalhe seção transversal CP de resina para *pullout* com arame reto



Fonte: O AUTOR (2016)

4.5.2 Propriedades dos materiais

Dentro do modelo foi necessário representar os materiais através das curvas de comportamento mecânico determinadas experimentalmente e de suas propriedades gerais. A utilização das curvas de comportamento mecânico são indispensáveis devido ao comportamento não linear que os materiais podem apresentar durante o processo que tenta ser modelado. Deve ser destacado que este comportamento não linear tem uma influência direta na curva de resposta esperada nos ensaios de *pullout*.

4.5.2.1 Arames

Para o comportamento mecânico do aço foi utilizado um modelo elasto-plástico. Para isto a curva de comportamento do material obtida na parte experimental foi carregada no *software* de simulação. Para a implementação no *software*, a mesma foi dividida de acordo com uma parte linear (elástica) e outra não linear (plástica). Na representação da parte linear elástica, foram utilizadas as propriedades da Tabela 2, enquanto a parte não plástica foi obtida em função da deformação nominal calculada a partir dos dados experimentais.

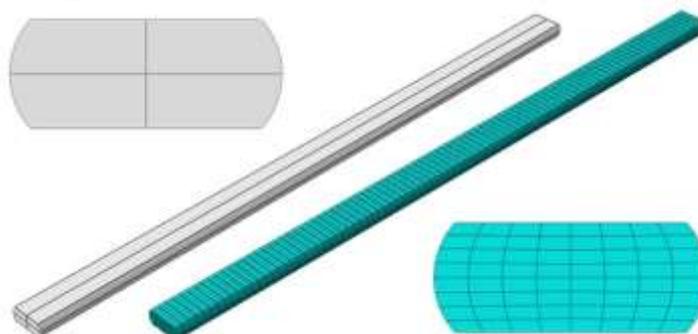
Tabela 2: Propriedades do Aço

Material	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg/m ³]	CTE [10 ⁻⁶ m/(m K)]
Aço	207.000	0,3	7.850	12

Fonte: O AUTOR (2016)

A representação do arame foi realizada por meio de 6144 elementos sólidos hexaédricos de 8 nós com integração reduzida, sendo denominados C3D8R (ver Figura 40). Como mencionado anteriormente, este elemento de comportamento linear permite uma boa relação entre resultado e tempo computacional.

Figura 40: Geometria e malha utilizada no arame



Fonte: O AUTOR (2016)

4.5.2.2 Resina

A resina foi modelada como um material elasto-plástico, através da curva obtida experimentalmente nos ensaios de compressão. Para isto, as propriedades elásticas da Tabela 3 e a curva de deformação plástica real foram carregadas no *software*. Pelo

fato do modelo considerar o efeito de contração térmica da resina foi necessário carregar nas propriedades do material o valor do coeficiente de expansão térmica.

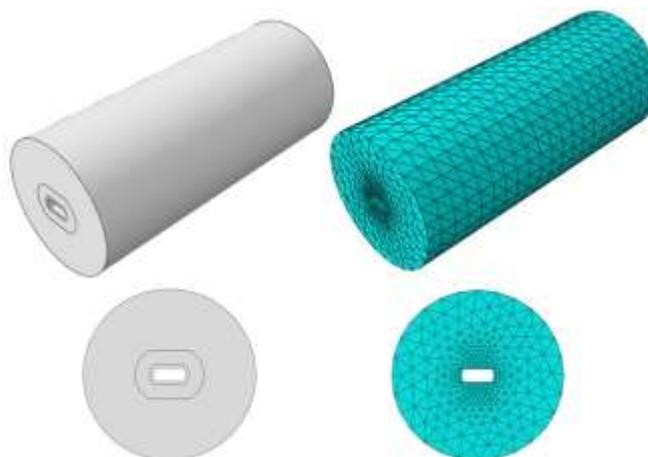
Tabela 3: Propriedades da Resina

Material	E [MPa]	ν [-]	ρ [kg/m ³]	CTE [10 ⁻⁶ m/(m K)]
Epóxi	4.400	0,3	1.850	45 - 65

Fonte: O AUTOR (2016)

Uma vez que após a calibração do modelo o mesmo deveria ser utilizado para modelar o *pullout* da ancoragem selecionada, o elemento sólido do tipo tetraédrico foi selecionado. Este tipo de elemento facilita e melhora a geração da malha em geometrias complexas como é o caso da resina contemplando a ancoragem. Portanto, o corpo sólido que representa a resina foi modelado por meio de 68049 elementos tetraédricos lineares de 4 nós, C3D4, como mostrado na Figura 41.

Figura 41: Geometria e malha utilizada para representar a resina nos *pullout* com arame reto



Fonte: O AUTOR (2016)

4.5.3 Modelo de contato

A definição do modelo de contato foi realizada através dos parâmetros de comportamento mecânico. Foram definidos os valores de comportamento tangencial, normal, coesivo, assim como os valores de início e evolução do dano superficial.

Foi considerado que a superfície apresenta um comportamento isotrópico, utilizando para este caso o mesmo valor de tensão máxima para as três direções dentro do critério de início da falha (equação 5). O valor máximo foi obtido como dado de saída das curvas de *pullout* experimentais.

$$t_n^0 = t_s^0 = t_t^0 \quad (5)$$

No modelo, a evolução do dano é determinada pelo deslocamento efetivo entre os nós que conformam as interações entre superfícies e que inicialmente estão em contato ($\delta = 0$). Considerando que no modelo de *pullout* os nós em contato não apresentam separação nas direções “n”; “s”; pode-se afirmar que os mesmos apresentam unicamente deslocamentos em uma direção, correspondente com à tangencial da superfície. Desta forma, podemos dizer que o deslocamento efetivo para definição da evolução do dano pode ser obtido como o deslocamento efetivo entre o início do dano até a falha completa, definido nas equações 6 e 7.

$$\delta = \sqrt{\delta_n^2 + \delta_s^2 + \delta_t^2} \quad (6)$$

$$\delta \cong \delta_t \quad (7)$$

Embora os parâmetros obtidos a partir dos resultados experimentais foram ajustados iterativamente de forma que os valores utilizados para comparação do modelo calibrado se assemelhassem ao experimental. Na Tabela 4 são apresentados os utilizados após calibração do modelo.

Tabela 4: Propriedades do contato

Parâmetro	Valor experimental	Valor calibrado
μ [-]	-	0,3
K_n [N/m ³]	8,5 E9	15 E9
τ [N/m ²]	1,75 E6	3,5 E6
δ [m]	2 E-5	2 E-5

Fonte: O AUTOR (2016)

4.5.4 Etapas da simulação

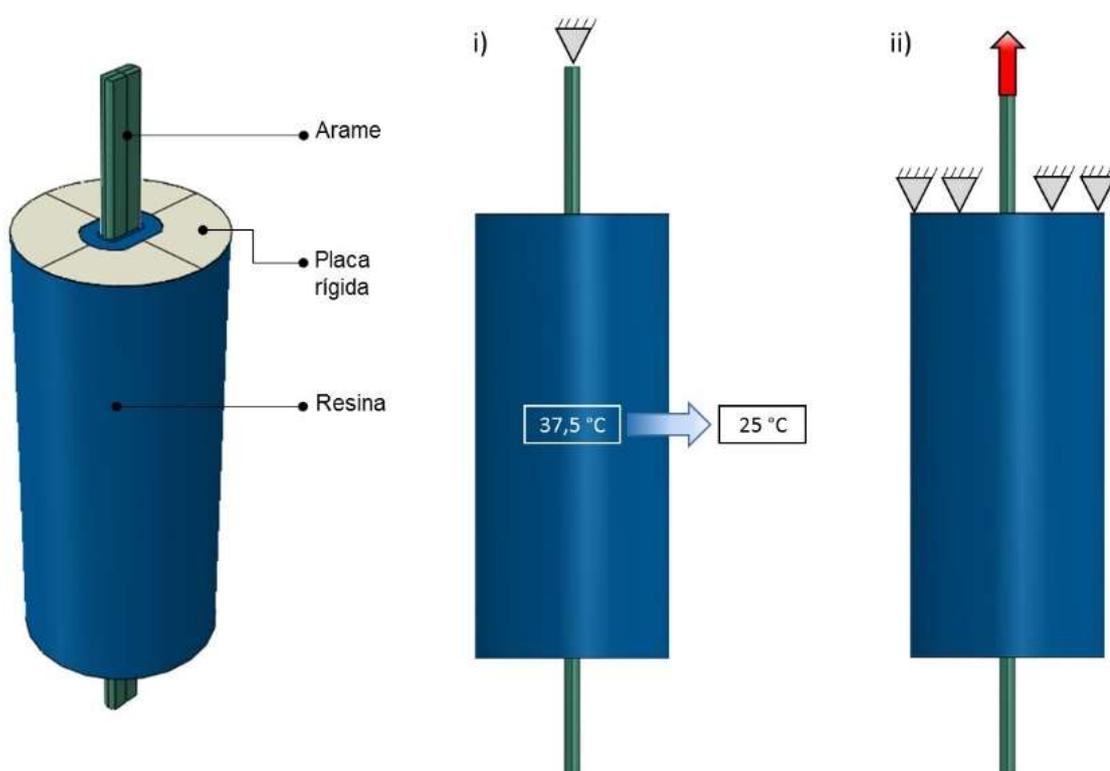
A resolução do modelo calibrado foi dividida em duas etapas.

- i. Contração da resina;
- ii. *Pullout* do arame.

Na etapa “i” é simulada a contração da resina. Nesta etapa, a resina apresenta uma variação em sua temperatura, desde o valor máximo atingido no processo de cura (37,5 °C) até o valor de temperatura de ambiente ou ensaio (25 °C).

Já na etapa “ii” é imposto sobre o arame um deslocamento no seu sentido longitudinal tanto que o deslocamento da resina é restrito no mesmo sentido longitudinal por meio de uma placa rígida em contato com a mesma como apresentado na Figura 42.

Figura 42: Etapas da simulação, modelo com arame reto

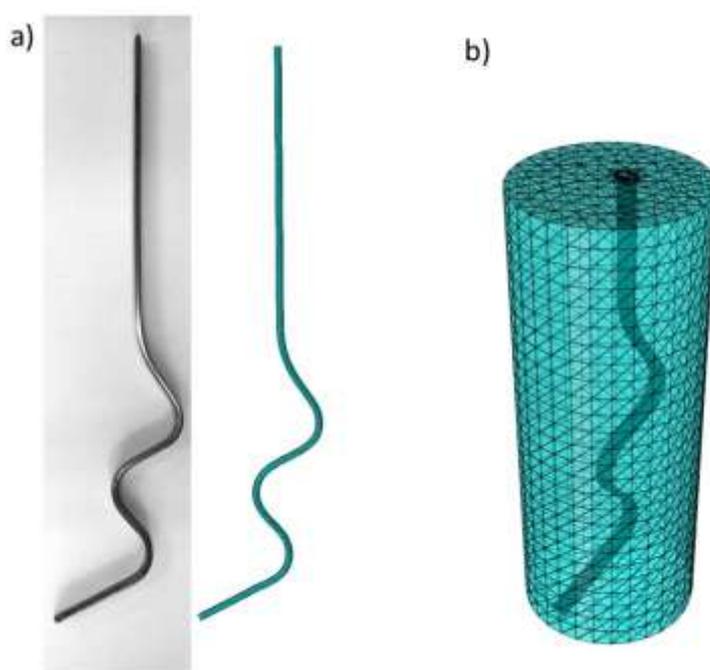


Fonte: O AUTOR (2016)

4.6 Modelo - *Pullout* Ancoragem

Para realizar a simulação da ancoragem selecionada, foi preparado um modelo com as geometrias da mesma. Neste modelo foram utilizados os mesmos materiais, tipo de malha, propriedades de contato e condições de contorno que no modelo calibrado, mudando unicamente as dimensões e geometrias tanto da resina como do arame conformado como mostrado na Figura 43.

Figura 43: a) Perfil real e perfil modelado do arame conformado, b) Geometria e malha da resina



Fonte: O AUTOR (2016)

Na Figura 44 pode-se observar a configuração utilizada no modelo de *pullout* considerando a ancoragem do arame. Neste modelo foram utilizadas as mesmas etapas que no modelo calibrado.

Figura 44: Configuração para *pullout* da ancoragem.



Fonte: O AUTOR (2016)

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1 Propiedades do Arame

A partir dos ensaios realizados utilizando a metodologia apresentada no item 4.1, o valor de tensão de ruptura (S_{ut}) e a tensão de escoamento convencional para 0,2% da deformação (S_y) foram obtidas. Na Tabela 5, são apresentados os valores obtidos para cada CP.

Figura 45: Curvas experimentais dos ensaios de tração nos arames

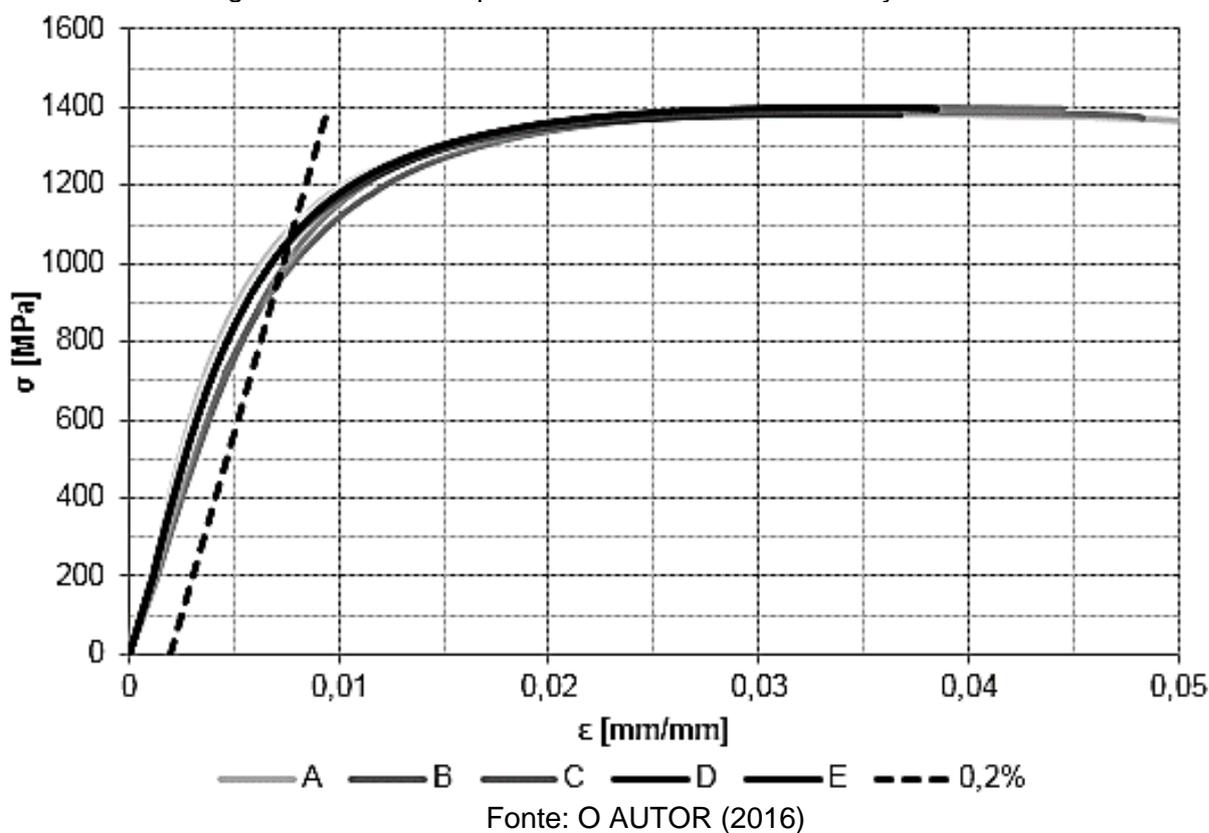


Tabela 5: Propriedades mecânicas dos arames

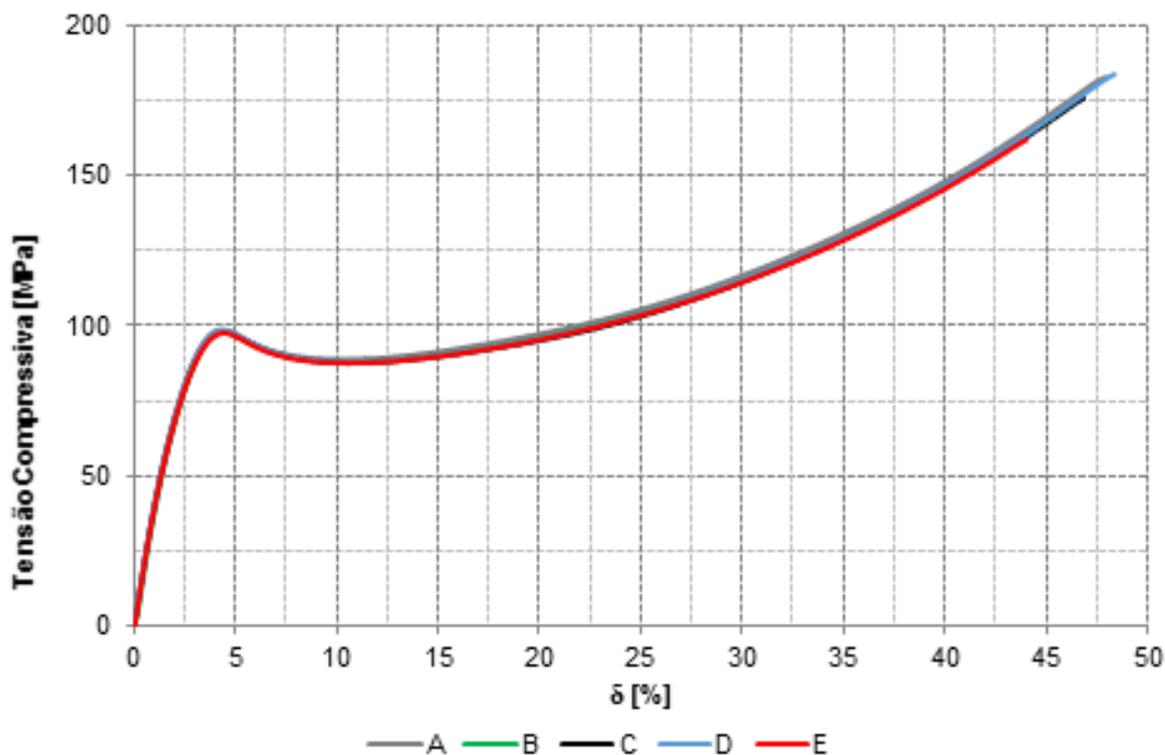
CP	S_y [MPa]	S_{ut} [MPa]
A	1.057,7	1.381,7
B	1.032,2	1.385,6
C	1.102,2	1.401,1
D	1.049,3	1.380,4
E	1.071,0	1.402,1
\bar{X}	1.062,5	1.390,2
S	26,2	10,5

Fonte : O AUTOR (2016)

5.2 Propriedades da Resina

As curvas experimentais obtidas para cinco CPs são apresentadas na Figura 46. As curvas mostraram uma baixa dispersão, motivo pelo qual se dificulta a diferenciação dos traços para diferentes CP dentro da figura.

Figura 46: Dados experimentais dos ensaios de compressão

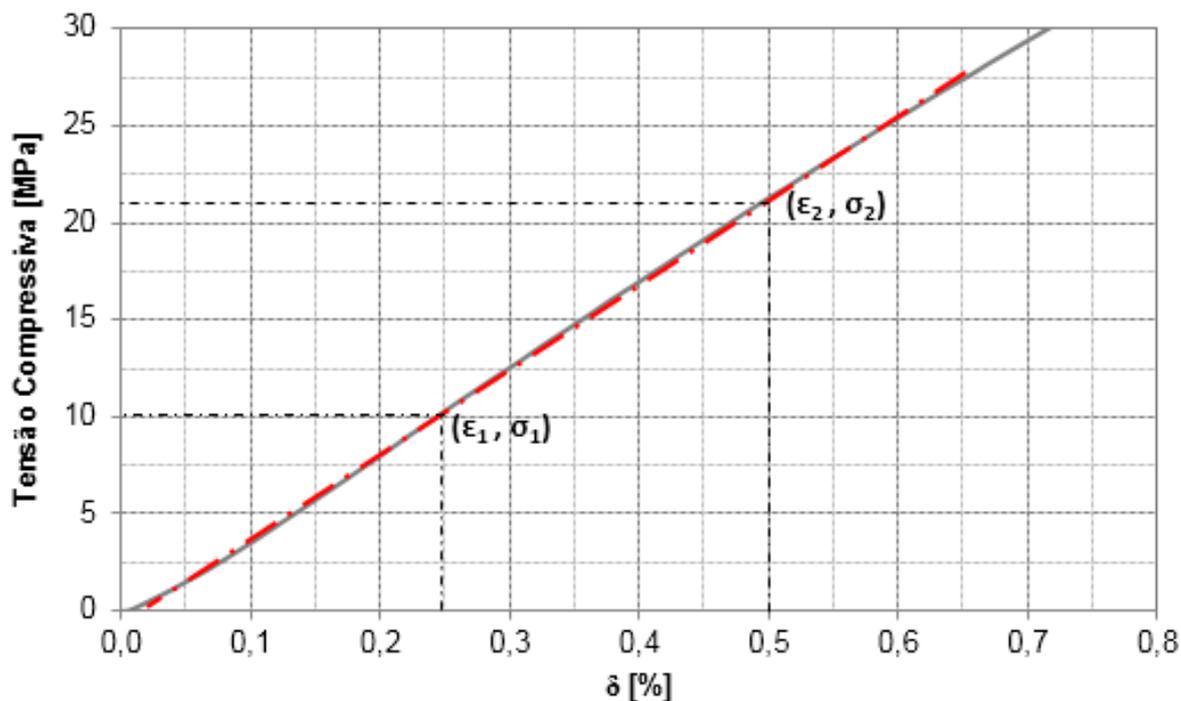


Fonte: O AUTOR (2016)

Para obtenção das propriedades da resina, a mesma foi analisada seguindo as recomendações da norma. Para obtenção do módulo de elasticidade compressivo (E_c) foi necessária à análise da curva obtida para cada CP. As curvas experimentais apresentaram uma região linear, como mostrado na Figura 47, na qual se determinaram os pontos de referência ε_1 ; ε_2 ; σ_1 ; σ_2 , logo utilizados para o cálculo dos correspondentes módulos, equação 8.

$$E_c = \frac{\sigma_2 - \sigma_1}{\varepsilon_2 - \varepsilon_1} \quad (8)$$

Figura 47: Determinação do Módulo de elasticidade (E)



Fonte: O AUTOR (2016)

Já os valores de tensão de escoamento (S_y) e tensão de ruptura (S_{ut}) foram obtidos dividindo os valores de força nos correspondentes pontos de escoamento e ruptura, pela seção transversal inicial dos CP. Os valores calculados a partir das curvas experimentais são apresentados na Tabela 6.

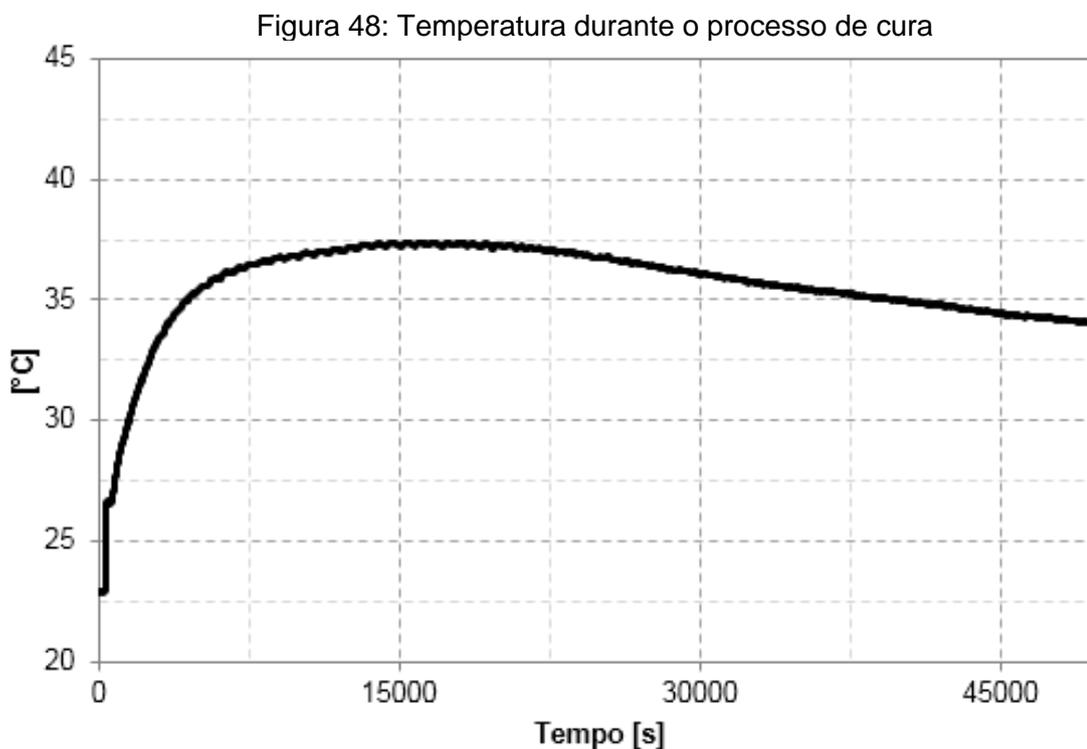
Tabela 6: Propriedades Compressivas da Resina

CP	S_y [MPa]	S_{ut} [MPa]	E_c [GPa]
1	98,7	182,5	4,40
2	97,9	161,5	4,30
3	98,0	175,7	4,30
4	98,5	183,5	4,30
5	97,5	161,7	4,40
\bar{X}	98,1	173,0	4,34
S	0,4	10,8	0,05

Fonte: O AUTOR (2016)

5.3 Temperatura de Cura da Resina

Na Figura 48 pode ser observado o comportamento da temperatura durante o processo de cura, durante o qual a mesma alcançou um valor máximo de 37,5 °C.



Fonte; O AUTOR (2016)

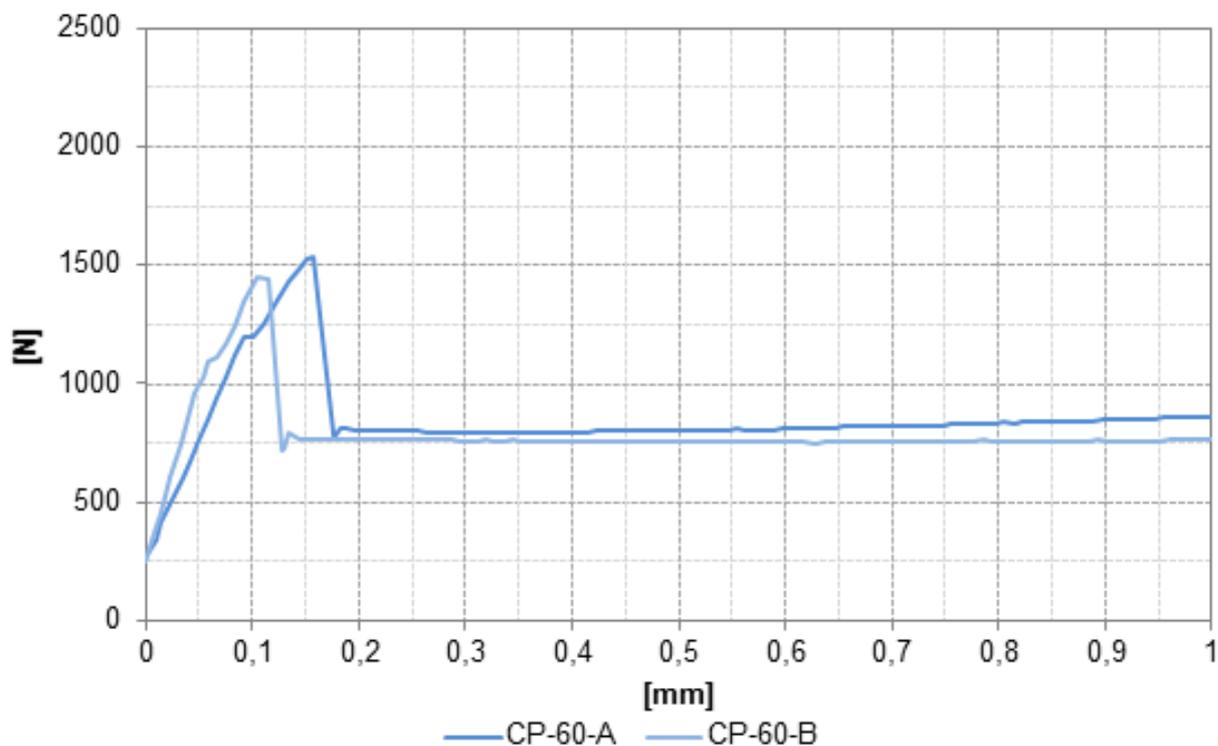
5.4 Resultados - *Pullout* com arame reto

5.4.1 Resultados Experimentais

Em geral quando uma fibra reta, neste caso o arame, é sujeita à uma carga de *pullout*, dois mecanismos diferentes são ativados. No primeiro momento, ocorre o descolamento gradual da fibra e a matriz. Na ausência de forças externas normais à interface e com o aumento do deslizamento, um segundo mecanismo aparece. Este segundo mecanismo é produto da rugosidade da fibra e dilatação da matriz entorno da mesma (GEORGIADI-STEFANIDI et al., 2010). Nos ensaios de *pullout* com arame reto, podem ser observados os dois mecanismos como mostrado na Figura 49, que apresenta as curvas de força em função do deslocamento obtidas para os CP com arame reto. Pode-se observar que o primeiro mecanismo atua antes do momento de falha, enquanto o segundo atua depois da falha das superfícies. Após a análise das

curvas experimentais, os parâmetros característicos foram determinados, sendo apresentados na Tabela 7.

Figura 49: Curvas experimentais de pullout com arame reto, CP-60mm.



Fonte: O AUTOR (2016)

Tabela 7: Parâmetros de *pullout* para CP arame reto.

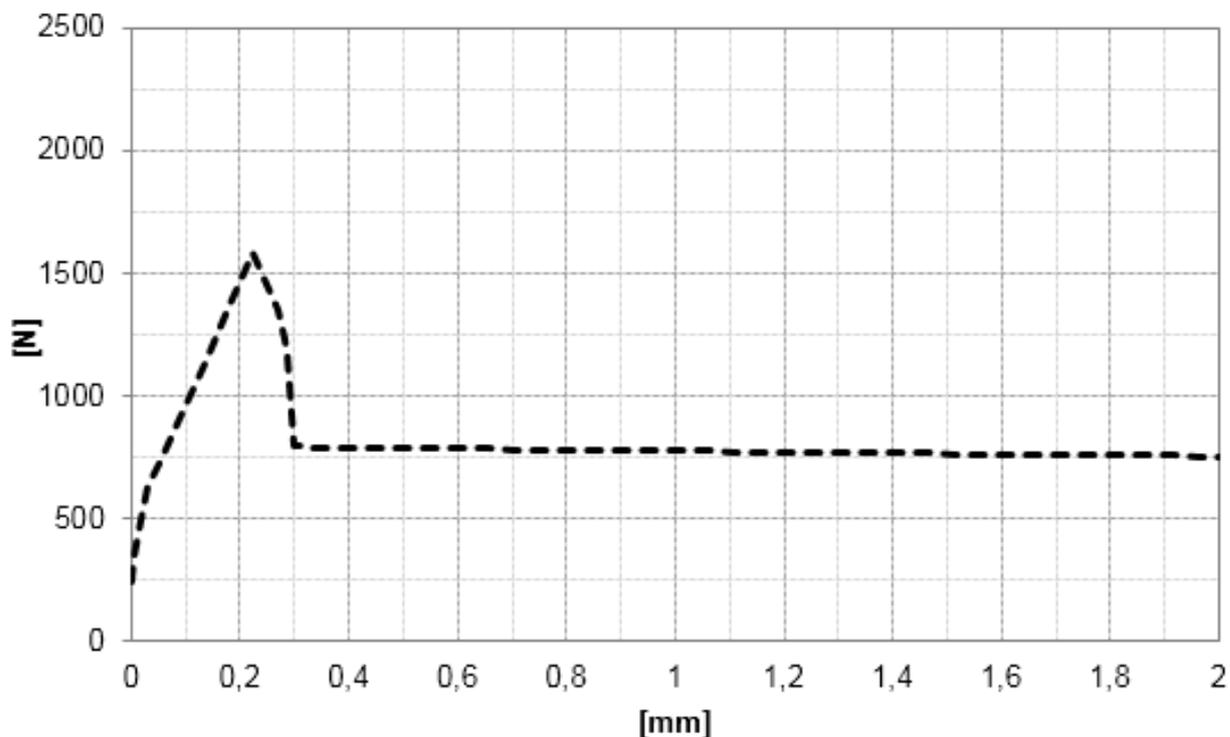
CP	$F_{pullout}$ [N]	$\delta_{pullout}$ [mm]	F_{atrito} [N]
60-A	1534,6	0,15	835
60-B	1455,0	0,10	759

Fonte: O AUTOR (2016)

5.4.2 Resultados do modelo numérico

A curva de força em função do deslocamento obtida para o modelo numérico é apresentada na Figura 50. Esta curva foi utilizada então para verificar se o modelo utilizado estava calibrado comparando com os resultados experimentais apresentados anteriormente.

Figura 50: Resultados do modelo numérico para *pullout* de arame reto (60mm)

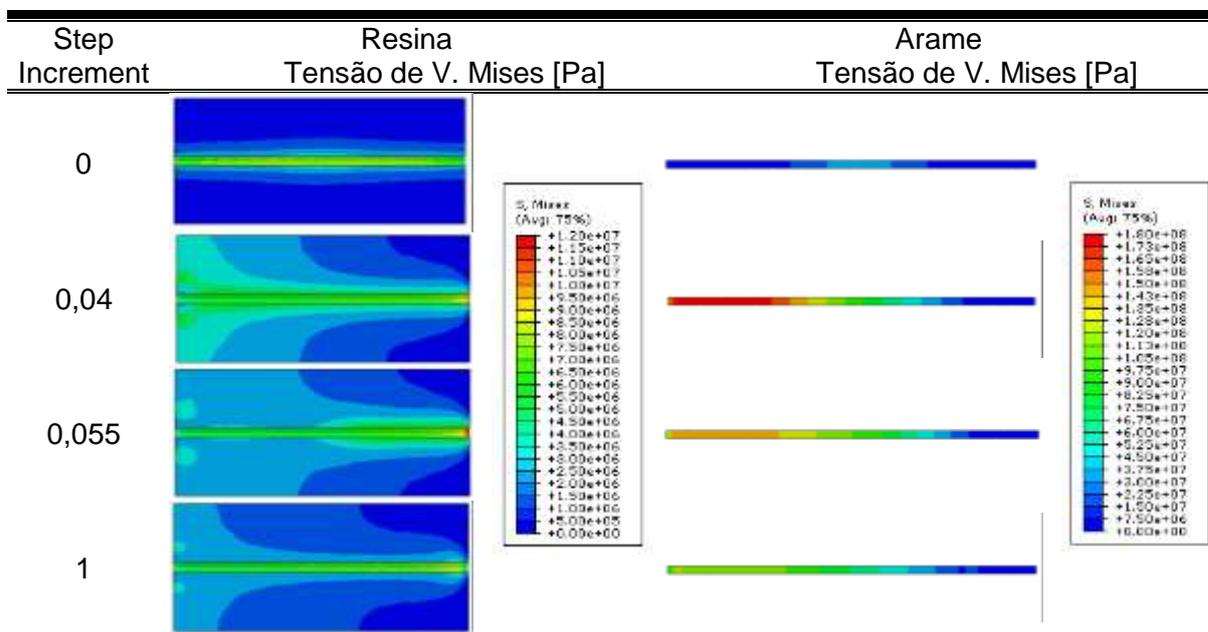


Fonte: O AUTOR (2016)

Na Tabela 8, a evolução do estado de tensão na resina e no arame durante o *pullout* é apresentada. No “*step increment 0 (zero)*” se observa que as tensões residuais atuantes depois do processo de contração da resina. Em seguida, no “*step increment 0,04*” se pode ver como o arame começa a tomar carga na sua extremidade livre na qual é imposto o deslocamento. Ao mesmo tempo, a resina começa a tomar carga na área de contato com a placa rígida e na região de interface com o arame. Já no “*step increment 0,055*” se observa na resina uma diminuição das tensões na região extrema esquerda da interface resina-arame e uma diminuição na tensão exercida sobre o arame. Finalmente no “*step increment 1*” se observam as tensões geradas pelo atrito depois do descolamento total da superfície. Na Fonte: O AUTOR (2016)

Tabela 9, são apresentados os valores dos parâmetros em comparação aos obtidos no modelo calibrado.

Tabela 8: Estado de tensão dos componentes durante o pullout do modelo calibrado



Fonte: O AUTOR (2016)

Tabela 9: Parâmetros de *pullout* do modelo calibrado

Modelo	F_{pullout} [N]	δ_{pullout} [mm]	F_{atrito} [N]
60 mm	1578,2	0,22	800,7

Fonte: O AUTOR (2016)

Realizando a comparação do valor médio dos parâmetros obtidos experimentalmente nos *pullouts* com arame reto de 60 mm (Tabela 7) e os parâmetros obtidos a partir do modelo calibrado (Tabela 9) podemos obter os valores de erro relativo para cada parâmetro, apresentados na Tabela 10.

Tabela 10: Erro relativo dos parâmetros de comparação do modelo calibrado.

	F_{pullout}	δ_{pullout}	F_{atrito}
e_r	5%	40%	0%

Fonte: O AUTOR (2016)

Pode-se observar que os valores de força obtidos a partir do modelo numérico apresentam uma boa aproximação com os resultados experimentais. No entanto o

valor de deslocamento correspondente ao ponto de descolamento, identificado como “ $\delta_{pullout}$ ”, expõe um erro maior o qual pode ser atenuado com a diminuição do incremento do modelo.

A discretização da malha foi realizada de forma que os valores obtidos através do modelo apresentem o menor erro de acordo com as análises de força obtidos experimentalmente, mantendo o custo computacional em valores razoáveis. Não obstante, no modelo de calibração com arame reto a comparação de elementos hexaédricos e elementos tetraédricos foi realizada. Entretanto, foi verificado que esta mudança não fornece diferença nos resultados de força, embora o elemento tetraédrico tenha permitida a criação de uma malha mais consistente.

5.5 Resultados - *Pullout* Ancorados

Os corpos de prova dos diferentes tipos de ancoragem foram ensaiados para se obter em cada um destes a curva de força em função de deslocamento. A comparação das ancoragens foi realizada utilizando os valores de força máxima, deslocamento para força máxima e rigidez do sistema.

5.5.1 Resultados experimentais

5.5.1.1 Ancoragem Tipo A

A Figura 51 apresenta as curvas determinadas nos respectivos ensaios. Pode-se observar que durante os ensaios realizados nos corpos de prova com ancoragem tipo A todos os arames foram levados até a ruptura. Na **Error! Reference source not found.** são apresentados os resultados e valores dos parâmetros de comparação, obtidos a partir das curvas experimentais para cada CP com ancoragem tipo A.

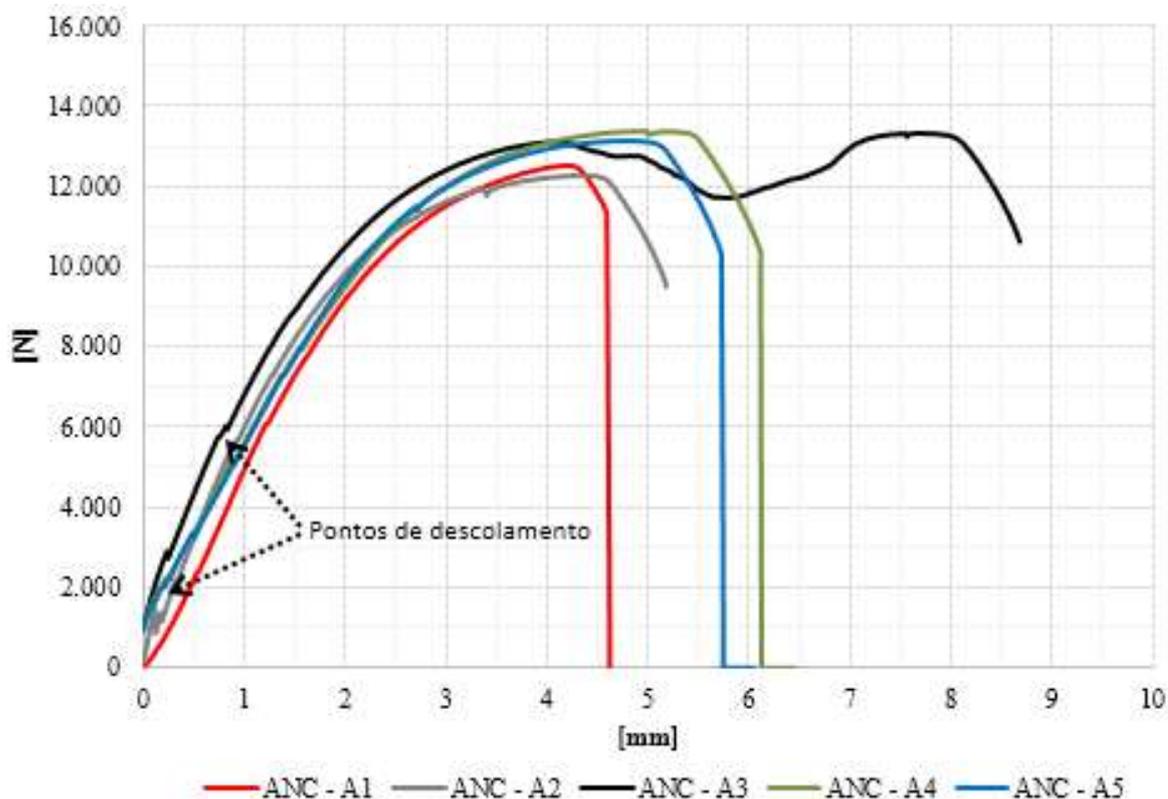
Tabela 11: Resultado e parâmetros de comparação da ancoragem tipo A

Parâmetro	Incerteza	Corpo de Prova					Média	Rigidez [N/mm]
		1	2	3	4	5		
Força Máxima [N]	±150	12.518	12.259	13.297	13.339	13.108	12.904	
Deslocamento @Fmax [mm]	±0,01	4,18	4,34	7,7*	4,99	4,76	4,57	2.825

*valor desconsiderado na média, devido ao escorregamento nas garras.

Fonte: O AUTOR (2016)

Figura 51: Resultados experimentais das ancoragens tipo A



Fonte: O AUTOR (2016)

5.5.1.2 Ancoragem Tipo B

Na

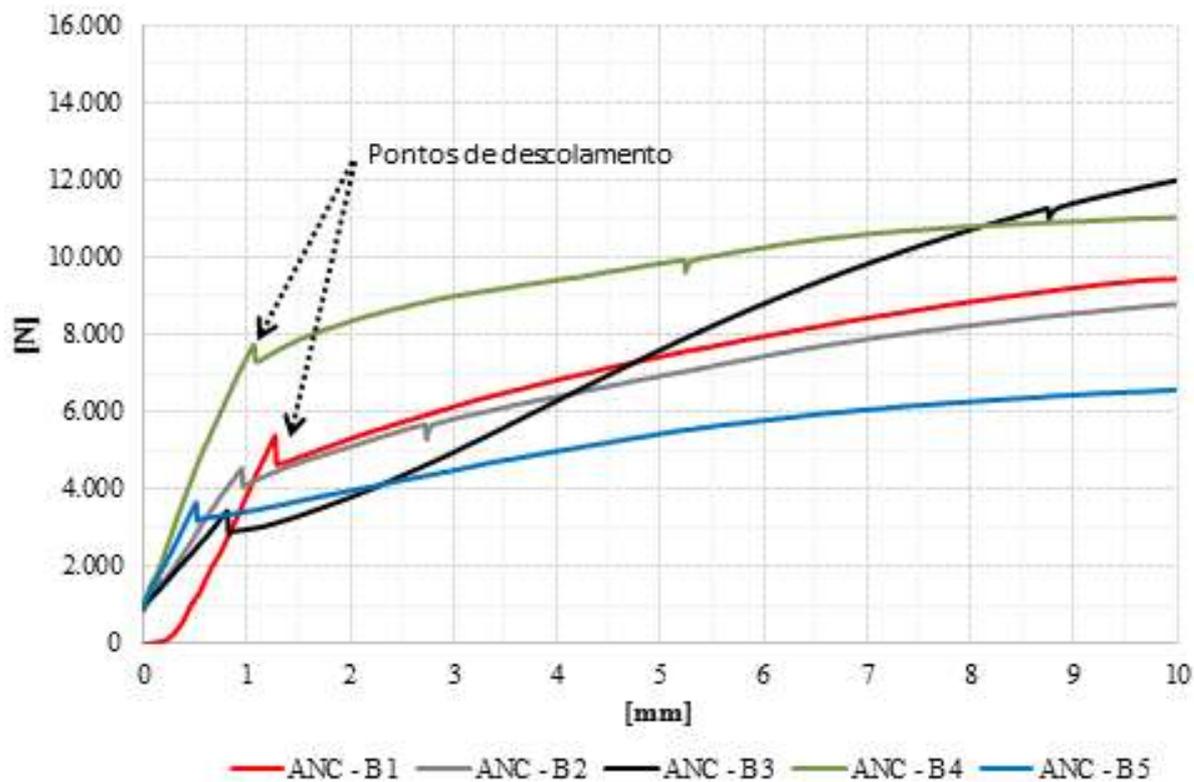
Figura 52 é apresentada a parte inicial das curvas experimentais obtidas para os corpos de prova com ancoragens do tipo B. Já na Figura 53, expõe-se a curva completa de força em função do deslocamento para um dos CP ensaiado.

Nas curvas obtidas se observa o efeito da adesão entre a resina e o arame, o qual é representado, na

Figura 52, pela primeira parte da curva aproximadamente linear seguida pelo característico pico devido ao descolamento das superfícies, comumente observados nos ensaios de *pullout*. Logo após que o descolamento ocorre, a curva apresenta um crescimento menos acentuado até atingir um valor máximo de carga. A partir da

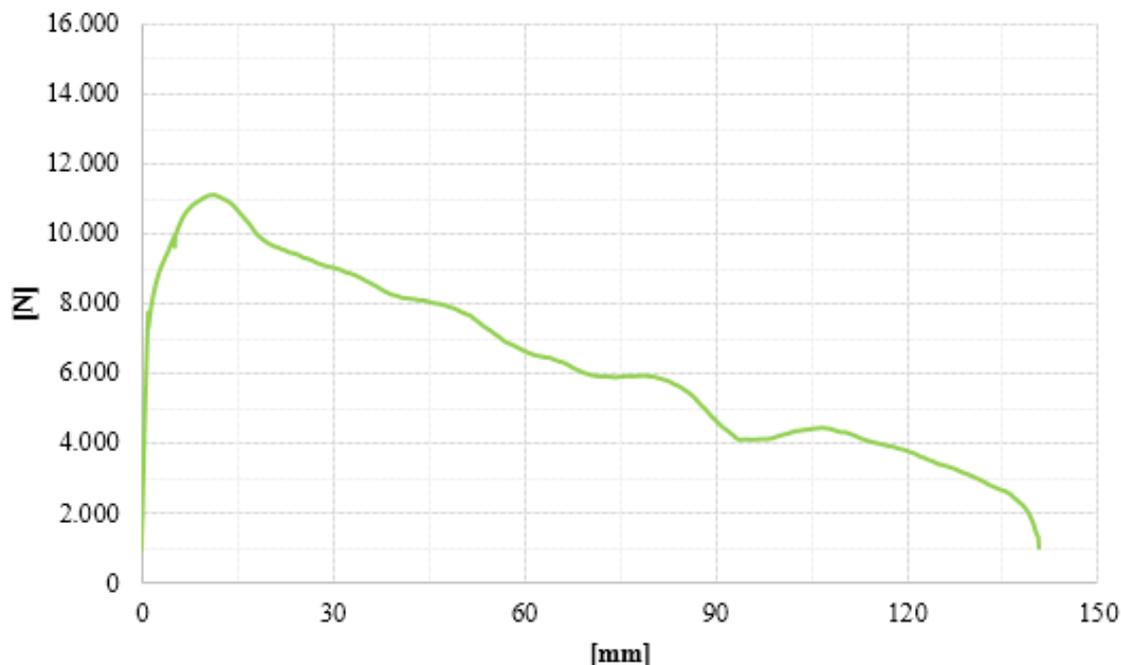
análise das curvas obtidas, os parâmetros para comparação da ancoragem tipo B, foram determinados e são apresentados na Tabela 12. As curvas completas obtidas são apresentadas na Figura 53.

Figura 52: Curva de *Pullout* das ancoragens tipo B (Parcial)



Fonte: O AUTOR (2016)

Figura 53: Curva de *PullOut* para ancoragem tipo B, CP-B4 (Completa)



Fonte: O AUTOR (2016)

Tabela 12: Resultados e parâmetros de comparação da ancoragem tipo B

Corpo de Prova B								
Parâmetro	Incerteza	1	2	3	4	5	Média	Rigidez [N/mm]
Força Máxima [N]	±150	10.450	9.994	13.119	11.098	7.876	10.507	
Deslocamento @Fmax [mm]	±0,01	17,90	26,08	14,00	11,37	32,65	22,00	478

Fonte: O AUTOR (2016)

Em ensaios de *pullout* de fibras dobradas, com algum tipo de conformação, os resultados são dominados pela plastificação e travamento gerado pela região dobrada (GEORGIADI-STEFANIDI et al., 2010). O travamento gera forças normais na interface, o que gera um terceiro mecanismo, adicional aos mecanismos atuantes em uma fibra reta. Este terceiro mecanismo é a fricção induzida pelas forças normais de compressão geradas no momento em que o arame desliza sobre a resina curada, a qual possui o formato diferente, aplicando sobre o arame uma conformação.

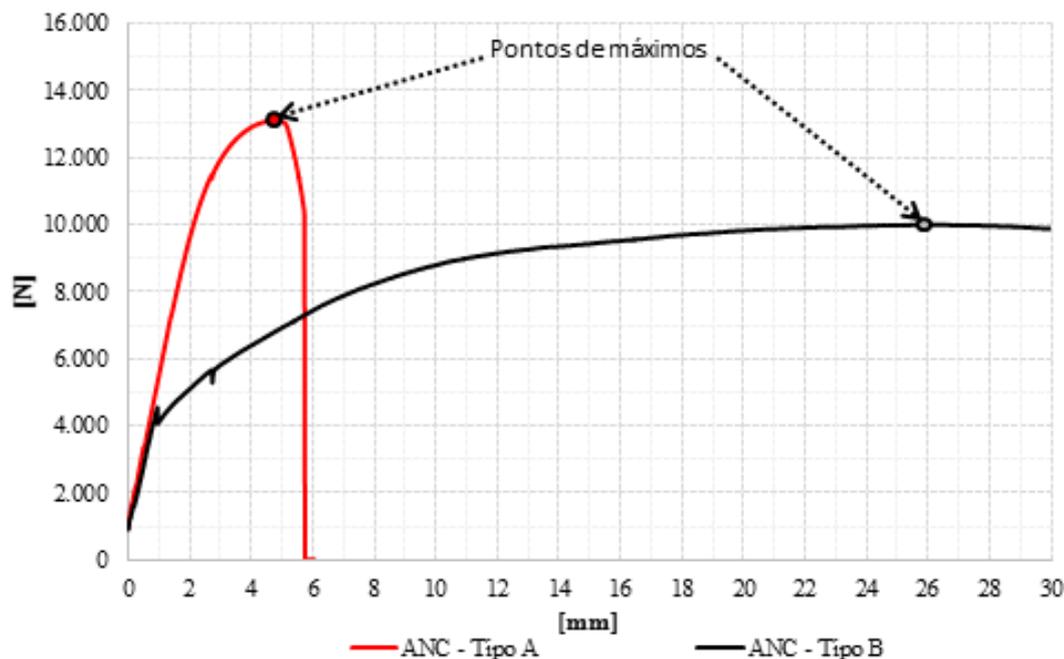
Nos resultados dos ensaios de *pullout* com ancoragem, a diferenciação entre estes mecanismos não foi observada. Para ambas ancoragens se observa na parte inicial das curvas, força-deslocamento, a parte linear atribuída ao primeiro mecanismo

que atua durante o processo de descolamento. Os picos característicos do descolamento também foram observados.

Nas curvas da ancoragem tipo B, depois da descolagem das superfícies, a força começa a aumentar com uma taxa menor que na primeira parte. Nesta etapa, o segundo e terceiro mecanismo atuam simultaneamente. Uma vez que ocorre o descolamento, o arame começa a ser puxado fora da resina reduzindo a área de contato. Ainda assim, pelo fato que a soma dos mecanismos atuantes ser maior que a influência da diminuição da área de contato, a força continua crescendo até um valor máximo. Após este máximo, a relação anterior inverte-se produzindo a diminuição da força de forma aproximadamente linear. Portanto, a forma da ancoragem não permite o travamento mecânico efetivo, ocorrendo o arrancamento. Por consequência deste comportamento, o valor de deslocamento correspondente à força máxima se encontra entre valores de 10 mm a 25 mm. Este valor de deslocamento afeta a rigidez do sistema, a qual pode ser considerada como uma premissa de projeto já que esta influi na integridade estrutural e dos sistemas de vedação do EF.

Diferentemente da ancoragem tipo B, a ancoragem tipo A apresenta na curva de força um crescimento acentuado ainda depois da descolagem das superfícies. Neste tipo de ancoragem o travamento mecânico é maior que na ancoragem tipo B. O deslocamento experimentado durante o ensaio é majoritariamente devido à deformação do arame, fato pelo qual a curva obtida se assemelhasse à curva de tração. Finalmente o arame é levado até a ruptura. Em função deste comportamento, verifica-se que esta ancoragem gera um travamento mecânico severo permitindo o melhor aproveitamento do arame. Na Figura 54 se apresenta um exemplo para comparação.

Figura 54: Comparação das curvas de *pullout* para a ancoragem Tipo A e B



A escolha da ancoragem tipo A é baseada após comparação dos valores de força máxima a qual é representativa do fator de utilização do arame “ FU ” (isto é, : relação entre a tensão de ruptura do material e a tensão máxima experimental no ensaio), e da rigidez das ancoragens, fator sumamente importante para a integridade do sistema de EF. Nos resultados expostos na Tabela 13, pode-se observar a diferença no comportamento das duas ancoragens, o qual permitiu a seleção da ancoragem com melhor desempenho.

Tabela 13: Comparação de ancoragens propostas.

Parâmetros		Tipo de Ancoragem	
		Tipo A	Tipo B
Força Máxima	[N]	12.904	10.507
Deslocamento @Fmax	[mm]	4,57	22
FU	[-]	0,97	0,79
Rigidez	[N/mm]	2.825	478

Fonte: O AUTOR (2016)

5.5.2 Simulação de pull-out da ancoragem selecionada

Após o ajuste dos diferentes parâmetros e propriedades que afetam o desempenho do modelo numérico, o mesmo foi executado. Após a simulação do modelo proposto, a relação entre força e deslocamento foi obtida. Na Figura 55, pode-

se observar em linha cheia o resultado obtido a partir do modelo numérico. Na mesma figura foram plotados a fim de comparação os resultados obtidos experimentalmente para o mesmo tipo de ancoragem. Os parâmetros para comparação do modelo numérico com a ancoragem tipo A foram determinados e são apresentados na Tabela 14.

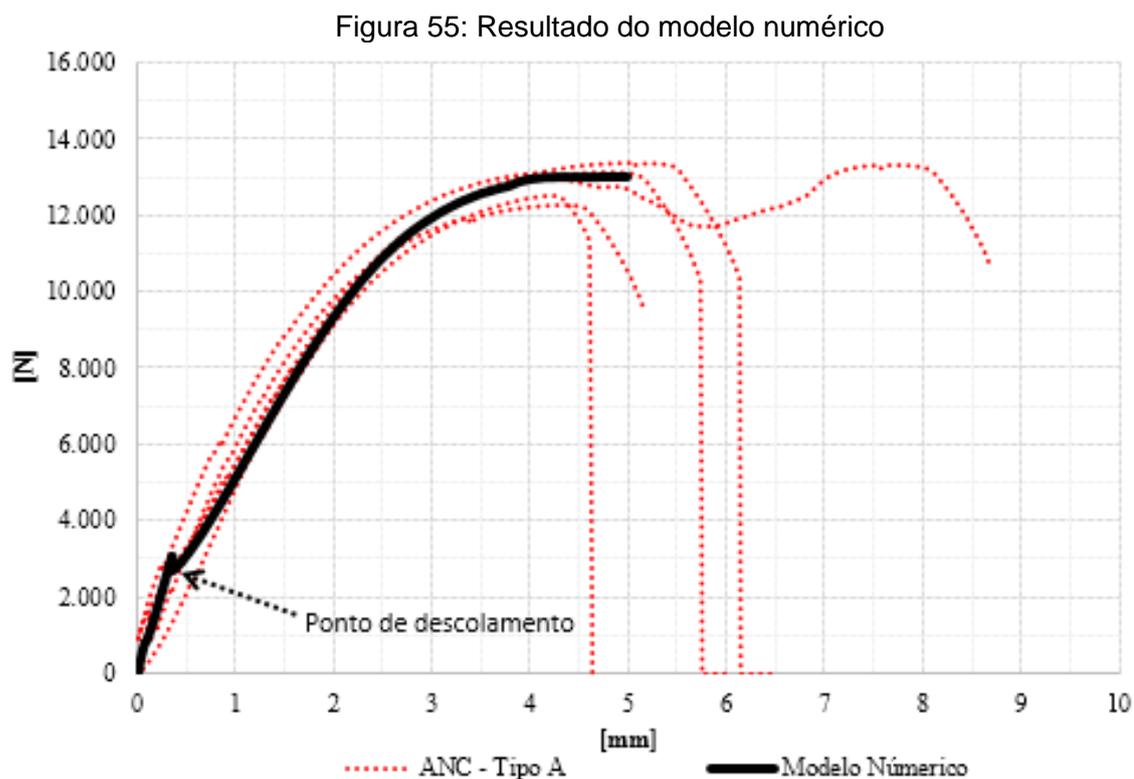


Tabela 14: Resultados do modelo numérico *pullout* ancorado.

Parâmetro	Valor
Força Máxima [N]	13009
Deslocamento@Fmáx [mm]	5
Rigidez [N/mm]	2602

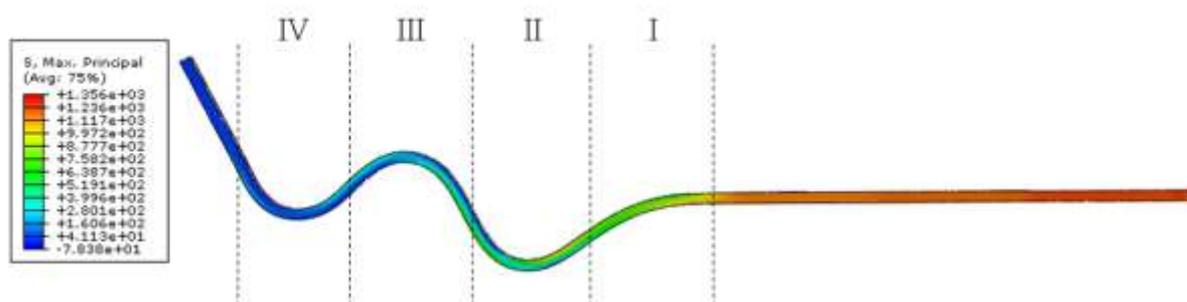
Fonte: O AUTOR (2016)

Analisando os resultados obtidos, pode-se observar na Figura 56 que no arame as tensões vão diminuindo até quase zero após a região de conformação III. Este comportamento nas tensões evidencia que o travamento mecânico gerado pelas regiões I, II e III poderia ser considerado como suficiente para permitir o máximo aproveitamento do arame.

As tensões geradas na resina e no arame são mostradas na

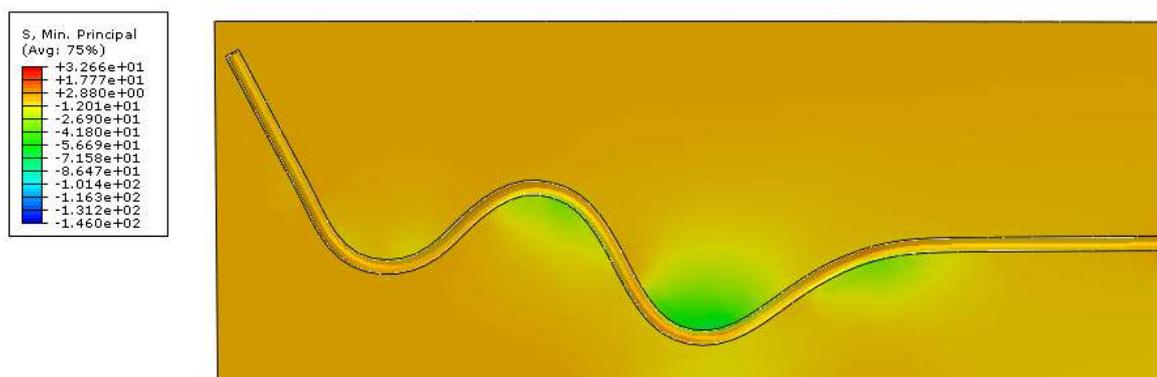
Figura 57. Observa-se que na resina, na área de transição da parte reta para a ancorada (I), as tensões são menores que no segundo raio de conformação (II). A forma da ancoragem cria nas regiões I e II pontos de apoio atuando nos mesmo sentido. Na região III se encontra o ponto de reação gerado pela força de *pullout* atuando sobre o arame, a qual tenta suprimir a curvatura da região II apoiando-se nos pontos mencionados acima.

Figura 56: Tensão Máxima principal em Mpa, gerada no arame (Step increment = 0,5)



Fonte: O AUTOR (2016)

Figura 57: Tensão Mínima principal em MPa, gerada na resina (Step increment = 0,5)



Fonte: O AUTOR (2016)

A comparação dos resultados do modelo numérico com os resultados experimentais é realizada para o valor máximo de força " $F_{máxima}$ ", deslocamento até o *pullout* " $\delta_{Fmáx}$ " e rigidez do sistema. Estes valores de comparação são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15: Erro relativo do modelo numérico *pullout* ancorado

	$F_{máxima}$	$\delta_{Fmáx}$	Rigidez
e_r	-1%	-9%	8%

Fonte: O AUTOR (2016)

6 CONCLUSÕES

A proposta de dois tipos de ancoragens alternativos para *end fittings* foi realizada neste trabalho, assim como sua comparação experimental. Adicionalmente um modelo numérico para análise de ancoragem num sistema epóxi-aço foi desenvolvido. Em função deste trabalho pode-se realizar as seguintes conclusões.

- A conformação dos sistemas de ancoragem mesmo num ambiente laboratorial pode não ser uma tarefa fácil precisando-se de ferramentas especiais, sendo importante pensar na viabilidade de aplicação num ambiente fabril.
- A hipótese estabelecida sobre a ancoragem tipo A foi verificada. A forma de “W” com os raios variáveis permitiu um travamento sumamente efetivo o qual leva o arame até a ruptura. A ruptura do arame, durante os testes experimentais, em todos os casos aconteceu fora das áreas conformadas não sendo evidenciada influência alguma pela deformação plástica do material nessa região.
- A hipótese estabelecida sobre a ancoragem tipo B não foi verificada. O efeito esperado devido à ação da helicóide não foi suficiente para se obter o travamento mecânico desejado. O efeito de diminuição do diâmetro da helicóide é restrito devido que a resina após a cura não permite este comportamento. A resina após a cura, e durante o arrancamento do arame gera unicamente um caminho preferencial para o deslocamento do arame devido ao *pullout*.
- Os maiores valores de fator de utilização (*FU*) e rigidez foram obtidos na ancoragem tipo A, evidenciando a melhor desempenho entre os sistemas de ancoragem propostos.
- Os resultados obtidos entre a comparação experimental e numérica da ancoragem selecionada apresentam um resultado satisfatório na comparação da força e rigidez.
- A influência nos resultados numéricos devido ao tamanho de incremento utilizado é sumamente importante, contudo deve-se estabelecer uma relação de custo-benefício entre o custo computacional e o resultado obtido.
- O tempo computacional do modelo 3D pode variar de 1 até 15 horas, considerando-se uma plataforma Intel Pentium i7 3.40GHz e 8Gb RAM. Este período varia de acordo aos parâmetros ajustados no modelo. Os modelos finais utilizados para calibração com arame reto e o modelado da ancoragem

selecionada demandaram para sua resolução, 1 hora e 2,5 horas, respectivamente.

- A partir da análise dos resultados numéricos fica em evidência que a ancoragem selecionada, tipo A, possui uma região na qual os esforços de tração já não são transmitidos. Isto leva à conclusão de que este formato de ancoragem pode ser otimizado, reduzindo o comprimento de ancoragem em até 25%. O qual também poderia ser utilizado como um fator de segurança por parte do projetista.

7 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Avaliar o desempenho da ancoragem selecionada através de ensaios de fadiga,
- Realizar a otimização da ancoragem por meio da utilização do modelo numérico apresentado, avaliando o mesmo experimentalmente em pequena ou escala média, realizando a dissecação das amostras ensaiadas para verificar o efeito de descolamento.
- Aprofundar os estudos referentes a mecanismos e sistemas de ancoragem voltados à novas tendências de dutos flexíveis com arames de tração compósitos.

8 REFERÊNCIAS

4SUBSEA. **Un-bonded Flexible Risers: Recent Field Experience and Actions for Increased Robustness.** Nesbru: 4Subsea AS, 2013. 78 p. Disponível em: <http://www.ptil.no/getfile.php/PDF/Rapporter/4Subsea_%20PSA-Norway_Flexibles-rev5.pdf>

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **API Specification 17J:** Specification for Unbonded Flexible Pipe. Washington, 2014a. .

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE (API). **API Recommended Practice 17B:** Recommended Practice for Flexible Pipe. Washington, 2014b.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API specification 17K:** Specification for Bonded Flexible Pipe, 2010.

AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API Specification 16C:** Choke and Kill Equipment, 2015.

ASTM International - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E8 / E8M-15a:** Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials. West Conshohocken, 2015.

ASTM International - AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D965-10:** Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics. West Conshohocken, 2010.

BELCHER, J. R. **High temperature end fitting and method of use.** US7175208. Fevereiro 13, 2007. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US7175208>>. Acesso em: 5 abr. 2016

BUENO A. F. et al. **Terminal de duto flexível com tiras torcidas e dobradas.** BRPI 0706184-A2. Maio 05. 2009.

BUENO A. F. **Avaliação de armaduras de tração de riser flexível durante ensaios axiais de tração e fadiga.** 2010, 155f. Tese (Doutor em Engenharia) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre,RS, Brasil, 2010.

BUON, E.; BERTON, H. **End-fitting for flexible pipe.** US6923477, Agosto 2, 2005. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US6923477>>. Acesso em: 5 abr. 2016

CAMPELLO, G. C. **Metodologia de projeto para o sistema de ancoragem de conectores de dutos flexíveis e proposição de novas tecnologias**. 2014. 230 f. Tese (Doutor em Engenharia) – Instituto Alberto Luiz Coimbra de Pós-graduação e Pesquisa em Engenharia (COPPE), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

CAMPELLO, G. C.; CARPIGIANI DE ALMEIDA, M. **End fitting for a riser and method**. EP2492571A2, Agosto 29, 2012. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/EP2492571A2>>. Acesso em: 5 abr. 2016.

CONTITECH OIL & MARINE. **Flexible Production Lines - for Gas Service**, [s.d.]. Disponível em: <http://www.contitech-oil-marine.us/pages/products-oil-marine/flexible-production/flexible-production-gas/flexible-production-gas_en.html>. Acesso em: 15 jul. 2015

DAFLON, M. B. **Estudo da aderência de arames da armadura de tração em conectores de dutos flexíveis**. Dissertação—Nova Friburgo: Universidade do Estado do Rio de Janeiro, 2010.

GEORGIADI-STEFANIDI, K. et al. Numerical modelling of the pull-out of hooked steel fibres from high-strength cementitious matrix, supplemented by experimental results. **Construction and Building Materials**, Special Issue on Fracture, Acoustic Emission and NDE in Concrete (KIFA-5). v. 24, n. 12, p. 2489–2506, dez. 2010.

HUNTSMAN ADVANCED MATERIALS. **Araldite® AW 4804 / Hardener HW 4804, Structural Adhesives**. March 2009. Disponível em: <http://www.danlube.dk/files/araldite_aw_4804_hardener_hw_4804_eur_e.pdf>. Acesso em: 05 Fev. 2016.

JIA, Y. Y.; YAN, W.; LIU, H.-Y. **Numerical study on carbon fibre pullout using a cohesive zone model**. 18th International Conference on Composite Materials, Jeju Island, Korea. **Anais...**2011

LANGKJAER, K. I. **Assembly of an end-fitting and a flexible pipe**, 2 Julho. 2002. Disponível em: <<http://www.google.com/patents/US6412825>>. Acesso em: 5 abr. 2016

NORTHCUTT, V. M. **Bonded flexible pipe**. OCEANS 2000 MTS/IEEE Conference and Exhibition. **Anais...** In: OCEANS 2000 MTS/IEEE CONFERENCE AND EXHIBITION. 2000.

NOV. **Comprehensive Floating Production Solutions Brochure**. Disponível em: <http://www.nov.com/fps_landing/pdfs/comprehensive-floating-production-solutions-brochure.pdf>. Acesso em: 5 abr. 2016.

OTTE FILHO, O. O. et al. **Thermal Effects on the Anchoring of Flexible Pipe Tensile Armors**. p. V05AT04A034, 31 maio 2015.

SHEN, Y.; MA, F.; TAN, Z.; SHELDRAKE, T. H. Development of the End Fitting Tensile Wires Fatigue Analysis Model: Sample Tests and Validation in an Unbonded Flexible Pipe. In: OFFSHORE TECHNOLOGY CONFERENCE (OTC), 2008, Houston. **Proceedings...** Houston: OTC, 2008. OTC-19197-MS.

SIMULIA. **Abaqus Documentacion 6.14**, 2014.

SVEIN ARE LØTVEIT. **PSA Norway State of the art Bonded Flexible Pipes**, 3 maio 2009.

TSAI, J. H.; PATRA, A.; WETHERHOLD, R. Finite element simulation of shaped ductile fiber pullout using a mixed cohesive zone/friction interface model. **Composites Part A: Applied Science and Manufacturing**, v. 36, n. 6, p. 827–838, jun. 2005.

XAVIER, F. G. **Avaliação da vida em fadiga de um novo modelo de terminal conector para dutos flexíveis**. 2009, 179f. Tese (Doutor em Engenharia) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais-PPGEM, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre,RS, Brasil, 2009a.

XAVIER, F. G. et al. **Conector para dutos flexíveis**. BRPI0704349-0A2, Maio 05, 2009b.