



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO MECÂNICO DE UM EXOESQUELETO
COM ATUAÇÃO NO QUADRIL**

Por,
João Pedro Castillo Dourado Freire

Brasília, 20 de Novembro de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

**PROJETO MECÂNICO DE UM EXOESQUELETO
COM ATUAÇÃO NO QUADRIL**

POR,

João Pedro Castillo Dourado Freire
13/0011231

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Antônio Manoel Dias Henriques, UnB/ ENM (Orientador)

Prof. Dr. Antônio Padilha Lanari Bó, UnB/ ENE (Co-Orientador)

/ Prof. Dr. Roberto de Souza Baptista UnB/ FGA (Suplente)

Prof. Dr. Eugênio Libório Fortaleza, UnB/ ENM (Banca)

/ Dr. José Oniram de Aquino Limaverde Filho (Suplente)

Prof. Dr. Walter de Britto Vidal Filho, UnB/ ENM (Banca)

Brasília, 20 de Novembro de 2019

Dedicatória

Dedico este trabalho a todos os jovens inventores que sonham em construir sua própria invenção. Cuidem bem dos seus sonhos pois, um dia, eles podem se tornar realidade.

João Pedro C. D. Freire

Agradecimentos

Agradeço à minha família, por sempre ter me apoiado em meu sonho de, um dia, criar o meu próprio exoesqueleto. Meus avós, Neusa e Amaro, essa por ser uma batalhadora incansável e a minha grande inspiração para seguir a área biomédica, e este por ser o meu grande exemplo de vida e quem me ensinou a ser um inventor, antes mesmo de ser engenheiro. Meus pais, Sandra e Ricardo, sempre presentes e entusiastas com qualquer ideia que eu tivesse, não importando quão pequena ou grande fosse. Meus irmãos, Luiz Paulo e André, que mesmo distantes, nunca deixaram de torcer pelas minhas conquistas. Minha namorada Lara, que com sua delicadeza e paciência sempre me deu o apoio que precisei para seguir em frente com meus objetivos.

Aos meus amigos e colegas de engenharia com os quais tive o prazer de conviver, rir, lamentar, me divertir, mas, principalmente, aprender nestes 7 anos de graduação.

Ao meu orientador, professor Antônio D. Henriques, que me deu o privilégio de orientar este trabalho, me guiando na ciência de projetos mecânicos. Espero um dia me tornar um projetista à altura do orientador.

Ao meu co-orientador, professor Antônio Padilha L. Bó, que me aceitou no seu projeto de pesquisa e me deu a oportunidade de compartilhar a sua incrível visão de mundo, e de também realizar o meu sonho de trabalhar diretamente com tecnologias de reabilitação.

À banca examinadora, professores Eugênio L. Fortaleza e Walter de Britto, que foram essenciais em suas respectivas áreas para que eu pudesse abrir a minha mente sobre o alcance da engenharia, e me tornar um engenheiro mais completo. Também gostaria de agradecer os suplentes da banca, Professor Roberto Baptista e Doutor José Oniram, que trouxeram valiosas discussões e lições durante as defesas de projeto.

Aos professores Edgar N. Mamiya e Theo D. Zapatta. O primeiro, no seu papel de meu primeiro orientador acadêmico, me passou as bases de ética e rigor acadêmico que levarei sempre comigo. O segundo, por me apresentar ‘uma nova visão do mundo pelas lentes da matemática.

Ao Projeto EMA, por ter me dado a oportunidade de trabalhar em uma área interdisciplinar junto de uma equipe de altíssimo nível, possibilitando o meu desenvolvimento acadêmico e meu amor pela vida de pesquisa.

Ao Projeto Exoesqueleto LEIA e seus membros integrantes, que por meio de uma grata parceria foi primordial para aplicação da teoria de projeto mecânico em prática e possibilitar a construção de outro protótipo de exoesqueleto.

À Universidade de Brasília e a todos os professores e técnicos que participaram da minha formação. Eles que me proveram com as ferramentas acadêmicas e intelectuais para esta realização.

À Miami University e ao programa “Ciência Sem Fronteiras”, que me deram uma oportunidade única de estudar e realizar pesquisa no exterior, expandindo os meus horizontes e me aprimorando profissionalmente.

E, por fim, um agradecimento ao meu companheiro canino inseparável, Pancho, que em meio à todas as incertezas desta longa jornada, sempre foi um porto seguro de lealdade e companheirismo.

João Pedro Castillo Dourado Freire

RESUMO

Neste trabalho foi desenvolvido o projeto mecânico de um exoesqueleto com atuação no quadril. Tal modelo vem como uma opção viável para tratamentos clínicos de reabilitação em indivíduos com lesões medulares, principalmente em métodos aliados com eletroestimulação funcional. O projeto é baseado no modelo autoral Exosuit EMA (Freire et al, 2018) e apresentado como uma opção de otimização e evolução do mesmo. O novo modelo foi desenvolvido para atender os requisitos mecânicos de um usuário-padrão em uma marcha de reabilitação. O exoesqueleto foi projetado para permitir a fixação e verticalização do usuário enquanto controla ativamente os movimentos do quadril durante a marcha do usuário, dando sustentação para que um protocolo de eletroestimulação funcional atue nos músculos agonistas das juntas do joelho e tornozelo. Todos os sistemas do exoesqueleto foram projetados levando-se em consideração os critérios de resistência estática e à fadiga, bem como o critério de rigidez. Ao final deste trabalho é apresentado o projeto global da nova Exosuit EMA e os desenhos técnicos de fabricação respectivos a cada um dos componentes mecânicos do exoesqueleto.

Palavras Chave: *Exoesqueleto de Reabilitação, Exosuit, Projeto Mecânico.*

ABSTRACT

This work developed the mechanical project of a rehabilitation exoskeleton with active actuation in the hip joint. This model comes as a complementary tool for rehabilitation such as FES-based therapy for SCI patients. The project is based in the EMA Hip Exosuit exoskeleton model developed by Freire et al (2018), with the purpose of optimizing and evolving the previous model. The new model was designed to fully comply with the needs of a rehabilitation gait for a standard user model while concurrently controlling hip motion. The exoskeleton project aims to support the user in the upright position during gait while it simultaneously controls the movements of the hip joint. In that way, the system provides the proper conditions for a FES protocol in the lower-leg muscles that are the motion source of the knee and ankle joints. All the systems of the Exosuit underwent static, fatigue and stiffness modelling in order to fulfill the needs for failure prevention. At the end of this work is presented the global project of the new EMA Exosuit as well the CAD fabrication technical drawings of all the designed exoskeleton mechanical systems.

Key Words: *Rehabilitation Exoskeleton, Exosuit, Mechanical Project.*

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	1
1.1.1	Projeto EMA.....	3
1.1.2	Projeto TAO.....	4
1.2	OBJETIVOS	7
1.3	ESTRUTURA DO RELATÓRIO.....	7
2	REVISÃO TEÓRICA	9
2.1	INTRODUÇÃO	9
2.2	BIOMECÂNICA E MARCHA HUMANA.....	9
2.2.1	Anatomia e Antropometria	9
2.2.2	Biomecânica da Marcha Humana	12
2.2.3	Cinemática e Dinâmica da Marcha Humana	16
2.3	ÓRTESES E EXOESQUELETOS DE MEMBROS INFERIORES	21
2.3.1	Órteses Passivas.....	22
2.3.2	Esteiras de Reabilitação.....	24
2.3.3	Exoesqueletos e Órteses Ativas de Membros Inferiores.....	26
2.3.4	Softsuits	36
2.3.5	Órteses Ativas Semi-Rígidas	38
2.3.6	Sistemas de Atuação Única de FES	41
2.3.7	Neuropróteses Híbridas	42
2.4	RESUMO DO CAPÍTULO	45
3	PROJETO CONCEITUAL	47
3.1	ANÁLISE EXOSUIT EMA ORIGINAL	47
3.2	REQUISITOS DE PROJETO	50
3.3	MATRIZES DE DECISÃO	51
3.3.1	Montagem das Matrizes.....	51
3.3.2	Sistema de Atuação.....	53
3.3.3	Sistema de Transmissão.....	54
3.3.4	Estrutura de Suporte do Torso	55
3.3.5	Estrutura de Sustentação.....	56
3.4	PROJETO CONCEITUAL	57
3.4.1	Sistemas de Atuação e Transmissão	58
3.4.2	Estruturas de Suporte do Torso e de Sustentação	59
4	PROJETO DE DETALHAMENTO.....	62
4.1	INTRODUÇÃO	62
4.2	ESTRUTURA MECÂNICA	63
4.2.1	Estrutura da Perna (Seção I)	69
4.2.2	Eixo da Junta do Quadril (Seção II).....	85
4.2.3	Barra Sagital do Quadril (Seção III).....	94
4.2.4	Placa de Conexão do Quadril (Seção IV)	102
4.2.5	Barra Frontal do Quadril (Seção V).....	115
4.2.6	Coluna Lombar (Seção VI).....	126
4.2.7	Comparativo Estrutural Global.....	135
4.3	SISTEMAS DE ATUAÇÃO E TRANSMISSÃO	137
4.3.1	Sistema de Atuação.....	137
4.3.2	Sistema de Transmissão.....	139
4.4	COMPONENTES MECÂNICOS ADICIONAIS	146
4.4.1	Rolamentos	146
4.4.2	Chavetas.....	149
4.4.3	Juntas Parafusadas	151
4.5	PROJETO FINAL.....	156

4.5.1	Fabricação e Montagem.....	156
4.5.2	Dimensões e Custo	159
4.5.3	Manutenção.....	161
5	CONCLUSÕES.....	162
5.1	CONCLUSÕES	162
5.2	TRABALHOS FUTUROS	164
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	165
	APÊNDICES	171
	ANEXOS	191

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Piloto e engenheiro da equipe EMA durante o Cybathlon 2016. (Project EMA, 2019).....	3
Figura 1.2: Piloto da Equipe EMA em treino de reabilitação com remo adaptado. (Project EMA, 2019)	4
Figura 1.3: Modelo CAD da Exosuit EMA (Freire et al, 2018).....	6
Figura 1.4: Exosuit EMA em vista (a) Frontal e (b) Lateral (Freire et al, 2018).....	6
Figura 2.1: Anatomia muscular dos membros inferiores nas vistas (a) Anterior, (b) Lateral e (c) Posterior (3DLabz Medical, 2019).....	10
Figura 2.2: Anatomia muscular da lombar (Adaptado de Brookbush, 2018).....	10
Figura 2.3: Os comprimentos antropométricos adimensionalizados do humano-padrão.....	11
Figura 2.4: Planos e direções anatômicas principais (Adaptado de Winter, 2009).....	12
Figura 2.5: Movimentos de flexão/extensão da lombar e tronco (Adaptado de Herman, 2007).....	13
Figura 2.6: Os três graus de liberdade do quadril (Adaptado de Herman, 2007).....	14
Figura 2.7: O movimento de flexão/extensão do joelho (adaptado de Herman, 2007).....	14
Figura 2.8: Os três graus de liberdade do tornozelo (Adaptados de Herman, 2007 e Araújo, 2010)....	15
Figura 2.9: O ciclo da marcha humana hígida (Adaptado de Williams & Wilkins, 2011).....	16
Figura 2.10: Trajetórias angulares, no plano sagital, das juntas principais na marcha com $vm = 1.6$ m/s (Adaptado de Herman, 2007).....	18
Figura 2.11: Torques normalizados, no plano sagital, das juntas principais durante a marcha com $vm = 1.6$ m/s (Adaptado de Winter, 2009).....	19
Figura 2.12: Potência normalizada, no plano sagital, das juntas principais durante a marcha com $vm = 1.6$ m/s (Adaptado de Winter, 2009).....	20
Figura 2.13: Órtese de corpo inteiro de Hieronymus Fabricius (Fess, 2002).....	22
Figura 2.14: Órtese de membros inferiores (Botterell et al, 1946).....	23
Figura 2.15: Órteses modernas tipo (a) KAFO (Orto-san Ltda.) e (b) HKAFO (Evolution Inc., 2019).....	23
Figura 2.16: Esteira de reabilitação modelo GT-II (Hesse et al, 2000).....	24
Figura 2.17: Esteira de reabilitação Lokomat (a) Original de Colombo et al (2000), e (b) Atual (Hocoma, 2019).....	25
Figura 2.18: Esteira de reabilitação LOPES (Veneman et al, 2007).....	26
Figura 2.19: Modelo final do Hardiman (Dollar & Herr, 2008).....	26
Figura 2.20: Exoesqueletos de Vukobratovic (a) Atuado somente no quadril (Vukobratovic et al, 1974), e (b) Atuação nas três juntas inferiores principais (Vukobratovic, 2008).....	27
Figura 2.21: Exoesqueleto de Winsconsin (Dollar & Herr, 2008).....	28
Figura 2.22: Modelos Abertos e fechados do BLEEX (UC Berkeley & Crie Associates, 2019).....	28
Figura 2.23: Modelos (a) Militar XOS 2 (Raytheon) e (b) Civil Guardian XO Max.....	29
Figura 2.24: Exoesqueleto de reaproveitamento de energia do MIT (Valiente, 2005).....	30
Figura 2.25: Modelos (a) Hal-5 Type B (Tsukahara, 2009) e (b) HAL® (Cyberdyne, 2019).....	31
Figura 2.26: <i>Nurse-assisting exoskeleton</i> nos modelos (a) 1ª versão (1995), (b) 2ª versão (2001) e (c) 4ª versão, Autônoma (2005) (Adaptado de Yamamoto et al, 2002/2003 e Ishii et al, 2005).....	31
Figura 2.27: Modelos IHMC (a) 1ª Versão de pesquisa (Kwa, 2009) e (b) Mina V2 (Cybathlon, 2019)	32
Figura 2.28: Ekso GT ® (Ekso Bionics, 2019).....	33
Figura 2.29: Modelos (a) ReWalk 2ª geração e (b) ReWalk 6.0 (Argo Medical Techonologies e ReWalk Robotics Inc., 2019).....	34
Figura 2.30: Modelos (a) REX Rehab e (b) REX P para uso pessoal (REX Bionics, 2019).....	35
Figura 2.31: CUHK-EXO (Chen et al, 2017).....	35
Figura 2.32: KUEX (Kim & Cho, 2019).....	36
Figura 2.33: Soft suit nas versões de (a) Flexão de tornozelo e quadril, (b) Extensão de quadril e (c) Atuação conjunta (Adaptados, respectivamente, de Asbeck et al, 2015 I, 2015 II e 2015 III).....	37
Figura 2.34: Soft suit de Wehner et al (2013) em suas versões (a) Esquemática e (b) Real (Adaptado)	38
Figura 2.35: Exoesqueleto de Costa et al (2006) (Adaptado de Santos, 2011).....	39
Figura 2.36: Exosuit EMA em (a) Versão Solo e (b) Com modelo antropomórfico (Freire et al, 2018)	40

Figura 2.37: Exosuit EMA em modelo real (Adaptado de Sousa et al, 2018).....	40
Figura 2.38: Sistema de reabilitação Parastep® (Sigmedics Inc., 2019).....	41
Figura 2.39: Modelo HAS nas versões (a) Esquemática e (b) Real (Adaptado de Popovich et al, 1989)	42
Figura 2.40: Modelo CBO (Goldfarb et al, 1996).	43
Figura 2.41: HNP Walktrainer (Stauffer et al, 2009)	44
Figura 2.42: Modelo SEAHO (Adaptado de Kirsch et al, 2014).....	45
Figura 3.1: Modelo ANT-38 de atuação da Exosuit EMA original (Shanghai Sito Motors CO., 2019).....	47
Figura 3.2: O modelo conceitual da Exosuit EMA para duas pernas com atuação linear	49
Figura 3.3: As quatro divisões conceituais da Exosuit EMA	51
Figura 3.4: Modelos do conjunto atuador-suportes nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira. .	58
Figura 3.5: Modelos do sistema de transmissão nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.	59
Figura 3.6: Projeto conceitual combinado dos sistemas de atuação e transmissão da nova Exosuit EMA.	59
Figura 3.7: Estrutura de suporte do torso nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.	60
Figura 3.8: Estrutura de sustentação nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.....	60
Figura 3.9: Modelo CAD do projeto conceitual da nova Exosuit EMA nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.	61
Figura 4.1: Torques normalizados do quadril dos três planos anatômicos para uma marcha com.....	64
Figura 4.2: Seção transversal dos modelos de (a) Tubo retangular, (b) Cilindro maciço e (c) Chapa lisa	65
Figura 4.3: Sistemas e componentes do projeto estrutural da Exosuit EMA	68
Figura 4.4: DCLs da estrutura da perna antropomórfica (Seção I) do exoesqueleto para o movimento de flexão do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão (representação para $\theta h > 0$).....	70
Figura 4.5: Diagramas de esforços cortantes da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	72
Figura 4.6: Diagramas de momentos fletores da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	73
Figura 4.7: Diagramas de Mohr da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	76
Figura 4.8: Modelo de deflexão da Seção I. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013).....	78
Figura 4.9: Modelo de deflexão por flambagem da Seção I. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013).....	79
Figura 4.10: DCL do eixo de rotação da junta equivalente do quadril (Seção II) do exoesqueleto. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).	85
Figura 4.11: Diagramas de esforços cortantes da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.....	87
Figura 4.12: Diagramas de momentos fletores da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	87
Figura 4.13: Diagramas de Mohr da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.....	90
Figura 4.14: Modelo de deflexão da Seção II. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)	91
Figura 4.15: DCL da barra sagital do quadril (Seção III) do exoesqueleto. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).....	95
Figura 4.16: Diagramas de esforços cortantes da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.....	97
Figura 4.17: Diagramas de momentos fletores da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.....	97
Figura 4.18: Diagramas de Mohr da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	99
Figura 4.19: DCL das placas de conexão (a) Superior e (b) Inferior (Seção IV) do quadril. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).	103
Figura 4.20: Diagramas de esforços cortantes da conexão L superior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	108
Figura 4.21: Diagramas de esforços cortantes da conexão L inferior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	108
Figura 4.22: Diagramas de momentos fletores da conexão L superior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	109
Figura 4.23: Diagramas de momentos fletores da conexão L inferior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	109
Figura 4.24: Diagramas de Mohr da Seção IV para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	112
Figura 4.25: DCL da barra frontal do quadril (Seção V) para as passadas (a) Alternada e (b) Conjunta. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Alternado).	116
Figura 4.26: Diagramas de esforços cortantes da Seção V no caso de uma passada alternada para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	119

Figura 4.27: Diagramas de esforços cortantes da Seção V no caso de uma passada conjunta para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	120
Figura 4.28: Diagramas de momentos fletores da Seção V no caso de uma passada alternada para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	120
Figura 4.29: Diagramas de momentos fletores da Seção V no caso de uma passada conjunta para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.	121
Figura 4.30: Diagramas de Mohr da Seção V para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	123
Figura 4.31: DCL da coluna lombar (Seção VI) do exoesqueleto. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).....	127
Figura 4.32: Diagramas de esforços cortantes da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	129
Figura 4.33: Diagramas de momentos fletores da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão ...	130
Figura 4.34: Diagramas de Mohr da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão	131
Figura 4.35: Diagrama de tensões principais normalizadas para todos os elementos estruturais do projeto em ambos os modos de solicitação (Padrão e Crítico).	136
Figura 4.36: Sistemas e componentes do projeto de atuação e transmissão da Exosuit EMA	137
Figura 4.37: Conjunto Motor-Redutor de atuação. (a) Motor Flat EC 90 e (b) Redutor Planetário GP 52C (Maxon Motors Co., 2019)	138
Figura 4.38: Representação de um conjunto polia-correia (Adaptado de Budynas & Nisbett, 2013). 139	
Figura 4.39: Seção transversal de uma correia dentada (Adaptado de Gates, 2019).....	140
Figura 4.40: Modelo de rolamento de esferas de carreira única (Adaptado de SKF, 2019).....	147
Figura 4.41: Modelo chaveta quadrada (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)	149
Figura 4.42: Modelo esquemático de parafuso fixador (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013).....	151
Figura 4.43: Sistemas de sustentação e suporte lombar nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira	157
Figura 4.44: Sistema de Atuação-Transmissão nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira	157
Figura 4.45: Modelo esquemático da nova Exosuit EMA junto de um modelo antropomórfico.....	158
Figura 4.46: Projeto final Exosuit EMA em vista explodida (apenas uma perna)	158
Figura 5.1: Modelo CAD da nova Exosuit EMA nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira. ...	163

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Massas e centros de massa antropométricos adimensionalizados do humano-padrão relevantes para o estudo da marcha (Winter, 2009).	11
Tabela 2.2: Velocidade dos tipos de marcha	16
Tabela 2.3: Alcances angulares Sagitais das juntas para diversas velocidades de marcha.....	17
Tabela 2.4: Torques normalizados Sagitais nas juntas para diversas velocidades de marcha	18
Tabela 2.5: Potências normalizadas no plano sagital nas juntas para diversas velocidades de marcha	20
Tabela 3.1: Requisitos de marcha do projeto da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)	47
Tabela 3.2: Sistemas de atuação e transmissão da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)	48
Tabela 3.3: Características estruturais da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018).....	48
Tabela 3.4: Resultados dos testes de marcha da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018).....	48
Tabela 3.5: Características antropométricas e de marcha do caso crítico	50
Tabela 3.6: Características de caso limite para os atuadores.....	51
Tabela 3.7: Matriz de resumo tecnológico para os sistemas abordados	52
Tabela 3.8: Matriz de decisão para o sistema de atuação do quadril.....	54
Tabela 3.9: Matriz de decisão para o sistema de transmissão	55
Tabela 3.10: Matriz de decisão para a estrutura de suporte do torso.....	56
Tabela 3.11: Matriz de decisão do elemento de fixação do suporte lombar.....	56
Tabela 3.12: Matriz de decisão para a estrutura de sustentação	57
Tabela 3.13: Matriz de resumo tecnológico com as opções escolhidas de cada subsistema respectivo	57
Tabela 4.1: Aproximação dos torques frontal e transversal para velocidade de reabilitação	64
Tabela 4.2: Características físicas e mecânicas dos materiais de projeto.....	66
Tabela 4.3: Características dimensionais e geométricas para o perfis estruturais	67
Tabela 4.4: Reações mecânicas da perna antropomórfica (Seção I)	71
Tabela 4.5: Esforços internos na perna antropomórfica (Seção I).....	73
Tabela 4.6: Tensões máximas nos planos anatômicos (Seção I)	74
Tabela 4.7: Tensões principais atuantes na perna antropomórfica (Seção I).....	75
Tabela 4.8: Tensões e fatores de segurança para a perna antropomórfica (Seção I)	77
Tabela 4.9: Deflexões e deformações para a perna antropomórfica (Seção I)	79
Tabela 4.10: Características de fadiga para perna antropomórfica (Seção I)	83
Tabela 4.11: Tensões alternadas e médias para projeto à fadiga da perna antropomórfica (Seção I) ...	83
Tabela 4.12: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção I)	84
Tabela 4.13: Reações mecânicas no eixo do quadril (Seção II)	86
Tabela 4.14: Esforços internos no eixo de transmissão do quadril (Seção II).....	88
Tabela 4.15: Tensões máximas nos planos do eixo de transmissão (Seção II)	89
Tabela 4.16: Tensões principais atuantes no eixo do quadril (Seção II)	89
Tabela 4.17: Tensões e fatores de segurança para o eixo do quadril (Seção II)	90
Tabela 4.18: Deflexões e deformações para o eixo de transmissão do quadril (Seção II)	91
Tabela 4.19: Tensões alternadas e médias para projeto à fadiga do eixo do quadril (Seção II)	93
Tabela 4.20: Características de fadiga para o eixo antropomórfico (Seção II).....	93
Tabela 4.21: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção II).....	94
Tabela 4.22: Reações mecânicas na barra sagital do quadril (Seção III)	96
Tabela 4.23: Esforços internos na barra sagital do quadril (Seção III)	97
Tabela 4.24: Tensões máximas nos planos da barra sagital do quadril (Seção III)	98
Tabela 4.25: Tensões principais atuantes na barra sagital do quadril (Seção III)	99
Tabela 4.26: Tensões e fatores de segurança para a barra sagital do quadril (Seção III)	100
Tabela 4.27: Deflexões e deformações para a barra sagital do quadril (Seção III)	100
Tabela 4.28: Tensões alternadas e médias da barra sagital do quadril (Seção III)	101
Tabela 4.29: Características de fadiga para a barra sagital do quadril (Seção III)	102
Tabela 4.30: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção III)	102
Tabela 4.31: Reações mecânicas na conexão L do quadril (Seção IV)	105
Tabela 4.32: Momentos equivalentes adicionais da conexão L do quadril (Seção IV).....	106
Tabela 4.33: Esforços internos na conexão crítica do quadril para os casos de solicitação (Seção IV)	107
.....	107

Tabela 4.34: Tensões máximas na seção crítica da placa de conexão do quadril (Seção IV)	111
Tabela 4.35: Tensões principais atuantes na barra sagital do quadril (Seção III)	111
Tabela 4.36: Tensões e fatores de segurança para a barra sagital do quadril (Seção IV)	112
Tabela 4.37: Deflexões e deformações para a conexão L do quadril (Seção IV)	113
Tabela 4.38: Tensões alternadas e médias da conexão L do quadril (Seção IV)	114
Tabela 4.39: Características de fadiga para a conexão L crítica do quadril (Seção IV)	114
Tabela 4.40: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção IV)	115
Tabela 4.41: Reações mecânicas na barra frontal do quadril (Seção V)	118
Tabela 4.42: Esforços internos na barra frontal do quadril (Seção V)	121
Tabela 4.43: Tensões máximas nos planos da barra frontal do quadril (Seção V)	122
Tabela 4.44: Tensões principais atuantes na barra frontal do quadril (Seção V)	123
Tabela 4.45: Tensões e fatores de segurança para a barra frontal do quadril (Seção V)	123
Tabela 4.46: Deflexões e deformações para a barra frontal do quadril (Seção V)	124
Tabela 4.47: Características de fadiga para a barra frontal do quadril (Seção V)	125
Tabela 4.48: Tensões alternadas e médias da barra frontal do quadril (Seção V)	125
Tabela 4.49: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção V)	126
Tabela 4.50: Reações mecânicas na coluna lombar crítica (Seção VI)	128
Tabela 4.51: Esforços internos na coluna lombar crítica (Seção VI)	129
Tabela 4.52: Tensões máximas nos planos da coluna lombar crítica (Seção VI)	131
Tabela 4.53: Tensões principais atuantes na coluna lombar crítica (Seção VI)	131
Tabela 4.54: Tensões e fatores de segurança para a coluna lombar crítica (Seção VI)	132
Tabela 4.55: Deflexões e deformações para a coluna lombar crítica (Seção VI)	133
Tabela 4.56: Tensões alternadas e médias da coluna lombar crítica (Seção VI)	133
Tabela 4.57: Características de fadiga para a coluna lombar crítica (Seção VI)	134
Tabela 4.58: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção VI)	134
Tabela 4.59: Matriz resumida dos resultados de projeto para os três critérios adotados neste trabalho	135
Tabela 4.60: Características técnicas do conjunto de atuação (Maxon Motors Co., 2019)	138
Tabela 4.61: Valores efetivos providos pelo sistema de atuação	139
Tabela 4.62: Características dos modelos de correia e polia para o sistema de transmissão	140
Tabela 4.63: Características dimensionais básicas do sistema de transmissão	143
Tabela 4.64: Resultados de projeto estático do sistema de transmissão	145
Tabela 4.65: Resultados de projeto à fadiga do sistema de transmissão	146
Tabela 4.66: Características do modelo de rolamento do eixo da junta do quadril (SKF, 2019)	147
Tabela 4.67: Resultados de projeto para os rolamentos do eixo do quadril	149
Tabela 4.68: Resultados de projeto das chavetas do eixo do quadril	151
Tabela 4.69: Características do modelo de parafuso	152
Tabela 4.70: Fatores de segurança estáticos das juntas parafusadas críticas	154
Tabela 4.71: Características de fadiga para o projeto de parafusos	155
Tabela 4.72: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga dos parafusos ..	156
Tabela 4.73: Características dimensionais globais da nova Exosuit EMA	159
Tabela 4.74: Custos Estimados da nova Exosuit EMA	160
Tabela 4.75: Comparativo de custos e peso de diferentes modelos comerciais com a Exosuit EMA. 161	

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

T^N	Torque Normalizado	[Nm/kg]
W^N	Potência Normalizada	[W/kg]
h	Altura de Componentes Estruturais	[mm]
A	Área	[mm ²]
C	Classificações de Carga	[N]
Dc	Distância de Centros entre Polias	[mm]
Df	Distância de Folga	[mm]
Dp	Distância de Centros entre Juntas Parafusadas	[mm]
E	Módulo de Elasticidade	[GPa]
F	Força	[N]
G	Módulo de Cisalhamento	[GPa]
H	Altura para Segmentos Anatômicos ou de Marcha	[m]
I	Momento de Inércia Planar	[mm ⁴]
Inv	Invariantes do Tensor de Tensões	[MPa ³ , MPa ² , MPa]
J	Momento de Inércia Polar	[mm ⁴]
K	Módulo de Torsão	[mm ³]
L	Comprimento para Segmentos Anatômicos ou de Marcha	[m]
M	Momento de Força	[Nm]
P	Força de Carregamento	[N]
Q	Momento de Área	[mm ³]
S	Tensão	[MPa]
T	Torque	[Nm]
W	Potência	[W]
d	Diâmetro	[mm]
e	Espessura de Parede de Componentes Estruturais	[mm]
l	Comprimento de Componentes Estruturais	[mm]
m	Massa	[kg]
n	Velocidade de Rotação	[rpm]
p	Passo	[mm]
r	Raio	[mm]
t	Tempo	[s]
v	Velocidade	[m/s]
w	Largura de Componentes Estruturais	[mm]

Símbolos Gregos

δ	Deformação Axial para Tesões Normais	[mm]
Υ	Deflexão Máxima para Flexão / Flambagem	[mm]
α	Aceleração Angular	[rad/s ²]
θ	Ângulo Absoluto no Plano Sagital	[°]

κ	Rigidez Elástica	[N/mm]
ρ	Peso Específico	[kg/m ³]
σ	Tensão Normal	[MPa]
τ	Tensão Cisalhante	[MPa]
φ	Ângulo de Torção Angular	[°]
ϕ	Ângulo de Abraçamento Polia-Correia	[°]
ϱ	Peso Específico Linear Normalizado	[kg.mm/m]

Grupos Adimensionais

n_F	Quantidade de Furos de Encaixe Parafusados
Γ	Função de Aproximação para Fator de Entalhe por Número de Entalhes
Δ	Variação
C_k	Coefficientes de Geometria para os Fatores de Concentração de Tensões
FS	Fator de Segurança
N	Número de Ciclos
Z	Número de Dentes para Correia Sincronizada
exp	Exponencial do Número de Euler
f	Fator de Aproximação Genérico
k_X, k_Y	Fatores de Carga Dinâmica de Rolamentos
k_b	Fatores de Transmissão para Correias
k_f	Fatores de Marin para Fadiga Mecânica
k_r	Fator de Serviço para Rolamentos
log	Logaritmo Natural do Número de Euler
q	Coefficiente de Sensibilidade ao Entalhe para Fadiga
red	Grau de Redução para o sistema de Transmissão
η	Eficiência / Rendimento
ν	Coefficiente de Poisson
π	Número Pi / Razão Perímetro-Raio

Subscritos

$1''$	Fator de Ângulo para Correias
$2'$	Fator de Comprimento para Correias
h	Quadril
$ASME$	Critério ASME Elíptico para Projeto à Fadiga
B''	Expoente do Fator de Vida para Correias
$Goodman$	Critério de Goodman para Projeto à Fadiga
H	Furo para os Encaixes Parafusados
K''	Coefficiente do Fator de Vida para Correias
PC	Pré-Carga de Aperto
R	Rebaixo para Redução Diametral em Eixo
$T -$	Lado “Frouxo” da Correia
$T +$	Lado “Tenso” da Correia

<i>TIM</i>	Dentes em Contato com a Polia (<i>Mesh</i>)
<i>Tresca</i>	Critério de Tresca / Máxima Tensão de Cisalhamento Projeto Estático
<i>a</i>	Tornozelo
<i>a'</i>	Fator de Acabamento Superficial para Fadiga
<i>alt</i>	Alternada
<i>axial</i>	Axial
<i>b</i>	Flexão
<i>b'</i>	Fator de Tamanho para Fadiga
<i>b''</i>	Primeiro Fator de Classe para Correias
<i>c</i>	Cisalhante
<i>c'</i>	Fator de Carregamento para Fadiga
<i>c''</i>	Segundo Fator de Classe para Correias
<i>chav</i>	Chaveta
<i>cent</i>	Centrífuga
<i>cor</i>	Correia
<i>corpo</i>	Total Corporal
<i>crit</i>	Crítico
<i>d –</i>	Diâmetro Menor para Parafusos
<i>d'</i>	Fator de Temperatura para Fadiga
<i>d +</i>	Diâmetro Maior para Parafusos
<i>din</i>	Dinâmico
<i>e</i>	Tensão Limite de Enduração
<i>e'</i>	Fator de Confiança para Fadiga
<i>eq</i>	Equivalente
<i>esmg</i>	Esmagamento
<i>exo</i>	Total Exoesqueleto
<i>f</i>	Relativo ao Plano Frontal
<i>f'</i>	Fator de Entalhe para Fadiga
<i>fat</i>	Fadiga Mecânica
<i>fis</i>	Sessão Padrão de Fisioterapia de Reabilitação
<i>flmb</i>	Critério de Flambagem para Projeto Estático
<i>fric</i>	Atrito
<i>i</i>	Primeiro Índice Generalizado de Operações para Diferentes Variáveis
<i>j</i>	Segundo Índice Generalizado de Operações para Diferentes Variáveis
<i>k</i>	Joelho
<i>l</i>	Total Individual Perna
<i>m</i>	Marcha
<i>mat</i>	Material Intermediário para Parafusos
<i>max</i>	Máximo
<i>med</i>	Média
<i>min</i>	Mínimo
<i>mont</i>	Montagem
<i>motor</i>	Motor de Atuação
<i>n</i>	Normal / Axial

<i>normal</i>	Critério de Máxima Tensão Normal Projeto Estático
<i>p</i>	Passada
<i>p''</i>	Fator de Projeto para Correias
<i>pol</i>	Polia
<i>prfs</i>	Parafuso
<i>radial</i>	Radial
<i>rol</i>	Rolamento
<i>s</i>	Relativo ao Plano Sagital
<i>s''</i>	Fator de Serviço para Correias
<i>sc</i>	Segmento Corporal
<i>stat</i>	Estático
<i>strut</i>	Estrutural
<i>t</i>	Relativo ao Plano Transversal
<i>t'</i>	Fator de Concentração de Tensões para Fadiga
<i>trnsm</i>	Transmissão
<i>tt</i>	Tensão de Tração para Parafusos
<i>ul</i>	Coxa / Parte Superior da Perna
<i>ut</i>	Tensão Limite de Resistência
<i>v</i>	Barra / Viga Estrutural
<i>vMises</i>	Critério de von Mises / Energia de Distorção
<i>x</i>	Alinhado ao Eixo X Cartesiano (Normal ao Plano Sagital)
<i>y</i>	Alinhado ao Eixo Y Cartesiano (Normal ao Plano Transversal)
<i>ye</i>	Tensão Limite de Escoamento
<i>z</i>	Alinhado ao Eixo Z Cartesiano (Normal ao Plano Frontal)
σ	Tensão Normal
τ	Tensão Cisalhante

Sobrescritos

σ_b	Relativo à Tensão de Flexão
σ_n	Relativo à Tensão Axial de Tração / Compressão
τ_t	Relativo à Tensão Cisalhante
'	Modificada
<i>A</i>	Mancal de Rolamento "A"
<i>B</i>	Mancal de Rolamento "B"
<i>I</i>	Seção I (Perna Antropomórfica)
<i>II</i>	Seção II (Junta do Quadril)
<i>chav</i>	Chaveta
<i>eq</i>	Equivalente
<i>ext</i>	Externo
<i>i</i>	Primeiro Índice Generalizado de Operações para Diferentes Variáveis
<i>inf</i>	Inferior
<i>int</i>	Interno
<i>j</i>	Segundo Índice Generalizado de Operações para Diferentes Variáveis

<i>max</i>	Máximo
<i>min</i>	Mínimo
<i>prfs</i>	Parafuso
<i>rol</i>	Rolamento
<i>rosc</i>	Rosca (Parafuso)
<i>sup</i>	Superior

Siglas

ABMA	American Bearing Manufacturers Association
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
AFO	Ankle-Foot Orthosis
ASTM	American Society for Testing and Materials
BLEEX	Berkeley Lower Extremity Exoskeleton
CAD	Computer-Aided Design
CBO	Controlled-Brake Orthosis
DARPA	U.S. Defense Advanced Research Projects Agency
DOF	Degrees of Freedom / Graus de Liberdade
EHPA	Exoskeletons for Human Performance Augmentation
EMA	Empoderando Mobilidade e Autonomia / Empowering Mobility and Autonomy
EMG	Eletromiografia
EPFL	Ecole Polytechnique Fédérale de Lausanne
FDA	Food and Drug Administration (Orgão regulatório Norte-Americano)
FES	Functional Electrical Stimulation
HAL	Hybrid Assistive Leg
HAS	Hybrid Assistive System
HKAFO	Hip-Knee-Ankle-Foot Orthosis
HNP	Hybrid Neuroprosthesis
IEEE	Institute of Electrical and Electronics Engineers
IHMC	Institute for Human and Machine Cognition (Florida)
IOT	Internet of Things
KAFO	Knee-Ankle-Foot Orthosis
KUEX	Kookmin University Exoskeleton
MIT	Massachusetts Institute of Technology
PG1	Projeto de Graduação 1
PG2	Projeto de Graduação 2
pMA	Pneumatic Muscle Actuators
REX	Robotic Exoskeleton
SAE	Society of Automotive Engineers
SCI	Spinal Cord Injury
SEAHO	Semi-Active Hybrid Orthosis
TAO	Transparent Active Orthosis
UnB	Universidade de Brasília

1 INTRODUÇÃO

Este capítulo visa introduzir os aspectos gerais deste trabalho e contextualizá-lo dentro do projeto de pesquisa que o autor está inserido.

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Dentre as mais diversas patologias que incapacitam o ser humano, uma das sensíveis é a lesão medular, que retira um altíssimo grau de mobilidade e autonomia individual. Este tipo de condição se caracteriza como uma lesão permanente às estruturas do sistema nervoso central em alguma região da coluna vertebral, levando a alterações motoras e sensitivas na região de ocorrência da lesão e abaixo dela. As principais alterações decorrentes de uma lesão medular são: Paralisia ou paresia dos membros, alteração do tônus muscular, perda de sensibilidade e alterações autonômicas do metabolismo, dentre outras (SAS, 2013).

Este tipo de lesão é causado, majoritariamente, por acidentes traumáticos e, em menor escala, por doenças degenerativas ou condições genéticas. O Brasil possui uma taxa de incidência de 40 casos/ano por milhão (SAS, 2013), e é o país com a maior taxa de paraplegia causada por armas de fogo, que corresponde a 42% do total de novos casos (Bickenback et al, 2013), afetando, principalmente, homens jovens. Fora a perda da força de trabalho desta parcela da população economicamente ativa, têm-se, também, os altos gastos em tratamento e acompanhamento com os indivíduos nesta condição.

A abordagem mais efetiva de reinserção, na medida do possível, da população com lesão medular passa, necessariamente, por processos de reabilitação. O primeiro método de reabilitação utilizado em larga escala, e predominante até os dias de hoje nos primeiros estágios de recuperação é a execução de exercícios repetitivos e alongamentos por um fisioterapeuta, assim como a verticalização passiva do paciente, descarregando parcial ou totalmente o seu peso sobre suas pernas. Tal tratamento é capaz de prover melhoras substanciais na saúde do lesionado medular, ao diminuir a sua predisposição à fraturas, prevenção à osteoporose e reduzir a frequência de espasmos musculares nos membros paralisados (Nene et al, 1996). Porém, este método de reabilitação se configura como passivo, onde o trabalho sobre os membros lesionados é todo realizado a partir de uma ação externa.

Um método mais moderno, que vem sendo aprimorado nas últimas décadas é o sistema de Eletroestimulação Funcional, mais conhecido como FES, do inglês: *Functional Electrical Stimulation*. Tal método se baseia na movimentação ativa dos membros a partir da aplicação de uma corrente elétrica controlada, diretamente nos músculos do paciente (Popovic et al, 2001). Desta forma, os músculos acionados se contraem de acordo com a intensidade e perfil de corrente aplicada, controlando-se assim, em maior parte, o movimento a ser realizado. Esta forma de reabilitação, considerada ativa, provém uma contração muscular genuína, gerando diversos benefícios além dos já listados a partir da metodologia

comum de reabilitação. Dentre os benefícios adicionais, têm-se: aprimoramento do tônus muscular, desencadeamento de hipertrofia muscular, e melhoras no equilíbrio metabólico e no sistema cardiorrespiratório (Martin et al, 2012).

A primeira grande limitação deste método de reabilitação é a fadiga muscular (de Sousa et al, 2019), que ocorre com relativa rapidez, inviabilizando sessões mais longas de reabilitação. Outra limitação é a dificuldade de se controlar movimentos complexos, com grandes encadeamentos musculares, como uma caminhada, apenas se baseando em FES. A aplicabilidade deste tratamento também é dependente da condição da lesão do paciente, apenas podendo ser aplicada quando o sistema nervoso periférico não sofreu degeneração, podendo assim carregar o impulso da corrente externa. Têm se também a dualidade da ação dos eletrodos, onde eletrodos de superfície tem dificuldade de atingir músculos internos, exigindo correntes mais altas, e os eletrodos internos implantados nos próprios músculos estão sujeitos à infecção e/ou rejeição (Bhadra et al, 2001).

Com o avanço das áreas de robótica e engenharia biomédica, as últimas décadas trouxeram o desenvolvimento dos exoesqueletos para reabilitação. Estes sistemas, categorizados como órteses ativas, são capazes de realizar a movimentação das juntas a partir da aplicação de esforços externos gerados por atuadores (Dollar & Herr, 2012). Tal tecnologia, apesar de realizar um trabalho passivo sobre o paciente, permite que a marcha de reabilitação seja realizada com maior constância e precisão, e também por mais tempo. Tendo o exoesqueleto como meio de trabalho, a marcha obtém um perfil mais próximo à marcha natural e também evita a estafa dos fisioterapeutas. A combinação deste tipo de tratamento aliado à fisioterapia tradicional possui uma eficácia maior se comparada à segunda isolada (Johnson, 2006). Contudo, o alto custo dos exoesqueletos, aliado com detalhes técnicos como tamanho, peso, autonomia e custo energético, tornam a sua adoção em tratamentos de reabilitação restritiva.

Atualmente os dois últimos tipos de tratamentos passam por diversas tentativas de combinação, já que isso pode levar à aproveitamento das qualidades de ambos, e à minimização dos defeitos (del-Ama et al, 2012). Esta combinação foi nomeada Neuroprótese Híbrida, ou HNP, do inglês: *Hybrid Neuroprosthesis*. O HNP traz uma estrutura mecânica robusta para suporte do corpo, aumentando a autonomia do paciente para a reabilitação e também reduzindo a complexidade de controle de grandes movimentos usando unicamente FES e a fadiga muscular relacionada, enquanto a aplicação de FES reduz a potência necessária dos atuadores, podendo diminuir o custo, tamanho e peso do exoesqueleto. Contudo, esta tecnologia ainda apresenta um custo energético alto, dado o controle e alimentação dos dois sistemas em paralelo (del-Ama et al, 2012).

Objetivando desenvolver pesquisas na área de Eletroestimulação Funcional - FES surgiu, no âmbito da Universidade de Brasília - UnB, os projetos, Empoderando Mobilidade e Autonomia - EMA e o projeto *Transparent Active Orthosis - TAO*, projetos estes em que o autor deste trabalho tem atuado como membro das equipes de desenvolvimento. Daí a motivação do presente trabalho que visa o projeto mecânico de um exoesqueleto com atuação no quadril.

1.1.1 Projeto EMA

O projeto EMA foi criado em 2015, juntamente com a equipe de mesmo nome, no intuito de trabalhar com tecnologias de reabilitação baseadas em FES para competir na primeira edição da competição internacional Cybathlon, realizada em 2016 em Zurique, Suíça, sendo também a única equipe da América Latina. Tal competição consiste de provas técnicas para pessoas com diversos tipos de lesões incapacitantes, visando avaliar não só o desempenho do competidor, mas também da tecnologia de reabilitação que ele está utilizando. Apesar de ser realizado a cada quatro anos e apresentar uma temática que lembra as olimpíadas, de certo modo, o Cybathlon não deixa de se assemelhar à uma prova de automobilismo, onde equipe e piloto são um elemento só, em vez de apenas o competidor.

A prova escolhida pela equipe EMA foi a de *FES cycling*, ou seja, ciclismo induzido por eletroestimulação, e para tal, foi desenvolvido um triciclo e uma rotina de controle para a estimulação dos músculos das pernas, de modo a gerar o movimento circular de pedalada. Este tipo de exercício ativa vários músculos das pernas de forma repetitiva, encadeada e cadenciada, podendo ter também controle da força da pedalada. Esta abordagem favorece fortemente a recuperação do tônus muscular e do trabalho do sistema cardiovascular, apesar de sofrer com as limitações usuais de um sistema FES (Bo et al, 2017).

Com apenas oito meses de trabalho, a equipe e o piloto conseguiram chegar à final da competição, e alcançaram o 8º lugar, de um total de 16 equipes competidoras de diferentes países, muitas com parcerias com grandes empresas de tecnologia, sendo a equipe EMA a única da América Latina. Um registro da presença da equipe na competição é mostrado na Fig. (1.1).



Figura 1.1: Piloto e engenheiro da equipe EMA durante o Cybathlon 2016. (Project EMA, 2019)

Após a participação na primeira edição do Cybathlon, a equipe passou a utilizar os conhecimentos em FES para a atuação em áreas correlatas e aplicações similares, sempre com o foco em reabilitação

com eletroestimulação associada à uma prática com viés mais esportivo, do que fisioterapêutico. Esta mudança de visão quanto ao exercício de reabilitação gera uma maior interação e interesse do paciente pelo processo como um todo, já que este se torna mais prazeroso e desafiador, ao mesmo tempo que também trabalha com a percepção de inserção social.

Um exemplo de ramificação da atuação da equipe EMA é o trabalho realizado com remo adaptado associado à FES. Este exercício, diferentemente do ciclismo com eletroestimulação, dá margem para a execução tanto de exercícios de membros superiores quanto membros inferiores. Com isto, é possível se realizar um trabalho muscular e metabólico superior ao ciclismo, este considerado “não-ótimo” (Hettinga & Andrews, 2008). Em Fonseca et al (2018), o trabalho de um sistema de remo adaptado é descrito. Uma foto do sistema de exercícios com o remo é mostrada na Fig. (1.2).



Figura 1.2: Piloto da Equipe EMA em treino de reabilitação com remo adaptado. (Project EMA, 2019)

Com dois trabalhos sobre a associação entre máquinas e FES realizados, ciclismo e remo, o próximo passo, literalmente, é a marcha controlada com uma associação entre eletroestimulação e uma órtese ativa. Tal aplicação, apesar de muito mais complexa, traz a oportunidade de colocar o corpo de pacientes com lesões medulares para trabalhar de uma forma muito mais próxima com o verdadeiro objetivo da reabilitação, que é a reativação da capacidade locomotora dos membros inferiores.

Para o trabalho voltado à essa aplicação, a equipe EMA participa de um projeto associado, o qual será descrito na próxima subseção.

1.1.2 Projeto TAO

O projeto TAO nasceu em 2016 como um projeto interdisciplinar e interinstitucional, para desenvolver, a partir do trabalho conjunto de diversas instituições, diferentes tecnologias de reabilitação e assistência dentro da área maior de órteses ativas. O foco maior deste projeto, como o nome já diz, é

desenvolver órteses ativas que, se não literalmente transparentes, sejam menos robustas do que as órteses e exoesqueletos comerciais.

Neste projeto, cada instituição foi estimulada a trabalhar em sua área de expertise e, conseqüentemente, a equipe EMA, representante da UnB neste projeto, seguiu a trilha de associação de sistemas mecânicos e FES, desta vez aplicado para uma órtese ativa ou exoesqueleto. E foi assim que nasceu, primeiro o conceito, e depois o projeto da *Hip Exosuit* do projeto EMA, ou Exosuit EMA, trabalho desenvolvido pelo autor e que gerou várias publicações como autor principal ou como co-autor (Freire et al, 2018; Robbi & Freire, 2018; de Sousa et al, 2019).

A Exosuit EMA nasceu da necessidade de atuação direta na articulação do quadril, que advém da dificuldade de se estimular os músculos do glúteo (*Gluteus maximus*, *Gluteus minimus*) e extensores (*Iliopsoas*, *Rectus femoris superior*), responsáveis, respectivamente, pelos movimentos de extensão e flexão do quadril. Ambos músculos possuem uma grossa camada de gordura entre eles e a pele, onde se encontram os eletrodos de estimulação, fazendo com que sejam necessárias correntes maiores para uma ativação razoável do músculo. Porém, além do desgaste maior do tecido transpassado com correntes de maior magnitude, os resultados de estimulação não são consistentes.

Assim, decidiu-se pelo desenvolvimento de uma órtese capaz de realizar os movimentos de flexão e extensão do quadril, ao mesmo tempo que também oferece uma estrutura física capaz de prover um mínimo de apoio para o usuário, enquanto é aberta o suficiente para a alocação de eletrodos de eletroestimulação. Esta medida de assistência ao suporte do usuário também deveria ser um meio termo entre os modelos de exoesqueletos muito robustos, estes muito maiores, pesados e caros, e os modelos menos robustos, usados normalmente para fins de suporte o usuário, incapazes de realizar uma atividade como a marcha, por exemplo, por completo.

Um terceiro ponto de diferenciação na esfera do projeto TAO quanto à tecnologia desenvolvida pela UnB e as outras instituições parceiras é nos sistemas de atuação e transmissão. A maior parte dos exoesqueletos modernos comerciais tem seus movimentos controlados a partir da ação de atuadores rotativos de alto torque associados a redutores harmônicos ou série elásticos. Para a Exosuit EMA foi pesquisada uma outra forma de atuação, mais barata e simples do que o tipo citado. Desta forma, o projeto de atuação foi feito a partir de atuadores lineares, modelo parafuso de potência, de maior torque, que, conectados ao sistema de transmissão da Exosuit, geram um movimento final de rotação da junta equivalente do quadril, seja de flexão ou extensão. O sistema de transmissão desenvolvido também é incomum para este tipo de tecnologia, sendo feito a partir de polias e cabos de aço.

E o último ponto de diferenciação entre a Exosuit EMA e modelos comerciais comuns é a sua forma de colocação e encaixe, sendo projetada para ser vestida como uma mochila, por meio de tiras. Tal característica, unida com o robusto suporte lombar, provê uma rápida conexão com o usuário, e manutenção da postura ereta.

Definidos os objetivos conceituais da Exosuit EMA, ela foi projetada para ser ajustável à uma variada gama de dimensões de usuários, e para ser capaz de realizar uma marcha à uma velocidade de reabilitação. O modelo esquemático da primeira versão da Exosuit EMA é mostrado na Fig. (1.3).

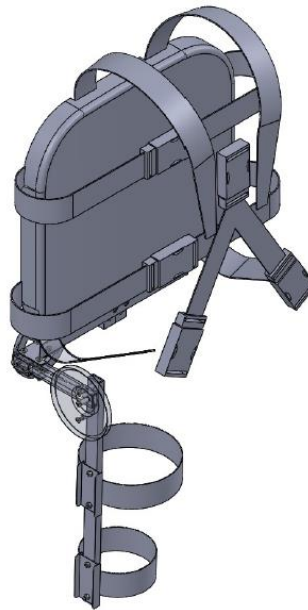


Figura 1.3: Modelo CAD da Exosuit EMA (Freire et al, 2018).

Observa-se pela Fig. (1.3) que nesta primeira versão da Exosuit EMA, apenas uma das pernas possui estrutura para atuação. Trata-se de uma medida de segurança para que a segunda perna não esteja presa em caso de alguma emergência. Uma vez com o projeto conceitual pronto, o primeiro protótipo foi construído para validação. Se tratando de um protótipo, os materiais utilizados na sua fabricação não foram os recomendados para uma aplicação comercial, mas para fins de validação experimental foram suficientes. O lançamento da Exosuit EMA ocorreu no III encontro anual do projeto TAO, em 2017. Os registros visuais deste primeiro modelo são mostrados na Fig. (1.4).

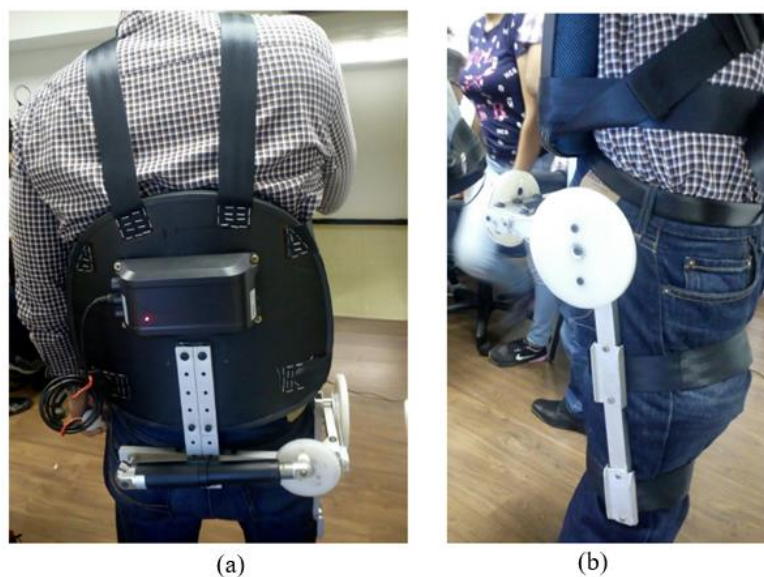


Figura 1.4: Exosuit EMA em vista (a) Frontal e (b) Lateral (Freire et al, 2018).

Como mostrado posteriormente na Seção 3.1, a análise experimental da Exosuit EMA trouxe à tona as qualidades e limitações deste primeiro modelo. Ao mesmo tempo, também trouxe uma visão à equipe EMA sobre as possibilidades de pesquisa e avanço tecnológico com este tipo de abordagem. Este tipo de estudo de marcha assistida está previsto e aprovado pelo Comitê de Ética e Pesquisa CEP/FS-UnB 129/11, aprovado em 14/03/2013. Vale a pena ressaltar que sua aprovação é anterior da implementação total da Plataforma Brasil, sistema que cataloga e vincula todos os protocolos experimentais em âmbito nacional, conseqüentemente o estudo não possui o código de 8 números utilizado no registro nacional.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é de aprimorar o projeto da Exosuit EMA no âmbito do projeto TAO, desenvolvendo o projeto mecânico completo de uma nova versão, obedecendo as normas aplicáveis e os princípios norteadores de projeto de dispositivos e elementos mecânicos. Ao mesmo tempo, objetiva-se também o desenvolvimento de um modelo de exoesqueleto de reabilitação que seja mais atrativo economicamente do que os sistemas comerciais presentes no mercado.

Quanto aos objetivos específicos, têm-se:

- Desenvolvimento de uma robusta revisão de literatura nas áreas de análise dinâmica da marcha e de diferentes modelos de exoesqueleto.
- Análise das limitações da EMA Exosuit original e reavaliação dos requisitos de projeto.
- Desenvolvimento de um projeto conceitual baseado na revisão tecnológica e de requisitos, competências obtidas com os objetivos específicos anteriores.
- Desenvolvimento de uma rotina de modelagem e solução dos sistemas mecânicos do exoesqueleto a partir dos critérios de falha estática, à fadiga e de rigidez.
- Elaboração dos desenhos técnicos de fabricação dos componentes mecânicos projetados.

1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

Este trabalho é dividido em cinco capítulos:

Este primeiro capítulo, que introduziu o tema e apresentou a motivação e os objetivos a serem alcançados, assim como a divisão do trabalho.

O segundo capítulo apresenta a revisão de literatura realizada sobre o tema, primeiramente com a apresentação das características de marcha, físicas e anatômicas do humano-padrão. Posteriormente, o capítulo segue relacionando os diversos tipos e classificações de exoesqueletos, as aplicações, os sistemas de atuação e transmissão e capacidade de integração com FES.

O terceiro capítulo apresenta o projeto conceitual a ser adotado neste trabalho, desenvolvido a partir das melhores opções tecnológicas, estas definidas por meio do método de matrizes de decisão.

O quarto capítulo compreende o projeto de detalhamento da nova EMA Exosuit. Nele são realizadas as modelagens estática e dinâmica do conjunto usuário-exoesqueleto e a resolução destes sistemas levando em conta critérios de falha estático, à fadiga e à rigidez. Como resultados têm-se a elaboração dos desenhos técnicos de fabricação para os diversos componentes mecânicos do sistema.

O quinto e último capítulo trata das conclusões deste trabalho e traz as possibilidades de trabalhos futuros baseadas na análise dos resultados obtidos.

2 REVISÃO TEÓRICA

Este capítulo visa apresentar as bases teóricas fundamentais para o desenvolvimento deste trabalho.

2.1 INTRODUÇÃO

Os princípios básicos para o desenvolvimento deste projeto vêm de duas frentes: entender o funcionamento do corpo humano durante a marcha, e assimilar as tecnologias desenvolvidas para este fim. Desta forma, aspectos como anatomia e antropometria humana, assim como a biomecânica do nosso corpo são fundamentais para o desenvolvimento do primeiro tópico citado, e serão desenvolvidos na primeira seção deste capítulo. Já para o segundo tópico, é necessário se determinar não só as raízes das tecnologias atuais, mas como também as suas ramificações, que atuam como diferentes meios de se alcançar, senão o mesmo fim, fins similares. Este desenvolvimento será abordado na segunda seção deste capítulo.

2.2 BIOMECÂNICA E MARCHA HUMANA

2.2.1 Anatomia e Antropometria

Mecanicamente, o corpo humano possui um robusto equilíbrio estrutural. Os ossos são elementos rígidos de suporte para os esforços de tração, compressão e flexão. Já os músculos não são rígidos e funcionam como atuadores lineares de tração ao se contraírem, sempre atuando em pares, um como músculo agonista e outro antagonista, para a realização de movimentos. Os tendões, por sua vez, são elementos elásticos não-lineares que servem como elo de conexão entre os músculos e os ossos. As juntas, por fim, são elementos conectivos lubrificadas que permitem as junções entre os ossos, assim como os movimentos de rotação entre eles, em maior escala, e compressão e expansão, em menor escala.

O ponto de partida para o entendimento da biomecânica e da marcha humana é conhecer a anatomia das estruturas envolvidas na marcha, que são os membros inferiores e a lombar. Apesar de todos os músculos destas duas regiões serem importantes para o caminhar saudável, apenas alguns deles que são imprescindíveis para a marcha, principalmente para fins de reabilitação. Esta formulação mais básica da marcha é executada com movimentos mais simples de se controlar, que são, de forma generalizada, os movimentos de flexão e extensão das juntas do quadril, joelho e tornozelo.

Para um correto entendimento dos músculos envolvidos na marcha, são mostrados diagramas anatômicos esquemáticos nas Fig. (2.1) e Fig. (2.2).

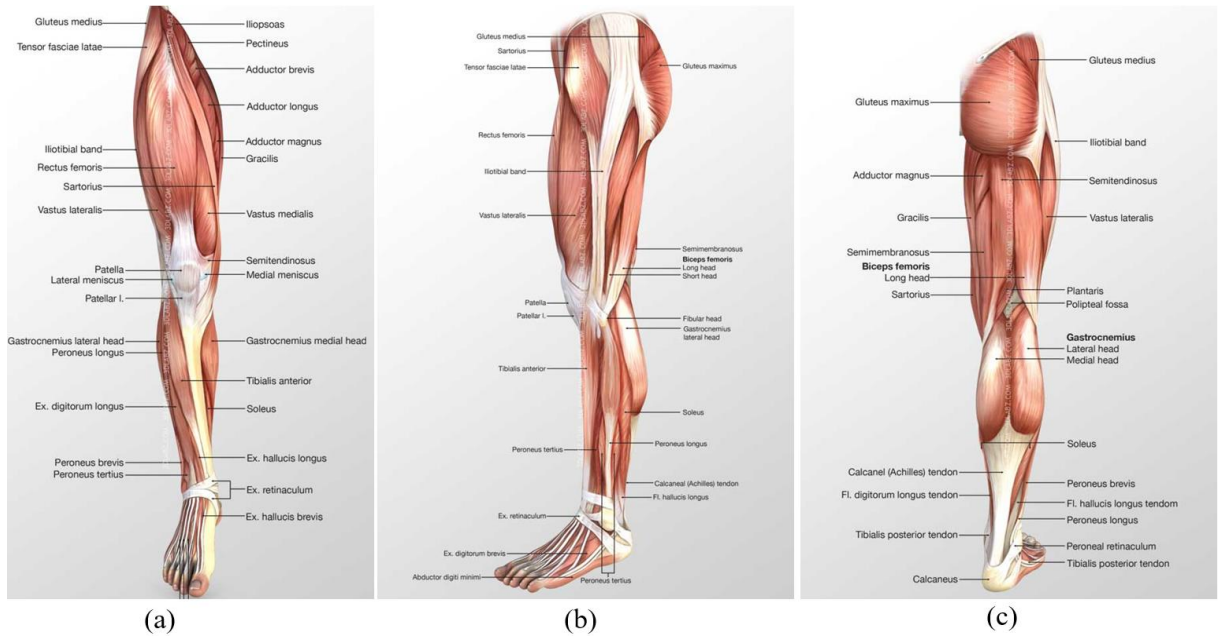


Figura 2.1: Anatomia muscular dos membros inferiores nas vistas (a) Anterior, (b) Lateral e (c) Posterior (3DLabz Medical, 2019).

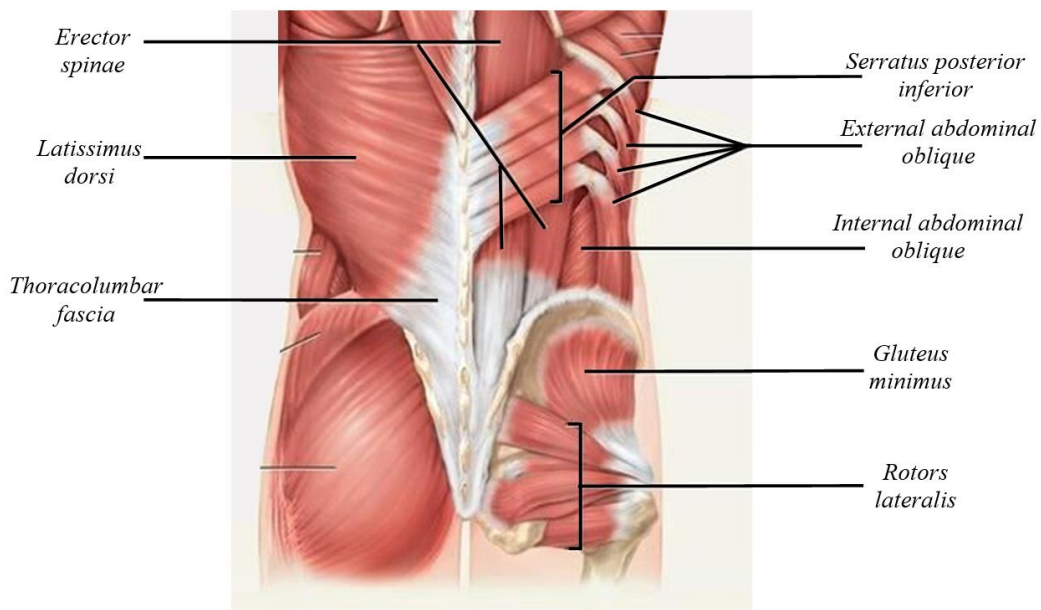


Figura 2.2: Anatomia muscular da lombar (Adaptado de Brookbush, 2018).

Enquanto a anatomia nos dá a estrutura do ser humano padrão, a antropometria fornece as medidas do humano-padrão. Estas medidas são indispensáveis para projetos onde se visa o uso humano, pois a ergonomia é de suma importância para o uso saudável de qualquer tecnologia, além de se minimizar o risco de lesões. Tais medidas podem ser descritas como funções da altura total, definida como H , do homem padrão, e são mostradas na Fig. (2.3).

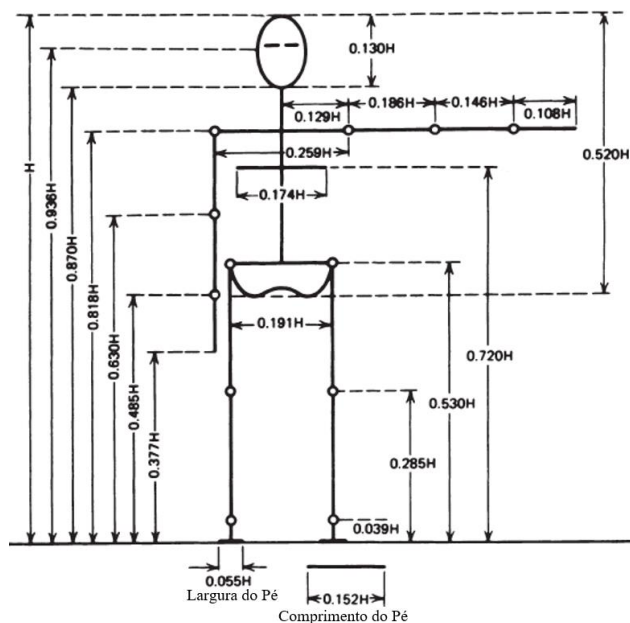


Figura 2.3: Os comprimentos antropométricos adimensionalizados do humano-padrão (Adaptado de Winter, 2009).

Da mesma forma que o homem-padrão antropométrico nos dá as medidas individuais de cada seção do corpo, pode-se definir as massas de cada segmento m_i como função da massa total do corpo, definida como m_{corpo} . Adicionalmente, pode-se também definir o centro de gravidade de cada segmento como uma parcela com comprimento do segmento L_s . Os segmentos e conjuntos corporais mais relevantes para a realização deste trabalho podem ser resumidas na Tab. (2.1):

Tabela 2.1: Massas e centros de massa antropométricos adimensionalizados do humano-padrão relevantes para o estudo da marcha (Winter, 2009).

Seção	Segmento	Massa do Segmento (m_{sc})	Centro de Massa do Segmento	
			Distância Proximal	Distância Distal
Membros Inferiores	Pé	$0.014 \cdot m_{corpo}$	$0.500 \cdot L_{sc}$	$0.500 \cdot L_{sc}$
	Perna Inferior (Seção Tibia)	$0.047 \cdot m_{corpo}$	$0.433 \cdot L_{sc}$	$0.567 \cdot L_{sc}$
	Perna Superior (Seção Femur)	$0.100 \cdot m_{corpo}$	$0.433 \cdot L_{sc}$	$0.567 \cdot L_{sc}$
	Total: Perna Individual	$0.161 \cdot m_{corpo}$	$0.447 \cdot L_{sc}$	$0.553 \cdot L_{sc}$
Tronco e Membros Superiores	Pélvis	$0.142 \cdot m_{corpo}$	$0.105 \cdot L_{sc}$	$0.895 \cdot L_{sc}$
	Tórax e Abdômen	$0.355 \cdot m_{corpo}$	$0.630 \cdot L_{sc}$	$0.370 \cdot L_{sc}$
	Tronco Total	$0.497 \cdot m_{corpo}$	$0.500 \cdot L_{sc}$	$0.500 \cdot L_{sc}$
	Total: Tronco, Cabeça e Membros Superiores	$0.678 \cdot m_{corpo}$	$0.626 \cdot L_{sc}$	$0.374 \cdot L_{sc}$

2.2.2 Biomecânica da Marcha Humana

A marcha humana pode ser analisada de duas formas: de acordo com os movimentos individuais de cada junta, e de acordo com sua conjunção global. Para se chegar à segunda análise, há de se realizar a primeira e entendendo as contribuições individuais de cada movimento. O primeiro passo para tal é se definir os planos e as direções anatômicas principais, que são as formas tradicionais de se dividir os movimentos tridimensionais e seus eixos principais. Uma imagem com os planos e direções anatômicas é mostrada na Fig. (2.4).

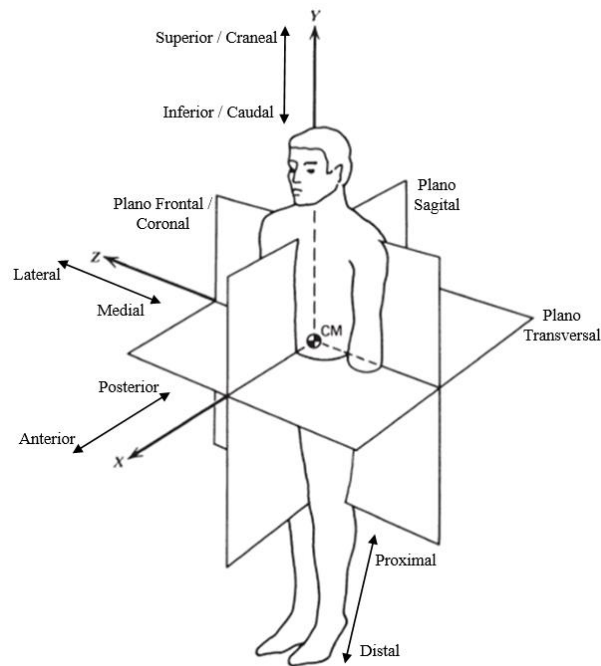


Figura 2.4: Planos e direções anatômicas principais (Adaptado de Winter, 2009).

Para as análises e estudo da marcha humana, usualmente é utilizado o plano sagital como referência, que, em aplicações controladas e em baixas velocidades, é suficiente para uma boa aproximação do movimento tridimensional para um plano bidimensional. Quando o plano sagital se encontra alinhado com o centro de massa, ele é denominado mid-sagital. Para fins de estudo da marcha humana, as juntas consideradas principais para a movimentação dos membros interiores são lombar, quadril, joelho, tornozelo e metatarso.

Quanto aos movimentos individuais das juntas principais, partindo-se de cima para baixo, a primeira junta a ser analisada é o lombar que, apesar de ser um conjunto e não uma junta única, neste caso, será analisado como uma. Em análises híbridas de marcha, usualmente o tronco não é levado em conta, já que o nosso corpo tende a mantê-lo verticalizado, salvas pequenas variações. Porém, em contexto de marcha de reabilitação com tecnologias assistivas, é muito comum ao paciente ter de se inclinar para frente devido ao uso de muletas ou afins, sendo necessária uma estrutura lombar para a fixação do usuário. Desta forma, neste trabalho, a lombar é contabilizada como a combinação de todo o tronco.

A lombar possui um total de três graus de liberdade, sendo os movimentos de flexão/extensão lombar no plano sagital, flexão lateral no plano frontal e de rotação axial. O movimento de flexão é controlado pelos músculos do abdômen (*Rectus abdominis*) enquanto o movimento de extensão é realizado pelos músculos eretores da coluna (*Erector spinae*). Os movimentos de flexão lateral são realizados a partir de uma combinação dos músculos laterais (*Obliquus abdominis externus, Serratus anterior*). O movimento de rotação axial é realizado a partir da atuação simultânea de músculos abdominais laterais (*Obliquus abdominis externus, Serratus anterior*) e dos músculos lombares (*Serratus posterior inferior*). Dos três graus de liberdade, porém, apenas o movimento de flexão/extensão é usualmente controlado na marcha de reabilitação. Este movimento é o que define a inclinação do tronco no plano sagital, enquanto os outros dois normalmente são restringidos com uma fixação lombar. Um diagrama do movimento lombar é mostrado na Fig. (2.5).

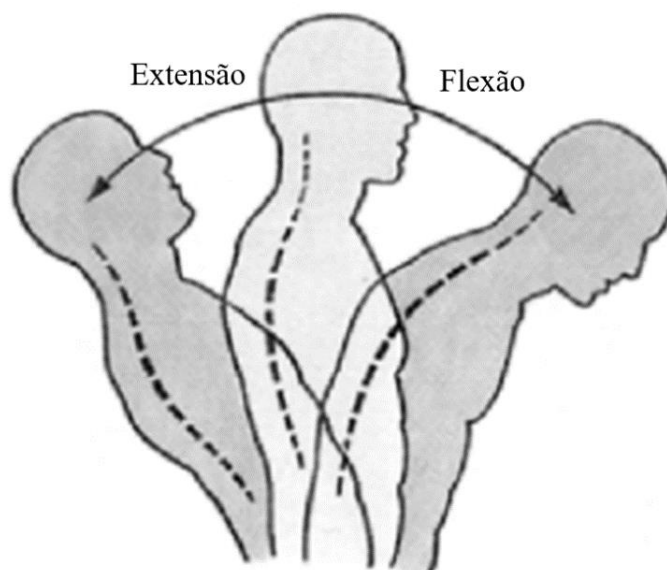


Figura 2.5: Movimentos de flexão/extensão da lombar e tronco (Adaptado de Herman, 2007).

O quadril, a próxima junta da lista, possui três graus de liberdade: os movimentos de flexão/extensão, de adução/abdução e de rotação axial, sendo esta medial/lateral. O movimento de flexão do quadril é realizado pelos músculos *Iliopsoas* e *Rectus Femoris*, enquanto o movimento de extensão é realizado pelos músculos do glúteo (*Gluteus maximus, Gluteus minimus*). Os movimentos de adução e abdução são realizados, respectivamente, pelo conjunto adutor (*Sartorius, Adductor longus*) e conjunto abductor (*Gluteus medius*). E a rotação axial lateral é realizada pelos *Rotors lateralis*, enquanto a rotação medial pelo conjunto *Pectineus* e *adductor brevis*.

No contexto de marchas de reabilitação, usualmente a flexão/extensão da perna é controlada ativamente, enquanto a adução/abdução pode ser ou não controlada e/ou fixa ou livre, e a rotação do quadril usualmente é restringida mecanicamente. Os diagramas de movimentos do quadril são mostrados na Fig. (2.6).

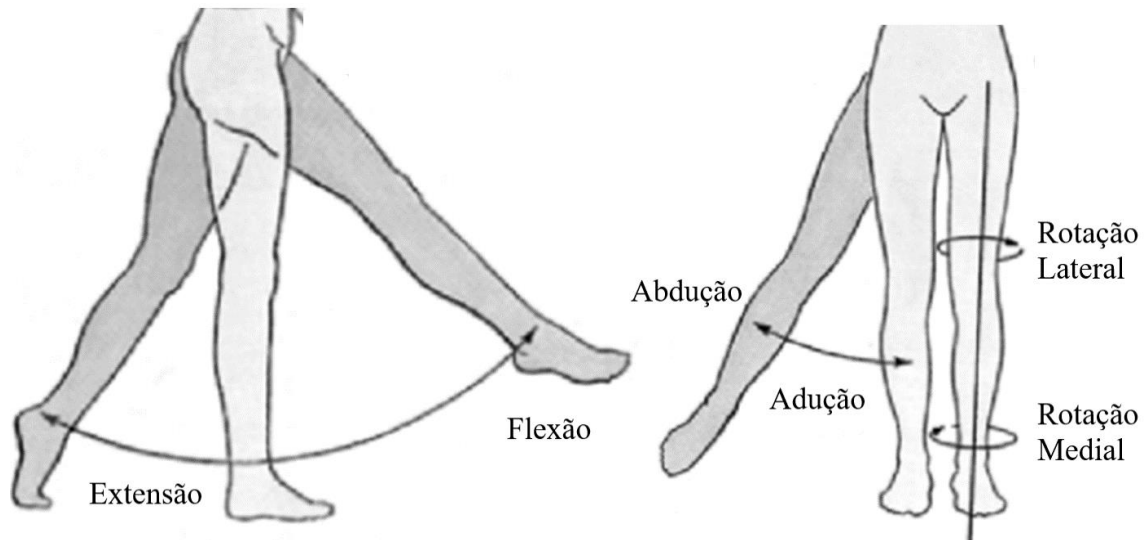


Figura 2.6: Os três graus de liberdade do quadril (Adaptado de Herman, 2007).

Prosseguindo as juntas principais, têm-se o joelho, que possui apenas um grau de liberdade para o movimento de flexão/extensão. Para o movimento de flexão são utilizados os músculos dos Ísquios (*Biceps femoris*, *Semitendinosus*, *Semimembranosus*), enquanto para o movimento de extensão são utilizados os músculos do quadríceps (*Rectus femoris*, *Vastus lateralis*, *Vastus medialis*).

Em marchas de reabilitação este movimento é usualmente controlado, já que o joelho é uma junta que recebe altos esforços e que possui altas taxas de lesão, seja por traumas ou por doenças. O diagrama de movimento para a junta do joelho é mostrado na Fig. (2.7).

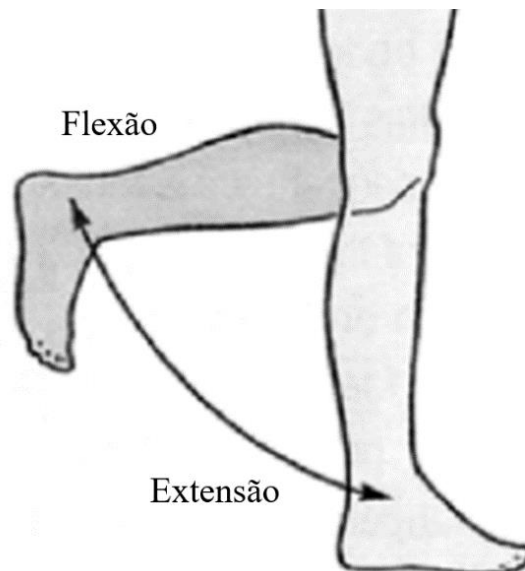


Figura 2.7: O movimento de flexão/extensão do joelho (adaptado de Herman, 2007).

Por fim, têm-se a junta do tornozelo, que possui três graus de liberdade: os movimentos de dorsiflexão/flexão plantar, esta última sendo usualmente chamada apenas de “flexão”; os movimentos de eversão/inversão e também de adução/abdução do tornozelo. O movimento de dorsiflexão é realizado

pelo *Tibialis anterior*, enquanto o movimento de flexão é conduzido pelo conjunto da panturrilha (*Gastrocnemius lateralis*, *Gastrocnemius medialis*, *Soleus*). Já o movimento de eversão é realizado pelo conjunto de músculos do Perôneo (*Peroneus longus*, *Peroneus tertius*), e o de inversão é realizado pela atuação principal do *Soleus*. Os movimentos de abdução e adução são realizados, respectivamente, pelo conjunto Anterior-Lateral (*Tibialis anterior*, *Peroneus longus*) e pela atuação do *Soleus*.

Dada a constituição complexa do tornozelo, usualmente os graus de liberdade de adução/abdução e eversão/inversão são restringidos em marchas de reabilitação. Apenas o movimento de dorsiflexão/flexão plantar que são controlados, dada a ação primordial do torque do tornozelo para uma marcha que seja mais próxima da hígida. Os diagramas de movimento dos graus de liberdade do tornozelo são mostrados na Fig. (2.8).

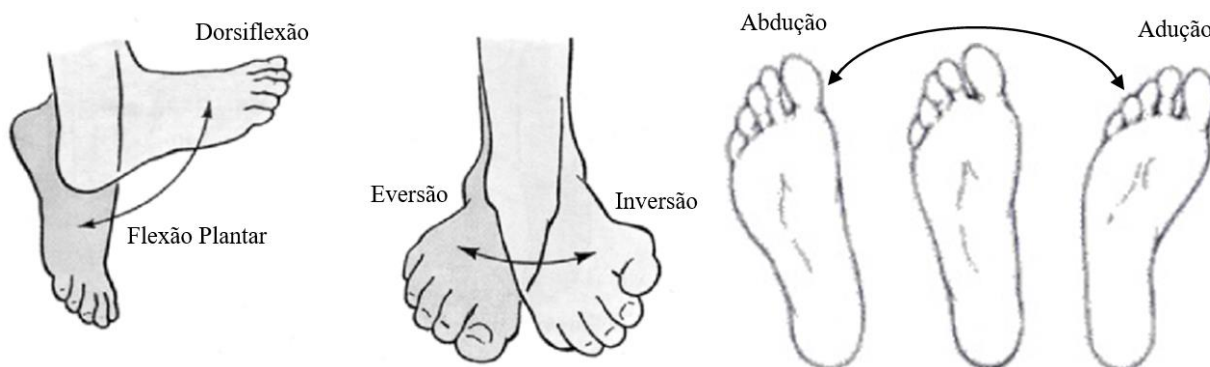


Figura 2.8: Os três graus de liberdade do tornozelo (Adaptados de Herman, 2007 e Araújo, 2010)

Com os graus de liberdade e movimentos individuais de cada junta definidos, pode-se definir o ciclo global da marcha. Como mencionado anteriormente, pode-se reduzir os movimentos básicos da marcha, para análise em plano sagital, como sendo os de flexão/extensão do quadril, joelho e tornozelo. Desta forma, os grupos musculares básicos utilizados em uma marcha, relativos aos movimentos mencionados, são, respectivamente: Agrupamento superior (*Iliopsoas* e *Rectus femoris*) e *Gluteus maximus* para a flexão/extensão do quadril; Ísquios (*Biceps femoris*, *Semimembranosus*, *Semitendinosus*) e quadríceps (*Vastus medialis*, *Vastus lateralis*, *Rectus femoris*) para flexão/extensão do joelho; e *Tibialis anterior* e agrupamento da panturrilha (*Gastrocnemius*, *Soleus*) para dorsiflexão/flexão do tornozelo.

Quanto às fases do ciclo global da marcha, pode-se dividi-lo em diferentes categorias. Quanto aos seus suportes, pode-se classificar como simples, havendo apenas uma perna em contato com o solo, ou duplo, com as duas pernas em contato. E quanto ao seu contato efetivo com o solo, há tanto fases de contato como de balanço para cada perna. Um diagrama esquemático da marcha humana é mostrado na Fig. (2.9).

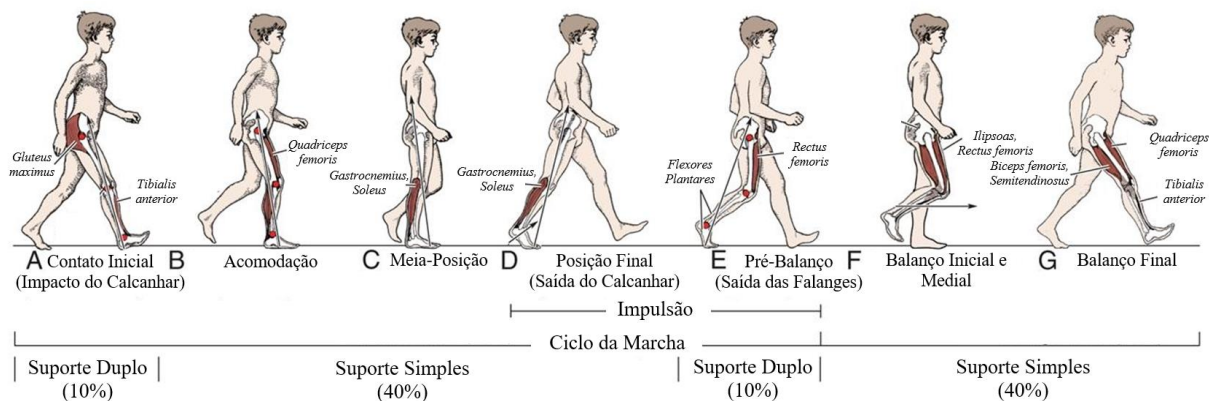


Figura 2.9: O ciclo da marcha humana hígida (Adaptado de Williams & Wilkins, 2011)

Vale a pena se ressaltar que no ciclo de marcha hígida mostrado, a influência da lombar não é levada em conta. Tal situação advém do fato de que, diferentemente de marchas de reabilitação, o usuário tem condições de se manter verticalizado a partir da ação conjunta entre os músculos eretores da coluna (*Erector spinae*) e do agrupamento de músculos do abdômen (*Rectus abdominis*, *Obliquus abdominis externus*, *Serratus anterior*). Já em pacientes com lesão medular, o controle desses grupos musculares é, quando não inexistente, insuficiente. Desta forma, para uma marcha de reabilitação, o monitoramento e controle do movimento de flexão/extensão lombar para a inclinação do tronco é de muita relevância.

2.2.3 Cinemática e Dinâmica da Marcha Humana

Apesar de diversos elementos anatômicos e biomecânicos da marcha definidos, ainda restam outras características a serem abordadas, onde, primeiramente, têm-se as velocidades para marcha. Há de se ressaltar que a dinâmica do movimento durante a corrida se difere radicalmente da marcha de caminhada, seja de reabilitação ou normal. Já as maiores diferenças entre as marchas de reabilitação e normal, em termos dinâmicos, reside na aproximação da inercialidade do quadril, como mostrado, por exemplo, em Robbi (2018). As velocidades de marcha podem ser definidas genericamente, como apresentado em Winter (2009) e Bohannon (1997) conforme descrito na Tab. (2.2).

Tabela 2.2: Velocidade dos tipos de marcha

Tipo de Marcha	Velocidade da Marcha [m/s]
Reabilitação	$v_m < 0.9$
Normal	$1.0 \text{ m/s} < v_m < 1.9$
Corrida	$v_m > 2.0$

Usualmente, a velocidade média de uma marcha hígida é definida como $v_m \approx 1.1 \text{ m/s}$. Adicionalmente, há de se ressaltar que, para a análise dinâmica e cinemática da marcha humana, as variáveis de maior importância são, normalmente, os alcances angulares, torques e potência das juntas principais. Para este trabalho, estes três valores foram obtidos a partir de testes baseados em Robbi,

(2018), Winter (1987, 2009) e Herman (2007), divididos em 5 testes com velocidades médias que variavam de 0.3 m/s a 1.6 m/s.

Com relação aos ângulos percorridos por cada junta no processo de marcha, os resultados dos quatro trabalhos de referência trazem as juntas com ângulos absolutos, ou seja, com seu eixo de referência o eixo vertical perpendicular ao chão. Pode-se, primeiramente, classificar os alcances angulares quanto às suas posições máximas e mínimas, como mostrado abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{ll} \text{Quadril} & \theta_h^{min}: \text{Extensão} \\ & \theta_h^{max}: \text{Flexão} \\ \text{Joelho} & \theta_k^{min}: \text{Flexão} \\ & \theta_k^{max}: \text{Flexão} \\ \text{Tornozelo} & \theta_a^{min}: \text{Dorsiflexão} \\ & \theta_a^{max}: \text{Flexão Plantar} \end{array} \right.$$

Adicionalmente, a classificação quanto aos alcances de cada junta, obtidos experimentalmente nos resultados citados anteriormente, são mostrados na Tab. (2.3).

Tabela 2.3: Alcances angulares Sagitais das juntas para diversas velocidades de marcha

Velocidade de Teste [m/s]	Junta	Ângulo no Plano Sagital [°]	
		Mínimo	Máximo
0.3 (Robbi, 2018)	Quadril	-11°	19°
	Joelho	2°	62°
	Tornozelo	-18°	9°
0.8 (Winter, 1987)	Quadril	-11°	19°
	Joelho	2°	62°
	Tornozelo	-18°	9°
1.0 (Winter, 1987)	Quadril	-11°	22°
	Joelho	1°	65°
	Tornozelo	-20°	10°
1.2 (Winter, 1987)	Quadril	-13°	20°
	Joelho	2°	67°
	Tornozelo	-20°	8°
1.6 (Herman, 2007)	Quadril	-10°	35°
	Joelho	5°	70°
	Tornozelo	-15°	15°

E um exemplo das trajetórias angulares das juntas para o caso de marcha onde $v_m = 1.6$ m/s, de (Herman, 2007) são mostradas na Fig. (2.10). O ciclo de marcha é equivalente ao da figura é o ciclo padrão da Fig. (2.9), se iniciando e se finalizando no momento de impacto do calcanhar no solo.

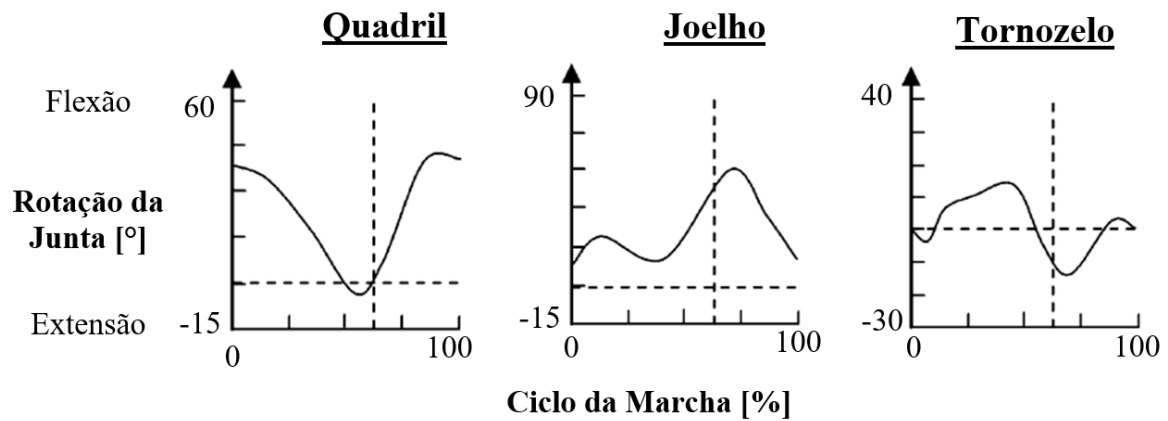


Figura 2.10: Trajetórias angulares, no plano sagital, das juntas principais na marcha com $v_m = 1.6$ m/s (Adaptado de Herman, 2007)

Outro dado de suma importância para o projeto de um exoesqueleto é a intensidade de torque necessária em cada junta, para se definir as características de atuação de um sistema motor para a junta equivalente. Os valores experimentais de torques para as diferentes marchas são mostrados na Tab. (2.4).

Tabela 2.4: Torques normalizados Sagitais nas juntas para diversas velocidades de marcha

Velocidade de Teste [m/s]	Junta	Torque Normalizado no Plano Sagital [Nm/kg]	
		Mínimo	Máximo
0.3 (Robbi, 2018)	Quadril	-0.07	0.28
	Joelho	-0.25	0.14
	Tornozelo	-0.01	0.97
0.8 (Winter, 1987)	Quadril	-0.25 ± 0.43	0.39 ± 0.26
	Joelho	-0.23 ± 0.30	0.41 ± 0.34
	Tornozelo	-0.05 ± 0.11	1.54 ± 0.24
1.0 (Winter, 1987)	Quadril	-0.40 ± 0.39	0.60 ± 0.32
	Joelho	-0.28 ± 0.22	0.62 ± 0.43
	Tornozelo	-0.06 ± 0.10	1.63 ± 0.25
1.2 (Winter, 1987)	Quadril	-0.93 ± 0.47	0.91 ± 0.39
	Joelho	-0.37 ± 0.27	1.14 ± 0.53
	Tornozelo	-0.13 ± 0.17	1.74 ± 0.25
1.6 (Winter, 2009)	Quadril	-1.03 ± 0.28	1.24 ± 0.27
	Joelho	-0.40 ± 0.19	0.47 ± 0.35
	Tornozelo	-0.17 ± 0.12	1.66 ± 0.24

Adicionalmente, as classificações dos torques quanto ao tipo de movimento podem ser definidas como:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Quadril} \\ \text{Joelho} \\ \text{Tornozelo} \end{array} \right. \begin{array}{l} T_h^{N,min}: \text{ Flexor} \\ T_h^{N,max}: \text{ Extensor} \\ T_k^{N,min}: \text{ Flexor} \\ T_k^{N,max}: \text{ Extensor} \\ T_a^{N,min}: \text{ Dorsiflexor} \\ T_a^{N,max}: \text{ Flexor Plantar} \end{array}$$

Da mesma forma que para as trajetórias angulares, os gráficos de trajetórias dos torques durante a marcha para o caso da marcha com $v_m = 1.6$ m/s são mostrados na Fig. (2.11), onde o ciclo da marcha permanece como anteriormente, com início e fim ao impacto do calcanhar.

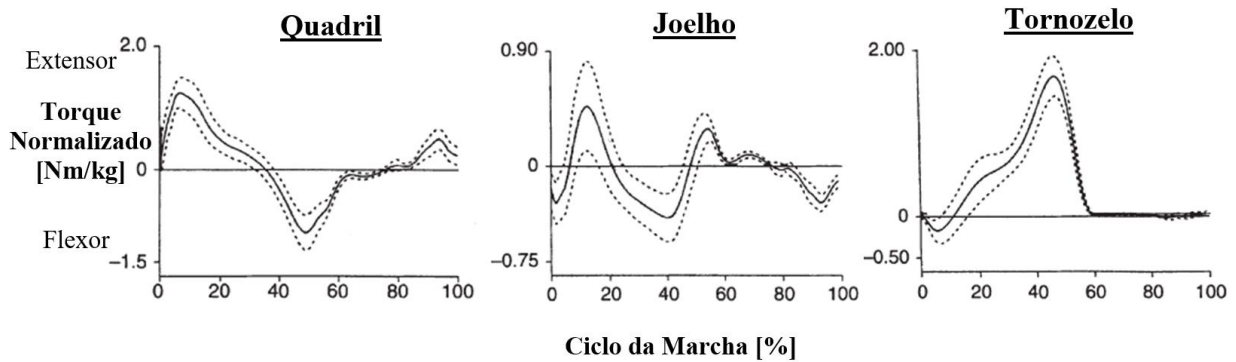


Figura 2.11: Torques normalizados, no plano sagital, das juntas principais durante a marcha com $v_m = 1.6$ m/s (Adaptado de Winter, 2009)

O último tópico necessário para assentar as bases teóricas da marcha para o projeto de um exoesqueleto ativo é a potência necessária para a replicação da ação das juntas principais, que pode ser obtida a partir das potências das próprias juntas. Desta forma, pode-se determinar em quais momentos que a junta está dissipando energia, e em quais ela está requerendo potência aplicada. A classificação quanto à essa potência líquida e o movimento executado é mostrada abaixo:

$$\left\{ \begin{array}{l} \text{Quadril} \\ \text{Joelho} \\ \text{Tornozelo} \end{array} \right. \begin{array}{l} W_h^{N,min}: \text{ Pré – Balanço} \quad (\text{Dissipação}) \\ W_h^{N,max}: \text{ Acomodação do Impacto} \quad (\text{Aplicação}) \\ W_k^{N,min}: \text{ Balanço Inicial} \quad (\text{Dissipação}) \\ W_k^{N,max}: \text{ Impacto Calcanhar} \quad (\text{Aplicação}) \\ W_a^{N,min}: \text{ Impacto Calcanhar} \quad (\text{Dissipação}) \\ W_a^{N,max}: \text{ Flexão Plantar} \quad (\text{Aplicação}) \end{array}$$

Quanto aos valores experimentais das potências de cada junta, os dados experimentais são mostrados na Tab. (2.5).

Tabela 2.5: Potências normalizadas no plano sagital nas juntas para diversas velocidades de marcha

Velocidade de Teste [m/s]	Junta	Potência Normalizada no Plano Sagital [W/kg]	
		Mínimo	Máximo
0.3 (Robbi, 2018)	Quadril	–	–
	Joelho	–	–
	Tornozelo	–	–
0.8 (Winter, 1987)	Quadril	-0.15 ± 0.22	0.36 ± 0.27
	Joelho	-0.53 ± 0.34	0.27 ± 0.31
	Tornozelo	-0.32 ± 0.20	2.06 ± 0.73
1.0 (Winter, 1987)	Quadril	-0.25 ± 0.31	0.71 ± 0.27
	Joelho	-0.98 ± 0.47	0.75 ± 0.66
	Tornozelo	-0.44 ± 0.29	3.33 ± 1.02
1.2 (Winter, 1987)	Quadril	-0.80 ± 0.56	1.25 ± 0.69
	Joelho	-2.11 ± 1.30	1.06 ± 0.56
	Tornozelo	-0.50 ± 0.32	4.58 ± 1.04
1.6 (Winter, 2009)	Quadril	-1.04 ± 0.62	1.73 ± 0.50
	Joelho	-1.53 ± 0.64	0.57 ± 0.44
	Tornozelo	-0.40 ± 0.32	4.41 ± 1.04

Assim como para o torque normalizado de uma marcha hígida, os gráficos de variação da potência para a marcha com $v_m = 1.6$ m/s são mostrados na Fig. (2.12) um ciclo referencial ao impacto do calcanhar no solo.

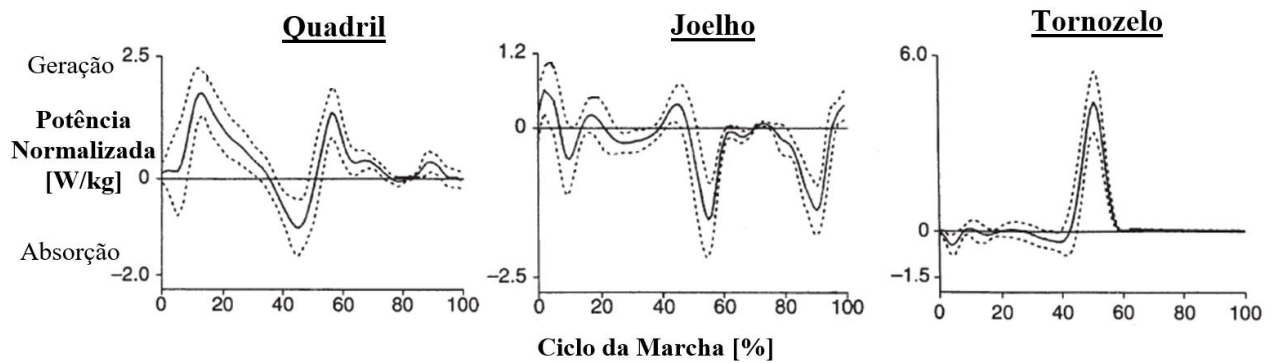


Figura 2.12: Potência normalizada, no plano sagital, das juntas principais durante a marcha com $v_m = 1.6$ m/s (Adaptado de Winter, 2009)

2.3 ÓRTESES E EXOESQUELETOS DE MEMBROS INFERIORES

Desde os primórdios do desenvolvimento da sociedade humana, sempre foram procuradas formas de se reabilitar as pessoas acometidas por lesões traumáticas que, por sua natureza, reduzem a autonomia e independência daqueles atingidos. As primeiras tecnologias de reabilitação visavam apenas fixar ou estabilizar geometricamente os membros afetados, não permitindo a sua movimentação direta (Fess, 2002). Estas primeiras ferramentas tecnológicas de reabilitação são atualmente denominadas órteses passivas, sendo muito utilizadas até os dias de hoje devido à sua simplicidade e menores custos, características por vezes suficientes para um primeiro estágio de reabilitação.

Com o desenvolvimento tecnológico, novos elementos e dispositivos mecânicos foram surgindo enquanto um melhor entendimento da biomecânica humana também foi desenvolvido, de modo a culminar, no fim da década de 60, nos primeiros modelos de exoesqueletos atuados (Dollar & Herr, 2008). Com estes exoesqueletos atuados também nasceram os termos de órteses ativas, ambos capazes de, externamente, gerar o movimento dos membros do corpo. Tal criação foram revolucionárias para a época, mas que, devido às limitações tecnológicas do período, permaneceram fora do alcance do grande público. Há, de certo modo, uma dupla conotação para estes termos, dado que exoesqueletos nada mais são do que órteses ativas que usualmente englobam dois ou mais membros em, senão todas, a maior parte das suas juntas.

Neste mesmo período perceberam-se duas aplicações de naturezas similares em operação, mas distintas em fim para o uso dos exoesqueletos. A primeira aplicação é o uso de exoesqueletos para o aumento das capacidades físicas do usuário, aplicação muito visada para fins militares. Nesta forma, os exoesqueletos devem ser mais robustos para suportar cargas maiores de atuação e apresentar maiores autonomia, independência e capacidade de atuação. Porém, em termos da ativação dos atuadores, existe o movimento original do usuário para guiar os movimentos do exoesqueleto. Para esta aplicação, usualmente é utilizado o termo exoesqueleto para referenciar o tipo de tecnologia.

Já a segunda aplicação, que é a visada neste trabalho, é a aplicação em reabilitação humana, e acabou por ficar referenciada como órtese ativa, já que podem atuar isoladamente em uma junta ou parte do usuário ou globalmente em diversas juntas e partes. Para este fim, o usuário não possui nenhuma capacidade de gerar um movimento próprio, ou não em força suficiente. Desta forma, a órtese ativa deve, por meios outros que não o movimento do usuário, definir qual é a hora de ativar seus atuadores e gerar o movimento do conjunto órtese-usuário. Dentro desta categoria de reabilitação, existe uma ampla gama de exoesqueletos e órteses ativas, podendo subdividi-los até mesmo em subcategorias.

Uma classificação adicional às categorias de órteses de membros inferiores é a sua margem de atuação, ou seja, as partes dos membros inferiores vinculados a ela. O modelo mais simples é do tipo AFO, do inglês *Ankle-Foot Orhtosis*, que apenas engloba o tornozelo e o pé. O modelo do tipo KAFO,

do inglês *Knee-Ankle-Foot Orhtosis*, fixa também o tornozelo do paciente, e o modelo HKAFO, do inglês *Hip-Knee-Ankle-Foot Orhtosis*, é o mais completo de todos, chegando até o quadril.

Ao longo deste capítulo serão mostrados os diferentes tipos de órteses de reabilitação, divididos primariamente nas categorias de órteses passivas e ativas, e as subseqüentes subcategorias de órteses ativas de acordo com aplicação.

2.3.1 Órteses Passivas

Como mencionado anteriormente, as órteses passivas foram os primeiros tipos de órteses desenvolvidos, e muito presentes até os dias atuais. Apesar de talas antropométricas estarem tecnicamente aptas a figurarem nesta seção, para fins de reabilitação mais amplo elas não serão consideradas, até por não terem um modelo inicial ou data de criação bem definida.

Desta forma, o primeiro modelo de órtese passiva para corpo inteiro foi desenvolvido em 1592 pelo cirurgião italiano Hieronymus Fabricius (Fess, 2002). Tal órtese tinha o objetivo de ser capaz de imobilizar qualquer junta maior do corpo, enquanto mantinha o movimento do restante não afetado, podendo ser utilizada em sua forma completa ou parcial. O modelo é mostrado na Fig. (2.13).

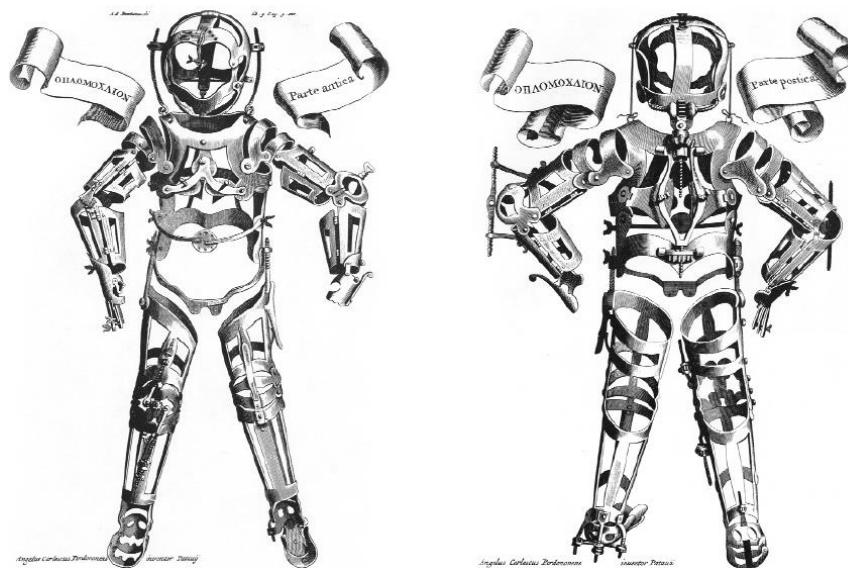


Figura 2.13: Órtese de corpo inteiro de Hieronymus Fabricius (Fess, 2002)

Durante os séculos XVII a XIX, as órteses passivas continuaram a se desenvolver de forma lenta e gradual. No início do século XX, com as duas grandes guerras mundiais, que as tecnologias de reabilitação deram um salto inédito até então, devido aos números astronômicos de indivíduos com lesões limitantes. Neste cenário que se desenvolveu a órtese de caminhada de Botterell et al (1946), modelo que travava os joelhos e tornozelos, mostrado na Fig. (2.14).

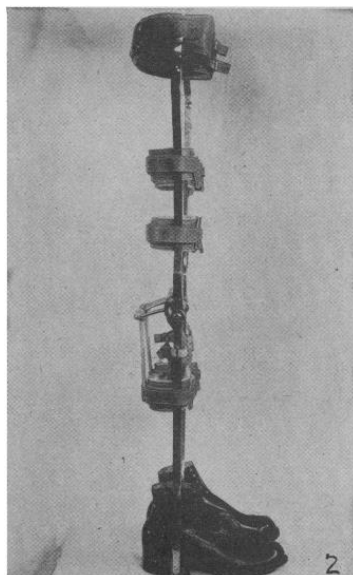


Figura 2.14: Órtese de membros inferiores (Botterell et al, 1946)

Com o desenvolvimento de materiais de alta performance como as fibras de vidro e de carbono e das espumas com memória de forma, assim como as tecnologias de escaneamento da superfície da pele, hoje são possíveis se fabricar órteses passivas que se adaptam quase perfeitamente ao corpo do usuário. Dois modelos, um tipo KAFO, e outro tipo HKAFO são mostrados na Fig. (2.15).

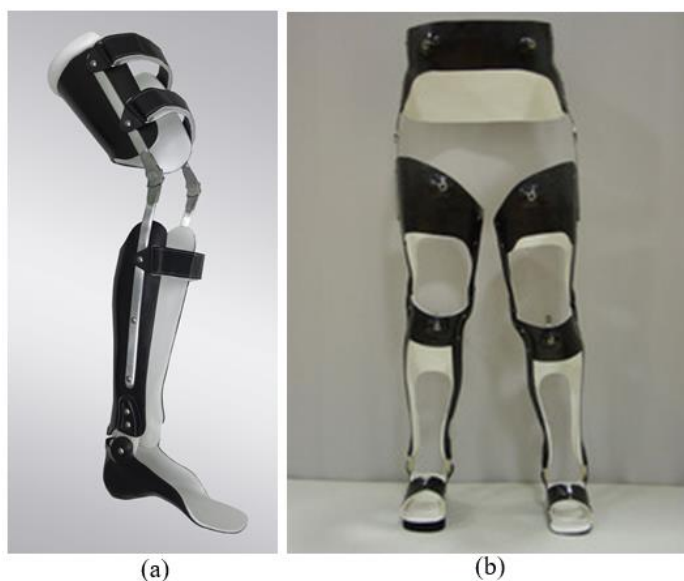


Figura 2.15: Órteses modernas tipo (a) KAFO (Orto-san Ltda.) e (b) HKAFO (Evolution Inc., 2019)

A marcha com órteses passivas pode ser realizada de três formas: com muletas, andadores ou em corredores de reabilitação com corrimão. Nas três formas, o paciente tem que se apoiar predominantemente na sua conexão de membros superiores e suporte, e a marcha se dá de forma não natural, tendo de jogar o seu centro de massa para frente ao mesmo tempo que rotaciona a perna a qual quer mexer, gerando o movimento de passada a partir da inércia de seu membro paralisado. Tal marcha

sobrecarrega a lombar, o quadril, os ombros e os cotovelos, havendo até mesmo casos de rupturas de tecido durante este tipo de reabilitação (Goriganti et al, 1999).

Apesar das características descritas das órteses passivas atuais, que tornam o seu uso muito mais fácil e eficiente, os efeitos de reabilitação pura por marcha e verticalização passiva ainda são restritos e insuficientes, como reportado por Dauty et al (2000). No estudo é mostrado que a desmineralização óssea ainda é grande, mas apesar disto, o estudo recomenda esta modalidade de reabilitação, sobretudo na primeira fase pós lesão, para aliviar os efeitos dos longos períodos acamados.

2.3.2 Esteiras de Reabilitação

À medida que os tratamentos de reabilitação começaram a visar distâncias maiores para a marcha, foram desenvolvidas as integrações entre órteses passivas e ativas para a marcha e esteiras ou suas variantes. Tal combinação permite não só controlar a velocidade e as outras características da marcha, mas também adicionar suportes de verticalização e equipamentos que são mais difíceis de se embarcar diretamente no usuário.

Um dos primeiros modelos de reabilitação com essa abordagem foi o modelo GT-I, de autoria de Uhlenbrock et al (1997), que conferia em uma marcha passiva do paciente, sendo ele fixado a um suporte vertical de modo a manter a sua postura e reduzir o peso em contato com a esteira elíptica. O paciente então, com a configuração do sistema pronto, tinha suas pernas movimentadas pelos fisioterapeutas. Tal método de reabilitação apresentou uma efetividade maior do que a marcha ortótica passiva, mas exigia muito esforço pela parte dos fisioterapeutas. Eventualmente o modelo foi atualizado para uma versão de marcha automática, o GT-II, de Hesse, 2000, com a adição de motor elétrico para gerar a marcha, conforme mostrada na Fig. (2.16).



Figura 2.16: Esteira de reabilitação modelo GT-II (Hesse et al, 2000)

Mesmo com a esteira elíptica automatizada, ainda se havia a necessidade de estabilizar as juntas dos membros inferiores, tecnologia que veio a ser implementada por Colombo et al (2000), por meio da adição de um exoesqueleto ativo de membros inferiores em uma esteira de correia. Por estar associado à uma esteira, este exoesqueleto poderia ser menos robusto do que os modelos de atuação em ambiente livre, e ser projetado para menos graus de liberdade. Este exoesqueleto possuía inicialmente, por perna, cinco graus de liberdade totais e dois graus de liberdade atuados, somente no quadril e no joelho para os movimentos de flexão/extensão, por meio de atuadores elétricos rotativos. Para o pé e tornozelo, ele se valia apenas de um mecanismo para segurar o pé para estabilizar o tornozelo, de modo a evitar a situação conhecida popularmente como pé caído. Eventualmente um grau não atuado de adução/abdução do quadril foi adicionado. A Lokomat® original também apresentava tanto as possibilidades de marcha passiva ou ativa para o usuário a partir da definição da contribuição dos atuadores para o movimento, permitindo um processo de reabilitação mais efetivo (Martins et al, 2011).

A primeira esteira do tipo foi tão revolucionária que sua patente foi comprada pela marca suíça Hocoma®, que a tornou o primeiro modelo de esteira de reabilitação comercial. Nos modelos mais modernos, a Lokomat já apresenta mecanismos de se adaptar à marcha em tempo real, e também pode ser vinculado a tecnologias de realidade virtual. Modelos da Lokomat original e em sua última versão podem ser vistas na Fig. (2.17).

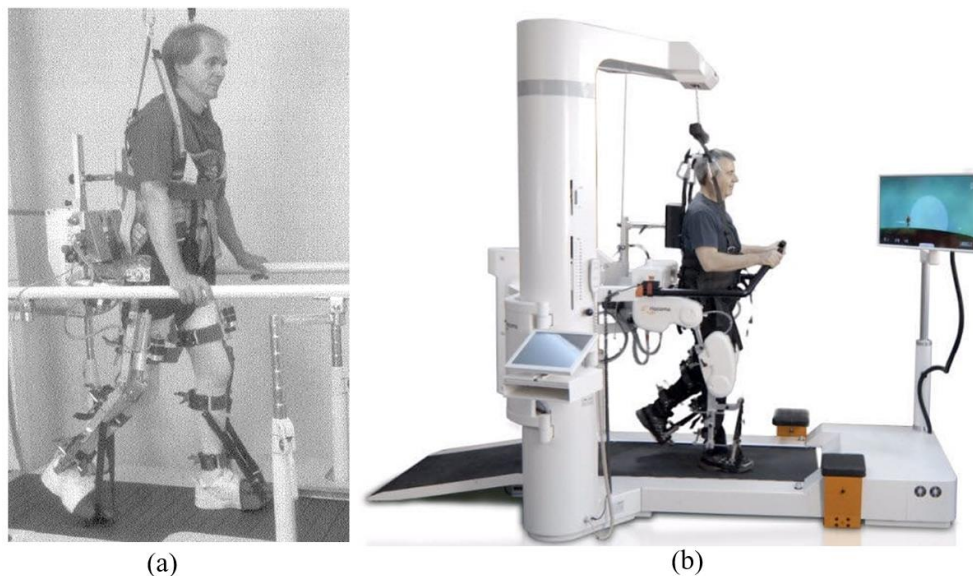


Figura 2.17: Esteira de reabilitação Lokomat (a) Original de Colombo et al (2000), e (b) Atual (Hocoma, 2019)

Outro modelo de esteira de reabilitação é a LOPES, de Veneman et al (2007). Este modelo, assim como a Lokomat, também utiliza um exoesqueleto ativo para a reabilitação, modelo este que possui um grau adicional de liberdade do que a Lokomat original, sendo este o de adução/abdução do quadril, totalizando, por perna, três graus de liberdade atuados e quatro totais, porém não possui um suporte de alívio de peso. Diferentemente da esteira da Hocoma, o LOPES não é utilizado para pacientes com lesão

medular total por não poder realizar a marcha passivamente, desta forma, é utilizado mais para usuários com outros tipos de lesão, ou lesões medulares leves. As imagens originais deste modelo são mostradas na Fig. (2.18).

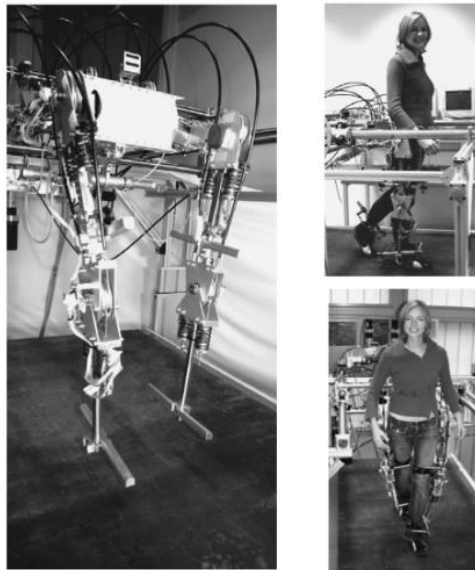


Figura 2.18: Esteira de reabilitação LOPES (Veneman et al, 2007)

2.3.3 Exoesqueletos e Órteses Ativas de Membros Inferiores

Os exoesqueletos de membros inferiores, como mencionado anteriormente, tiveram seus primeiros modelos criados no fim da década de 60, quase simultaneamente nos EUA e na extinta Iugoslávia.

O primeiro modelo dos EUA foi desenvolvido a partir de uma parceria entre a Universidade de Cornell e o departamento de pesquisa da General Electric, e foi apelidado de Hardiman, do inglês *Human Augmentation Research and Development Integration*.



Figura 2.19: Modelo final do Hardiman (Dollar & Herr, 2008)

O primeiro modelo (Mosher, 1967) foi criado no intuito de ser um exoesqueleto de corpo inteiro e entregar uma altíssima amplificação de forças, da escala de 25:1, ao usuário a partir de atuadores hidráulicos rotativos e possuía um total de trinta graus de liberdade totais. Devido ao seu tamanho e peso descomunais, além das limitações tecnológicas da época, o relatório técnico final de Fick & Makinson (1971) considerou o seu uso impraticável. Uma imagem com o modelo final do Hardiman é mostrada na Fig. (2.19).

Diferentemente do Hardiman, que possuía o objetivo de aumentar as capacidades do usuário, o modelo de Vukobratovic et al (1974) foi o primeiro com fins de reabilitação do sistema locomotor, desenvolvido inicialmente em 1969. Sua primeira versão possuía um grau de liberdade total e atuado, a partir de atuação pneumática linear nas juntas do quadril para os movimentos de flexão/extensão e uma órtese rígida no joelho, impedindo o seu movimento. Uma versão posterior, de 1972, do exoesqueleto adicionou atuadores pneumáticos lineares associados às juntas dos joelhos e tornozelos, deste modo, ampliando o sistema a três graus de liberdade totais e atuados por perna, adicionando os movimentos de flexão/extensão para os joelhos e flexão/dorsiflexão dos tornozelos (Vukobratovic, 2008). Tais modelos são mostrados na Fig. (2.20).

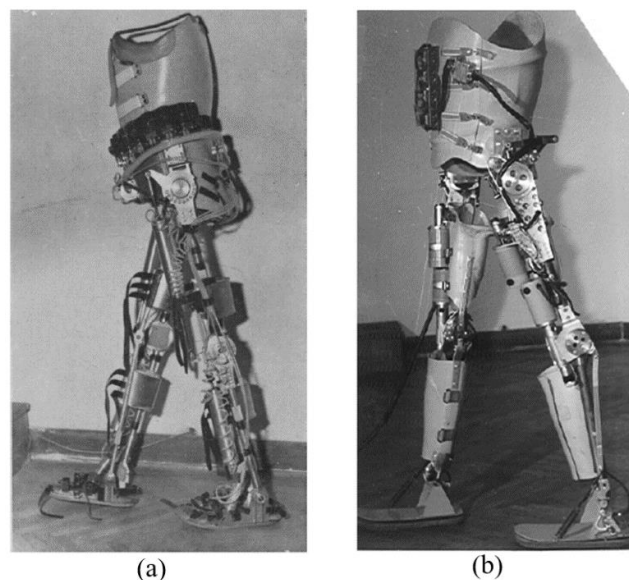


Figura 2.20: Exoesqueletos de Vukobratovic (a) Atuado somente no quadril (Vukobratovic et al, 1974), e (b) Atuação nas três juntas inferiores principais (Vukobratovic, 2008)

Por volta da mesma época começou a ser desenvolvido um exoesqueleto semelhante ao de Vukobratovic pela equipe de pesquisa na Universidade de Winsconsin, mas o modelo de Seireg & Grundmann apenas ficou pronto para apresentação em 1977. O modelo final desenvolvido possuía sete graus de liberdade por perna, sendo três no quadril, um no joelho e três no tornozelo. Deles, apenas dois eram atuados, os movimentos de flexão/extensão do quadril e joelho, a partir de atuadores rotativos hidráulicos. Os outros graus de liberdades eram ou completamente passivos ou semi-passivos, a partir da ação de molas. O exoesqueleto de Winsconsin, como ficou conhecido, pode ser visto na Fig. (2.21).

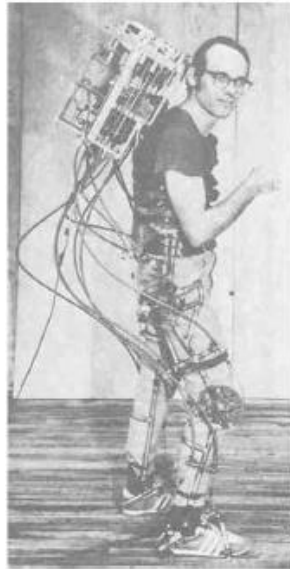


Figura 2.21: Exoesqueleto de Winsconsin (Dollar & Herr, 2008)

Apesar de revolucionários, os exoesqueletos desenvolvidos estavam muito à frente do seu tempo, e a tecnologia disponível, sobretudo nos ramos de eletrônica e controle, e de autonomia energética, impediu um desenvolvimento posterior destes primeiros modelos.

No início dos anos 2000, três diferentes universidades nos EUA, que vinham desenvolvendo seus modelos de exoesqueletos de forma independente, tiveram financiamento aprovado no programa *Exoskeletons for Human Performance Augmentation* (EHPA) pela Agência de Defesa norte-americana, DARPA (Dollar & Herr, 2008). Os três projetos tinham que, então, tornar os seus modelos viáveis para o exército norte-americano até o final da década.

O modelo que saiu na frente nesta corrida armamentista foi o modelo *Berkeley Lower Extremity Exoskeleton*, mais conhecido como BLEEX®, apresentado em Chu et al (2005).



Figura 2.22: Modelos Abertos e fechados do BLEEX (UC Berkeley & Crie Associates, 2019)

Este modelo possui sete graus de liberdade por perna, sendo três no quadril, um no joelho e três no tornozelo. Deles, quatro são atuados sendo, respectivamente, flexão/extensão e abdução/adução no quadril, flexão/extensão no joelho e flexão/dorsiflexão no tornozelo. A atuação deste exoesqueleto é por meio de atuadores hidráulicos lineares, enquanto o monitoramento de posição das juntas se dá a partir do uso de encoders de posição angular. Outra vantagem inicial deste modelo é carregar a sua própria bateria, aumentando a sua independência. Duas das versões iniciais do BLEEX são mostradas na Fig. (2.22).

Outro projeto agraciado com o financiamento da DARPA foi o exoesqueleto inicialmente denominado Sarcos, desenvolvido inicialmente em uma parceria Universidade de Utah e a Sarcos Robotics®, um braço da multinacional de sistemas militares Raytheon (Bogue, 2009). Diferentemente do BLEEX, o Sarcos é um modelo completo, atuando tanto em membros superiores quanto inferiores, e possui, para membros inferiores, os mesmo sete graus de liberdade que o seu concorrente. Apesar de inicialmente estar atrás em desenvolvimento em comparação com o BLEEX, a Sarcos desenvolveu um modelo militar que ganhou a preferência de contrato com a DARPA, o modelo XOS 2® possui o seu sistema de atuação baseado em atuadores hidráulicos rotativos. O feedback de posição das seções e juntas do exoesqueleto também se dá por meio de encoders de posição angular. Posteriormente um modelo civil para atividades industriais foi desenvolvido, o Guardian XO Max®, que possui atuação hidráulica e elétrica. Ambos modelos são mostrados na Fig. (2.23).

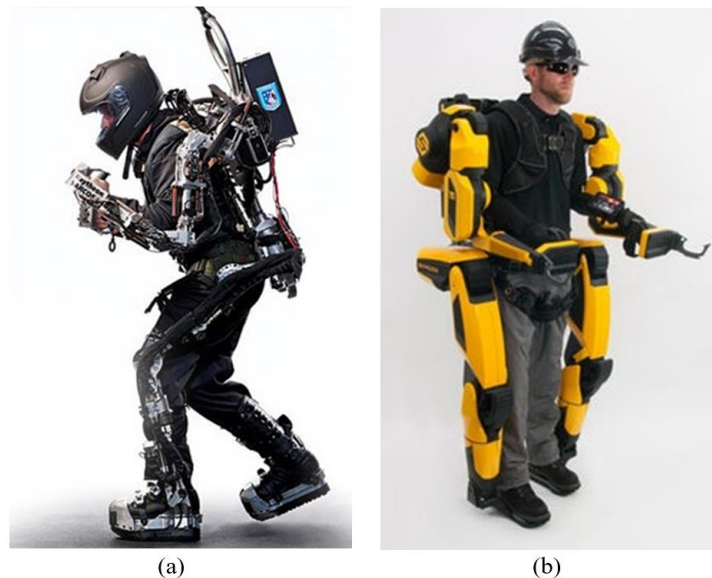


Figura 2.23: Modelos (a) Militar XOS 2 (Raytheon) e (b) Civil Guardian XO Max (Sarco Robotics, 2019)

O terceiro projeto que se vinculou ao esforço de exoesqueletos da DARPA foi o MIT, *Massachusetts Institute of Technology*, que focou em construir um modelo de órtese ativa que em vez de se basear em atuadores diretos. Para tal, o projeto iria utilizar um sistema de reaproveitamento de energia para diminuir o custo energético da caminhada com o exoesqueleto (Walsh et al, 2006). A

absorção da energia se daria durante os momentos do ciclo de caminhada capazes de aproveitar a energia usualmente desperdiçada, como. O exemplo clássico é no momento de impacto do pé com o chão, que também gera uma grande dissipação de energia a partir da ação do joelho.

Tal reaproveitamento de energia iria se valer de molas e atuadores magneto-reológicos, transformando energia cinética em potencial, e da subsequente liberação de energia potencial retida de forma controlada e pontual nos momentos de maior necessidade de ação muscular, diminuindo, assim o custo metabólico da caminhada. Para tal sistema, cada perna possui apenas três graus de liberdade, todos de flexão/extensão nas juntas do quadril e joelho, e flexão/dorsiflexão do tornozelo. Mais uma vez, o monitoramento e controle de posição se dá a partir das posições retornadas por sensores de posicionamento angular. O modelo do exoesqueleto do MIT é mostrado na Fig. (2.24).



Figura 2.24: Exoesqueleto de reaproveitamento de energia do MIT (Valiente, 2005)

Com a tecnologia usada em exoesqueletos atuados se tornando cada vez mais viável para desenvolvimento, os norte-americanos não eram os únicos interessados neste tipo de tecnologia. O envelhecimento de uma parcela crescente na sociedade japonesa também gerou a necessidade, desta vez não-militar, de pesquisa em formas de aumentar as capacidades físicas humanas. Um dos projetos de maior sucesso na área é o projeto *Hybrid Assistive Leg*, conhecido como HAL, tendo sua primeira versão criada na Universidade de Tsukuba, como mencionado em Okamura et al (1999). Criado no intuito de auxiliar os membros inferiores em atividades rotineiras, o exoesqueleto logo foi atualizado de modo a atuar, na sua terceira versão, denominada HAL-3, também em membros superiores, apresentado por Kawamoto & Sankai (2005).

O funcionamento deste exoesqueleto é baseado no uso de atuadores elétricos rotativos ligados à redutores harmônicos posicionados diretamente no local das juntas. Tal configuração provê altos torques de atuação associados aos eficientes rendimentos de motores elétricos. A parte inferior do exoesqueleto do HAL-3 possuía dois graus de liberdade por perna, sendo apenas relativos aos movimentos de flexão/extensão das juntas do quadril e do joelho, enquanto tornozelo é passivo.

Diferentemente dos modelos ocidentais, o HAL-3 possuía a sua detecção de movimento a partir de análise de EMG dos músculos do usuário, em vez de encoders de posicionamento angular. A última versão do projeto desenvolvido antes da sua transferência intelectual para a companhia Cyberdyne® foi o HAL-5, presente em Tsukahara et al (2009), que manteve as mesmas características dos seus antecessores, enquanto atualizou seus mecanismos de calibração e design de estrutura. Imagens do HAL-5 e do modelo comercial HAL® são mostrados na Fig. (2.25).

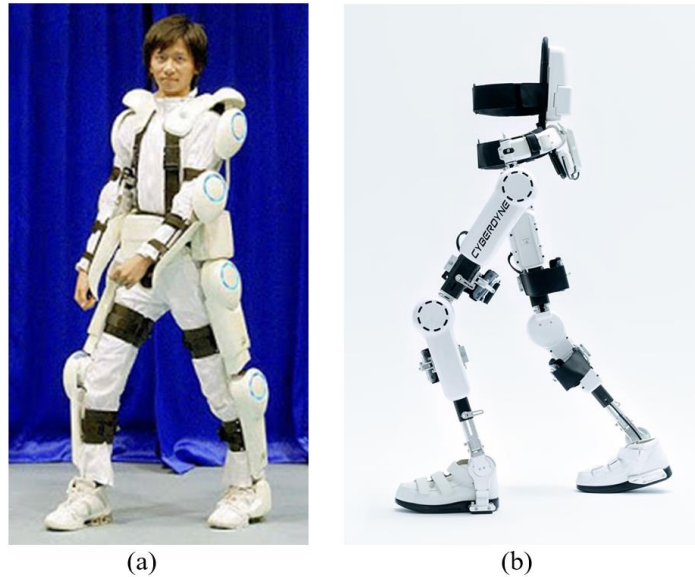


Figura 2.25: Modelos (a) Hal-5 Type B (Tsukahara, 2009) e (b) HAL® (Cyberdyne, 2019)

Outro projeto de destaque vindo do Japão é *Nurse Assisting Exoskeleton*, da Instituto de Tecnologia de Kanagawa. Como o nome indica, a função deste exoesqueleto era de auxiliar enfermeiros a levantarem e carregarem seus pacientes. Tal projeto teve seu primeiro modelo de corpo inteiro iniciado em 1996, e publicado internacionalmente por Yamamoto et al em 2002.

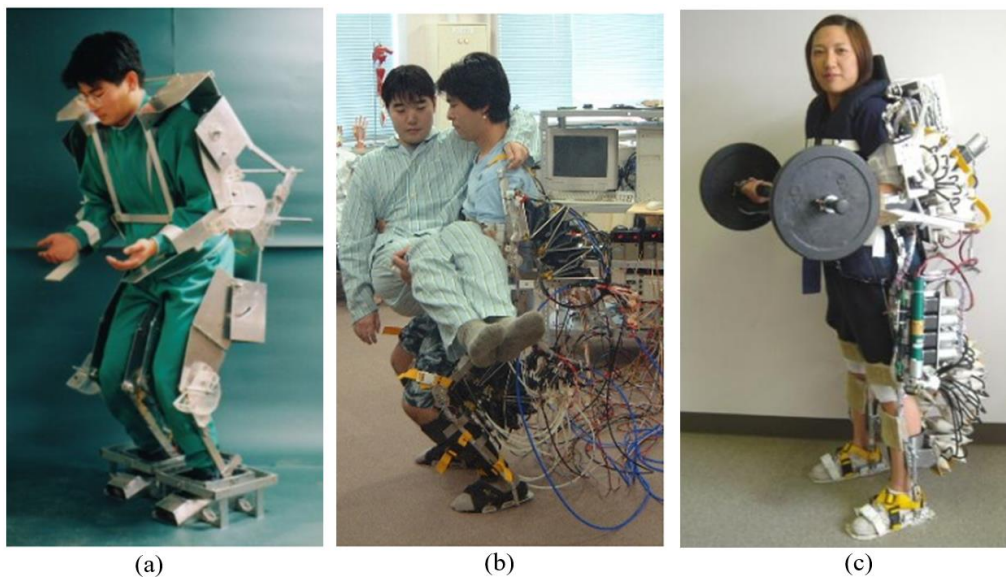


Figura 2.26: *Nurse-assisting exoskeleton* nos modelos (a) 1ª versão (1995), (b) 2ª versão (2001) e (c) 4ª versão, Autônoma (2005) (Adaptado de Yamamoto et al, 2002/2003 e Ishii et al, 2005)

O sistema possui um total de três graus de liberdade por perna, sendo atuados os movimentos de flexão/extensão das juntas do quadril e do joelho a partir de atuadores pneumáticos rotativos, enquanto a junta do tornozelo é passiva. Quanto ao sistema de feedback para o controle do exoesqueleto, era utilizada uma combinação de sensores de força, semelhante ao tipo *straingage*, na superfície da pele do usuário e potenciômetros angulares. Uma versão posterior, de Yamamoto et al, 2003, já apresentava um sistema de fornecimento de energia mais enxuto, favorecendo a autonomia do exoesqueleto. Três dos modelos, a 1ª versão com caixas de aço, a 2ª versão com estrutura sanfonada e a 4ª versão do exoesqueleto assistivo, já autônoma (Ishii et al, 2005) são mostrados na Fig. (2.26).

Pode-se considerar que a virada da primeira década de 2000 trouxe uma nova corrida para o desenvolvimento de exoesqueletos, onde o foco maior desta nova geração é a reabilitação motora de lesionados medulares, principalmente a partir de parcerias entre universidades e empresas privadas. Destes modelos, pode-se citar a predominância do uso de atuadores rotativos elétricos associados a redutores harmônicos e/ou série-elásticos e encoders angulares colocados diretamente nos atuadores.

Nesta nova geração de exoesqueletos e órteses ativas, é visada uma maior locomoção nos testes de marcha, levando usualmente à adoção de caminhada com muletas como principal método de teste ou avaliação. Pode-se citar também a crescente adoção do princípio de IOT, do inglês *Internet of Things*, para as integrações entre as tecnologias assistivas e aparelhos inteligentes, como smartphones.

O primeiro exoesqueleto abordado desta nova geração é o exoesqueleto IHMC, desenvolvido pelo *Florida Institute for Human and Machine Cognition*, de onde vem a sigla do modelo, e apresentado por Kwa et al (2009). Esta primeira versão possuía sete graus de liberdade por perna, sendo três deles atuados: os movimentos de flexão/extensão e adução/abdução do quadril, e flexão/extensão do joelho. Este exoesqueleto foi um dos primeiros a utilizar atuadores rotativos série-elásticos, que consistem em atuadores elétricos rotativos conectados em série com molas, podendo fornecer altos torques à uma boa resolução. Neste sistema, seu feedback é baseado na ligação do encoder angular à transmissão do atuador série-elástico, e não ao motor.

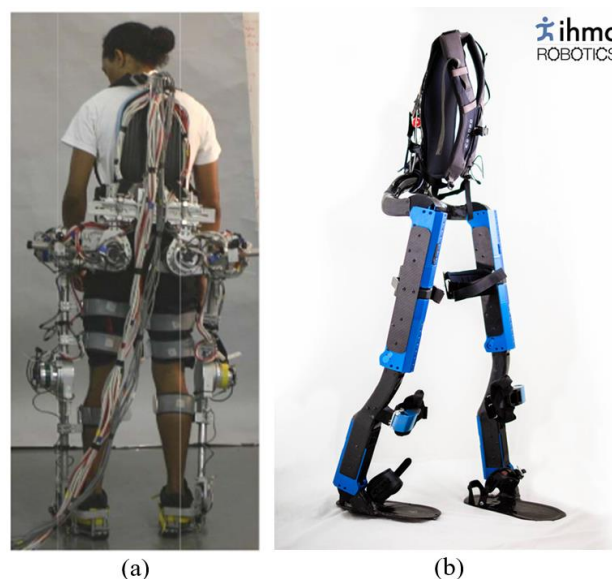


Figura 2.27: Modelos IHMC (a) 1ª Versão de pesquisa (Kwa, 2009) e (b) Mina V2 (Cybathlon, 2019)

Assim como a equipe EMA, o grupo de pesquisa IHMC também formou uma equipe para participar do Cybathlon 2016. Para tal, um novo modelo de exoesqueleto foi criado, chamado de Mina, tendo a sua segunda geração usada na competição (Griffin et al, 2017). O Mina V2®, adicionou um grau de atuação ao tornozelo para o movimento de flexão/dorsiflexão, assim, atingindo 5 graus de liberdade atuados por perna. Os dois modelos IHMC mencionados são mostrados na Fig. (2.27).

Outro modelo desta nova geração foi desenvolvido, novamente, pela equipe de pesquisa da UC Berkeley. Com o foco em reabilitação, este modelo, diferentemente do BLEEX, deveria ser mais leve, versátil e adaptativo às necessidades do usuário, sendo criado, assim, o modelo nomeado eLEGS, de Strausser et al (2011). Este modelo possui seis graus de liberdade por perna, sendo apenas dois atuados, relativos aos movimentos de flexão/extensão do quadril e joelho, e dois semi-passivos: os movimentos de adução/abdução do quadril e de flexão/dorsiflexão do tornozelo, a partir da ação de molas reativas. O sistema de atuação dele é de em atuadores elétricos rotativos com redutores harmônicos, e o sistema sensorial é possui combinação de encoders angulares nos motores e sensores de pressão nos pés. Posteriormente o eLEGS foi rebatizado como Ekso® e sua propriedade intelectual transferida para Ekso Bionics®, sendo produzido comercialmente por ela. Seu modelo é mostrado na Fig. (2.28).



Figura 2.28: Ekso GT ® (Ekso Bionics, 2019)

Criado pela parceria entre o Instituto de Tecnologia de Israel e a companhia Argo Medical Technologies®, o modelo de reabilitação ReWalk® foi um dos pioneiros desta categoria de exoesqueleto de reabilitação, tornado comercial em 2008 (Viteckova, 2013). O modelo possui apenas quatro graus de liberdade por perna, sendo apenas dois atuados: os movimentos de flexão/extensão das juntas do quadril e do joelho, realizadas por atuadores elétricos rotativos com redutores harmônicos. Adicionalmente, há um semi-atuado com molas para o movimento de flexão/dorsiflexão do tornozelo (Aliman et al, 2017). O sistema sensorial deste exoesqueleto é majoritariamente de encoders angulares nas juntas do usuário, havendo a adição de um sensor no tronco, auxiliando no controle de inclinação.

Por ter sido um dos primeiros modelos comerciais aprovados para uso clínico pela FDA, órgão americano de regulamentação e fiscalização, o ReWalk é um dos exoesqueletos com maior número de estudos sobre reabilitação (Chen et al, 2015). Um estudo clínico de Talaty et al (2013) mostrou que, após 8 semanas de treinamento com o ReWalk de 3ª geração, doze pacientes com lesão medular completa foram capazes de realizar um teste de marcha sozinhos e sem o exoesqueleto. Tal resultado mostra a rápida adaptação do corpo ao tratamento com marcha vertical em conjunto com o exoesqueleto. Posteriormente, a propriedade intelectual do exoesqueleto foi passada à ReWalk Robotics Inc.®, sediada nos EUA. Imagens de diferentes modelos do ReWalk são mostrados na Fig. (2.29).

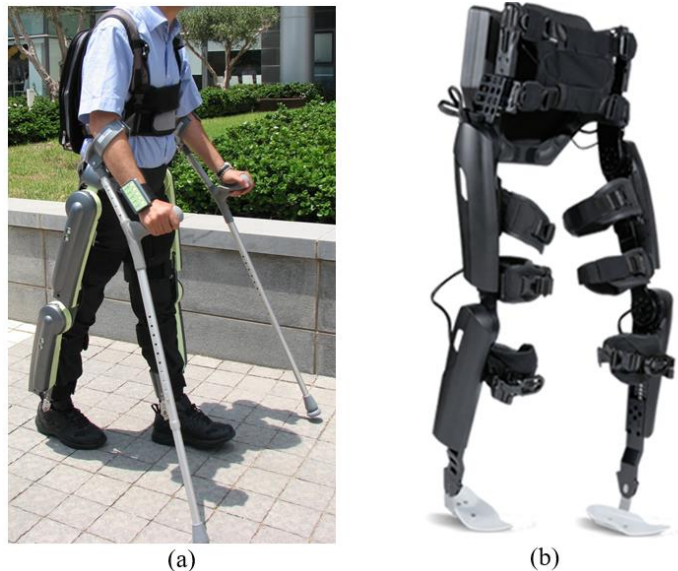


Figura 2.29: Modelos (a) ReWalk 2ª geração e (b) ReWalk 6.0 (Argo Medical Technologies e ReWalk Robotics Inc., 2019)

A exceção para o padrão mostrado nos últimos modelos desta nova geração de exoesqueletos é o REX®, desenvolvido pela REX Bionics®, Nova Zelândia. Este modelo é robusto e potente o suficiente para realizar a marcha sem apoio de muletas, baseando-se em um preciso controle da movimentação do centro de gravidade do conjunto usuário-exoesqueleto, apesar de ser demasiadamente lento (Esquenazi et al, 2017). As aplicações principais deste modelo são de exercícios de reabilitação e uso doméstico para autonomia e independência, permitindo a subida de escadas (Viteckova, 2013).

O REX possui cinco graus de liberdade atuados por perna, correspondentes aos movimentos de flexão/extensão e adução/abdução do quadril, de flexão/extensão do joelho, e de flexão/dorsiflexão do tornozelo. O sistema de atuação do REX é baseado em atuadores elétricos lineares. O controle deste modelo também é incomum, consistindo no uso de um joystick, enquanto o funcionamento do sistema sensorial não é disponibilizado pelo fabricante.

Inicialmente apenas com modelos de reabilitação em clínicas, a REX bionics desenvolveu posteriormente um modelo de uso pessoal, capaz de ser utilizado em ambiente doméstico. Ambos modelos não possuem diferenças estruturais evidentes fora um mecanismo de rápido ajuste dimensional para mudança de altura do usuário. Os dois modelos, clínico e pessoal são mostrados na Fig. (2.30).



Figura 2.30: Modelos (a) REX Rehab e (b) REX P para uso pessoal (REX Bionics, 2019)

Apesar da aparente normalização do design e atuação dos exoesqueletos de reabilitação contemporâneos, dois recentes modelos apresentam diferenças interessantes dos modelos citados anteriormente. O primeiro deles é o modelo CUHK-EXO, da autoria de Chen et al (2017), criado pela Universidade Chinesa de Hong Kong. Este modelo possui três graus de liberdade por perna, sendo apenas os movimentos de flexão/extensão das juntas do quadril e do joelho, enquanto o tornozelo possui uma junta rotativa passiva. A grande peculiaridade do CUHK-EXO é que ele utiliza atuadores elétricos rotativos com transmissão por engrenagens cônicas, em vez dos redutores harmônicos usualmente utilizados para este fim. Uma foto do CUHK-EXO é mostrada na Fig. (2.31).



Figura 2.31: CUHK-EXO (Chen et al, 2017).

O segundo modelo a ser abordado é o KUEX, de *Kookmin University Exoskeleton*, de Kim & Cho (2019). Este modelo, ao contrário de todos os outros desenvolvidos até então, não possui um suporte lombar para estabilizar o tronco, e sim um suporte abdominal, localizado na frente do usuário, desta

forma, oferecendo maior equilíbrio na marcha ao compensar a inclinação do usuário. O KUEX possui um total de cinco graus de liberdade por perna, todos atuados, sendo dois deles os movimentos de flexão/extensão e adução/abdução do quadril, um no joelho para flexão/extensão e dois no tornozelo para os movimentos de inversão/eversão e flexão/dorsiflexão. Todos os atuadores deste modelo são do tipo elétricos rotativos com redutores harmônicos, enquanto o sistema sensorial é baseado em encoders angulares. Uma imagem do KUEX é mostrada na Fig. (2.32).



Figura 2.32: KUEX (Kim & Cho, 2019).

2.3.4 Softsuits

A ideia de se construir uma alternativa aos exoesqueletos rígidos começou a ser desenvolvida parcialmente com o modelo de exoesqueleto MIT, apresentado na subseção anterior, focado no reaproveitamento energético da marcha para dispensar o uso de um sistema ativo de atuação, enquanto sendo capaz de reduzir o custo metabólico da marcha. Para tal, a robustez do exoesqueleto deveria ser reduzida para ser capaz de otimizar a economia e reaproveitamento de energia, enquanto o sistema de atuação também deveria passar por uma redução dimensional.

O grande expoente desta nova categoria é o pesquisador C. J. Walsh, que em sua tese de mestrado iniciou o trabalho no design de sistemas sub-atuados para aprimoramento de marcha carregada (Walsh, 2006). O passo posterior dele e da sua equipe de pesquisa na Universidade de Harvard foi de retirar a estrutura de suporte rígida do exoesqueleto e reduzir os graus de liberdade atuados, focando assim, apenas no aprimoramento na marcha humana hígida com o menor peso e tamanho possível. Ou seja, uma nova categoria de órteses ativas foi criada, cunhada como “Softsuits”, não mais utilizável para reabilitação de pacientes com lesões medulares, e sim para o interesse de aprimoramento da marcha humana carregada. Como mencionado em Asbeck et al (2015 II), o objetivo desta nova categoria é de criar as softsuits, ou exosuits, feitas principalmente de tecido, para transmitir os esforços de atuação e aproveitar a própria estrutura esquelética do usuário para suportar as forças compressivas da marcha.

A primeira softsuit da equipe de Walsh focou em criar um sistema de atuação para o movimento de dorsiflexão do tornozelo associado com a flexão do quadril (Asbeck et al, 2015 I), ou seja, um sistema com 2 graus de liberdades atuados somente em um sentido. Tal sistema utiliza um atuador elétrico rotativo simples que, ao puxar um cabo flexível que, guiado por dentro de um conduíte, este preso à perna do usuário por meio de tiras elásticas, se conecta ao calcanhar do usuário, gerando o movimento de dorsiflexão. Para esta primeira versão, o sistema de feedback era baseado somente em um sensor de força na palma do pé.

Um segundo modelo, de Asbeck et al (2015 II), com 1 grau de liberdade atuado, visava realizar o movimento de extensão do quadril também a partir de um atuador elétrico rotativo simples. O cabo flexível desta vez não está constringido em um conduíte, mas novamente está ligado à uma tira elástica presa à perna do usuário. Mais uma vez, o controle do sistema é baseado em sensores de força ligados diretamente ao motor.

Se combinando os dois modelos em um só, Asbeck et al (2015 III) criou um terceiro modelo com dois graus de liberdade atuados, um grau de liberdade completamente atuado para o movimento de flexão/extensão do quadril, e um grau de liberdade parcial para o movimento de dorsiflexão do tornozelo. Desta forma, foi possível se obter exatamente com as características dos modelos anteriores, mas com todos os atuadores fixos à mesma mochila de atuação. Os três modelos esquemáticos das softsuits desenvolvidas são mostrados na Fig. (2.33).

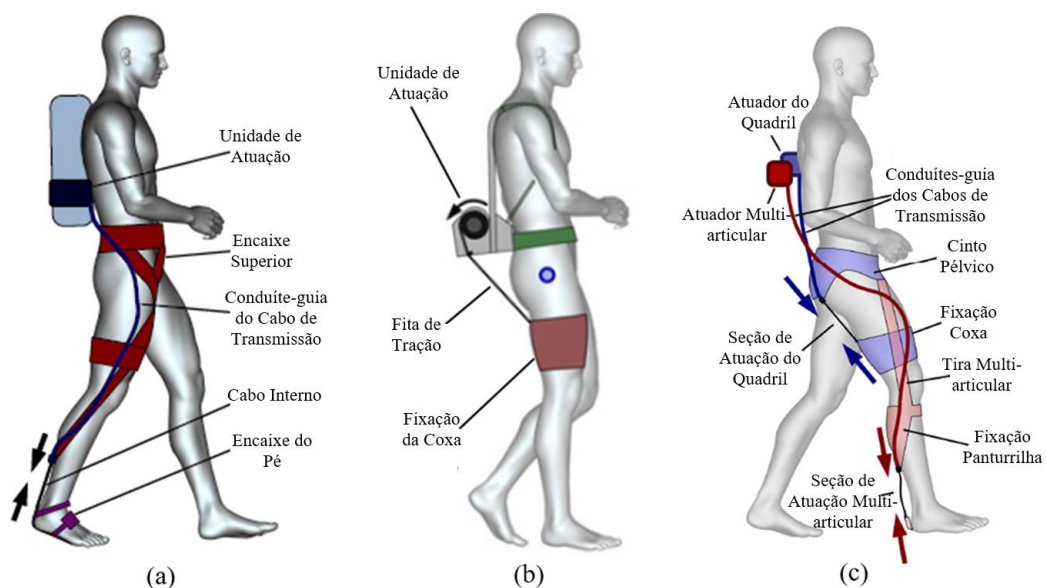


Figura 2.33: Soft suit nas versões de (a) Flexão de tornozelo e quadril, (b) Extensão de quadril e (c) Atuação conjunta (Adaptados, respectivamente, de Asbeck et al, 2015 I, 2015 II e 2015 III)

Dada a natureza da estrutura desta nova categoria de órteses assistivas, desenvolveu-se uma nova classe de sensores para acoplamento direto nas vestes da soft suit, da autoria de Menguc et al (2013). Estes sensores são do tipo “Deformação Hiper-Elastica”, ou *Hyperelastic Strain Sensor*, classe de

sensores que, ao deformarem, mudam a resistência do circuito interno, permitindo assim definir a força aplicada a partir da deformação do sensor. Tal tipo de sensor permite uma maior integração com as vestes das softsuits e é capaz de definir a forma de movimentos multiaxiais a partir do seu padrão de deformação.

Um outro trabalho que segue uma veia de pesquisa similar à softsuit é o de Wehner et al (2013), também da Universidade de Harvard, que utiliza um compressor pneumático ligado diretamente à uma série de atuadores pneumáticos lineares, por sua vez conectados à uma intrincada rede de tiras para distribuir as forças na perna. O sistema possui três graus de liberdade atuados por perna, sendo os movimentos de flexão/extensão do quadril e joelho, e os movimentos de flexão/dorsiflexão do tornozelo. Este sistema, se tratando de um protótipo, não possui sensores capazes de indicar qual parcela de força é efetivamente transferida para a marcha.

Neste modelo, os atuadores pneumáticos lineares são colocados aos pares nas posições anatômicas dos músculos agonistas e antagonistas ao movimento a ser realizado. Este tipo de arranjo, similar ao sistema musculoesquelético humano, também é referenciado como um sistema de músculos artificiais, neste caso, formado por músculos pneumáticos. Uma imagem do sistema desenvolvido por Wehner et al (2013) é mostrada na Fig. (2.34).

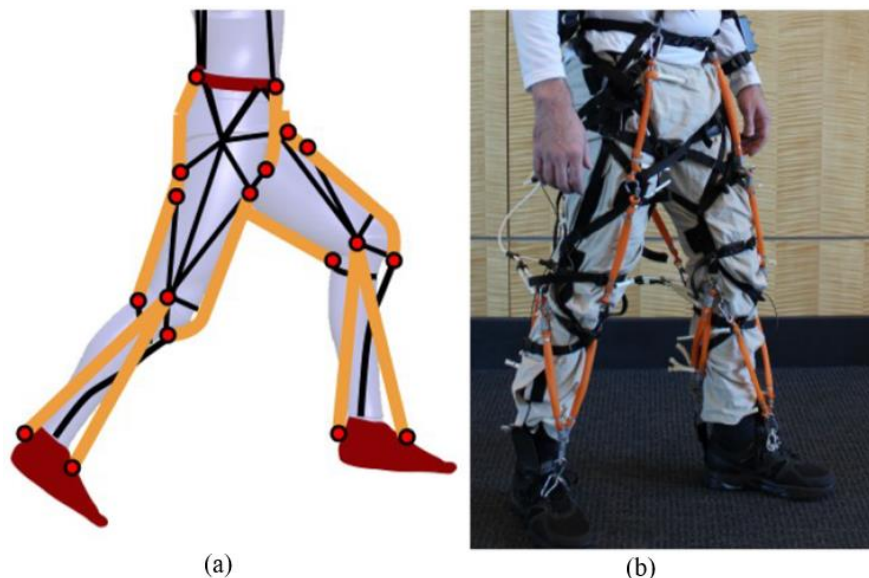


Figura 2.34: Soft suit de Wehner et al (2013) em suas versões (a) Esquemática e (b) Real (Adaptado)

2.3.5 Órteses Ativas Semi-Rígidas

Visando se obter o melhor das duas abordagens anteriores, os exoesqueletos rígidos e as softsuits, este autor tomou a liberdade de criar uma nova categoria neste trabalho: a das órteses ativas semi-rígidas. Esta categoria visa abranger as tecnologias para reabilitação que, ao mesmo tempo que visam ter sistemas multi-articulares de atuação e transmissão mais enxutos e versáteis, também visam oferecer suporte estrutural suficiente de modo que não gere a queda a um usuário com lesão medular.

O primeiro modelo desta categoria foi criado antes mesmo do nascimento da categoria das softsuits, por Costa et al (2006) na Universidade de Salford. Este modelo é baseado em atuadores musculares pneumáticos ou pMA's, do inglês *Pneumatic Muscle Actuator*, associados à um sistema de transmissão por polias e cabos em uma estrutura de sustentação de colunas rígidas reduzida em dimensões e peso. Assim como mostrado anteriormente para a softsuit de Wehner et al (2013), os atuadores para o movimento de cada junta são realizados por meio de um par de atuadores lineares situados nos músculos agonistas e antagonistas replicando o seu funcionamento. Esta configuração se mostrou extremamente eficiente, já que os pMA's possuem um fator de magnificação de 10:1 em relação ao músculo biológico para uma mesma área de seção transversal (Costa et al, 2006) e uma alta relação peso-potência.

O exoesqueleto semi-rígido de Costa et al (2006) possui cinco graus de liberdade por perna, onde quatro deles são atuados: dois no quadril relativos aos movimentos de flexão/extensão e adução/abdução, um no joelho para o movimento de flexão/extensão, e um para o movimento de flexão/dorsiflexão do tornozelo. A atuação do sistema é controlada a partir de uma combinação de sensores de posição, pressão e torque. O modelo de exoesqueleto em questão é mostrado na Fig. (2.35).



Figura 2.35: Exoesqueleto de Costa et al (2006) (Adaptado de Santos, 2011)

O outro modelo semi-rígido nesta subseção é a própria Exosuit EMA, desenvolvida por Freire et al (2018) na Universidade de Brasília, apresentado anteriormente na Subseção 1.1.2. Esse modelo possui 1 grau de liberdade total e atuado para os movimentos de flexão/extensão do quadril. O sistema de atuação é baseado em um atuador linear, modelo parafuso de potência, que é ligado a meio-curso em uma polia com encaixe de posição variável, podendo-se mudar, assim, tanto a redução do sistema como a proporção do alcance de atuação para os movimentos de flexão e extensão. O sistema de transmissão consiste em polias intermediárias que guiam à cabos de aço à polia rotativa na junta do quadril, deste modo, transformando o movimento linear do atuador em um movimento rotativo da junta.

O mecanismo utilizado no sistema sensorial é um sensor inercial acoplado à coluna de sustentação presa à coxa do usuário. O controle do sistema é baseado no acionamento manual do atuador para ambos os movimentos de flexão e extensão do quadril. A bateria do sistema é embarcada juntamente da placa de controle. A estrutura de sustentação é feita por colunas alumínio vazadas e o suporte do torso consiste em uma placa rígida com estofado.

Os modelos da Exosuit EMA podem ser vistos nas suas versões esquemática e real nas Fig. (2.36) e Fig. (2.37).

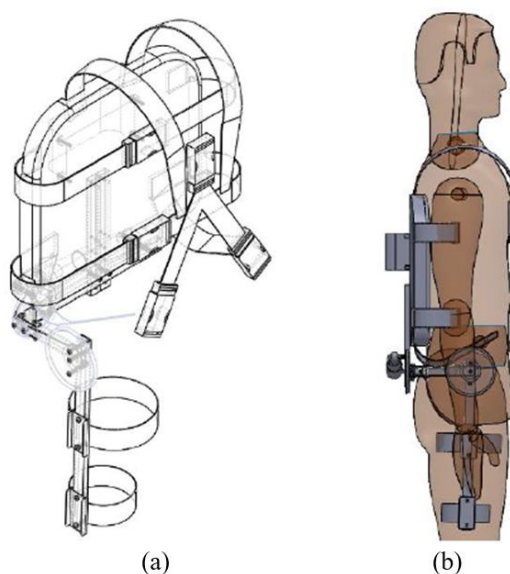


Figura 2.36: Exosuit EMA em (a) Versão Solo e (b) Com modelo antropomórfico (Freire et al, 2018)



Figura 2.37: Exosuit EMA em modelo real (Adaptado de Sousa et al, 2018)

2.3.6 Sistemas de Atuação Única de FES

Tendo em vista que os princípios técnicos de funcionamento do método de eletroestimulação funcional foram explicados na Seção 1.1, esta subseção visa apresentar o sistema que se vale somente desta tecnologia para a reabilitação de lesionados medulares. O sistema Parastep®, da Sigmedics Inc.®, foi criado nos anos 90 como a primeira versão comercial de um sistema de reabilitação para lesionados medulares com aplicações clínicas e domésticas.

O sistema, explicado em Claiborne & Baxter (1994), é baseado no uso de quatro ou seis pares de eletrodos de superfície conectados à um eletroestimulador, por sua vez conectado à microcomputador que é energizado por uma bateria externa embarcada. O sistema de FES do Parastep é conectado, por meio dos seus canais, dois ou três por perna, nos músculos: do quadríceps (*Rectus femoris*, *Vastus medialis*, *Vastus lateralis*); panturrilha (*Gastrocnemius medialis*, *Gastrocnemius lateralis*); glúteo (*Gluteus maximus*, *Gluteus medius*) e tensor pélvico (*Tensor fasciae latae*), informação esta retirada do manual do usuário do Parastep (Sigmedics Inc., 2019). Adicionalmente, para prevenir o problema do “pé caído”, assim como estabilizar o pé e o tornozelo, são utilizadas órteses passivas na junta do tornozelo.

No sistema também está incluído um andador adaptado que possui os botões de controle da marcha, responsáveis tanto por executar os diferentes estágios da passada, quanto alterar a corrente elétrica de estimulação. Uma imagem do primeiro modelo comercial do Parastep é mostrada na Fig. (2.38).



Figura 2.38: Sistema de reabilitação Parastep® (Sigmedics Inc., 2019)

O Parastep foi um sistema revolucionário, e deu, literalmente, um grande passo rumo ao desenvolvimento de tecnologias e metodologias de reabilitação, permitindo o acesso à diversas clínicas nos EUA, Canadá e Europa (Claiborne & Baxter, 1994). Porém, um abrangente estudo, dividido em 5 partes (Klose et al, Jacobs et al, Needham-Shropshire et al, Guest et al e Nash et al, 1997), mostrou que

a aplicação isolada do Parastep para fins de reabilitação não apresentou resultados muito distintos de um tratamento usual de fisioterapia associado à FES. Em termos de medidas antropométricas (Klose et al, 1997), densidade mineral óssea (Needham-Shropshire et al, 1997), aumento da capacidade cardiovascular (Jacobs et al, 1997) e sanguínea (Nash et al, 1997) não foram detectadas mudanças acentuadas de um tratamento comum. Diferentemente das métricas anteriores, em termos psicológicos e de combate à depressão o tratamento teve um efeito superior (Guest et al, 1997).

2.3.7 Neuropróteses Híbridas

Como mencionado na Seção 1.1, as neuropróteses híbridas, ou HNP's, nasceram das tentativas de se combinar as tecnologias de FES e de exoesqueletos ou órteses rígidas, de modo a se aproveitar as qualidades e compensar as desvantagens de cada uma.

O primeiro modelo de HNP foi proposto por Popovic et al (1989) no modelo *Hybrid Assistive System*, conhecido como HAS, desenvolvido na Universidade de Belgrado. O sistema de FES do HAS é composto por seis canais totais, três por perna, conectados nos músculos do quadríceps (*Rectus femoris*, *Vastus lateralis*) para o movimento de extensão, no glúteo (*Gluteus medius*) para equilíbrio da perna e no nervo peroneal. Este último é localizado próximo da tíbia e apresenta um movimento reflexo de levantamento da perna, agindo, assim, na flexão do quadril e joelho e dorsiflexão na panturrilha. A conexão entre o eletrodo e o músculo é feita de forma implantada.

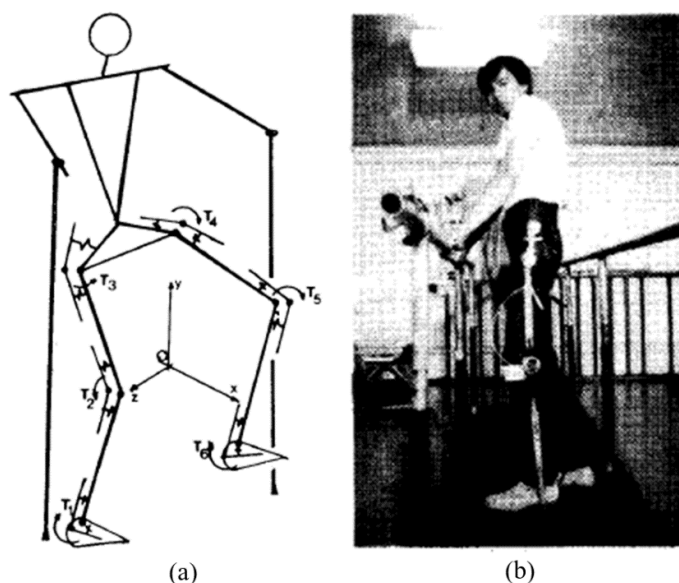


Figura 2.39: Modelo HAS nas versões (a) Esquemática e (b) Real (Adaptado de Popovich et al, 1989)

Já para o exoesqueleto de apoio à HNP, utilizou-se um modelo ativo do tipo HKAFO com estrutura telescópica, para fácil adaptação à diferentes dimensões de usuários. O sistema possuía três graus de liberdade totais por perna, sendo dois atuados: os movimentos de flexão/extensão do quadril e do joelho, e um semi-passivo, o movimento de dorsiflexão do tornozelo. Os atuadores utilizados foram

servomotores elétricos conectados à um sistema de transmissão por cabos para as juntas do quadril e do joelho e molas para controle do tornozelo. Adicionalmente, foram acoplados freios à tambor diretamente aos atuadores, variando-se a rigidez de atuação do sistema como um todo. O feedback do sistema era baseado no uso de potenciômetros para determinação angular dos atuadores. O modelo HAS original é mostrado na Fig. (2.39).

Outro modelo de HNP desenvolvido é o CBO, sigla para *Controlled-Brake Orthosis*, desenvolvido por Goldfarb et al (1996), na Universidade de Vanderbilt. Este modelo, diferentemente do HAS, é ativo, mas não motriz, possuindo nas juntas freios magneto-reológicos em vez de atuadores usuais. Desta forma, a marcha é controlada a partir da aplicação do estímulo por FES juntamente com a variação do nível de resistência dos freios das juntas, alcançando a trajetória desejada.

O CBO possui o seu sistema de FES composto por quatro canais totais, dois por perna, conectados nos músculos do quadríceps (*Rectus femoris*, *Vastus lateralis*) para o movimento de extensão e no nervo peroneal, novamente para o movimento reflexo de flexão do quadril e joelho, e dorsiflexão na panturrilha. A conexão entre o eletrodo e o músculo é realizada por meio de eletrodos de superfície.

Já seu modelo de exoesqueleto possui quatro graus de liberdade por perna, sendo dois controlados ativamente, sendo correspondentes aos movimentos de flexão/extensão do quadril e do joelho, e um semi-atuado para os movimentos de flexão/dorsiflexão do tornozelo para evitar a queda do pé durante a marcha. Para as juntas do quadril e joelho são utilizados freios magneto-reológicos, e o tornozelo é utilizado um atuador linear por mola sem capacidade motriz, controlando a posição do pé. O sistema de medição do CBO é baseado no uso de potenciômetros e *straingages* ligados diretamente aos atuadores, para medir, respectivamente, posição angular e torque. Uma foto do modelo é mostrada na Fig. (2.40).

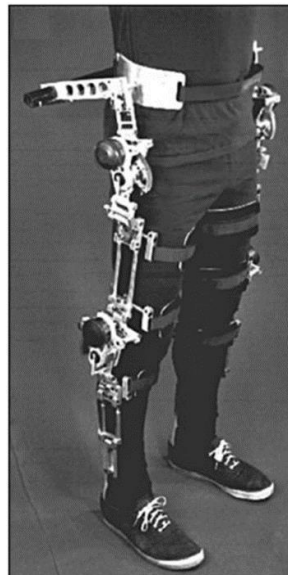


Figura 2.40: Modelo CBO (Goldfarb et al, 1996).

Um outro modelo de HNP distinto dos anteriores é o Walktrainer®, apresentado em Bouri et al (2006) e desenvolvido pela instituição Suíça EPFL. Este modelo, também formado por uma combinação

de FES e uma órtese ativa, tem sua maior peculiaridade na presença de um suporte vertical móvel, que além de prover um suporte de peso parcial ao usuário, também permite o embarcamento de um grande volume de eletrônicos e baterias, aumentando sua autonomia.

O modelo Walktrainer possui o seu sistema de FES composto por vinte canais totais, dez por perna, conectados nos músculos: Ísquios (*Biceps femoris*, *Semimembranosus*, *Semitendinosus*) e quadríceps (*Rectus femoris*, *Vastus lateralis*, *Vastus medialis*) para, respectivamente, os movimentos de flexão/extensão do joelho; glúteo (*Gluteus maximus*) e coxa superior (*Rectus femoris*) para o movimento de extensão/flexão do quadril; e na tíbia (*Tibialis anterior*) e panturrilha (*Gastrocnemius medialis*, *Gastrocnemius lateralis*) para os movimentos de dorsiflexão/flexão do tornozelo. A conexão entre o eletrodo e o músculo é realizada por meio de eletrodos de superfície.

Já a órtese ativa possui três graus de liberdade por perna, todos atuados ativamente por motores rotativos elétricos e correspondentes aos movimentos de flexão/extensão do quadril e joelho, e flexão/dorsiflexão do tornozelo. O sistema sensorial é baseado na combinação de encoders angulares acoplados aos motores e sensores de força lineares. Vale-se ressaltar que, para permitir a caminhada livre do usuário, as rodas do sistema de verticalização também são motorizadas, acompanhando a trajetória plana executada. O modelo pode ser visto na Fig. (2.41).



Figura 2.41: HNP Walktrainer (Stauffer et al, 2009)

Dos modelos HNP, o mais recente é o SEAHO, do inglês *Semi-Active Hybrid Orthosis*, da autoria de Kirsch et al (2014), desenvolvido na Universidade de Pittsburgh. Esse modelo possui o diferencial de utilizar um sistema de molas e travas de sentido único no joelho para travar o movimento de flexão involuntário, facilitando a marcha. O modelo se vale de andador como apoio para a execução da marcha.

O sistema de eletroestimulação do SEAHO é composto por seis canais totais, três por perna, conectados nos ísquios (*Biceps femoris*, *Semimembranosus*, *Semitendinosus*) e quadríceps (*Rectus*

femoris, *Vastus lateralis*, *Vastus medialis*) para, respectivamente, os movimentos de flexão/extensão do joelho, e na panturrilha (*Gastrocnemius medialis*, *Gastrocnemius lateralis*) para o movimento de dorsiflexão do tornozelo. A conexão entre o eletrodo e o músculo é realizada por meio de eletrodos de superfície.

O exoesqueleto do modelo possui três graus de liberdade por perna, sendo apenas um grau atuado ativamente, relativo aos movimentos de flexão/extensão do quadril a partir de motores rotativos elétricos, e um semi-atuado com o sistema de anti-reversão no joelho a partir de molas e travas. Este sistema anti-reversão é desbloqueado durante a marcha a partir da ação de um atuador elétrico linear, sendo feito apenas nos momentos adequados. O sistema sensorial é baseado se vale apenas de um sensor angular no quadril para medir a sua verticalização, sendo realizada a marcha a partir de trajetórias pré-determinadas, devido à inexistência de um mecanismo de feedback do sistema. O modelo pode ser visto na Fig. (2.42).



Figura 2.42: Modelo SEAHO (Adaptado de Kirsch et al, 2014)

2.4 RESUMO DO CAPÍTULO

Este capítulo trouxe as bases necessárias para o desenvolvimento do projeto da nova Exosuit EMA. A primeira parte dele focou na marcha humana, que foi definida e discriminada quanto à sua natureza anatômica, sua dinâmica e cinemática, apresentando os torques, ângulos e potências de cada junta principal durante o ciclo da marcha. Com estas informações, se é possível definir os requisitos necessários para se iniciar o projeto mecânico da nova Exosuit EMA.

Já a segunda parte deste capítulo apresentou uma variada gama de modelos de tecnologias assistivas que foram ou são utilizadas até os dias atuais para lidar com diversas condições, limitantes ou não. Como pode ser percebido, a pesquisa acadêmica e industrial nesta área do conhecimento está cada vez mais diversa e intensa. Ao mesmo tempo, é interessante notar que, apesar do grande volume de publicações

sobre o desenvolvimento de órteses e exoesqueletos, a quantidade de publicações e relatórios sobre estudos clínicos que utilizem esse tipo de tecnologia é sensivelmente menor.

O objetivo de apresentar tantas tecnologias com características distintas é abrir os olhos do leitor (e deste autor) sobre a diversidade de abordagens capazes de lidar com problemas semelhantes. A partir disso, é possível se rever os conceitos que nortearam a Exosuit EMA original, para se refletir sobre as qualidades e limites de cada parte conceitual individual dos sistemas que a compõe. Por exemplo, ao se analisar os modelos de exoesqueletos e órteses ativas de membros inferiores (Subseção 2.3.3), pode-se perceber o claro domínio das tecnologias de atuação baseadas em motorreductores elétricos rotativos. Esse tipo de padrão, aplicado por tantas equipes de pesquisa ao redor do globo, pode ser um indicativo quanto a um alto custo-benefício desse tipo de tecnologia em comparação com o restante.

Este tipo de análise, para a definição do projeto da nova Exosuit EMA e de cada um dos seus sistemas integrantes, será abordada no próximo capítulo.

3 PROJETO CONCEITUAL

Este capítulo visa apresentar os requisitos necessários para o desenvolvimento do projeto, assim como as suas principais concepções.

3.1 ANÁLISE EXOSUIT EMA ORIGINAL

O primeiro passo para o desenvolvimento de uma nova versão da Exosuit EMA é analisar todos os resultados produzidos pela versão original (Freire et al, 2018). Apesar deste modelo de exoesqueleto semi-rígido ter sido citado nos dois capítulos anteriores, neles o foco foi apresentar: 1) sua motivação de desenvolvimento; e 2) suas características quanto tecnologia de reabilitação. Desta forma, as características principais sobre seus sistemas de atuação e transmissão e sua estrutura foram abordados apenas superficialmente, necessitando de uma abordagem mais profunda para o seu pleno entendimento.

Esta análise pode ser iniciada com os requisitos teóricos calculados para a primeira versão da Exosuit EMA, os quais são mostrados na Tab. (3.1).

Tabela 3.1: Requisitos de marcha do projeto da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)

Característica	Valor de Referência
Velocidade de Marcha [m/s]	0.3
Torque Máximo do Quadril [Nm]	12.9
Rotação Máxima do Quadril [rpm]	19

Como mencionado anteriormente, para satisfazer as necessidades de atuação, o sistema original possuía seu funcionamento motriz baseado no uso de um atuador linear conectado à um sistema de transmissão rotativo. O atuador utilizado foi o modelo ANT-38, da Shanghai SITO Motors, e é mostrado na Fig. (3.1).



Figura 3.1: Modelo ANT-38 de atuação da Exosuit EMA original (Shanghai SITO Motors CO., 2019)

As características dos sistemas de atuação e transmissão originais são mostradas na Tab. (3.2).

Tabela 3.2: Sistemas de atuação e transmissão da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)

Sistema de Atuação		Sistema de Transmissão	
Alcance Linear [mm]	50	Fator de Redução	2.45:1
Força Linear de Atuação [N]	500	Força Efetiva no Cabo de Transmissão [N]	210
Torque Inicial Equivalente [Nm]	27.5	Torque Efetivo no Quadril [Nm]	11.3
Velocidade Linear de Atuação [mm/s]	9.0	Velocidade Linear Equivalente [mm/s]	22.1
Velocidade de Rotação Equivalente [rpm]	9.8	Velocidade de Rotação do Quadril [rpm]	24.1

Quanto às características gerais da estrutura da Exosuit EMA original, elas foram calculadas a partir das relações antropométricas do humano-padrão, como podem ser visualizados na Tab. (3.3).

Tabela 3.3: Características estruturais da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)

Sistema Estrutural	
Peso Total [kg]	8.5
Comprimento [mm]	260
Largura [mm]	420
Altura [mm]	790 - 890
Alcance Angular [°]	-60 – 35

Uma vez construída a Exosuit, ela foi submetida aos testes de marcha para comparar os valores projetados e obtidos das variáveis de marcha. Os resultados seguem como mostrados na Tab. (3.4).

Tabela 3.4: Resultados dos testes de marcha da Exosuit EMA original (Freire et al, 2018)

Característica	Valores		Diferença Percentual
	Teórico	Obtido	
Velocidade de Marcha [m/s]	0.38	0.14	- 63.2%
Comprimento de Passada [m]	0.53	0.75	+ 41.5%
Tempo de Passada [s]	1.76	5.35	+ 304.0 %
Alcance Angular da Passada [°]	-18 – 7	-55 - 16	+ 394.7%

Como pode ser visto, a diferença dos resultados entre o projeto teórico e o protótipo de fabricação foram muito altos, colocando em xeque a viabilidade do modelo. As razões apontadas para estas drásticas diferenças são, principalmente:

1) A fabricação do protótipo, onde os materiais utilizados apresentaram um desgaste muito intenso, sobretudo as polias e os tensionadores do cabo de aço. Com isso, a redução do sistema e a transmissão de esforços até a junta final foram sensivelmente afetados, além de criar folgas entre o cabo e a polia;

2) O controle de trajetória dos atuadores, que era feito de forma manual por meio de um simples controle de sinal infravermelho. Este sistema apresentava altos delays de tempo entre a execução dos comandos, e necessitava de dois comandos consecutivos para inverter o sentido de atuação do motor.

Com estas limitações, o perfil da marcha acabava sendo modificado pelo usuário de modo a se tentar otimizar os períodos de atuação. Tal mecanismo se dava a partir do aumento do comprimento e tempo de passada em detrimento do alcance angular, para compensar os delays de troca de movimento e, desta forma, se aumentar a velocidade de marcha.

Apesar das limitações, a Exosuit EMA original apresentou resultados satisfatórios para um modelo com tantas limitações de fabricação e de projeto, valendo-se de atuadores lineares de baixo torque e de materiais não-comerciais. Ademais, todo o aparato de aquisição de resultados, assim como processamento da marca também foram casos de sucesso desenvolvidos ao longo do desenvolvimento da primeira versão deste modelo de exoesqueleto.

Por fim, um segundo projeto da Exosuit EMA, desta vez com atuação nas duas pernas, foi concebido, mas nunca executado, devido às limitações motrizes do sistema de atuação. De qualquer forma, o seu modelo conceitual segue como mostrado na Fig. (3.2).

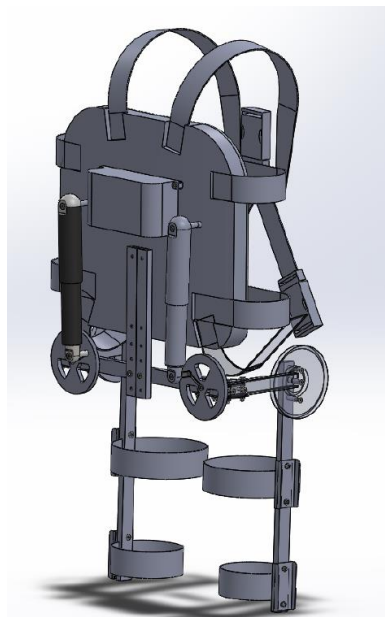


Figura 3.2: O modelo conceitual da Exosuit EMA para duas pernas com atuação linear.

3.2 REQUISITOS DE PROJETO

Como ressaltado na seção anterior, a Exosuit EMA original se mostrou insuficiente para as necessidades de uma marcha de reabilitação padrão. Desta forma, se valendo da pesquisa bibliográfica desenvolvida no capítulo anterior, assim como sabendo características e limitações do primeiro modelo da Exosuit EMA, é possível determinar os requisitos para o desenvolvimento deste novo projeto.

Os primeiros requisitos a serem definidos neste projeto são as características do usuário e da marcha. Mesmo tendo em vista que este é um projeto focado em ser ajustável a vários usuários, há de se definir o caso crítico, ou limite, do seu uso. Estas características podem ser definidas de modo semelhante à que foi apresentada em Freire et al (2018), mas desta vez com um usuário maior e com maiores requerimentos de torque, potência e velocidade de atuação, que foram as grandes limitações do trabalho citado. Desta forma, os requisitos de projeto são apresentados na Tab. (3.5).

Tabela 3.5: Características antropométricas e de marcha do caso crítico

Característica	Definição da Grandeza	Caso Crítico
Massa do Usuário [kg]	m_{corpo}	100
Altura do Usuário [m]	H_{corpo}	1.90
Velocidade de Marcha [m/s]	v_m	0.3
Comprimento de Passada [m]	L_p	0.53
Tempo de Passada [s]	t_p	1.76
Torque Normalizado do Quadril no plano Sagital [Nm/kg]	$T_h^{N,max}$	0.28
Peso Total da Perna [kg]	$m_l = 0.161 \cdot m_{corpo}$	16.1
Comprimento da Perna Superior [m]	$L_{ul} = 0.245 \cdot H_{corpo}$	0.47
Torque Resultante no Quadril [Nm/kg]	$T_h^{max} = T_h^{N,max} \cdot m_{corpo}$	28
Alcance Angular do Quadril [°]	$\theta_h^{min}, \theta_h^{max}$	-15 – 20
Velocidade de Rotação do Quadril [rpm]	$n_h = \frac{60 \cdot \Delta\theta_h }{\pi \cdot t_p}$	6.6

Note que a equação de n_h é obtida a partir da conversão da velocidade angular por análise dimensional:

$$n_h = \frac{|\Delta\theta_h| \frac{[rad]}{[s]}}{t_p/2 \frac{[s]}} \cdot \left(\frac{60 [s]}{1 [min]} \right) \cdot \left(\frac{1 [rot]}{2\pi [rad]} \right)$$

$$n_h = \frac{60 \cdot |\Delta\theta_h| \frac{[rot]}{[min]}}{\pi \cdot t_p}$$

Adicionalmente, podem também ser definidos os requisitos de projeto quanto aos atuadores a serem escolhidos. Além de serem indispensáveis, eles também são, usualmente, uma das maiores fontes de peso no sistema e suas dimensões também são determinantes para as dimensões do restante do exoesqueleto. Conseqüentemente, pode-se definir as condições limite para os atuadores do sistema, de modo a não sobrecarregá-lo. Estas características são mostradas na Tab. (3.6).

Tabela 3.6: Características de caso limite para os atuadores

Característica	Caso Limite
Tensão Elétrica DC [V]	(Até) 24
Dimensões [mm]	(Até) 150 x 150 x 100
Peso unitário [kg]	(Até) 2.00

3.3 MATRIZES DE DECISÃO

3.3.1 Montagem das Matrizes

Visando realizar uma análise sobre os possíveis caminhos e possibilidades tecnológicas para o projeto da nova Exosuit EMA, pode-se avaliar as diferentes tecnologias e mecanismos a partir da concepção de matrizes de decisão. Este método permite uma comparação direta entre diversas opções, ponderando os fatores mais importantes para a determinação do elemento final a ser utilizado em projeto.

Neste sentido, a Exosuit EMA pode ser dividida nos seguinte subsistemas:

- Sistema de Atuação: Força motriz do sistema
- Sistema de Transmissão: Transmissão dos esforços até a junta do quadril
- Estrutura de Suporte do Torso: Verticalização e fixação no usuário
- Estrutura de Sustentação: Conexão com a perna, suportando os esforços de movimentação

Estes subsistemas são mostrados no modelo CAD da Exosuit EMA original, apresentados na Fig. (3.3).

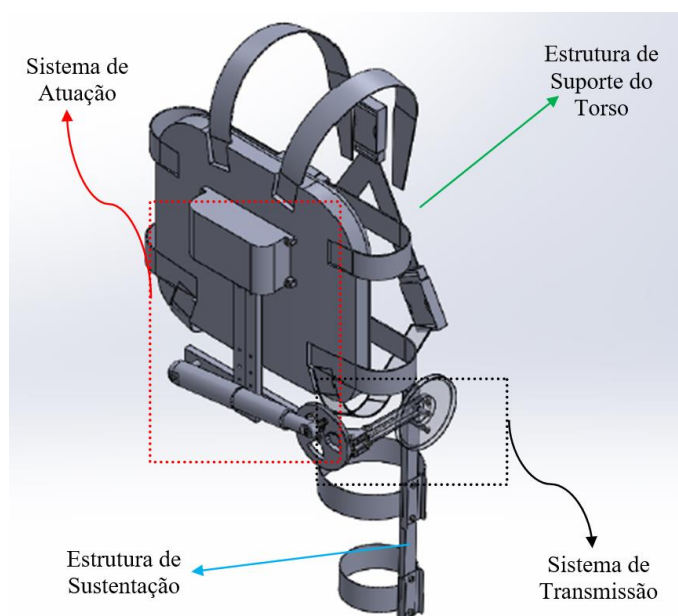


Figura 3.3: As quatro divisões conceituais da Exosuit EMA

Após a análise de 32 modelos distintos de tecnologias assistivas classificadas como órteses ou exoesqueletos de membros inferiores, pode-se realizar um resumo de todas elas de acordo com cada um dos quatro sistemas da Exosuit EMA. Adicionalmente às tecnologias obtidas pela revisão de literatura, pode-se também adicionar outras tecnologias alternativas que também são passíveis de uso. Essa classificação generalizada é mostrada na Tab. (3.7).

Tabela 3.7: Matriz de resumo tecnológico para os sistemas abordados

Categoria	Sistema de Atuação	Sistema de Transmissão	Suporte do Torso	Estrutura de Sustentação
Modelos Comerciais / Acadêmicos	Elétrico Linear	Acoplamento Direto	Lombar	Colunar Rígida
	Elétrico Rotativo c/ Redutor Harmônico Elétrico Rotativo c/ Redutor Planetário Elétrico Série-Elástico Pneumático Linear Pneumático Rotativo Músculo Pneumático Linear Hidráulico Linear Hidráulico Rotativo	Engrenagens Cônicas Cabos de Aço e Polias Cabos de Aço e Conduítes	Frontal	Soft-Suit*
Tecnologias Alternativas	Elétrico Rotativo c/ Redutor Parafuso e Coroa Sem-Fim	Correias e Polias Planas Correias e Polias Sincronizadas / Dentadas Engrenagens Cilíndricas Correntes de Rolo	Cinto Postural Suporte Rígido Cadeira de Escalada	

*Walsh (2006)

Com as tecnologias assistivas e os sistemas do exoesqueleto definidos, pode-se lançar mão de um dos métodos mais utilizados quando se tem que decidir entre várias alternativas para a solução de um determinado problema. A matriz de tomada de decisão envolve elencar as alternativas de solução aventadas para o problema, selecionar alguns critérios para avaliação dos resultados e dar notas para cada um deles (Collins et al, 2006).

Para a utilização dessa ferramenta, definiu-se critérios, os quais, foram utilizados na avaliação das alternativas selecionadas para os vários subsistemas. Para cada critério atribuiu-se um peso, o qual, varia de acordo com a ordem de importância do critério analisado (maiores pesos denotam maior importância do critério, e vice-versa). Dessa forma, notas foram aplicadas às alternativas de acordo com

cada critério avaliado, variando na proporção em que atendiam ou não ao critério. Ao final, obteve-se uma nota ponderada, calculada com base na soma dos produtos entre a nota dada e o peso do critério avaliado. Sendo assim, cada fator individual foi definido quanto a:

1) Valor individual, este variando de 1 a 10.

2) Peso, este podendo variar 1 e 99%, desde que a soma de todos os pesos individuais seja igual à 100%. Para a escolha dos pesos de projeto para cada característica, foram utilizadas as seguintes classificações:

- Alta Importância: Característica que define a natureza ou modus operandi da opção analisada.
- Média Importância: Característica que leva em conta a aplicação da opção analisada quanto ao conjunto global do exoesqueleto.
- Baixa Importância: Característica responsável por detalhes menores da opção analisada.

3.3.2 Sistema de Atuação

Para o sistema de atuação, as características de alta importância têm 20% ou mais de peso sobre a matriz de decisão, enquanto as de média importância tem entre 11% e 19% e as de baixa importância tem 10% ou menos. Sendo assim, as contribuições de cada característica do sistema de atuação podem ser discriminadas como:

- Características de Projeto (25%): Potência, torque e velocidade de rotação;
- Custo (20%): Possibilidade de aquisição, dadas as condições do projeto de pesquisa. Relação pontuação-fator invertida;
- Dimensões e Peso (15%): Decisivos para a montagem de um sistema embarcado. Relação pontuação-fator invertida;
- Controle (10%): Complexidade de controle de movimentação;
- Integração (10%): Capacidade de adaptação no projeto já realizado;
- Manutenção (10%): Gerado por desgaste e folga dos componentes;
- Ruído (10%): Propriedade muito influente para o conforto de uso em sistemas biomecânicos;

Como mencionado anteriormente, a matriz de decisão do sistema de atuação foi construída a partir do resumo de tecnologias assistivas de atuação da Tab. (3.7). Vale a pena ressaltar que apenas sistemas com capacidade motriz foram considerados, assim, sistemas de reaproveitamento de energia, como do

exoesqueleto do MIT (Valiente, 2005), estão fora do escopo de aplicação deste projeto. Consequentemente, a matriz de decisão formulada para o sistema de atuação é mostrada na Tab. (3.8):

Tabela 3.8: Matriz de decisão para o sistema de atuação do quadril

Tipo	Caract. de Projeto (25%)	Custo (20%)	Dimensões e Peso (15%)	Controle (10%)	Integração (10%)	Manutenção (10%)	Ruído (10%)	Total (100%)
Motor Elétrico Linear	4	8	8	8	10	7	6	69
Motor Elétrico Rotativo c/ Redutor Harmônico	10	3	6	6	5	7	8	66
Motor Elétrico Rotativo c/ Redutor Planetário	10	6	6	6	5	7	8	72
Motor Elétrico Série-Elástico	8	3	6	4	4	7	7	57
Motor Pneumático Linear	6	5	5	6	6	5	3	52.5
Motor Pneumático Rotativo	6	4	4	6	4	5	3	47
Músculo Pneumático Linear	7	6	6	5	5	5	4	57.5
Motor Hidráulico Linear	6	5	3	6	5	3	3	46.5
Motor Hidráulico Rotativo	6	4	3	6	4	3	3	43.5

Consequentemente, é possível perceber que a melhor alternativa de tecnologia para o sistema de atuação é baseada em motores elétricos com redutores planetários.

3.3.3 Sistema de Transmissão

De forma análoga à subseção anterior, para o sistema de transmissão as características de alta importância têm 20% ou mais de peso sobre a matriz de decisão, enquanto as de média importância tem entre 11% e 19% e as de baixa importância tem 10% ou menos. As contribuições de cada característica do sistema de transmissão podem ser definidas como:

- Características de Projeto (25%): Capacidade de transmissão e redução;
- Custo (20%): Possibilidade de aquisição, dadas as condições do projeto de pesquisa. Relação pontuação-fator invertida;
- Dimensões e Peso (15%): Decisivos para a montagem de um sistema embarcado. Relação pontuação-fator invertida;
- Controle (10%): Complexidade de controle de movimentação;
- Integração (10%): Capacidade de adaptação no projeto já realizado;

- Manutenção (10%): Gerado por desgaste e folga dos componentes;
- Ruído (10%): Propriedade muito influente para o conforto de uso em sistemas biomecânicos;

O sistema de transmissão também segue a mesma análise do sistema anterior, baseada na Tab. (3.7). Mas é possível se perceber que, além dos sistemas usados por modelos da revisão teórica, também foram incorporadas opções não utilizadas até então, mas aplicáveis ao escopo deste projeto. Desta forma, a matriz resultante de decisão para o sistema de transmissão é mostrada na Tab. (3.9).

Tabela 3.9: Matriz de decisão para o sistema de transmissão

Tipo	Caract. de Projeto (25%)	Custo (20%)	Dimensões e Peso (15%)	Controle (10%)	Integração (10%)	Manutenção (10%)	Ruído (10%)	Total (100%)
Acoplamento Direto	8	9	5	9	9	6	8	77.5
Correias e Polias Planas	6	8	7	7	8	5	8	69.5
Correias e Polias Dentadas	8	8	8	9	7	7	8	79
Cabos de Aço e Polias	7	9	8	6	10	5	8	76.5
Cabos de Aço e Conduítes	5	9	8	6	7	5	9	69.5
Engrenagens Cilíndricas / Cônicas	9	4	3	9	3	8	6	61
Correntes de Rolo	6	5	5	7	6	5	9	56.5

Portanto, a partir da matriz de decisão para o sistema de transmissão, é possível se perceber que a melhor alternativa é a baseada no uso de correias e polias dentadas.

3.3.4 Estrutura de Suporte do Torso

Para a estrutura de suporte do torso, as características de alta importância têm 25% ou mais de peso sobre a matriz de decisão, enquanto as de média importância tem entre 11% e 24% e as de baixa importância tem 10% ou menos. Conseqüentemente, os valores proporcionais das características individuais da estrutura de suporte do torso:

- Dimensões e Peso (30%): Decisivos para a viabilidade de uso em indivíduos com limitações motoras. Relação pontuação-fator invertida;
- Características de Projeto (25%): Estabilidade e rigidez;
- Custo (20%): Possibilidade de aquisição, dadas as condições do projeto de pesquisa;
- Integração (15%): Capacidade de adaptação no projeto já realizado;

- Manutenção (10%): Gerado por desgaste e folga dos componentes;

A estrutura de suporte do torso pode ser dividida, primeiramente, com respeito à sua localização, podendo ser frontal ou lombar, ambas possibilidades presentes na revisão teórica e na Tab. (3.7). A sua matriz de decisão é mostrada na Tab. (3.10).

Tabela 3.10: Matriz de decisão para a estrutura de suporte do torso

Tipo	Dimensões e Peso (30%)	Caract. de Projeto (25%)	Custo (20%)	Integração (15%)	Manutenção (10%)	Total (100%)
Lombar	7	7	7	10	8	75.5
Frontal	8	7	7	6	8	72.5

Uma vez definida a localização do suporte do torso, pode ser definida o tipo de elemento utilizado para a fixação lombar. Tal referenciamento foi feito levando tanto em conta as opções disponíveis ao projeto como os elementos comumente utilizados em outros projetos de exoesqueletos. A matriz de decisão secundária para a estrutura de suporte do torso é mostrada na Tab. (3.11).

Tabela 3.11: Matriz de decisão do elemento de fixação do suporte lombar

Tipo	Dimensões e Peso (30%)	Caract. de Projeto (25%)	Custo (20%)	Integração (15%)	Manutenção (10%)	Total (100%)
Cinto Postural	5	6	8	4	6	58
Suporte Rígido	8	8	6	10	6	77
Cadeira de Escalada	7	7	4	4	6	58,5

A partir dos resultados primários e secundários para as matrizes de decisão da estrutura de suporte do torso, é possível se perceber que a opção mais recomendada é a de um suporte rígido lombar.

3.3.5 Estrutura de Sustentação

A estrutura de sustentação segue a mesma modelagem da seção anterior, onde as características de alta importância têm 25% ou mais de peso sobre a matriz de decisão, enquanto as de média importância tem entre 11% e 24% e as de baixa importância tem 10% ou menos. para as contribuições individuais das características da estrutura de sustentação:

- Dimensões e Peso (30%): Decisivos para a viabilidade de uso em indivíduos com limitações motoras. Relação pontuação-fator invertida;
- Características de Projeto (25%): Flexibilidade e estabilidade;
- Custo (20%): Possibilidade de aquisição, dadas as condições do projeto de pesquisa;
- Integração (15%): Capacidade de adaptação no projeto já realizado;

- Manutenção (10%): Gerado por desgaste e folga dos componentes;

Havendo apenas duas opções para a estrutura de sustentação, as opções rígidas e “soft”, assim como mostrado na Tab. (3.7), a matriz de decisão foi montada como mostrado na Tab. (3.12).

Tabela 3.12: Matriz de decisão para a estrutura de sustentação

Tipo	Dimensões e Peso (30%)	Caract. de Projeto (25%)	Custo (20%)	Integração (15%)	Manutenção (10%)	Total (100%)
Colunar Rígida	8	7	7	10	8	78.5
Softsuit	3	6	9	4	7	55

Portanto, a melhor opção para a estrutura de sustentação é a colunar rígida.

3.4 PROJETO CONCEITUAL

Para fins de visualização, a matriz resumo de tecnologias presente na Tab. (3.7) pode ser remodelada para apresentar diretamente as tecnologias escolhidas a partir do método de matrizes de decisão. A nova tabela de resumo tecnológico modificada é mostrada na Tab. (3.13).

Tabela 3.13: Matriz de resumo tecnológico com as opções escolhidas de cada subsistema respectivo

Sistema de Atuação	Sistema de Transmissão	Suporte do Torso	Estrutura de Sustentação
Elétrico Linear	Acoplamento Direto	Lombar	Colunar Rígida
Elétrico Rotativo c/ Redutor Harmônico	Engrenagens Cônicas	Frontal	Soft-Suit
Elétrico Rotativo c/ Redutor Planetário	Cabos de Aço e Polias	Cinto Postural	
Elétrico Série-Elástico	Cabos de Aço e Conduítes	Suporte Rígido	Cadeira de Escalada
Pneumático Linear	Correias e Polias Sincronizadas / Dentadas		
Pneumático Rotativo	Correias e Polias Planas		
Músculo Pneumático Linear	Engrenagens Cilíndricas		
Hidráulico Linear	Correntes de Rolo		
Hidráulico Rotativo			
Elétrico Rotativo c/ Redutor Parafuso e Coroa Sem-Fim			

A partir dos conceitos de cada seção da Exosuit EMA definidos nas diferentes matrizes de decisão, pode-se realizar uma concepção inicial quanto ao projeto a ser executado. Neste estágio do trabalho, serão apresentados os elementos mecânicos e designs iniciais que, mesmo prováveis, apenas serão confirmados ao longo do desenvolvimento do projeto de detalhamento deste trabalho.

3.4.1 Sistemas de Atuação e Transmissão

Os sistemas de atuação e transmissão, apesar de serem sistemas distintos, inerentemente atuam em conjunto e, desta forma, também serão abordados de forma conjunta, além de uma abordagem individual para cada um.

Se iniciando com o sistema de atuação, dados os requisitos para se replicar o movimento da junta do quadril, o conjunto motor-reductor escolhido, assim como obtido na matriz de decisão, é elétrico rotativo com redução planetária. O modelo mais aplicável para este problema é um conjunto motor-reductor da Maxon Motors Co. e tem suas especificações técnicas mostradas da Seção 4.1.

Uma vez definido o atuador, porém, é necessário se definir a sua forma de fixação no exoesqueleto de forma a poder se conectar ao sistema de transmissão para gerar o movimento final. Desta forma, projetou-se um mecanismo de encaixe e suporte para os atuadores do sistema. Eles consistem em encaixes radiais e axiais parafusados, que mantêm o atuador estável na posição horizontal, para posteriormente se conectar ao sistema de transmissão.

Os Desenhos CAD do conjunto Atuador-encaixes são mostrados na Fig. (3.5).

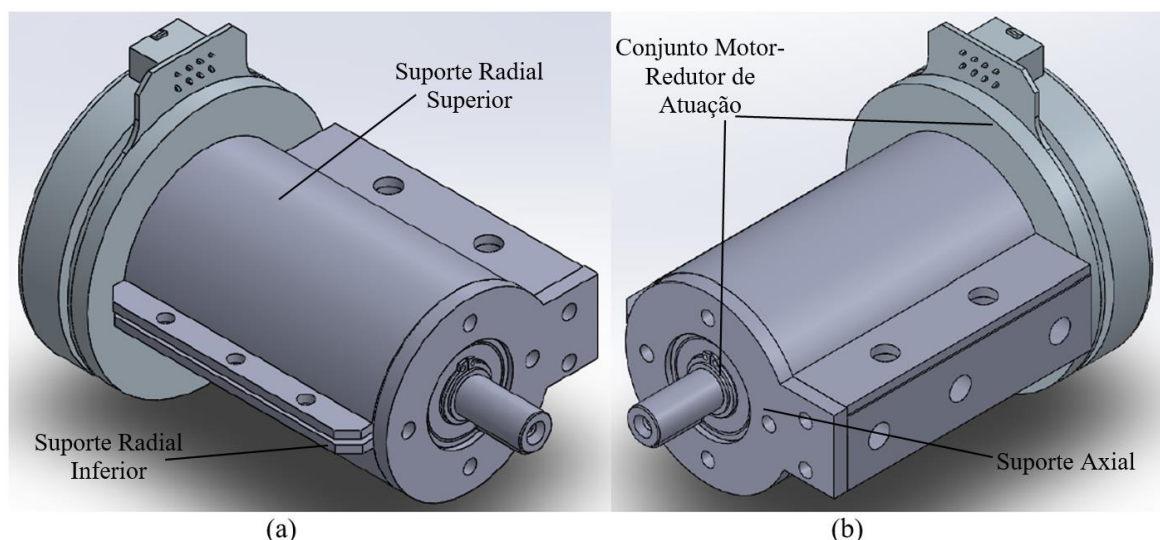


Figura 3.4: Modelos do conjunto atuador-suportes nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

Como definido pela sua matriz de decisão respectiva, o sistema de transmissão é baseado no uso de correias e polias dentadas, provendo boa transmissão dos esforços e excelente precisão. Além das polias e correias em si, o sistema de transmissão também deve prever o uso de um eixo de transmissão entre a

última polia e a perna antropomórfica do exoesqueleto, ou seja, a junta equivalente do quadril. Conectados a esse eixo, há também rolamentos para fixação e rotação do eixo, assim como uma chaveta no eixo. O projeto conceitual para este sistema é mostrado na Fig. (3.6).

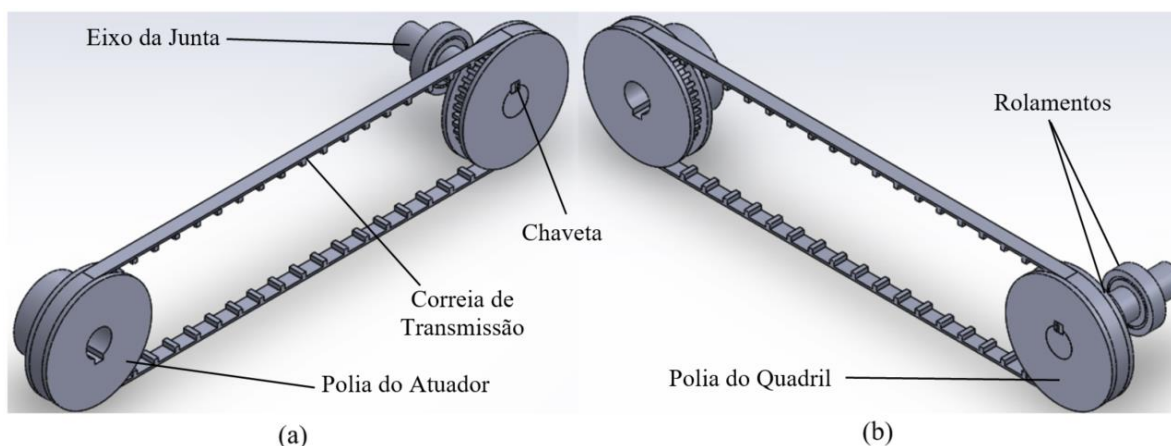


Figura 3.5: Modelos do sistema de transmissão nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

Com ambos sistemas definidos, tanto de atuação como transmissão, pode-se realizar a combinação dos dois para se obter o conjunto conceitual final de atuação-transmissão da nova Exosuit EMA. Tal conceito é mostrado na Fig. (3.7).

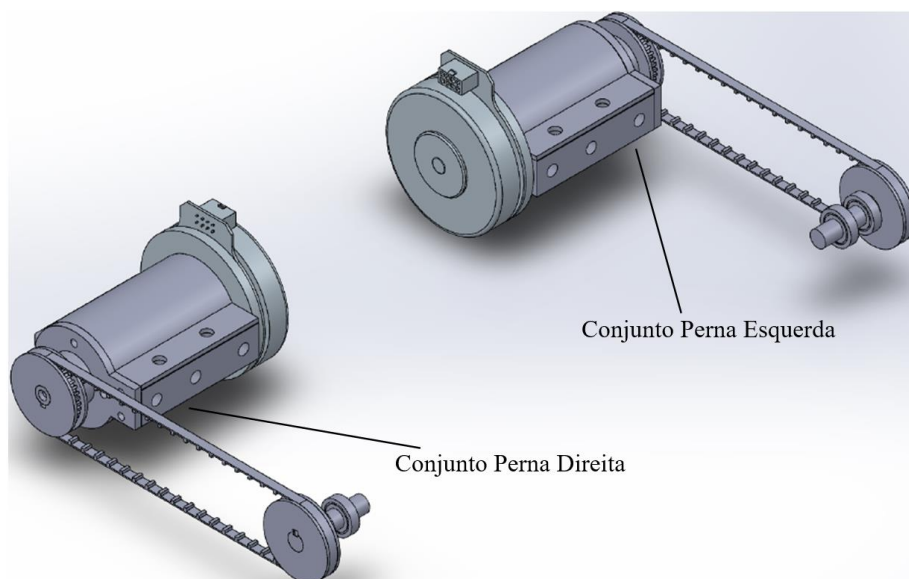


Figura 3.6: Projeto conceitual combinado dos sistemas de atuação e transmissão da nova Exosuit EMA.

3.4.2 Estruturas de Suporte do Torso e de Sustentação

Dada a efetividade apresentada pela estrutura de suporte do torso da Exosuit EMA original, optou-se por manter a mesma, mas com reforços estruturais no pontos de ligação entre os cintos e a estrutura

lombar. Desta forma, a concepção do suporte do torso da nova versão do exoesqueleto é mostrada na Fig. (3.8).

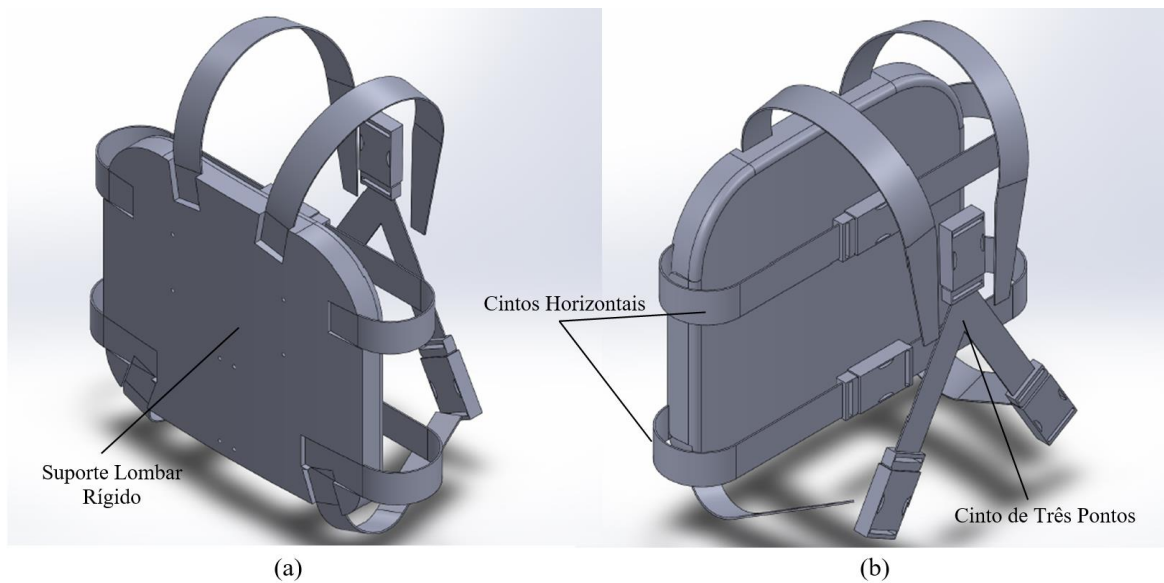


Figura 3.7: Estrutura de suporte do torso nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

Conceitualmente, a estrutura de sustentação, por sua vez, apresenta significativas mudanças quanto à sua versão antecessora. Com novos atuadores, completamente distintos dos anteriores, a zona de fixação do atuador foi movida exclusivamente para a barra central horizontal. Adicionalmente, a junta equivalente do quadril contará com mancais de rolamento interligando as estruturas do quadril e de cada perna. O modelo conceitual da estrutura de sustentação é mostrado na Fig. (3.9).

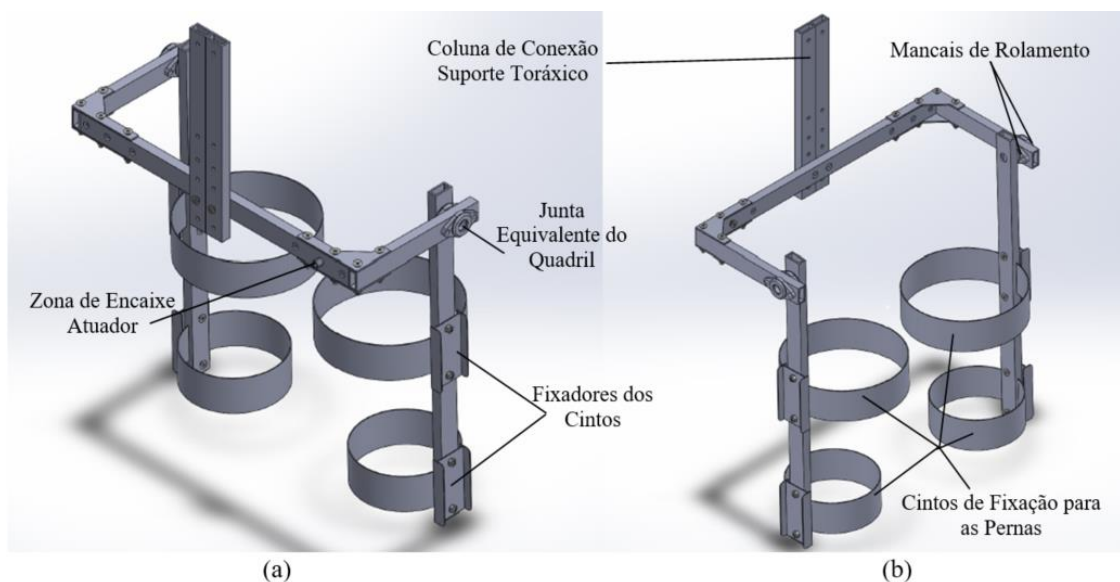


Figura 3.8: Estrutura de sustentação nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

Por fim, o modelo conceitual completo da nova EMA Exosuit é mostrado na Fig. (3.9).

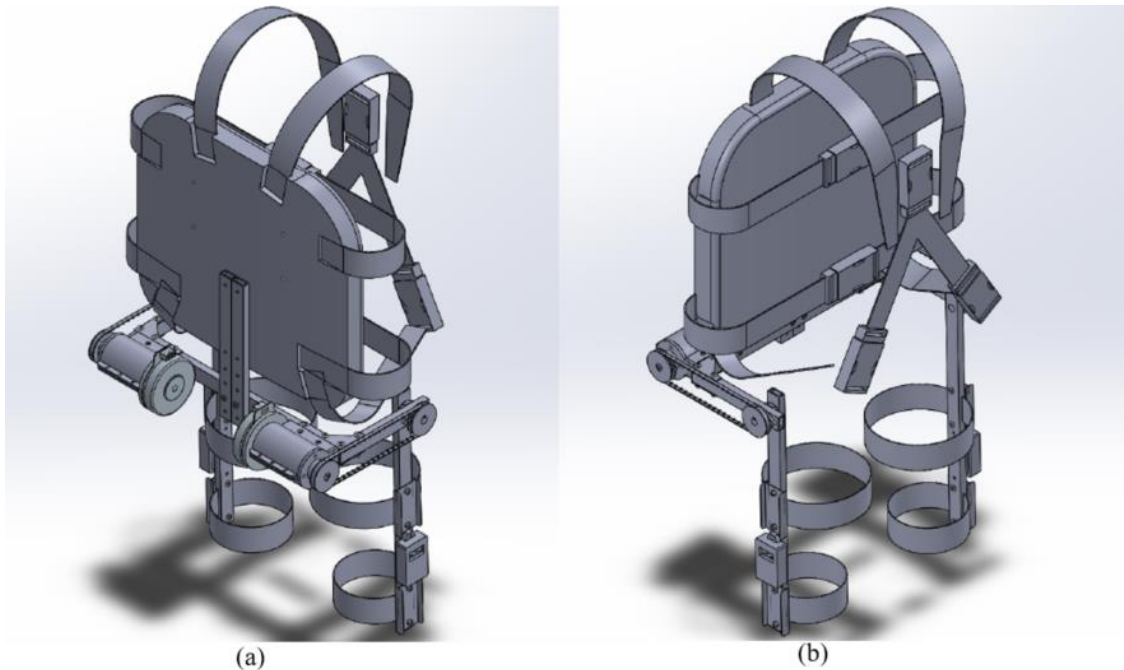


Figura 3.9: Modelo CAD do projeto conceitual da nova Exosuit EMA nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

Com o projeto conceitual definido a partir da escolha dos sistemas da Exosuit EMA, há de se determinar, de fato, quais configurações respectivas que trazem a segurança global desejada de projeto. Desta forma, cada sistema é, a priori, modelado no projeto de detalhamento para seguir a concepção individual do projeto conceitual. Porém, não é raro que a concepção de projeto se mostre inaplicável, sendo necessário mudar e elemento mecânico que traz resultados insatisfatórios. Tal tipo de situação pode levar a diferenças consideráveis entre projeto conceitual e projeto de detalhamento. Sendo assim, dado o projeto conceitual desenvolvido neste capítulo, segue no próximo capítulo o detalhamento do projeto mecânico dos elementos constituintes da nota Exosuit EMA.

4 PROJETO DE DETALHAMENTO

Este capítulo apresenta os métodos de modelagem utilizados no projeto mecânico.

4.1 INTRODUÇÃO

Visando um modelo de exoesqueleto capaz de realizar uma marcha em contexto de reabilitação, não é incorreto adotar uma simplificação dos esforços mecânicos realizados em um domínio tridimensional para apenas os esforços desenvolvidos no plano sagital. Tal consideração pode ser realizada principalmente quando a marcha é realizada em baixas velocidades, e não raro é utilizada para fins de análise cinemática (Robbi, 2018).

Há, porém, duas ressalvas para uma simplificação do tipo. Primeiramente, a Exosuit EMA possui o objetivo de se tornar um exoesqueleto modelo Neuroprótese Híbrida (HNP), com a atuação de FES nas cadeias musculares da perna. Esse estímulo, quando vinculado à ativação de músculos vizinhos aos músculos agonistas ao movimento sagital, pode levar à esforços fora do plano sagital. Adicionalmente, o exoesqueleto também deve ser aplicável para usuários hígidos que venham utilizar o modelo em, por exemplo, contexto de validação experimental.

Levando em conta as considerações levantadas no parágrafo anterior, logo, a estrutura mecânica da nova Exosuit EMA deve ser projetada para suportar os esforços de uma marcha hígida à velocidade de reabilitação, definida na Seção 3.2. Já os sistemas de atuação e transmissão devem ser projetados para proverem ao sistema as condições necessárias para a realização de uma marcha à velocidade de reabilitação, ou seja, aproximadamente 0.3 m/s.

O projeto mecânico global da Exosuit EMA pode ser dividido em três blocos principais:

- **Estrutura Mecânica:** Compreende os sistemas de suporte do torso e de sustentação, assim como o eixo de rotação do quadril, o qual pertence ao sistema de transmissão.
- **Sistemas de Atuação e Transmissão:** Engloba o motorreductor de atuação e os o conjunto de polias e correias para transmissão dos esforços da marcha.
- **Componentes Mecânicos Adicionais:** Agrupa os elementos mecânicos como rolamentos, chavetas e parafusos, responsáveis pela conexão dos elementos mecânicos dos dois grupos anteriores.

Vale a pena ressaltar que o todo o projeto mecânico foi modelado de forma analítica e resolvido como tal por meio de um código desenvolvido em linguagem MATLAB®. Tal código seguiu uma arquitetura de resolução que se aproxima de um algoritmo evolutivo de otimização que toma como base os fatores de segurança dos elementos mecânicos enquanto varia as seções transversais dos mesmos.

Com os elementos mecânicos dos três grupos definidos, pode-se, enfim, realizar a montagem do sistema global da nova Exosuit EMA, o qual será o modelo para os desenhos técnicos de fabricação do exoesqueleto.

4.2 ESTRUTURA MECÂNICA

O projeto mecânico deve ser capaz de deslocar o usuário à velocidade de marcha, por isso deve-se determinar as forças e torques de uma marcha padrão à essa velocidade. Há de se notar que, quando utilizado em usuários com paraplegia, estes normalmente não gerarão torques usuais de marcha, fora em caso de espasmos. Desta forma, o sistema pode ser modelado apenas se considerando os esforços de rotação no plano sagital, a ser aplicado pelo sistema de atuação, e as forças-peso dos componentes do exoesqueleto.

Contudo, quando utilizado com indivíduos hígidos, estes podem, conscientemente ou não, aplicar os esforços parciais ou totais de marcha hígida. Este tipo de situação poderia ocorrer quando, por exemplo, houver um tropeço involuntário do usuário ou também de forma controlada pelos pesquisadores para testar a integridade mecânica do exoesqueleto. Conseqüentemente, para este tipo de caso, é necessário que sejam considerados, além dos esforços usuais de uma marcha assistida, os torques e forças normais de marcha para um indivíduo hígido.

Por outro lado, espera-se que este tipo de situação crítica ocorra raramente, o que leva à duas modelagens possíveis para a estrutura mecânica:

- **Marcha Assistida (Padrão):** Envolve os esforços necessários para realização de uma marcha assistida. Mais visada para o projeto de prevenção à falha por fadiga mecânica dos componentes do exoesqueleto.
- **Situação Crítica em Marcha Hígida (Crítico):** Envolve os esforços resultantes da aplicação de forças e torques de uma marcha padrão na estrutura do exoesqueleto. Mais visada para o projeto de prevenção à falha estática.

Para o primeiro caso citado, há de se modelar o equilíbrio estático do sistema para todas as componentes fora as do plano sagital, o qual obedece à um equilíbrio dinâmico. As relações de equilíbrio de forças (translação) e torques (rotação) para este primeiro caso são dadas, então, por:

$$\Delta F_i = 0 \quad , \quad \forall \quad i = x, y, z \quad (1)$$

$$\begin{cases} \Delta M_i = 0 \\ \Delta M_x = (I_l + I_{exo}) \cdot \alpha \end{cases} \quad , \quad \forall \quad i = y, z \quad (2)$$

onde I_l e I_{exo} são os momentos de inércia da perna e do exoesqueleto, e α a aceleração angular da perna durante a marcha.

Já para o segundo caso citado, o sistema obedece à um equilíbrio estático em todos os planos, o que leva uma mudança na equação de equilíbrio do plano sagital:

$$\Delta M_x = 0 \quad (3)$$

Com as equações de equilíbrio do sistema definidas para os casos padrão e crítico de aplicação possíveis, há de se definir os torques e forças atuantes em cada situação.

Os torques normalizados atuando no quadril no plano sagital foram obtidos em Robbi (2018), como mostrado na Tab. (2.4). Os esforços nos planos frontal e transversal, entretanto, sendo indisponíveis no trabalho referenciado, podem ser aproximados a partir de uma redução proporcional baseada na comparação entre os torques no plano sagital encontrados em Winter (2009) e Robbi (2018). Consequentemente:

Tabela 4.1: Aproximação dos torques frontal e transversal para velocidade de reabilitação

Plano Anatômico	Torques Normalizados à $v_m = 1.6 \text{ m/s}$ [Nm/kg] *		Reduções Percentuais**		Torques Normalizados Aproximados à $v_m = 0.3 \text{ m/s}$ [Nm/kg]	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
Sagital	-1.03 ± 0.28	1.24 ± 0.27			-0.07	0.28
Frontal	-0.10 ± 0.05	1.22 ± 0.27	-94.6%	-81.5%	-0.01	0.28
Transversal	-0.21 ± 0.04	0.22 ± 0.06			-0.01	0.05

* Resultados retirados de Winter (2009)

** Estimados a partir dos resultados de Robbi (2018)

Os gráficos originais dos torques do quadril nos três planos anatômicos são mostrados na Fig. (4.1):

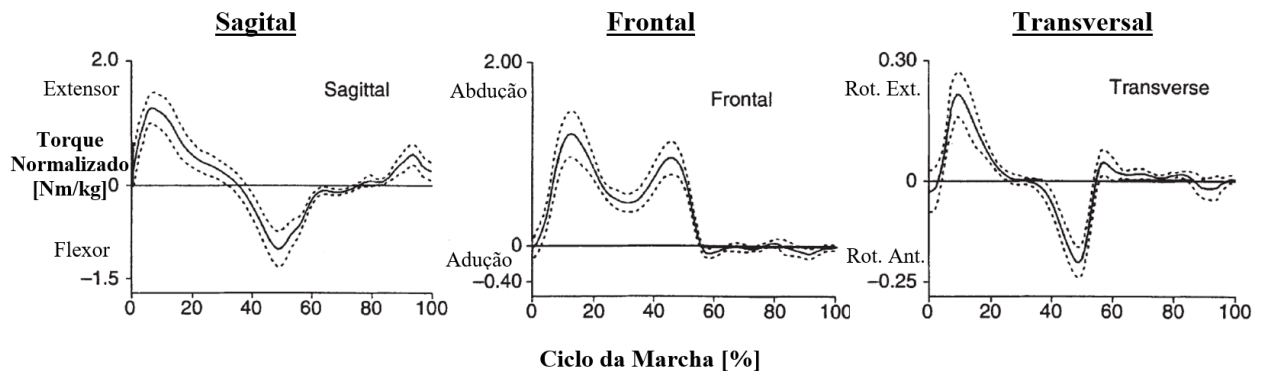


Figura 4.1: Torques normalizados do quadril dos três planos anatômicos para uma marcha com $v_m = 1.6 \text{ m/s}$ (Adaptado de Winter, 2009).

Sabendo que o peso crítico de usuário, definido na Seção 3.2, é de 100 kg, logo, para os torques máximos e mínimos efetivos em cada plano:

$$\left\{ \begin{array}{l} T_s^{min} = -7 \text{ Nm (Flexão)} \\ T_f^{min} = -1 \text{ Nm (Adução)} \\ T_t^{min} = -1 \text{ Nm (Rot. Ant.)} \end{array} \right. \quad \text{e} \quad \left\{ \begin{array}{l} T_s^{max} = 28 \text{ Nm (Extensão)} \\ T_f^{max} = 28 \text{ Nm (Abdução)} \\ T_t^{max} = 5 \text{ Nm (Rot. Ext.)} \end{array} \right. \quad , \quad \begin{array}{l} \text{Plano Sagital} \\ \text{Plano Frontal} \\ \text{Plano Transversal} \end{array}$$

O tipo e material da barra das diversas seções estruturais do exoesqueleto foram definidas de modo a obedecerem uma padronização entre si, para facilitar a compra dos materiais de fabricação e reduzir custos. O material almejado para o conjunto de barras estruturais foi uma liga de alumínio, material com resistência mecânica mediana, mas com baixo peso específico. Das ligas comerciais disponíveis, a que apresentava as melhores características mecânicas e físicas é a liga 6351 com tratamento térmico de envelhecimento e resfriamento artificial, classe T6, que foi retirada do catálogo AlumiCopper (2019). No entanto, a análise de projeto mostrou que nem todas as barras podem ser de alumínio. Os tubos retangulares da parte frontal do quadril (Seção V) e da coluna lombar (VI), por terem de suportar os esforços de ambas as pernas simultaneamente, deverão ser feitos de aço SAE 1045.

Diferentemente das outras seções estruturais deste projeto, o eixo equivalente da junta do quadril (Seção II) possui um perfil transversal circular maciço de Aço SAE 1045, retirado de Gerdau (2019). Outro componente estrutural com geometria distinta é do conector em L que fixa as barras sagital e frontal do quadril antropomórfico. Tendo de suportar as altas cargas das juntas parafusadas com uma espessura minimizada, o material selecionado para este componente é uma chapa lisa de aço Aço SAE 1045, também retirado de Gerdau (2019).

Os perfis transversais da barra vazada, do cilindro maciço e da chapa maciça são mostrados na Fig. (4.2).

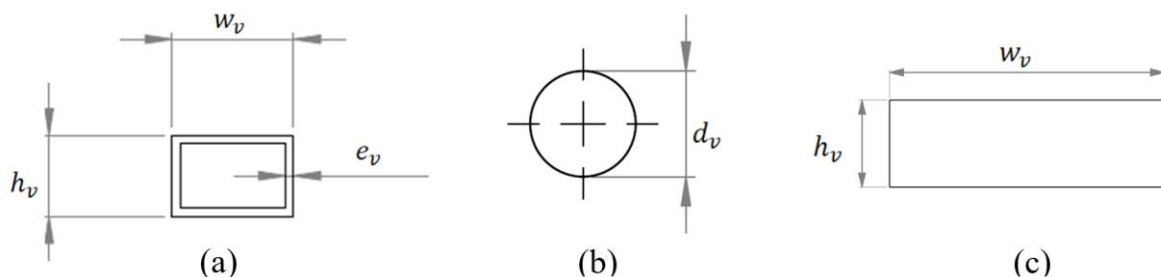


Figura 4.2: Seção transversal dos modelos de (a) Tubo retangular, (b) Cilindro maciço e (c) Chapa lisa

As dimensões da seção transversal das barras padrão de alumínio e aço foram definidas a partir de modelos comerciais facilmente encontrados no mercado nacional. As medidas padronizadas de cada modelo são mostradas na Tab. (4.3).

Vale a pena ressaltar que as dimensões básicas das barras retangulares vazadas são as mesmas para todas seções estruturais que utilizam esse tipo de elemento, porém, tendo em vista que a orientação dos esforços em relação à geometria da barra podem variar, suas características foram divididas individualmente para cada seção.

As propriedades dos materiais utilizados neste projeto são mostradas na Tab. (4.2), onde, além dos materiais citados anteriormente, há também a adição de uma liga Aço SAE 1020 para uso em chavetas.

Tabela 4.2: Características físicas e mecânicas dos materiais de projeto

Característica	Material		
	Alumínio 6351-T6*	Aço SAE 1045 **	Aço SAE 1020 **
Peso Específico ρ [kg/m ³]	$2.71 \cdot 10^3$	$7.87 \cdot 10^3$	$7.87 \cdot 10^3$
Módulo de Elasticidade E [GPa]	70.0	200.0	200.0
Módulo de Rigidez G [GPa]	26.5	80.0	80.0
Coeficiente de Poisson ν	0.32	0.25	0.25
Tensão de Escoamento S_{ye} [MPa]	255	312	210
Tensão Limite de Resistência S_{ut} [MPa]	290	565	380
Dureza Brinell	95	163	111

*AlumiCopper (2019)

**Gerdau (2019)

As características geométricas e dimensionais para os diferentes tipos de seção transversal, a se começar pela sua área, são:

$$A_v = \begin{cases} 2e_v(w_v + h_v) & , \text{ Tubo Retangular} \\ \frac{\pi d_v^2}{4} & , \text{ Cilindro Maciço} \\ w_v \cdot h_v & , \text{ Chapa Retangular} \end{cases} \quad (4)$$

onde e_v , h_v e w_v correspondem à espessura de chapa, largura e altura da seção transversal dos modelos de tubo retangular de alumínio e de chapa de aço. Já d_v representa o diâmetro do eixo de aço (Seção II).

Para os momentos planares de inércia nos planos yz e xz , retirados de PROTEC (1978):

$$\begin{cases} \left\{ \begin{aligned} I_v^{yz} &= \frac{(w_v h_v^3 - (w_v - 2e_v)(h_v - 2e_v)^3)}{12} \\ I_v^{xy} &= \frac{(h_v w_v^3 - (h_v - 2e_v)(w_v - 2e_v)^3)}{12} \end{aligned} \right. & , \text{ Tubo Retangular} \\ I_v^{yz} = I_v^{xy} = \frac{\pi d_v^4}{64} & , \text{ Cilindro Maciço} \\ \left\{ \begin{aligned} I_v^{yz} &= \frac{w_v h_v^3}{12} \\ I_v^{xy} &= \frac{h_v w_v^3}{12} \end{aligned} \right. & , \text{ Chapa Retangular} \end{cases} \quad (5)$$

O momento de inércia polar, como definido em Norton (2011), é:

$$J_v = \begin{cases} \frac{2e_v^2(w_v - e_v)^2(h_v - e_v)^2}{w_v e_v + h_v e_v - 2e_v^2} & , \text{ Tubo Retangular} \\ \frac{\pi d_v^4}{8} & , \text{ Cilindro Maciço} \\ h_v w_v^3 \left(\frac{1}{3} - \frac{0.21w_v}{h_v} \left(1 - \frac{w_v^4}{12h_v^4} \right) \right) & , \text{ Chapa Retangular} \end{cases} \quad (6)$$

Já os momentos de área nos planos yz e xz , como em Budynas & Nisbett (2013), são dados por:

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_v^{yz} = \frac{(w_v h_v^2 - (w_v - 2e_v)(h_v - 2e_v)^2)}{8} \\ Q_v^{xy} = \frac{(h_v w_v^2 - (h_v - 2e_v)(w_v - 2e_v)^2)}{8} \end{array} \right. , \quad \text{Tubo Retangular}$$

$$Q_v^{yz} = Q_v^{xy} = \frac{d_v^3}{12} , \quad \text{Cilindro Maciço} \quad (7)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_v^{yz} = \frac{w_v h_v^2}{8} \\ Q_v^{xy} = \frac{h_v w_v^2}{8} \end{array} \right. , \quad \text{Chapa Retangular}$$

Para a geometria definida, o módulo de torsão, adaptado de Norton (2011), é:

$$K_v = \left\{ \begin{array}{l} 2e_v(w_v - e_v)(h_v - e_v) , \quad \text{Tubo Retangular} \\ \frac{\pi d_v^3}{16} , \quad \text{Cilindro Maciço} \\ \frac{h_v^2 w_v^2}{3h_v + 1.8w_v} , \quad \text{Chapa Retangular} \end{array} \right. \quad (8)$$

Adicionalmente, a massa e força peso de cada uma das seções estruturais podem ser definidas como:

$$m_v^i = \rho^i \cdot l_v^i A_v^i , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (9)$$

$$P_v^i = m_v^i \cdot g , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (10)$$

As características geométricas e dimensionais relacionadas a cada um dos tipos de perfil estrutural utilizados podem ser encontrados na Tab. (4.3).

Tabela 4.3: Características dimensionais e geométricas para o perfis estruturais

Características Dimensionais e Geométricas	Perfil Estrutural		
	Tubo Retangular	Cilindro Maciço	Chapa Retangular
Modelo	PTR-032	Genérico	Genérico
Características Básicas (Altura, Largura, Espessura) [mm]	h_v 38.1	d_v 15	h_v / e_v 10
	w_v 19.1		w_v 19.1
	e_v 3.2		
Área A_v [mm ²]	362.3	176.7	190.5
Momentos de Inércia Planares [mm ⁴]	I_v^{yz} 5.39 · 10 ⁴	0.25 · 10 ⁴	0.16 · 10 ⁴
	I_v^{xy} 1.65 · 10 ⁴		0.58 · 10 ⁴
Momento de Inércia Polar J_v [mm ⁴]	3.83 · 10 ⁴	1.98 · 10 ⁴	2.57 · 10 ⁴
Momentos de Área [mm ³]	Q_v^{yz} 1.09 · 10 ³	0.28 · 10 ³	0.24 · 10 ³
	Q_v^{xy} 1.85 · 10 ³		0.46 · 10 ³
Módulo de Torsão K_v [mm ³]	3.52 · 10 ³	0.66 · 10 ³	0.56 · 10 ³

Além das considerações de caso crítico definidas anteriormente, foram definidos também os fatores de segurança mínimos para as modelagens de prevenção para falha estática e à fadiga. Para a prevenção

por falha estática, há de se utilizar um fator de segurança levemente maior do um projeto enxuto. Tal fato advém das reduções na seção transversal nos elementos mecânicos devido aos furos de encaixe das juntas parafusadas, que funcionam como concentradores de tensão que não são levados em conta diretamente no projeto estático. Desta forma, pode-se alocar uma margem maior do fator de segurança mínimo para o projeto estático, dado por:

$$FS_{stat, strut}^{min} = 1.20$$

Já para o projeto a prevenção da falha por fadiga, mesmo o caso de marcha padrão se configura em uma situação de fadiga de baixo ciclo, ou seja, o projeto não deve alcançar 10^6 ciclos em sua vida útil. Este tipo de fadiga usualmente é tratado a partir da aplicação de fatores de segurança mais conservadores (> 2.0) em uma modelagem estática. Porém, neste trabalho há o interesse de se realizar a modelagem de fadiga para alto ciclo, mesmo que desnecessária. Conseqüentemente, pode-se utilizar um fator de segurança menos conservador do que o do caso estático, dado por:

$$FS_{fat, strut}^{min} = 1.02$$

As deformações normais, inclinações angulares e deflexões planares máximas permitidas para o projeto de rigidez do sistema foram definidas como sendo:

$$\begin{cases} \delta^{max} = 0.5 \text{ mm} \\ \gamma^{max} = 2.5 \text{ mm} \\ \phi^{max} = 2^\circ \end{cases}$$

Para facilitar o entendimento para cada sistema, foi elaborado um modelo representativo com a estrutura mecânica do exoesqueleto, sendo mostrado na Fig. (4.3).

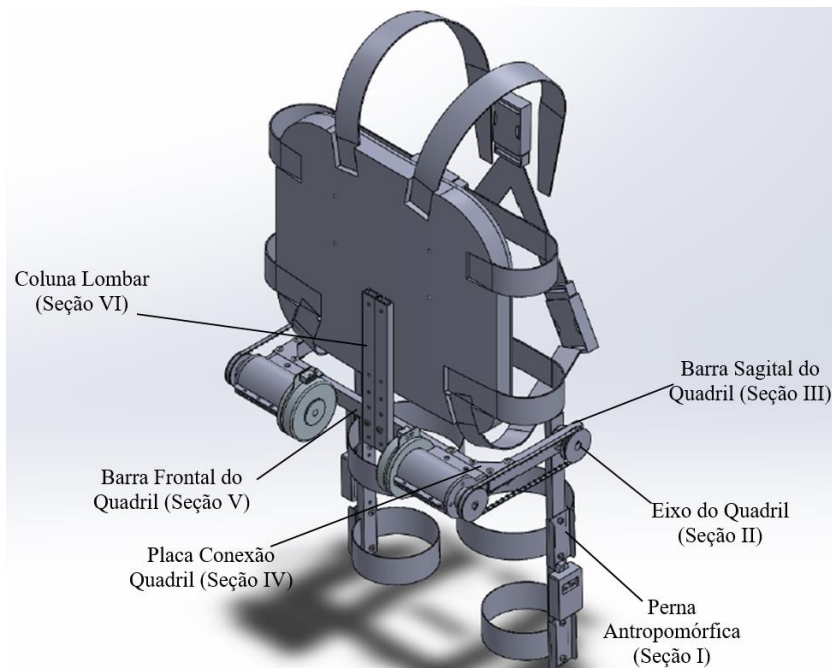


Figura 4.3: Sistemas e componentes do projeto estrutural da Exosuit EMA

4.2.1 Estrutura da Perna (Seção I)

➤ Modelagem do Sistema

Para o projeto mecânico da estrutura do exoesqueleto com a seção da perna, gerou-se os diagramas de corpo livre tridimensionais para ambos os casos modelados, crítico em marcha hígida e padrão em marcha não-hígida. Os diagramas são mostrados na Fig. (4.4):

Um comentário pertinente quanto à Fig. (4.3.a) é o quadrado pontilhado, que representa uma ampliação no ponto de conexão da perna antropomórfica no eixo. A função desta ampliação é mostrar os torques de reação do usuário sobre a estrutura do exoesqueleto. Estes estão no sistema de coordenadas relativo, rotacionando juntamente da perna, e não no sistema de coordenadas absolutas XYZ.

Para ambos casos, a força peso de cada perna individual é dada por $P_l = m_l \cdot g = 157.9 N$. Adicionalmente, o peso total da perna foi dividido ponderadamente entre as duas alças de fixação com a perna, sendo dois terços aplicados na metade superior da coxa e um terço na sua metade inferior.

O comprimento L_{ul} de cada perna individual foi mostrado na Tab. (3.5), e a distância w_l de cada seção do centro de simetria da perna foi definida empiricamente a partir de medidas de um usuário padrão:

$$l_v^I = L_{ul} = 465 \text{ mm} \quad ; \quad \begin{cases} w_l^{inf} = 75 \text{ mm} \\ w_l^{sup} = 100 \text{ mm} \end{cases}$$

A partir da equação (9), a massa de cada barra antropomórfica individual pode ser definida como:

$$m^I = 0.457 \text{ kg}$$

As características básicas da seção transversal do modelo padrão de barra são constantes, conseqüentemente, para qualquer seção, exceto para o eixo antropomórfico do quadril e do conector em L do quadril:

$$e_v^i = e_v \quad ; \quad A_v^i = A_v \quad ; \quad J_v^i = J_v \quad ; \quad K_v^i = K_v \quad , \quad \forall \quad i = I, III, \dots$$

O mesmo, porém, não pode ser dito sobre as outras características oriundas de geometria para este caso de uma barra retangular, já que as solicitações podem ocorrer em vários planos. Necessitando-se, assim, a definição destas características individualmente para cada seção. Logo, para a Seção I:

$$h_v^I = h_v \quad ; \quad w_v^I = w_v \quad ; \quad I_v^{I,yz} = I_v^{yz} \quad ; \quad I_v^{I,xy} = I_v^{xy} \quad ; \quad Q_v^{I,yz} = Q_v^{yz} \quad ; \quad Q_v^{I,xy} = Q_v^{xy}$$

Para a modelagem do sistema em caso crítico de marcha não-hígida, especificamente, houve de se determinar as forças equivalentes responsáveis pelos torques da junta de um quadril hígido. Assim:

$$\begin{cases} P_s^{eq} = \frac{9}{4} \cdot \frac{T_s}{l_v} \\ P_f^{eq} = \frac{9}{4} \cdot \frac{T_f}{l_v} \\ P_t^{eq} = \frac{2 T_t}{h_v} \end{cases} \quad (11)$$

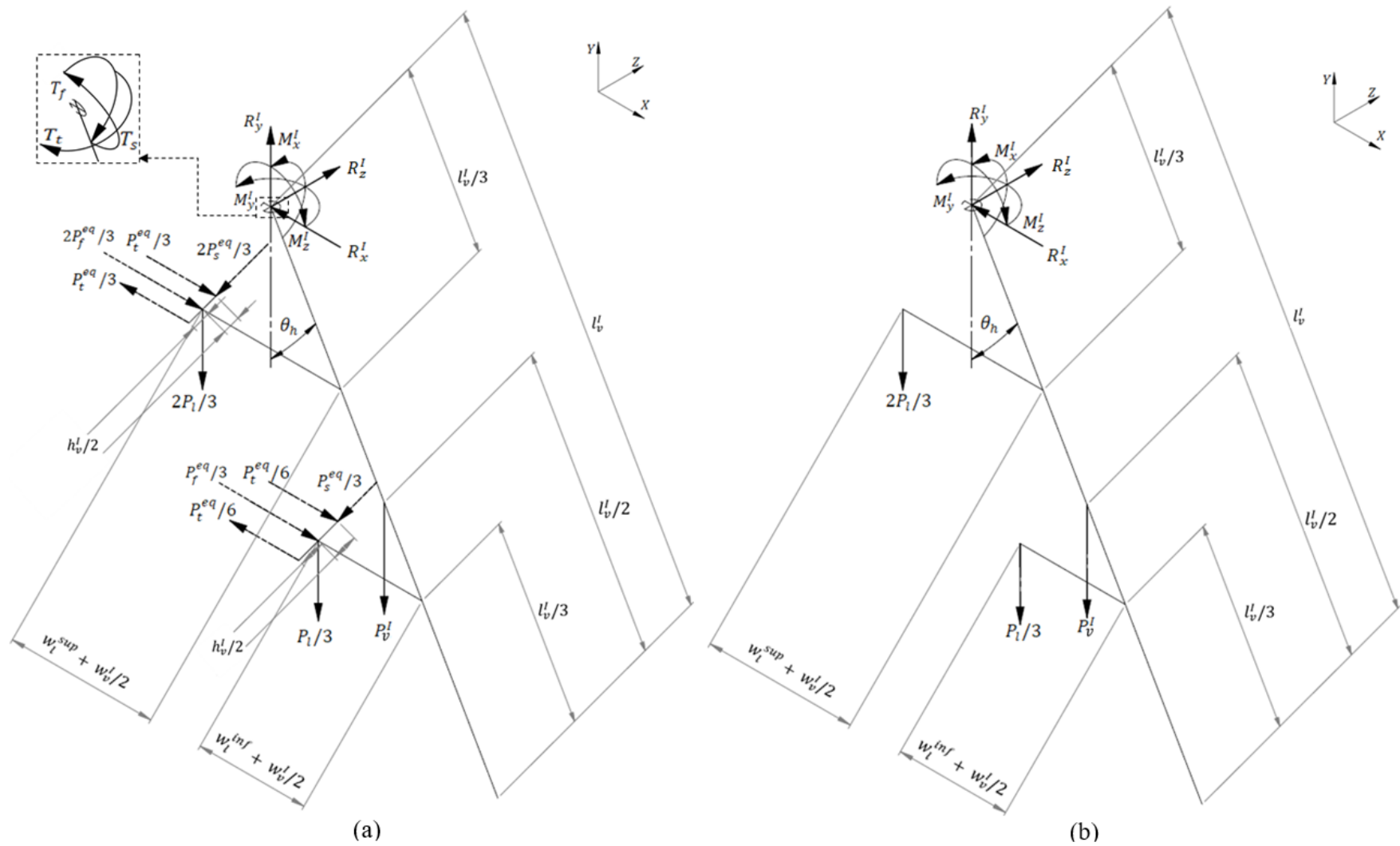


Figura 4.4: DCLs da estrutura da perna antropomórfica (Seção I) do exoesqueleto para o movimento de flexão do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão (representação para $\theta_h > 0$).

Conseqüentemente, a partir da solução das equações de equilíbrio para cada caso de solicitação, as forças de reação encontradas para a Seção I são dadas, respectivamente, por:

$$\begin{cases} R_x^I = P_t^{eq} \\ R_y^I = P_l + P_v^I + P_s^{eq} \cdot \text{sen}(\theta_h) \\ R_z^I = P_s^{eq} \cdot \text{cos}(\theta_h) \end{cases} \quad - \text{Caso Crítico} \quad (12)$$

$$\begin{cases} R_x^I = 0 \\ R_y^I = P_l + P_v^I \\ R_z^I = 0 \end{cases} \quad - \text{Caso Padrão} \quad (13)$$

E para os momentos de força:

$$\begin{cases} M_x^I = T_s + \text{sen}(\theta_h) \cdot \left(\frac{4P_l^I}{9} + \frac{P_v^I}{2} \right) \\ M_y^I = T_f \text{sen}(\theta_h) + T_t \text{cos}(\theta_h) + \frac{P_s^{eq} \text{cos}(\theta_h)}{3} \left(2w_l^{sup} + w_l^{inf} + \frac{3}{2}w_v^I \right) \\ M_z^I = T_f \text{cos}(\theta_h) - T_t \text{sen}(\theta_h) + -\frac{P_s^{eq} \text{sen}(\theta_h) + P_l}{3} \left(2w_l^{sup} + w_l^{inf} + \frac{3}{2}w_v^I \right) \end{cases} \quad - \text{Caso Crítico} \quad (14)$$

$$\begin{cases} M_x^I = T_s \\ M_y^I = 0 \\ M_z^I = \frac{P_l}{3} \left(2w_l^{sup} + w_l^{inf} + \frac{3}{2}w_v^I \right) \end{cases} \quad - \text{Caso Padrão} \quad (15)$$

Na modelagem do problema para qualquer momento da marcha, θ_h foi calculado para todos os ângulos do alcance $\Delta\theta_h$, e o valor de cada foi obtido para os cálculos de resistência estrutural no pior caso possível, que seria a combinação de todos os valores máximos.

Vale ressaltar que, em uma marcha normal, essa situação não ocorreria naturalmente, já que os torques máximos da junta do quadril acontecem em momentos distintos, assim como suas forças equivalentes. Porém, para fins de segurança, o sistema foi projetado para o caso de um pior cenário possível. Os resultados desta primeira parte da Seção I são mostrados na Tab. (4.4):

Tabela 4.4: Reações mecânicas da perna antropomórfica (Seção I)

	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Força [N]	$R_x^{I,min} = -4.5$	$R_x^{I,max} = 131.6$	$R_x^{I,min} = 0.0$	$R_x^{I,max} = 0.0$
	$R_y^{I,min} = 157.5$	$R_y^{I,max} = 197.5$	$R_y^{I,min} = 162.4$	$R_y^{I,max} = 162.4$
	$R_z^{I,min} = -32.8$	$R_z^{I,max} = 131.2$	$R_z^{I,min} = 0.0$	$R_z^{I,max} = 0.0$
Momento de Força [Nm]	$M_x^{I,min} = -15.7$	$M_x^{I,max} = 36.5$	$M_x^{I,min} = -7.0$	$M_x^{I,max} = 28.0$
	$M_y^{I,min} = -7.7$	$M_y^{I,max} = 3.1$	$M_y^{I,min} = 0.0$	$M_y^{I,max} = 0.0$
	$M_z^{I,min} = 14.3$	$M_z^{I,max} = 43.3$	$M_z^{I,min} = -15.2$	$M_z^{I,max} = 15.2$

➤ **Projeto à Falha Estática**

A modelagem do sistema para a prevenção à uma falha estática se inicia com a determinação das forças e momentos definidos em cada um dos planos anatômicos da estrutura. Como as reações do sistema foram definidas separadamente para os dois casos analisados, mas apresentando as mesmas variáveis, as equações a seguir são aplicáveis para ambas situações. Há de se ressaltar que, diferentemente das reações do sistema, que foram definidas no sistema de coordenadas absolutas XYZ, os esforços internos da perna antropomórfica foram definidos de acordo com o plano anatômico mais próximo, já que esta seção sofre rotação no intervalo angular $\Delta\theta_h$. As notações exatas para todos os símbolos podem ser encontradas na lista de símbolos, nas páginas X-XIII. Se iniciando com as forças normais atuantes no sistema:

$$\begin{cases} P_{s,n}^I = 0 \\ P_{f,n}^I = 0 \\ P_{t,n}^I = R_y^I \cos(\theta_h) - R_z^I \sin(\theta_h) \end{cases} \quad (16)$$

E para as forças cisalhantes as quais a estrutura está submetida, o ponto crítico da barra é exatamente no seu início, o ponto de intersecção com o eixo, ou seja:

$$\begin{cases} P_{s,c}^I = R_y^I \sin(\theta_h) + R_z^I \cos(\theta_h) \\ P_{f,c}^I = R_x^I \\ P_{t,c}^I = 0 \end{cases} \quad (17)$$

Já para os momentos fletores e torsões atuantes na estrutura, também calculados na base da barra:

$$\begin{cases} M_s^I = M_x^I \\ M_f^I = M_z^I \cos(\theta_h) - M_y^I \sin(\theta_h) \\ M_t^I = M_z^I \sin(\theta_h) + M_y^I \cos(\theta_h) \end{cases} \quad (18)$$

Munido dos valores dos esforços internos do sistema nos planos anatômicos, pode-se gerar os gráficos de esforços cortantes e momentos fletores para assegurar a correta modelagem mecânica do problema. Os diagramas de esforços cortantes são mostrados na Fig. (4.5):

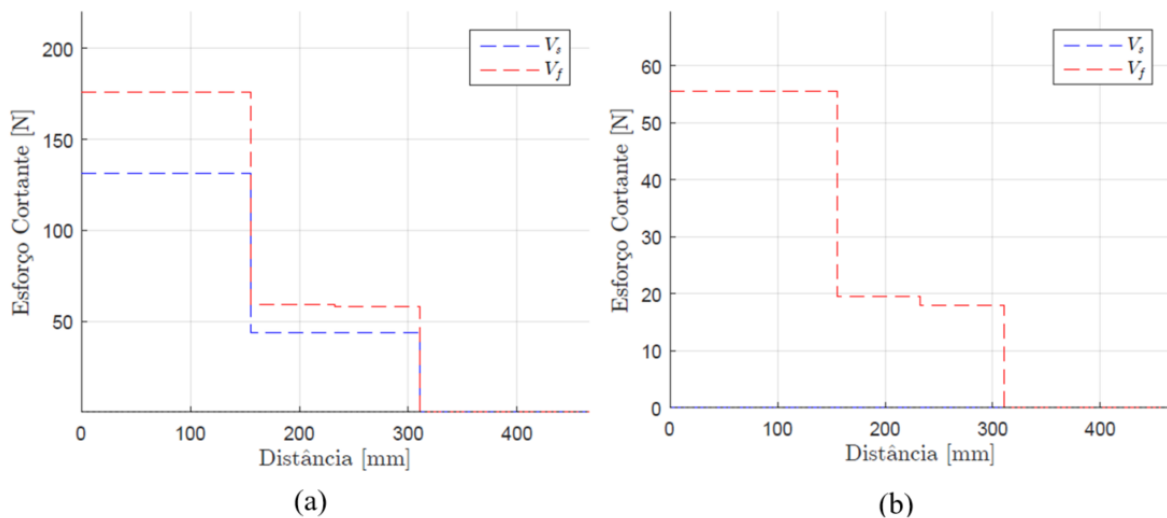


Figura 4.5: Diagramas de esforços cortantes da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Da mesma forma, os diagramas dos momentos fletores parciais em cada plano e o momento fletor total são mostrados na Fig. (4.6).

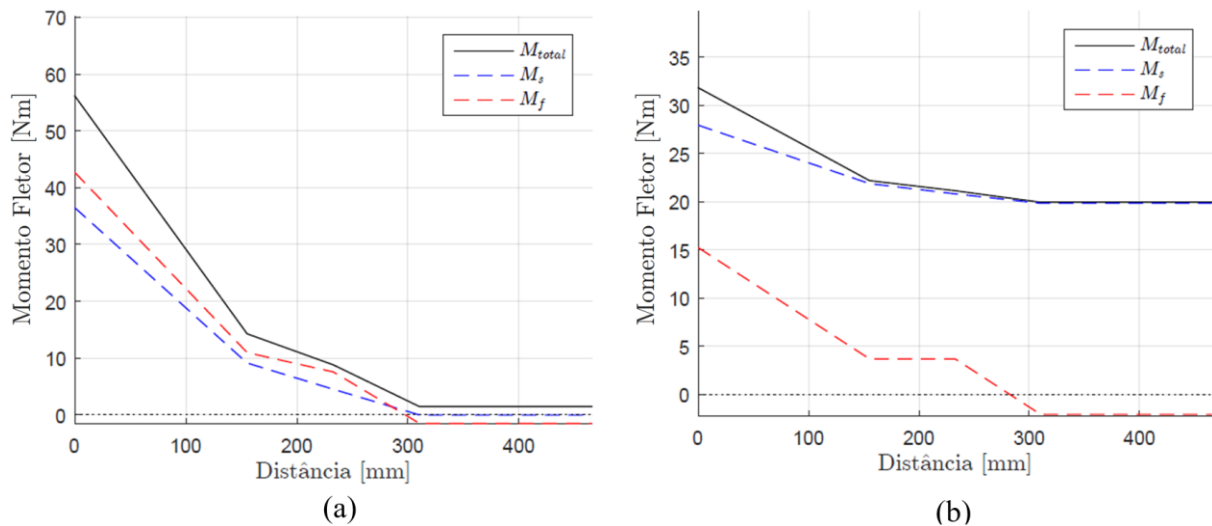


Figura 4.6: Diagramas de momentos fletores da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Ressalte-se que, enquanto os pequenos deslocamentos do valor nulo nos momentos frontais presentes em ambas subfiguras (4.6.a) e (4.6.b) são oriundos das simplificações adotadas, enquanto o grande deslocamento do momento sagital na Fig. (4.6.b) advém da aceleração angular da perna descontado o torque de equilíbrio estático. Os resultados dos esforços internos nos planos anatômicos são mostrados na Tab. (4.5).

Tabela 4.5: Esforços internos na perna antropomórfica (Seção I)

Plano Anatômico	Esforço Interno	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Sagital	Força Normal	$P_{s,n}^{l,min} = 0.0$	$P_{s,n}^{l,max} = 0.0$	$P_{s,n}^{l,min} = 0.0$	$P_{s,n}^{l,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{s,c}^{l,min} = -75.7$	$P_{s,c}^{l,max} = 176.1$	$P_{s,c}^{l,min} = -42.0$	$P_{s,c}^{l,max} = 55.6$
	Momento Fletor	$M_s^{l,min} = -15.7$	$M_s^{l,max} = 36.5$	$M_s^{l,min} = -7.0$	$M_s^{l,max} = 28.0$
Frontal	Força Normal	$P_{f,n}^{l,min} = 0.0$	$P_{f,n}^{l,max} = 0.0$	$P_{f,n}^{l,min} = 0.0$	$P_{f,n}^{l,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{f,c}^{l,min} = -4.5$	$P_{f,c}^{l,max} = 131.6$	$P_{f,c}^{l,min} = 0.0$	$P_{f,c}^{l,max} = 0.0$
	Momento Fletor	$M_f^{l,min} = 13.3$	$M_f^{l,max} = 42.7$	$M_f^{l,min} = 14.3$	$M_f^{l,max} = 15.2$
Transversal	Força Normal	$P_{t,n}^{l,min} = 152.6$	$P_{t,n}^{l,max} = 162.4$	$P_{t,n}^{l,min} = 152.6$	$P_{t,n}^{l,max} = 162.4$
	Força Cisalhante	$P_{t,c}^{l,min} = 0.0$	$P_{t,c}^{l,max} = 0.0$	$P_{t,c}^{l,min} = 0.0$	$P_{t,c}^{l,max} = 0.0$
	Momento Torsor	$M_t^{l,min} = -10.7$	$M_t^{l,max} = 8.0$	$M_t^{l,min} = -3.9$	$M_t^{l,max} = 5.2$

As tensões normais, de flexão e de torção também podem ser divididas para cada um dos planos anatômicos. Conseqüentemente, se iniciando com o plano sagital:

$$\begin{cases} \sigma_{s,n}^I = 0 \\ \sigma_{s,b}^I = \frac{M_s^I \cdot h_v^I}{2 I_v^{I,yz}} \\ \tau_{s,c}^I = \frac{P_{f,c}^I \cdot Q_v^{I,xy}}{I_v^{I,yz} \cdot w_v^I} \end{cases} \quad (19)$$

De forma análoga, para o plano frontal:

$$\begin{cases} \sigma_{f,n}^I = 0 \\ \sigma_{f,b}^I = \frac{M_f^I \cdot w_v^I}{2 I_v^{I,xz}} \\ \tau_{f,c}^I = \frac{P_{s,c}^I \cdot Q_v^{I,yz}}{I_v^{I,xy} \cdot h_v^I} \end{cases} \quad (20)$$

E para o plano transversal:

$$\begin{cases} \sigma_{t,n}^I = \frac{P_{s,n}^I}{A_v^I} \\ \sigma_{t,b}^I = 0 \\ \tau_{t,c}^I = \frac{M_t^I}{K_v^I} \end{cases} \quad (21)$$

Conseqüentemente, as tensões nos planos anatômicos são mostradas na Tab. (4.6):

Tabela 4.6: Tensões máximas nos planos anatômicos (Seção I)

Plano Anatômico	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
Sagital	Axial $\sigma_{s,n}^I$	Total	0.00		0.00	
	Flexão $\sigma_{s,b}^I$	Normal	12.90	12.90	9.90	9.90
	Cisalhamento $\tau_{s,c}^I$		0.24		0.00	
Frontal	Axial $\sigma_{f,n}^I$	Total	0.00		0.00	
	Flexão $\sigma_{f,b}^I$	Normal	24.62	24.62	8.78	8.78
	Cisalhamento $\tau_{f,c}^I$		0.30		0.10	
Transversal	Axial $\sigma_{t,n}^I$	Total	0.45		0.45	
	Flexão $\sigma_{t,b}^I$	Normal	0.00	0.45	0.00	0.00
	Cisalhamento $\tau_{t,c}^I$		3.05		1.48	

Com as tensões em plano, pode-se perceber que este é um problema de carregamentos combinados. Deve-se, então, determinar as tensões principais do sistema. As tensões principais normais σ_1 , σ_2 e σ_3 para cada seção do sistema podem ser definidas como sendo as raízes do polinômio característico da determinante do tensor de tensões, este dado por:

$$\sigma^{i3} - Inv_3^i \sigma^{i2} - Inv_2^i \sigma^i - Inv_1^i = 0 \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (22)$$

Onde os coeficientes Inv_1, Inv_2 e Inv_3 são os invariantes do tensor de tensões, dados respectivamente e de forma generalizada por:

$$Inv_1^i = (\sigma_{j,n}^i + \sigma_{j,b}^i)(\sigma_{k,n}^i + \sigma_{k,b}^i)(\sigma_{l,n}^i + \sigma_{l,b}^i) + 2\tau_{j,c}^i \tau_{k,c}^i \tau_{l,c}^i - (\sigma_{j,n}^i + \sigma_{j,b}^i)(\tau_{j,c}^i)^2 - (\sigma_{k,n}^i + \sigma_{k,b}^i)(\tau_{k,c}^i)^2 - (\sigma_{l,n}^i + \sigma_{l,b}^i)(\tau_{l,c}^i)^2 \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad \& \quad j, k, l = \{s, f, t \mid xy, xz, yz\} \quad (23)$$

$$Inv_2^i = (\tau_{j,c}^i)^2 + (\tau_{k,c}^i)^2 + (\tau_{l,c}^i)^2 - (\sigma_{j,n}^i + \sigma_{j,b}^i)(\sigma_{k,n}^i + \sigma_{k,b}^i) - (\sigma_{j,n}^i + \sigma_{j,b}^i)(\sigma_{l,n}^i + \sigma_{l,b}^i) - (\sigma_{k,n}^i + \sigma_{k,b}^i)(\sigma_{l,n}^i + \sigma_{l,b}^i) \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad \& \quad j, k, l = \{s, f, t \mid xy, xz, yz\} \quad (24)$$

$$Inv_3^i = (\sigma_{j,n}^i + \sigma_{j,b}^i) + (\sigma_{k,n}^i + \sigma_{k,b}^i) + (\sigma_{l,n}^i + \sigma_{l,b}^i) \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad \& \quad j, k, l = \{s, f, t \mid xy, xz, yz\} \quad (25)$$

Como as tensões principais, sendo raízes de um polinômio, não apresentam uma forma ordenada imutável, pode-se defini-las em ordem decrescente, ou seja, com: $\sigma_1^i > \sigma_2^i > \sigma_3^i \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots$

Com as tensões principais normais definidas, as tensões principais de cisalhamento são dadas por:

$$\begin{cases} \tau_{13}^i = \frac{|\sigma_1^i - \sigma_3^i|}{2} \\ \tau_{21}^i = \frac{|\sigma_2^i - \sigma_1^i|}{2} \\ \tau_{32}^i = \frac{|\sigma_3^i - \sigma_2^i|}{2} \end{cases} \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (26)$$

Tendo todas as tensões normais e de cisalhamento principais definidas para ambos os casos modelados, pode-se gerar os diagramas de Mohr para o estado triaxial de tensões respectivo. Desta forma, as tensões principais são mostradas na Tab. (4.7) e os diagramas de Mohr na Fig. (4.7).

Tabela 4.7: Tensões principais atuantes na perna antropomórfica (Seção I)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^I	25.37	10.93
σ_2^I	12.16	7.76
σ_3^I	0.44	0.45
τ_{13}^I	12.47	5.24
τ_{21}^I	6.61	1.58
τ_{32}^I	5.86	3.66

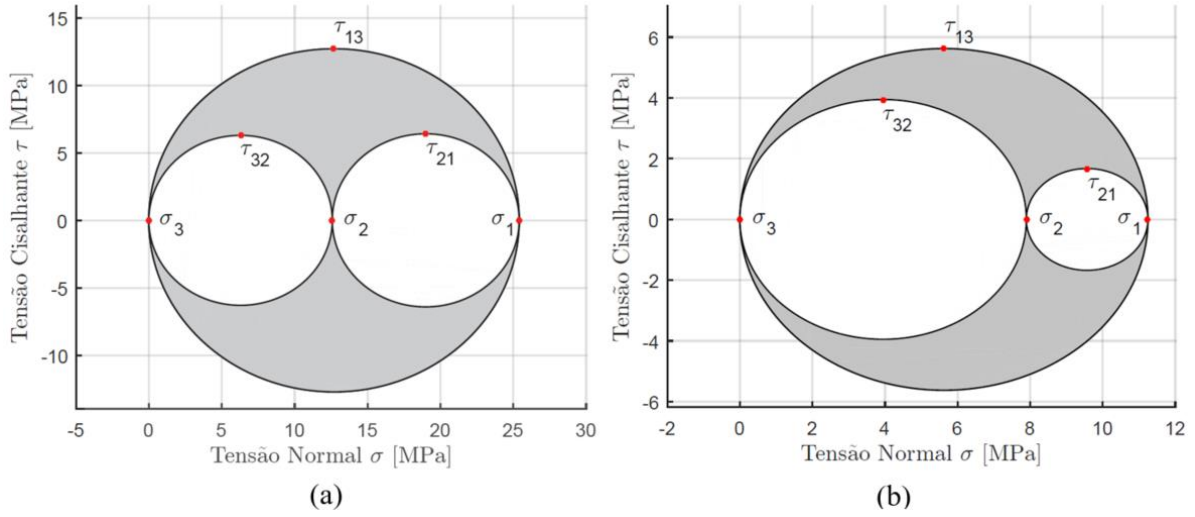


Figura 4.7: Diagramas de Mohr da Seção I para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Com as tensões principais calculadas, pode-se definir as tensões específicas para cada critério de falha estática e o seu respectivo fator de segurança associado. Se iniciando com o critério de máxima tensão de cisalhamento, também conhecido como critério de Tresca:

$$\tau_{Tresca}^i = \tau_{13}^i \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (27)$$

$$FS_{Tresca}^{i,\tau} = \frac{S_{ye}^i}{2\tau_{Tresca}^i} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (28)$$

O critério de energia de distorção, ou de von Mises, é aplicável tanto para tensões normais quanto de cisalhamento. Para sua componente das tensões normais:

$$\sigma_{vMises}^i = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1^i - \sigma_2^i)^2 + (\sigma_2^i - \sigma_3^i)^2 + (\sigma_3^i - \sigma_1^i)^2} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (29)$$

$$FS_{vMises}^{i,\sigma} = \frac{S_{ye}^i}{\sigma_{vMises}^i} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (30)$$

E para seu enfoque em tensões de cisalhamento:

$$\tau_{vMises}^i = \tau_{13}^i \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (31)$$

$$FS_{vMises}^{i,\tau} = 0.577 \frac{S_{ye}^i}{\tau_{vMises}^i} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (32)$$

Já para o fator de segurança relativo à tensão normal atuante no sistema há dois critérios passíveis de aplicação. Primeiramente, em condições normais de operação, a barra está submetida à tração. Consequentemente, para o critério de máxima tensão normal:

$$\sigma_{normal}^i = \sigma_1^i \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (33)$$

$$FS_{normal}^{i,\sigma} = \frac{S_{ut}^i}{\sigma_{normal}^i} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (34)$$

Porém, supondo-se um caso crítico onde usuário perca o equilíbrio da pena de apoio e a estrutura do exoesqueleto tenha que suportar todo o peso do usuário e da Exosuit. Este problema não é mais um de tração, e sim de compressão com barra esbelta. Barras esbeltas são definidas quando:

$$\frac{l_v^i \sqrt{A_v^i}}{\sqrt{I_v^{i,xy}}} > 10 \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (35)$$

e, para o caso da barra utilizada, o índice de esbeltez é ≈ 62.4 . Consequentemente, para este caso crítico, a falha virá por flambagem e não por escoamento por compressão. Desta forma, o problema pode ser modelado, para a carga e tensão de caso crítico, como sendo o total combinado do peso do corpo e do exoesqueleto, descontado o peso da perna abaixo do joelho:

$$P_{crit} = P_{corpo} + P_{exo} - (P_l - P_{ul}) \quad (36)$$

$$\sigma_{crit} = \frac{P_{crit}}{A_v} \quad (37)$$

E para tensão necessária para a flambagem da estrutura:

$$\sigma_{flmb} = \frac{\pi^2 E^I l_v^{I,xy}}{l_v^I A_v^I} \quad (38)$$

Por fim, para o fator de segurança à flambagem:

$$FS_{flmb}^\sigma = \frac{\sigma_{flmb}}{\sigma_{crit}} \quad (39)$$

As tensões de cada critério de falha estática e os fatores de segurança são mostradas na Tab. (4.8):

Tabela 4.8: Tensões e fatores de segurança para a perna antropomórfica (Seção I)

	Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca / von Mises	$\tau_{Tresca}^I / \tau_{vMises}^I$	12.47 / 5.34
	Normal Máxima	σ_{normal}^I	25.73 / 10.93
	Normal von Mises	σ_{vMises}^I	21.61 / 9.31
	Flambagem Crítica	$\sigma_{flmb} / \sigma_{crit}$	145.33 / 59.11
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{I,\tau}$	10.23 / 24.33
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{I,\tau}$	11.80 / 28.08
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{I,\sigma}$	11.43 / 26.54
	Normal von Mises	$FS_{vMises}^{I,\sigma}$	11.80 / 27.39
	Flambagem Crítica	FS_{flmb}^σ	2.45 / –

➤ **Projeto de Rigidez**

Adotando o critério de rigidez, têm-se que, para o estado de funcionamento normal do exoesqueleto, a barra está sob tração. Consequentemente, para as deformações normais:

$$\delta_n^I = \frac{P_{s,n}^I l_v^I}{E I_{A_v}^I} \quad (40)$$

Já para as deflexões longitudinais, há de se adotar modelos para as solicitações em ambos planos de carregamento, como realizado para as tensões normais no projeto à falha estática. Em uma situação de funcionamento normal, o modelo de deflexão se apresenta, genericamente, como um combinação de deflexões por balanço com cargas intermediárias, como mostrado na Fig. (4.8):

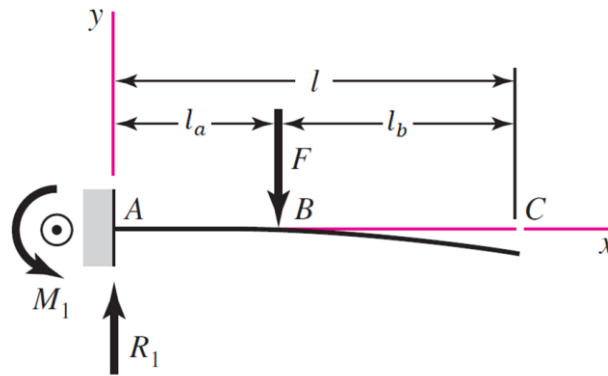


Figura 4.8: Modelo de deflexão da Seção I. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)

Assim, as deflexões devidas aos esforços nos planos Sagital e Frontal são:

$$\begin{cases} \Upsilon_{s,b}^I = \frac{24 (P_s^{eq} + P_l \text{sen}(\theta_h)) (l_v^I)^3}{243 E I_{v^{yz}}^I} \\ \Upsilon_{f,b}^I = \frac{24 P_f^{eq} (l_v^I)^2}{243 E I_{v^{xz}}^I} \end{cases} \quad (41)$$

Para o caso crítico de flambagem, a deflexão também pode ser calculada. Para um caso com carregamento centralizado, o coeficiente da equação de deflexão é indeterminado, já que sua função se torna harmônica, com infinitos modos de flambagem (Crandall et al, 1978). Porém, para casos com aplicação de cargas excêntricas, as condições de contorno permitem a determinação da deflexão exata, dada por:

$$\Upsilon_b^{I,buck} = w_v^I \left(\frac{1 - \cos \left(\sqrt{\frac{P_{s,n}^I (l_v^I)^2}{E I_{v^{xy}}^I}} \right)}{\text{sen} \left(\sqrt{\frac{P_{s,n}^I (l_v^I)^2}{E I_{v^{xy}}^I}} \right)} \cdot \text{sen} \left(\sqrt{\frac{P_{s,n}^I (l_v^I)^2}{4 E I_{v^{xy}}^I}} \right) + \cos \left(\sqrt{\frac{P_{s,n}^I (l_v^I)^2}{4 E I_{v^{xy}}^I}} \right) - 1 \right) \quad (42)$$

Graficamente, a deflexão por flambagem com carregamentos excêntricos à sua linha neutra ocorre assim como mostrado na Fig. (4.9).

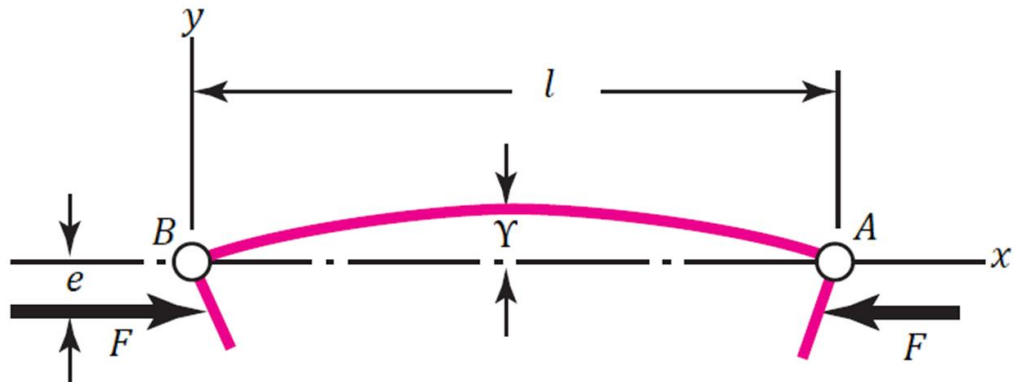


Figura 4.9: Modelo de deflexão por flambagem da Seção I. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)

Já para a torção angular devido ao momento torsor, que ocorre no plano Transversal:

$$\varphi_c^I = \frac{180 M_t^I l_v^I}{2\pi G^I J_v^I} \quad (43)$$

Desta forma, as deflexões máximas para cada caso são mostradas na Tab. (4.9).

Tabela 4.9: Deflexões e deformações para a perna antropomórfica (Seção I)

Tipo de Variação Dimensional	Valor	
	Caso Crítico	Caso Padrão
δ_n^I	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$\gamma_{s,b}^I$	0.5 mm	0.2 mm
$\gamma_{f,b}^I$	1.1 mm	< 0.1 mm
$\gamma_{sb}^{I,buck}$	< 0.1 mm	—
φ_c^I	0.3°	0.1°

➤ Projeto à Fadiga Mecânica

Para o projeto à fadiga para a estrutura, pode-se utilizar o método dos fatores de Marin para se definir a tensão limite de endurance aproximada à fadiga S_e (Budynas & Nisbett, 2013). Para tal:

$$S_e^i = k_{f_{a'}}^i \cdot k_{f_{b'}}^i \cdot k_{f_{c'}}^i \cdot k_{f_{d'}}^i \cdot k_{f_{e'}}^i \cdot k_{f_{f'}}^i \cdot S_e^{i'} \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (44)$$

Onde S_e^i é a tensão limite de endurance teórica. Para diferentes materiais, ela pode ser dada por Castro & Meggiolaro (2009):

$$S_e^{i'} = \begin{cases} \text{Ligas Alumínio} & \begin{cases} 0.4 S_{ut} & , S_{ut} \leq 325 \text{ MPa} \\ 130 & , S_{ut} > 325 \text{ MPa} \end{cases} \\ \text{Ligas Aço} & \begin{cases} 0.5 S_{ut} & , S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \\ 700 & , S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \end{cases} , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (45)$$

Quanto aos kf fatores de Marin, se iniciando com o fator de acabamento superficial $kf_{a'}$, supondo os mais prováveis tipos de fabricação sem tratamentos de superfície posterior, têm-se que:

$$kf_{a'}^i = \begin{cases} 272 S_{ut}^{-0,995} & , \text{ Forjamento} \\ 4.51 S_{ut}^{-0,265} & , \text{ Usinagem} \end{cases} , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (46.1)$$

Para projeto à fadiga de estruturas de alumínio, é realizada uma modificação adicional no fator $kf_{a'}^i$, como indicado por Castro & Meggiolaro (2009):

$$kf_{a'}^i = \frac{kf_{a'}^i}{3} , \quad \text{Ligas de Alumínio} , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (46.2)$$

onde, para o caso das estruturas de alumínio utilizadas neste projeto, é considerada uma fabricação por forjamento (trefilção) sem tratamento de superfície posterior.

Para o fator de tamanho $kf_{b'}$, há de se fazer algumas considerações, levando-se em conta seu tipo de aplicação e sua seção transversal. Tendo em vista que neste trabalho serão projetados sistema com e sem rotação axial da peça, assim como seções transversais circulares maciças e retangulares vazadas, há de se definir seu diâmetro equivalente d_{eq} a partir estas diferentes condições. Supondo que os diâmetros equivalentes estarão no intervalo $2.79 \leq d_{eq} \leq 51\text{mm}$:

$$d_{eq}^i = \begin{cases} 0.808 \sqrt{h_v^i w_v^i - (h_v^i - 2e_v^i)(w_v^i - 2e_v^i)} & , \text{ Retangular Vazada} \\ d^i & , \text{ Circular Rotativo} \\ 0.370 d^i & , \text{ Circular Não Rotativo} \end{cases} , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (47)$$

Logo, pode-se determinar $kf_{b'}$:

$$kf_{b'}^i = 1.24 \cdot d_{eq}^i^{-0.107} , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (48)$$

Para esta seção específica, o elemento mecânico não é rotacional quanto ao seu eixo axial e de seção retangular vazada.

O fator de carregamento kf_c , pode ser definido, obviamente, a partir do modo de carregamento no qual a estrutura está submetida. Nesta seção, o modo de carregamento é combinado, já que apresenta um estado triaxial de tensões. Consequentemente:

$$kf_c^i = 1$$

Tendo em vista que a operação do exoesqueleto ocorre em temperatura ambiente, aproximadamente 20°C , logo, para o fator de temperatura $kf_{d'}$:

$$kf'_d = 1$$

Buscando-se uma margem de confiança de 95% nos resultados, já que alumínio possui uma considerável variabilidade de propriedades mecânicas devido à sua estrutura cristalina (Castro & Meggiolaro), o fator de confiança kf_e , é dado por:

$$kf'_e = 0.897$$

Um dos fatores mais sensíveis de projeto é o fator de entalhe kf_f , pois leva em conta dos diversos tipos de entalhe na estrutura e as concentrações de tensão associados a eles (Dowling, 2007). Neste exoesqueleto, os únicos tipos de entalhes são os furos transversais necessários para a fixação dos parafusos entre as partes. Porém, dado o número de conexões parafusadas neste projeto, este fator não pode ser menosprezado. Como mencionado anteriormente, o estado de carregamentos nesta seção da estrutura, sofrendo tração, flexão e torsão. Conseqüentemente, o sistema apresentará fatores de concentração de tensões para os três modos de solicitação (Budynas & Nisbett, 2013). Os diagramas e funções analíticas de aproximação dos fatores de concentração de tensões utilizados neste trabalho foram retirados de Pilkey & Pilkey (2008) e são mostrados nas Figs. (AN-I.1), (AN-I.2) e (AN-I.3) do Anexo I.

Para as solicitações por tração, o seu fator de concentrações é dado por:

$$kft_{t,n}^i = Ck_1^{\sigma_n} + Ck_2^{\sigma_n} \left(\frac{d_H}{h_v^i}\right) + Ck_3^{\sigma_n} \left(\frac{d_H}{h_v^i}\right)^2 + Ck_4^{\sigma_n} \left(\frac{d_H}{h_v^i}\right)^3, \quad \forall i = I, III, \dots \quad (49)$$

onde d_H é o diâmetro do furo dos encaixes parafusados, medida também padronizada para toda a estrutura como $d_H = 6mm$. E $Ck_1^{\sigma_n}$, $Ck_2^{\sigma_n}$, $Ck_3^{\sigma_n}$, $Ck_4^{\sigma_n}$ são os coeficientes de aproximação para o fator de concentração de tensões axial. Eles são funções do deslocamento do furo em relação ao eixo de simetria da sua face, porém, como os furos são centralizados, essa medida é unitária. Conseqüentemente, para os Ck^{σ_n} fatores :

$$Ck_1^{\sigma_n} = 3.001 ; \quad Ck_2^{\sigma_n} = -0.926 ; \quad Ck_3^{\sigma_n} = 1.894 ; \quad Ck_4^{\sigma_n} = 6.115$$

E para as solicitações por flexão, o seu fator de concentrações é função tanto dos seus Ck^{σ_b} fatores como da relação com a sua espessura de face. Portanto dado por:

$$kft_{t,b}^i = Ck_1^{\sigma_b} + Ck_2^{\sigma_b} \left(\frac{d_H}{h_v^i}\right) + Ck_3^{\sigma_b} \left(\frac{d_H}{h_v^i}\right)^2, \quad \forall i = I, III, \dots \quad (50)$$

Sendo seus respectivos Ck^{σ_b} fatores, para o caso de flexão combinada:

$$Ck_1^b = 2.616 - 0.349 \left(\frac{d_H}{e_v}\right) + 0.016 \left(\frac{d_H}{e_v}\right)^2 \quad (51)$$

$$Ck_2^b = -0.056 - 0.038 \left(\frac{d_H}{e_v}\right) + 0.002 \left(\frac{d_H}{e_v}\right)^2 \quad (52)$$

$$Ck_3^b = 2.996 - 0.043 \left(\frac{d_H}{e_v} \right) + 0.002 \left(\frac{d_H}{e_v} \right)^2 \quad (53)$$

Para as solicitações por torção, por sua vez, não são previstas para este tipo de geometria, logo, pode-se considerar:

$$kf_{t',c}^i = 1 \quad , \quad \forall i = I, III, \dots$$

Por fim, com o fator de concentração de tensões $kf_{t'}^I$ definido, pode-se definir o fator de entalhe $kf_{f'}^I$, que é dado por:

$$kf_{f'}^i = 1 + q(kf_{t'}^i - 1) \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (54)$$

onde q é o fator de sensibilidade ao entalhe, ou seja, o grau de influência que o entalhe gera sobre a estrutura dependendo do seu material.

Procurando ser mais conservador, devido ao número de aproximações realizadas para a determinação de $kf_{f'}$, neste trabalho utilizará $q = 1$ para todas as suas seções mecânicas. Consequentemente:

$$kf_{f'}^i = kf_{t'}^i \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (55)$$

e:

$$kf_{f',n}^i = kf_{t',n}^i \quad ; \quad kf_{f',b}^i = kf_{t',b}^i \quad ; \quad kf_{f',c}^i = kf_{t',c}^i \quad , \quad \forall i = I, II, \dots \quad (56)$$

Vale se ressaltar que, exceto o fator $kf_{f'}$, todos os outros kf fatores de Marin são os mesmos para as diversas seções mecânicas deste projeto, já que elas operam em condições semelhantes, com carregamentos triaxiais, mas com números de encaixes e planos de geometria distintos. Por fim, os resultados dos kf fatores de Marin para esta seção são mostrados na Tab. (4.10).

Com os limites de endurance definidos, pode-se partir para definir as tensões efetivas para a vida em fadiga, que são as tensões médias e alternadas. Diferentemente para o projeto estático, que apenas utiliza a máxima tensão absoluta, para o cálculo destas duas tensões é necessário que sejam utilizadas ambas tensões máximas e mínimas atuantes na estrutura. Assim, as tensões médias e alternadas são dadas por:

$$\begin{cases} \sigma_{med}^{i,j} = \frac{\sigma_{max}^{i,j} + \sigma_{min}^{i,j}}{2} \\ \tau_{med}^{i,c} = \frac{\tau_{max}^{i,c} + \tau_{min}^{i,c}}{2} \end{cases} \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad \& \quad j = n, b \quad (57)$$

$$\begin{cases} \sigma_{alt}^{i,j} = \frac{|\sigma_{max}^{i,j} - \sigma_{min}^{i,j}|}{2} \\ \tau_{alt}^{i,c} = \frac{|\tau_{max}^{i,c} - \tau_{min}^{i,c}|}{2} \end{cases} \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad \& \quad j = n, b \quad (58)$$

Tabela 4.10: Características de fadiga para perna antropomórfica (Seção I)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
<i>k</i> Fatores de Marin	$k_{f_{a'}}^I$	0.328		
	$k_{f_{b'}}^I$	0.931		
	$k_{f_{c'}}^I$	1.000		
	$k_{f_{d'}}^I$	1.000		
	$k_{f_{e'}}^I$	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$k_{f_{f',n}}^I = k_{f_{t',n}}^I$	2.926	
		$k_{f_{f',b}}^I = k_{f_{t',b}}^I$	2.067	
	$k_{f_{f',c}}^I = k_{f_{t',c}}^I$	1.000		
Tensões Limites de Enduração [MPa]	Teórica S_e^I	116.0		
	Aproximada S_e^I	30.77		

Os resultados das tensões médias e alternadas para cada um dos modos de carregamento são mostrados na Tab. (4.11):

Tabela 4.11: Tensões alternadas e médias para projeto à fadiga da perna antropomórfica (Seção I)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	0.01	0.43	0.01	0.43
Tensão de Flexão [MPa]	9.17	18.63	2.31	10.93
Tensão de Torção [MPa]	0.38	2.67	0.18	1.30

Se tratando de um sistema com carregamentos multiaxiais, há de se utilizar as tensões alternadas e médias equivalentes de von Mises para fadiga, dadas por:

$$\sigma_{med}^i = \sqrt{(k_{f_{f',b}}^i \sigma_{med}^{i,b} + k_{f_{f',n}}^i \sigma_{med}^{i,n})^2 + 3(k_{f_{f',c}}^i \tau_{med}^{i,c})^2}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (59)$$

$$\sigma_{alt}^i = \sqrt{\left(k_{f_{f',b}}^i \sigma_{alt}^{i,b} + \frac{k_{f_{f',n}}^i \sigma_{alt}^{i,n}}{0.85}\right)^2 + 3(k_{f_{f',c}}^i \tau_{alt}^{i,c})^2}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (60)$$

Pode-se, então, calcular os fatores de segurança de acordo com os critérios de fadiga mais comuns. Para o critério de Goodman modificado, considerado um dos mais conservadores:

$$FS_{Goodman}^i = \frac{1}{\frac{\sigma_{alt}^i}{s_e^i} + \frac{\sigma_{med}^i}{s_{ut}^i}}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (61)$$

E para o fator de segurança à fadiga ASME Elíptico:

$$FS_{ASME}^i = \sqrt{\frac{1}{\left(\frac{\sigma_{alt}^i}{s_e^i}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{med}^i}{s_{ye}^i}\right)^2}}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (62)$$

Por fim, pode também ser calculado o número aproximado de ciclos que o sistema sustentará até a falha por fadiga, que é dado por:

$$N^i = \left(\frac{s_e^i \sigma_{alt}^i}{f_{fat} \cdot s_{ut}^i}\right)^{-\frac{1}{3} \log\left(\frac{f_{fat} \cdot s_{ut}^i}{s_e^i}\right)}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (63.1)$$

onde o fator f_{fat} corresponde ao fator de resistência à fadiga, e é dado a partir dos gráficos específicos de caracterização à fadiga para cada material. Para fins conservativos, utilizaremos o fator f_{fat} como:

$$f_{fat} = 0.9$$

Diferentemente da abordagem tradicional de avaliação da vida em fadiga medida em horas-trabalho, a melhor forma de se avaliar a vida à fadiga para este projeto é a partir do número de sessões de fisioterapia. A equação que correlaciona uma sessão de fisioterapia com o número de ciclos é dada por:

$$N_{fis}^i = \frac{N^i \cdot t_p}{60 \cdot t_{fis}} \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (64.1)$$

onde t_p é o tempo de passada, definido nos requisitos das Seção 3.2, e t_{fis} é o tempo de uma sessão padrão de fisioterapia de marcha de reabilitação, definida neste caso como sendo 20 minutos.

Os resultados finais para as tensões equivalentes de von Mises, os fatores de segurança à fadiga a partir dos critérios discriminados e o número de ciclos até a falha são mostrados na Tab. (4.12).

Tabela 4.12: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção I)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^I	19.00	4.82
	Alternada σ_{alt}^I	40.26	24.18
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^I$	0.73	1.25
	ASME Elíptico FS_{ASME}^I	0.76	1.27
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^I	$29.88 \cdot 10^3$	$196.83 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^I	–	≈ 200

4.2.2 Eixo da Junta do Quadril (Seção II)

➤ Modelagem do Sistema

Com os resultados do projeto mecânico da perna antropomórfica (Seção I) e do sistema de transmissão, mostrados respectivamente nas subseções 4.2.1 e 4.2.2, pode-se modelar o diagrama de corpo livre do eixo de rotação para a junta antropomórfica do quadril. Há de se ressaltar que, como as reações da Seção I estão definidas de forma análoga para ambos os casos de funcionamento do sistema, pode-se representar ambas em um único diagrama de corpo livre, assim como mostrado na Fig. (4.10).

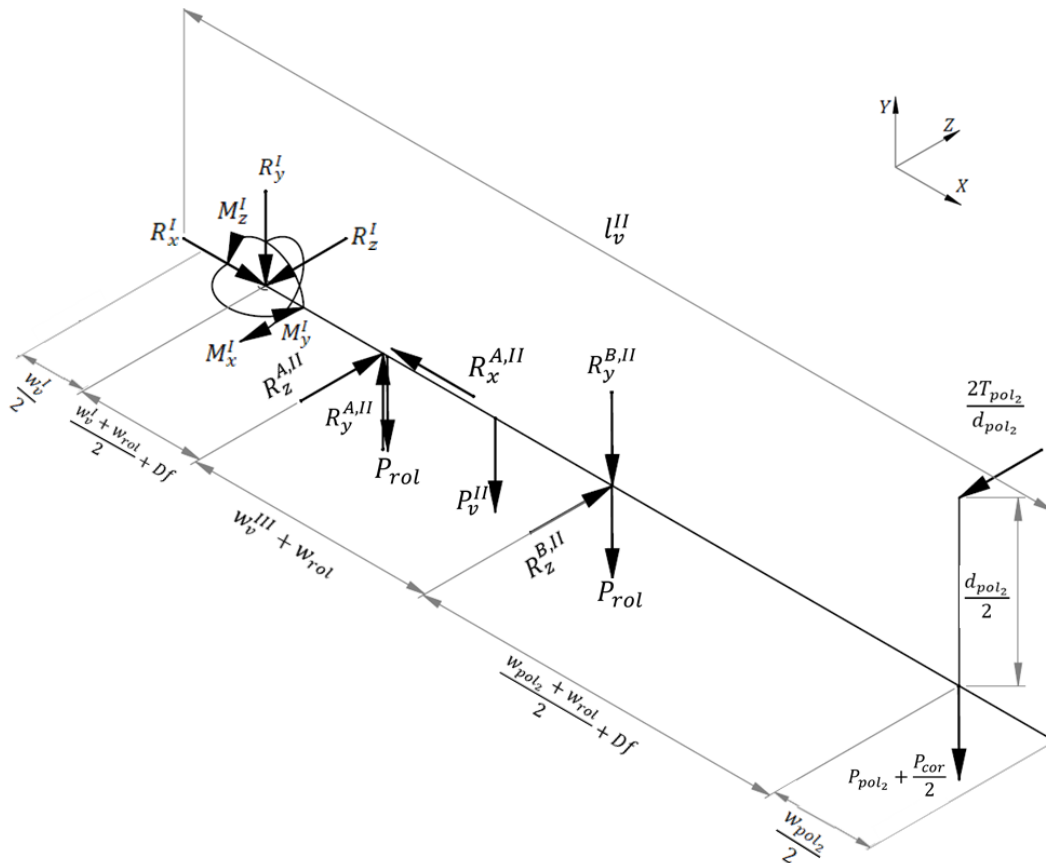


Figura 4.10: DCL do eixo de rotação da junta equivalente do quadril (Seção II) do exoesqueleto.

Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).

As características geométricas e dimensionais básicas da barra circular do eixo, d_v^{II} , A_v^{II} , J_v^{II} , K_v^{II} , I_v^{II} , e Q_v^{II} seguem os valores apresentados na Tab. (4.3). Enquanto a massa do eixo segue a equação (9), o comprimento total do eixo pode ser obtido a partir da relação:

$$l_v^{II} = w_v^I + 2(w_{rol} + Df) + w_v^{III} + w_{pol_2} \quad (65)$$

Como pode-se perceber, o comprimento do eixo leva em conta, além das largura w_v^I conhecida até esta seção do trabalho, as larguras dos rolamentos w_{rol} , da barra sagital do quadril (Seção III) w_v^{III} , da polia de transmissão w_{pol_2} , além da distância de folga Df . Fora a distância de folga, que é definida como $Df = 5$ mm, as outras larguras são definidas nas seções posteriores deste trabalho. Consequentemente, para a massa e o comprimento do eixo da junta do quadril (Seção II).

$$\begin{cases} l_v^{II} = 92.9 \text{ mm} \\ m_v^{II} = 0.129 \text{ kg} \end{cases}$$

Como mencionado, a modelagem é a mesma para ambos modos de funcionamento do sistema. Assim, para as forças de reação encontradas no mancal A do eixo:

$$\begin{cases} R_x^{A,II} = R_x^I \\ R_y^{A,II} = \frac{R_y^I(w_v^{III} + \frac{3}{2}w_{rol} + w_v^I + Df) + M_z^I + (P_{rol} + \frac{P_v^{II}}{2})(w_v^{III} + w_{rol}) - (P_{pol_2} + \frac{P_{cor}}{2})(\frac{w_{pol_2} + w_{rol}}{2} + Df)}{w_v^{III} + w_{rol}} \\ R_z^{A,II} = \frac{R_z^I(w_v^{III} + \frac{3}{2}w_{rol} + w_v^I + Df) + M_y^I - \frac{2T_{pol_2}}{d_{pol_2}}(\frac{w_{pol_2} + w_{rol}}{2} + Df)}{w_v^{III} + w_{rol}} \end{cases} \quad (66)$$

E para o mancal B do eixo de rotação:

$$\begin{cases} R_x^{B,II} = 0 \\ R_y^{B,II} = R_y^{A,II} - (R_y^I + 2P_{rol} + P_v^{II} + P_{pol_2} + \frac{P_{cor}}{2}) \\ R_z^{B,II} = R_z^{A,II} - (R_z^I + \frac{2T_{pol_2}}{d_{pol_2}}) \end{cases} \quad (67)$$

Os resultados das reações nos mancais A e B da Seção II são mostrados na Tab. (4.13):

Tabela 4.13: Reações mecânicas no eixo do quadril (Seção II)

	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Mancal A [N]	$R_x^{A,II,min} = -4.5$	$R_x^{A,II,max} = 131.6$	$R_x^{A,II,min} = 0.0$	$R_x^{A,II,max} = 0.0$
	$R_y^{A,II,min} = 719.4$	$R_y^{A,II,max} = 1703.9$	$R_y^{A,II,min} = 758.6$	$R_y^{A,II,max} = 758.6$
	$R_z^{A,II,min} = -652.9$	$R_z^{A,II,max} = 254.8$	$R_z^{A,II,min} = -506.4$	$R_z^{A,II,max} = 126.7$
Mancal B [N]	$R_x^{B,II,min} = 0.0$	$R_x^{B,II,max} = 0.0$	$R_x^{B,II,min} = 0.0$	$R_x^{B,II,max} = 0.0$
	$R_y^{B,II,min} = 559.3$	$R_y^{B,II,max} = 1514.0$	$R_y^{B,II,min} = 593.7$	$R_y^{B,II,max} = 593.7$
	$R_z^{B,II,min} = -637.1$	$R_z^{B,II,max} = 1705.8$	$R_z^{B,II,min} = -319.7$	$R_z^{B,II,max} = 1278.1$

➤ Projeto Estático

O cálculo dos esforços internos no eixo antropomórfico (Seção II) se desenvolvem de forma análoga ao que foi mostrado na Seção 4.2.1. Para os esforços internos normais ao longo do eixo de rotação:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{II} = -R_x^{A,II} \\ P_{y,n}^{II} = 0 \\ P_{z,n}^{II} = 0 \end{cases} \quad (68)$$

Diferentemente da seção anterior, que corresponde ao caso de uma viga engastada de único apoio, este eixo possui seu ponto crítico de esforços localizado em algum ponto ao longo do eixo. Assim, os seus resultados para os esforços cortantes e os momentos fletores nesta seção estrutural serão

representados como uma equação genérica com o somatório de cada ponto notável. As equações desenvolvidas em sua totalidade podem ser encontradas no Apêndice I.1:

$$\begin{cases} P_{x,c}^{II} = 0 \\ P_{y,c}^{II} = \sum_{x=0}^{l_v^{II}} R_y^{II}(x) \\ P_{z,c}^{II} = \sum_{x=0}^{l_v^{II}} R_z^{II}(x) \end{cases} \quad (69)$$

Já para os momentos fletores e torsões atuantes no eixo de transmissão, se valendo das equações genéricas de momento ao longo do eixo:

$$\begin{cases} M_{yz}^{II} = M_x^I \\ M_{xz}^{II} = M_y^I + \sum_{x=0}^{l_v^{II}} P_{z,c}^{II}(x) \cdot \Delta x \\ M_{xy}^{II} = M_z^I + \sum_{x=0}^{l_v^{II}} P_{y,c}^{II}(x) \cdot \Delta x \end{cases} \quad (70)$$

Assim como realizado na Seção 4.2.1, os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores podem ser gerados, sendo mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.11) e (4.12):

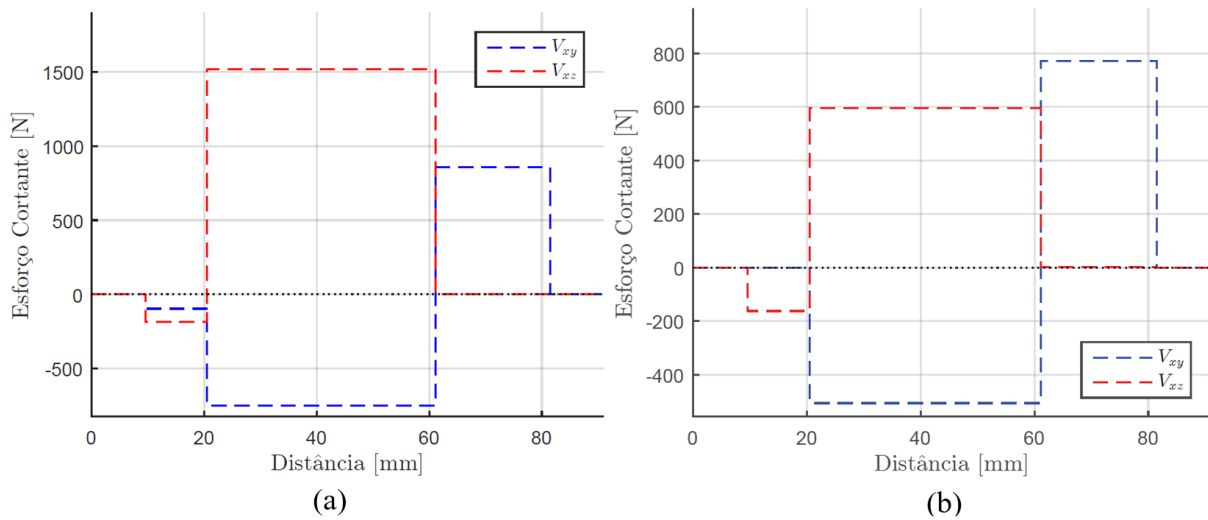


Figura 4.11: Diagramas de esforços cortantes da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

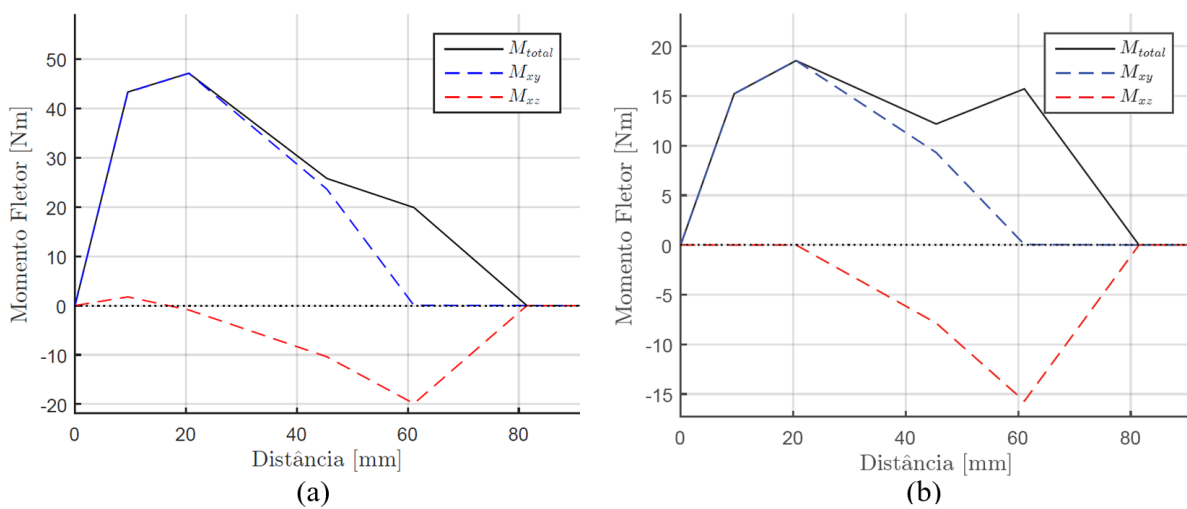


Figura 4.12: Diagramas de momentos fletores da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

Os resultados dos esforços internos são mostrados na Tab. (4.14).

Tabela 4.14: Esforços internos no eixo de transmissão do quadril (Seção II)

Eixo/Plano Absoluto	Esforço Interno	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Eixo X / Plano YZ	Força Normal	$P_{x,n}^{II,min} = -131.6$	$P_{x,n}^{II,max} = 4.5$	$P_{x,n}^{II,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{II,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{x,c}^{II,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{II,max} = 0.0$	$P_{x,c}^{II,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{II,max} = 0.0$
	Momento Torsor	$M_{yz}^{II,min} = -15.7$	$M_{yz}^{II,max} = 36.7$	$M_{yz}^{II,min} = -7.0$	$M_{yz}^{II,max} = 28.0$
Eixo Y / Plano XZ	Força Normal	$P_{y,n}^{II,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{II,max} = 0.0$	$P_{y,n}^{II,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{II,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{y,c}^{II,min} = 561.9$	$P_{y,c}^{II,max} = 1561.9$	$P_{y,c}^{II,min} = 596.2$	$P_{y,c}^{II,max} = 596.2$
	Momento Fletor	$M_{xz}^{II,min} = -20.5$	$M_{xz}^{II,max} = 8.8$	$M_{xz}^{II,min} = -15.7$	$M_{xz}^{II,max} = 3.9$
Eixo Z / Plano XY	Força Normal	$P_{z,n}^{II,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{II,max} = 0.0$	$P_{z,n}^{II,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{II,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{z,c}^{II,min} = -432.3$	$P_{z,c}^{II,max} = 1004.9$	$P_{z,c}^{II,min} = -193.0$	$P_{z,c}^{II,max} = 771.7$
	Momento Fletor	$M_{xy}^{II,min} = 17.5$	$M_{xy}^{II,max} = 47.1$	$M_{xy}^{II,min} = 18.6$	$M_{xy}^{II,max} = 18.6$

As tensões normais, de flexão e de torsão obtidas a partir da distribuição de esforços internos são definidas por, partindo do plano YZ:

$$\begin{cases} \sigma_{yz,n}^{II} = \frac{P_{x,n}^{II}}{A_v^{II}} \\ \sigma_{yz,b}^{II} = 0 \\ \tau_{yz,c}^{II} = \frac{M_{yz}^{II}}{K_v^{II}} \end{cases} \quad (71)$$

Para o plano XZ:

$$\begin{cases} \sigma_{xz,n}^{II} = 0 \\ \sigma_{xz,b}^{II} = \frac{M_{xz}^{II} \cdot d_v^{II}}{2 I_v^{II}} \\ \tau_{xz,c}^{II} = \frac{P_{y,c}^{II} \cdot Q_v^{II}}{I_v^{II} \cdot d_v^{II}} \end{cases} \quad (72)$$

E para o plano XY:

$$\begin{cases} \sigma_{xy,n}^{II} = 0 \\ \sigma_{xy,b}^{II} = \frac{M_{xy}^{II} \cdot d_v^{II}}{2 I_v^{II}} \\ \tau_{xy,c}^{II} = \frac{P_{z,c}^{II} \cdot Q_v^{II}}{I_v^{II} \cdot d_v^{II}} \end{cases} \quad (73)$$

As tensões máximas em cada plano são mostradas na Tab. (4.15).

Tabela 4.15: Tensões máximas nos planos do eixo de transmissão (Seção II)

Plano Absoluto	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
YZ	Axial $\sigma_{yz,n}^{II}$	Total	-0.74	-0.74	0.00	0.00
	Flexão $\sigma_{yz,b}^{II}$	Normal	0.00		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{yz,c}^{II}$		55.03		42.26	
XZ	Axial $\sigma_{xz,n}^{II}$	Total	0.00	61.80	0.00	47.45
	Flexão $\sigma_{xz,b}^{II}$	Normal	61.80		47.45	
	Cisalhamento $\tau_{xz,c}^{II}$		11.44		4.50	
XY	Axial $\sigma_{xy,n}^{II}$	Total	0.00	142.27	0.00	56.03
	Flexão $\sigma_{xy,b}^{II}$	Normal	142.27		56.03	
	Cisalhamento $\tau_{xy,c}^{II}$		7.58		5.82	

O eixo antropomórfico do quadril, assim a seção anterior, possui modo de carregamento misto, logo, está submetido à um estado triaxial de tensões. As tensões principais normais σ_1^{II} , σ_2^{II} e σ_3^{II} e cisalhantes τ_1^{II} , τ_2^{II} e τ_3^{II} são determinadas a partir da rotina de cálculos das equações (22) – (26). Seus resultados são mostrados na Tab. (4.16).

Tabela 4.16: Tensões principais atuantes no eixo do quadril (Seção II)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^{II}	171.29	94.77
σ_2^{II}	33.94	9.44
σ_3^{II}	-0.42	-0.72
τ_{13}^{II}	85.86	47.75
τ_{21}^{II}	68.68	42.67
τ_{32}^{II}	17.18	5.08

Os diagramas de Mohr do estado de tensões do eixo antropomórfico (Seção II) para ambos casos de modelagem são apresentados na Fig. (4.13).

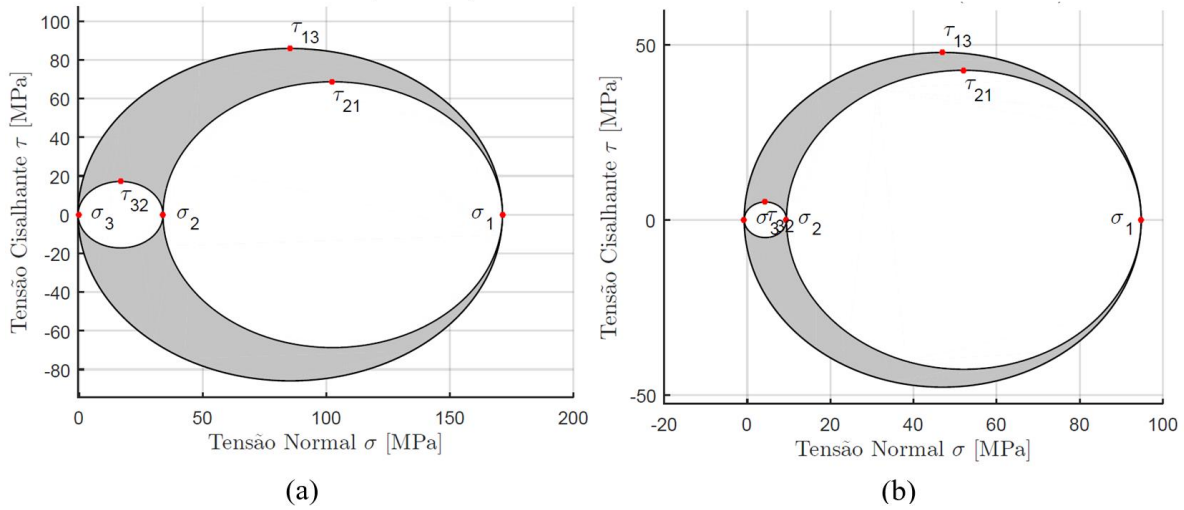


Figura 4.13: Diagramas de Mohr da Seção II para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Por fim, os critérios de falha utilizados nesta seção são os mesmos que definidos anteriormente nas equações (27) – (34). Vale-se ressaltar que, para o elemento mecânico projetado nesta seção, não é levado em consideração o critério de flambagem. Assim, as tensões e os fatores de segurança à falha estática para o eixo de transmissão do quadril são mostrados na Tab. (4.17).

Tabela 4.17: Tensões e fatores de segurança para o eixo do quadril (Seção II)

	Critério	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca	τ_{Tresca}^{II}	85.86	47.75
	von Mises	τ_{vMises}^{II}		
	Normal Máxima	σ_{normal}^{II}	171.29	94.77
	Normal Von Mises	σ_{vMises}^{II}	157.37	90.84
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{II,\tau}$	1.81	3.25
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{II,\tau}$	2.08	3.75
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{II,\sigma}$	3.30	5.96
	Normal Von Mises	$FS_{vMises}^{II,\sigma}$	1.97	3.41

➤ Projeto de Rigidez

Para o projeto mecânico do eixo de transmissão do quadril pelo critério de rigidez, partido-se para as deformações aixais:

$$\delta_n^{II} = \frac{P_{x,n}^{II} l_v^{II}}{E^{II} A_v^{II}} \quad (74)$$

Já para as deflexões longitudinais devido aos momentos fletores, este problema apresenta uma solução para deflexão diferente da modelagem tradicional de eixos. Neste sistema os mancais de rolamento estão centralizados na barra enquanto as solicitações de transmissão estão nas extremidades, uma modelagem oposta à formulação com os mancais do eixo nas extremidades. Portanto, este problema pode ser simplificado para a deflexão um apoio simples com balanço sobressalente. Esta forma de modelagem à deflexão é representada como mostrada na Fig. (4.14).

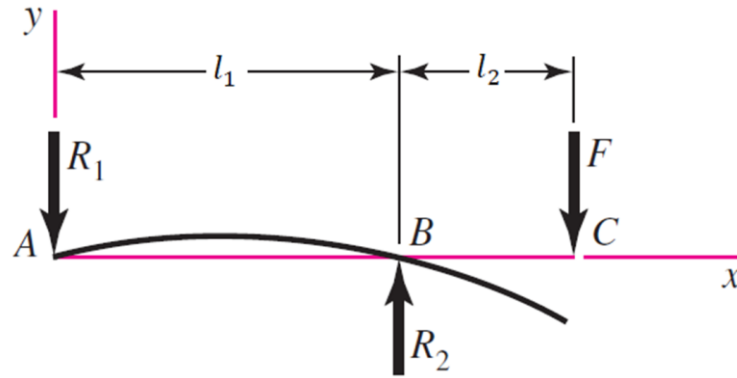


Figura 4.14: Modelo de deflexão da Seção II. (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)

E para as equações de deflexão:

$$\begin{cases} \gamma_{xz,b}^{II} = \frac{\left(3M_y^I + 2R_z^I \left(\frac{w_{rot} + w_b^I}{2} + df\right)\right) \left(\frac{w_{rot} + w_b^I}{2} + df\right)^2}{6E^{II} I_v^{II}} \\ \gamma_{xy,b}^{II} = \frac{\left(3M_z^I + 2R_y^I \left(\frac{w_{rot} + w_b^I}{2} + df\right)\right) \left(\frac{w_{rot} + w_b^I}{2} + df\right)^2}{6E^{II} I_v^{II}} \end{cases} \quad (75)$$

E para para a torção angular devido ao momento torsor:

$$\varphi_c^{II} = \frac{180}{2\pi} \frac{M_{yz}^{II} l_v^{II}}{G^{II} J_v^{II}} \quad (76)$$

Desta forma, as deflexões máximas para cada caso são mostradas na Tab. (4.18).

Tabela 4.18: Deflexões e deformações para o eixo de transmissão do quadril (Seção II)

Tipo de Variação Dimensional	Valor	
	Caso Crítico	Caso Padrão
δ_n^{II}	$> -0.1 \text{ mm}$	$> -0.1 \text{ mm}$
$\gamma_{xz,b}^{II}$	$< 0.1 \text{ mm}$	$< 0.1 \text{ mm}$
$\gamma_{xy,b}^{II}$	$< 0.1 \text{ mm}$	$< 0.1 \text{ mm}$
φ_c^{II}	0.1°	0.1°

➤ **Projeto à Fadiga Mecânica**

Se valendo, mais uma vez, do método dos fatores de Marin para se definir a vida útil do componente estrutural à fadiga mecânica, têm-se que a maior parte das considerações para esta seção do projeto são as mesmas que as da Subseção 4.2.1. Assim, as tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os kf fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) e os fatores kf_c^I , kf_d^I , kf_d^L e kf_e^I definidos anteriormente.

O eixo de transmissão do quadril, apesar de ter aço como material e não possuir furos transversais, apresenta rebaixas para encaixe dos mancais de rolamento. Consequentemente, há de se definir os kf_{tr} fatores de concentração de tensões para os três modos de carregamentos os quais o sistema está submetido. Os diagramas e funções analíticas de aproximação dos fatores de concentração de tensões de Pilkey & Pilkey (2008) são mostrados nas Figs. (AN-I.4), (AN-I.5) e (AN-I.6) do Anexo I. Para as solicitações por tração:

$$kf_{tr,n}^{II} = Ck_1^{\sigma_n} + Ck_2^{\sigma_n} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right) + Ck_3^{\sigma_n} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^2 + Ck_4^{\sigma_n} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^3 \quad (77)$$

onde e_R corresponde à espessura de redução diametral no eixo e $Ck_1^{\sigma_n}$, $Ck_2^{\sigma_n}$, $Ck_3^{\sigma_n}$, $Ck_4^{\sigma_n}$ são coeficientes de aproximação. Para eixos com rebaxamento, eles são funções da espessura do rebaxo e_R em relação à seu raio r_R , contudo como os rasgos são retos, o raio de curvatura é de grande ordem e a relação e_R/r_R tende à zero. Porém, as funções analíticas apenas preveem resultados para relações e_R/r_R tão pequenas quanto 0.1 para caso axial e de flexão e 0.25 para torção. Consequentemente, será considerada a relação $e_R/r_R = 0.25$. Assim, para os Ck^{σ_n} fatores :

$$Ck_1^{\sigma_n} = 1.480 ; \quad Ck_2^{\sigma_n} = -1.266 ; \quad Ck_3^{\sigma_n} = 1.2505 ; \quad Ck_4^{\sigma_n} = -0.465$$

E para as solicitações por flexão:

$$kf_{tr,b}^{II} = Ck_1^{\sigma_b} + Ck_2^{\sigma_b} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right) + Ck_3^{\sigma_b} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^2 + Ck_4^{\sigma_b} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^3 \quad (78)$$

Novamente os Ck^{σ_b} coeficientes são funções de e_R/r_R , o qual tende à zero, levando à:

$$Ck_1^{\sigma_b} = 1.517 ; \quad Ck_2^{\sigma_b} = -1.452 ; \quad Ck_3^{\sigma_b} = 1.619 ; \quad Ck_4^{\sigma_b} = -0.664$$

Para o terceiro modo de carregamento, as solicitações por torção levam à:

$$kf_{tr,c}^{II} = Ck_1^{\tau_c} + Ck_2^{\tau_c} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right) + Ck_3^{\tau_c} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^2 + Ck_4^{\tau_c} \left(\frac{2e_R}{d_v^{II}} \right)^3 \quad (79)$$

Tendo em vista a relação e_R/r_R presente nos coeficientes Ck^{σ_b} , logo, de forma análoga aos outros dois modos de carregamentos:

$$Ck_1^{\tau_c} = 1.277 ; \quad Ck_2^{\tau_c} = -1.283 ; \quad Ck_3^{\tau_c} = 1.949 ; \quad Ck_4^{\tau_c} = -0.954$$

Novamente, kf_f , fatores de entalhe assumem a identidade direta com os kf_t , fatores de concentração de tensões, assim como descrito nas equações (54) – (56). Levadas em conta todas as ponderações descritas, os resultados dos kf fatores de Marin para esta seção são mostrados na Tab. (4.19).

E para as tensões médias e alternadas atuantes no eixo, são utilizadas as equações (57) e (58). Os resultados dos dois tipos de tensão de fadiga no eixo estão presentes na Tab. (4.20).

Tabela 4.19: Tensões alternadas e médias para projeto à fadiga do eixo do quadril (Seção II)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	0.37	0.37	0.00	0.00
Tensão de Flexão [MPa]	31.72	113.01	8.08	65.35
Tensão de Torção [MPa]	16.22	40.49	15.66	27.24

Tabela 4.20: Características de fadiga para o eixo antropomórfico (Seção II)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
k Fatores de Marin	$kf_{a'}^{II}$	0.841		
	$kf_{b'}^{II}$	0.928		
	$kf_{c'}^{II}$	1.000		
	$kf_{d'}^{II}$	1.000		
	$kf_{e'}^{II}$	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$kf_{f',n}^{II} = kf_{t',n}^{II}$	1.339	
		$kf_{f',b}^{II} = kf_{t',b}^{II}$	1.152	
	$kf_{f',c}^{II} = kf_{t',c}^{II}$	1.368		
Tensões Limites de Enduração [MPa]	Teórica $S_e^{II'}$	282.50		
	Aproximada S_e^{II}	191.43		

Tendo em vista que o eixo do quadril está submetido a carregamentos multiaxiais, há de se utilizar a formulação de von Mises para tensões equivalentes alternadas e médias de fadiga, definidas pelas equações (59) e (60). Os fatores de segurança de Goodman e ASME-Elíptico, por sua vez, são definidos pelas equações (61) e (62).

Por fim, a vida útil à fadiga e o número de sessões padrão de fisioterapia são representadas nas equações (63.1) e (64.1). Os resultados finais para todas as grandezas mencionadas são mostrados na Tab. (4.21):

Tabela 4.21: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção II)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^{II}	54.54	33.14
	Alternada σ_{alt}^{II}	174.94	104.61
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^{II}$	0.99	1.65
	ASME Elíptico FS_{ASME}^{II}	1.07	1.80
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{II}	$7.97 \cdot 10^3$	$109.99 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{II}	–	≈ 100

4.2.3 Barra Sagital do Quadril (Seção III)

➤ Modelagem do Sistema

O quadril antropomórfico deste modelo de exoesqueleto pode ser dividido em três partes principais: uma barra no plano sagital (Seção III), um conector rígido (Seção IV) e uma barra no plano frontal (Seção V). A barra sagital é conectada diretamente aos mancais de rolamento que suportam o eixo de transmissão do quadril, tendo de resistir às reações dos mancais, definidos na Subseção 4.2.2. Assim como realizado na seção anterior, pode-se representar ambos casos de sollicitação deste trabalho em um único diagrama de corpo livre, mostrado na Fig. (4.15).

As características geométricas e dimensionais básicas do tubo retangular desta seção, h_v^{III} , w_v^{III} , e_v^{III} , A_v^{III} , J_v^{III} , K_v^{III} , I_v^{III} , e Q_v^{III} seguem os valores apresentados na Tab. (4.3). A massa da barra sagital do quadril segue a equação (9) e o comprimento da barra foi definido a partir da largura sagital do quadril de um usuário padrão. Ambas grandezas são dadas respectivamente dadas por:

$$\begin{cases} l_v^{III} = 190.0 \text{ mm} \\ m_v^{III} = 0.177 \text{ kg} \end{cases}$$

A modelagem desta seção mecânica foi baseada no uso de duas juntas parafusadas, respectivas aos pontos *A* e *B*. Note que a junta *A*, além das reações localizadas no eixo neutro da barra, há também a presença da reação adicional $R_x^{T,III}$. Esta reação é relativa ao momento torsor que aparece devido às sollicitações dos mancais no eixo *Y*. Fisicamente, estas reações torsoras adicionais serão críticas aos parafusos de conexão, correspondendo à condição de cisalhamento puro no plano radial dos parafusos. Estas condições serão posteriormente discutidas na Subseção 4.3.3.

Adicionalmente, há de se ressaltar que as medidas Dp e $10Df$ são empíricas para fabricação do projeto. A primeira medida, Dp , corresponde à distância entre os centros das juntas parafusadas, sendo definidas como 60 mm. Já a medida $10Df$ é relativa à folga entre o centro do eixo do quadril (Seção III) e o final da barra sagital do quadril, para minimizar concentrações de tensão.

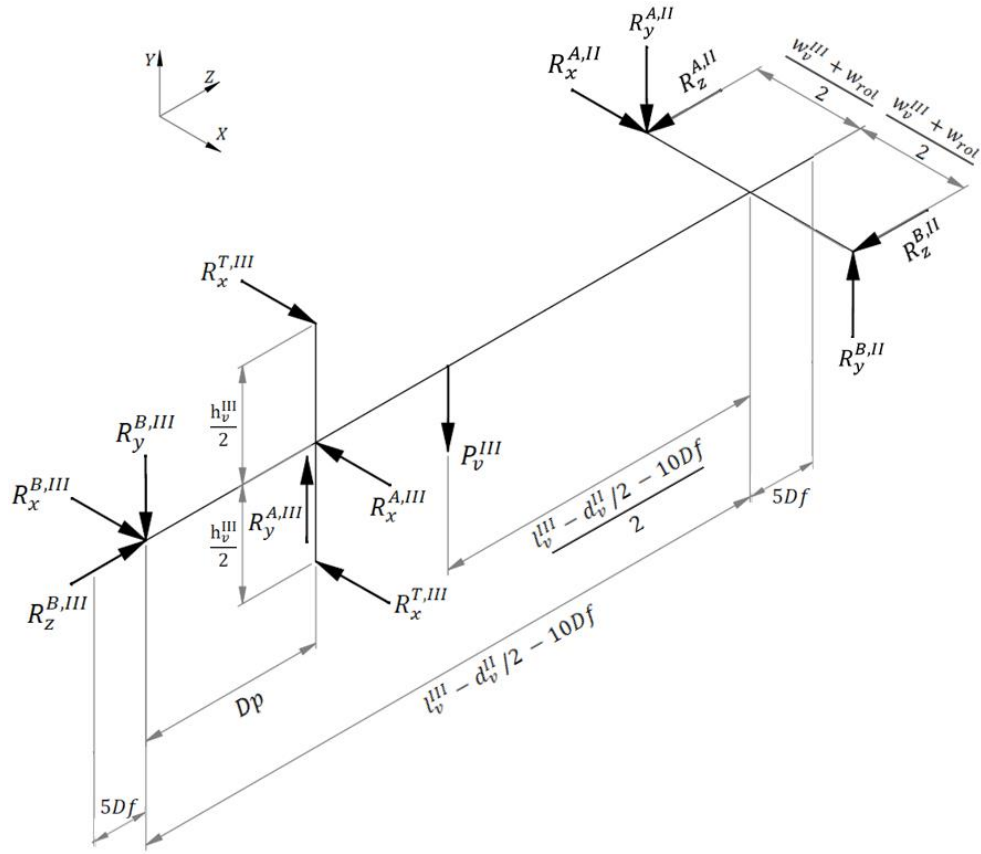


Figura 4.15: DCL da barra sagital do quadril (Seção III) do exoesqueleto. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).

Sendo a modelagem do sistema a mesma para ambos modos de solicitações de marcha, as forças de reação encontradas na junta A da barra, incluindo as reações torsoras equivalentes, são:

$$\begin{cases} R_x^{A,III} = \frac{R_x^{A,II} \cdot (l_v^{III} - d_v^{II} / 2 - 10Df)}{Dp} \\ R_y^{A,III} = \frac{(P_v^{III} - (R_y^{A,II} - R_y^{B,II})) \cdot (l_v^{III} - d_v^{II} / 2 - 10Df)}{Dp} \\ R_z^{A,III} = 0 \\ R_x^{T,III} = \frac{(R_y^{A,II} + R_y^{B,II}) \cdot (w_v^{III} + w_{rol})}{2h_v^{III}} \end{cases} \quad (80)$$

E para a junta parafusada B:

$$\begin{cases} R_x^{B,III} = R_x^{A,III} - R_x^{A,II} \\ R_y^{B,III} = R_y^{A,III} - (P_v^{III} + (R_y^{A,II} - R_y^{B,II})) \\ R_z^{B,III} = R_z^{A,II} + R_z^{B,II} \end{cases} \quad (81)$$

Os resultados das reações nas juntas parafusadas da Seção III são mostrados na Tab. (4.22):

Tabela 4.22: Reações mecânicas na barra sagital do quadril (Seção III)

	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Junta A [N]	$R_x^{A,III,min} = -9.3$	$R_x^{A,III,max} = 267.8$	$R_x^{A,III,min} = 0.0$	$R_x^{A,III,max} = 0.0$
	$R_y^{A,III,min} = 327.2$	$R_y^{A,III,max} = 408.6$	$R_y^{A,III,min} = 337.2$	$R_y^{A,III,max} = 337.2$
	$R_z^{A,III,min} = 0.0$	$R_z^{A,III,max} = 0.0$	$R_z^{A,III,min} = 0.0$	$R_z^{A,III,max} = 0.0$
	$R_x^{T,III,min} = 521.1$	$R_x^{T,III,max} = 1311.2$	$R_x^{T,III,min} = 551.0$	$R_x^{T,III,max} = 551.0$
Junta B [N]	$R_x^{B,III,min} = -4.7$	$R_x^{B,III,max} = 136.0$	$R_x^{B,III,min} = 0.0$	$R_x^{B,III,max} = 0.0$
	$R_y^{B,III,min} = 165.4$	$R_y^{B,III,max} = 206.8$	$R_y^{B,III,min} = 170.5$	$R_y^{B,III,max} = 170.5$
	$R_z^{B,III,min} = -464.8$	$R_z^{B,III,max} = 1135.3$	$R_z^{B,III,min} = -193.0$	$R_z^{B,III,max} = 771.7$

➤ Projeto Estático

Seguindo o método de projeto estático, têm-se que, para os esforços internos normais nesta seção:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{III} = 0 \\ P_{y,n}^{III} = 0 \\ P_{z,n}^{III} = -R_z^{A,III} \end{cases} \quad (82)$$

Assim como na seção anterior, o ponto crítico de esforços localizado se encontra ao longo da barra sagital, conseqüentemente, os resultados para os esforços cortantes e os momentos fletores nesta seção estrutural seguirão a mesma formulação de somatório genérico. As equações desenvolvidas em sua totalidade podem ser encontradas no Apêndice I.2:

$$\begin{cases} P_{x,c}^{III} = \sum_{z=0}^{l_v^{III}} R_x^{III}(z) \\ P_{y,c}^{III} = \sum_{z=0}^{l_v^{III}} R_y^{III}(z) \\ P_{z,c}^{III} = 0 \end{cases} \quad (83)$$

Já para os momentos fletores e torsores atuantes na estrutura, se valendo das equações genéricas de momento ao longo da barra sagital:

$$\begin{cases} M_{yz}^{III} = \sum_{z=0}^{l_v^{III}} P_{y,c}^{III}(z) \cdot \Delta z \\ M_{xz}^{III} = \sum_{z=0}^{l_v^{III}} P_{x,c}^{III}(z) \cdot \Delta z \\ M_{xy}^{III} = R_x^{T,III} \cdot h_v^{III} \end{cases} \quad (84)$$

Os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores desta seção de projeto são mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.16) e (4.17):

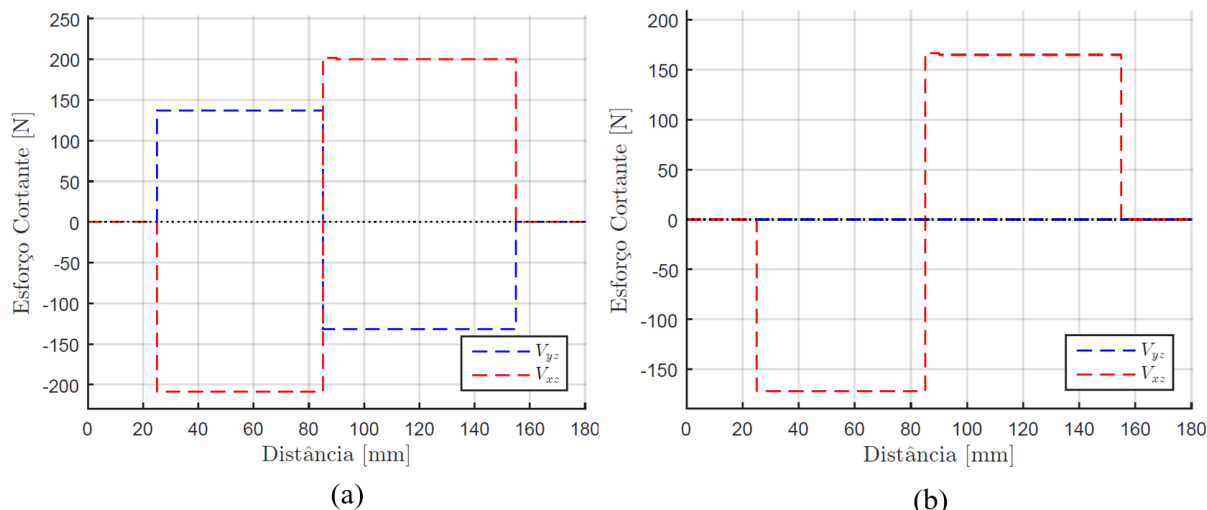


Figura 4.16: Diagramas de esforços cortantes da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

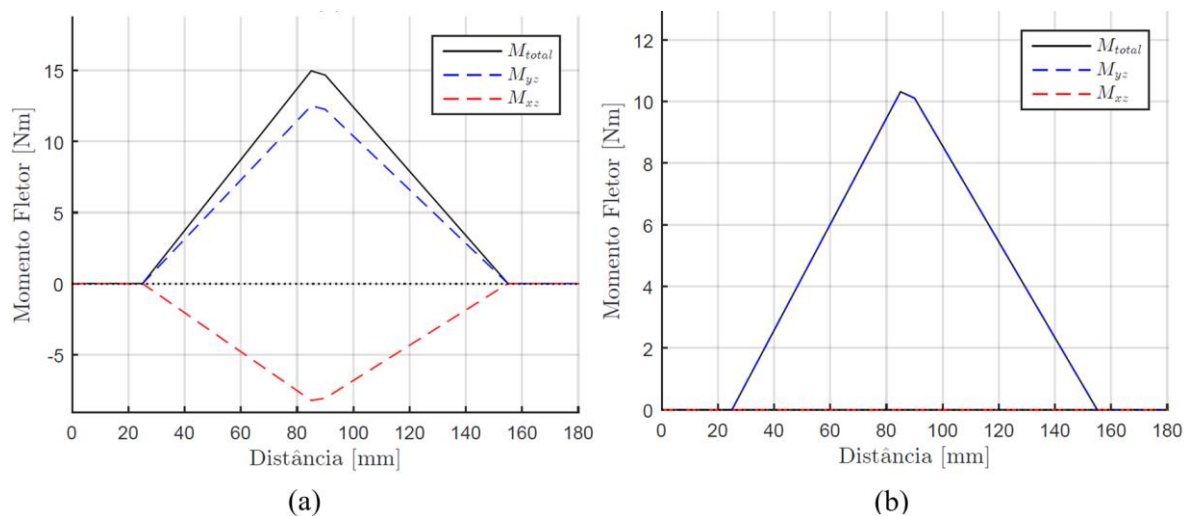


Figura 4.17: Diagramas de momentos fletores da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Os resultados dos esforços internos são mostrados na Tab. (4.23).

Tabela 4.23: Esforços internos na barra sagital do quadril (Seção III)

Eixo/Plano Absoluto	Esforço Interno	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Eixo X / Plano YZ	Força Normal	$P_{x,n}^{III,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{III,max} = 0.0$	$P_{x,n}^{III,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{III,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{x,c}^{III,min} = -4.7$	$P_{x,c}^{III,max} = 136.0$	$P_{x,c}^{III,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{III,max} = 0.0$
	Momento Fletor	$M_{yz}^{III,min} = 9.9$	$M_{yz}^{III,max} = 12.4$	$M_{yz}^{III,min} = 10.2$	$M_{yz}^{III,max} = 10.2$
Eixo Y / Plano XZ	Força Normal	$P_{y,n}^{III,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{III,max} = 0.0$	$P_{y,n}^{III,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{III,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{y,c}^{III,min} = -206.8$	$P_{y,c}^{III,max} = -165.4$	$P_{y,c}^{III,min} = -170.5$	$P_{y,c}^{III,max} = -170.5$
	Momento Fletor	$M_{xz}^{III,min} = -8.2$	$M_{xz}^{III,max} = 0.3$	$M_{xz}^{III,min} = 0.0$	$M_{xz}^{III,max} = 0.0$
Eixo Z / Plano XY	Força Normal	$P_{z,n}^{III,min} = -1135.3$	$P_{z,n}^{III,max} = 464.8$	$P_{z,n}^{III,min} = -771.7$	$P_{z,n}^{III,max} = 193.0$
	Força Cisalhante	$P_{z,c}^{III,min} = 0.0$	$P_{z,c}^{III,max} = 0.0$	$P_{z,c}^{III,min} = 0.0$	$P_{z,c}^{III,max} = 0.0$
	Momento Torsor	$M_{xy}^{III,min} = 19.9$	$M_{xy}^{III,max} = 50.0$	$M_{xy}^{III,min} = 21.0$	$M_{xy}^{III,max} = 21.0$

As tensões normais, de flexão e de torção obtidas a partir da distribuição de esforços internos são definidas por, partindo do plano YZ:

$$\begin{cases} \sigma_{yz,n}^{III} = 0 \\ \sigma_{yz,b}^{III} = \frac{M_{yz}^{III} \cdot h_v^{III}}{2 I_v^{III,yz}} \\ \tau_{yz,c}^{III} = \frac{P_{x,c}^{III} \cdot Q_v^{III,xy}}{I_v^{III,yz} \cdot w_v^{III}} \end{cases} \quad (85)$$

Para o plano XZ:

$$\begin{cases} \sigma_{xz,n}^{III} = 0 \\ \sigma_{xz,b}^{III} = \frac{M_{xz}^{III} \cdot w_v^{III}}{2 I_v^{III,xz}} \\ \tau_{xz,c}^{III} = \frac{P_{y,c}^{III} \cdot Q_v^{III,yz}}{I_v^{III,xz} \cdot h_v^{III}} \end{cases} \quad (86)$$

E para o plano XY:

$$\begin{cases} \sigma_{xy,n}^{III} = \frac{P_{z,n}^{III}}{A_v^{III}} \\ \sigma_{xy,b}^{III} = 0 \\ \tau_{xy,c}^{III} = \frac{M_{xy}^{III}}{K_v^{III}} \end{cases} \quad (87)$$

As tensões máximas em cada plano são mostradas na Tab. (4.24):

Tabela 4.24: Tensões máximas nos planos da barra sagital do quadril (Seção III)

Plano Absoluto	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
YZ	Axial $\sigma_{yz,n}^{III}$	Total	0.0	4.39	0.00	3.62
	Flexão $\sigma_{yz,b}^{III}$	Normal	4.39		3.62	
	Cisalhamento $\tau_{yz,c}^{III}$		0.25		0.00	
XZ	Axial $\sigma_{xz,n}^{III}$	Total	0.00	4.71	0.00	0.00
	Flexão $\sigma_{xz,b}^{III}$	Normal	4.71		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{xz,c}^{III}$		0.36		0.29	
XY	Axial $\sigma_{xy,n}^{III}$	Total	-3.13	-3.13	2.13	2.13
	Flexão $\sigma_{xy,b}^{III}$	Normal	0.00		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{xy,c}^{III}$		14.21		5.97	

Os diagramas de Mohr do estado de tensões da barra sagital do quadril (Seção III) são mostrados na Fig. (4.18).

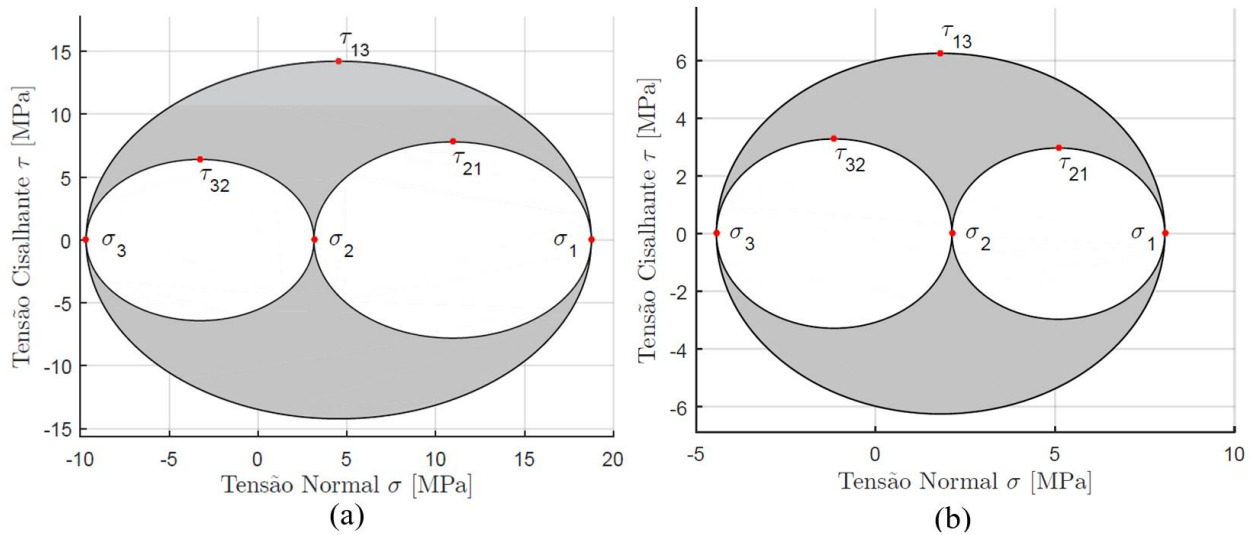


Figura 4.18: Diagramas de Mohr da Seção III para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

E as tensões principais normais σ_1^{III} , σ_2^{III} e σ_3^{III} e cisalhantes τ_1^{III} , τ_2^{III} e τ_3^{III} , determinadas a partir das das equações (22) – (26), são mostradas na Tab. (4.25).

Tabela 4.25: Tensões principais atuantes na barra sagital do quadril (Seção III)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^{III}	18.75	8.06
σ_2^{III}	3.15	2.13
σ_3^{III}	-9.67	-4.43
τ_{13}^{III}	14.21	6.25
τ_{21}^{III}	7.80	2.97
τ_{32}^{III}	6.41	3.28

Por fim, os critérios de falha utilizados nesta seção são os mesmos que definidos anteriormente nas equações (27) – (34). As tensões e os fatores de segurança à falha estática para a barra sagital do quadril são mostrados na Tab. (4.26).

Tabela 4.26: Tensões e fatores de segurança para a barra sagital do quadril (Seção III)

	Critério	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca	τ_{Tresca}^{III}	89.40	49.76
	von Mises	τ_{vMises}^{III}		
	Normal Máxima	σ_{normal}^{III}	146.59	74.70
	Normal Von Mises	σ_{vMises}^{III}	159.38	90.84
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{III,\tau}$	1.73	3.11
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{III,\tau}$	2.00	3.41
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{III,\sigma}$	3.83	7.53
	Normal Von Mises	$FS_{vMises}^{III,\sigma}$	2.00	3.59

➤ Projeto de Rigidez

Para o projeto mecânico do eixo de transmissão do quadril pelo critério de rigidez, partido-se para as deformações axiais:

$$\delta_n^{III} = \frac{P_{z,n}^{III} l_v^{III}}{E^{III} A_v^{III}} \quad (88)$$

Para deflexões longitudinais devido aos momentos fletores, este problema apresenta uma solução para deflexão de semelhante à da Seção II, mostrada na Fig (4.14), mas sem contar os momentos advindos da Seção I. Consequentemente:

$$\begin{cases} \gamma_{yz,b}^{III} = \frac{R_x^{A,II} (l_v^{III} - d_v^{II}/2 - 10Df)^3}{3E^{III} I_v^{III,yz}} \\ \gamma_{xz,b}^{III} = \frac{R_y^{A,II} (l_v^{III} - d_v^{II}/2 - 10Df)^3}{3E^{III} I_v^{III,xz}} \end{cases} \quad (89)$$

E para a torção angular devido ao momento torsor:

$$\varphi_c^{III} = \frac{180 M_{yz}^{III} l_v^{III}}{2\pi G^{III} J_v^{III}} \quad (90)$$

Desta forma, as deflexões máximas para cada caso são mostradas na Tab. (4.27).

Tabela 4.27: Deflexões e deformações para a barra sagital do quadril (Seção III)

Tipo de Variação Dimensional	Valor	
	Caso Crítico	Caso Padrão
δ_n^{III}	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$\gamma_{yz,b}^{III}$	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$\gamma_{xz,b}^{III}$	0.1 mm	0.1 mm
φ_c^{III}	0.5°	0.2°

➤ **Projeto à Fadiga Mecânica**

O método dos fatores de Marin para se definir a vida útil do componente estrutural à fadiga mecânica desta seção segue exatamente o modelo desenvolvido para a barra antropomórfica da Seção I. Assim, as tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os kf fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) e os fatores kf_c^I , kf_d^I , kf_d^I e kf_e^I definidos anteriormente.

Os fatores de entalhe também seguem o método utilizado na Subseção 4.2.1, onde há apenas a presença de furos transversais na estrutura que possuem as mesmas dimensões e propriedades daqueles descritos na Seção I. Se valendo das equações (49) a (53), pode-se determinar os Ck^{σ_n} e Ck^{σ_b} coeficientes de fadiga para os $kf_{t,n}^{III}$ e $kf_{t,b}^{III}$ fatores de concentração de tensão. O fator $kf_{t,c}^{III}$, novamente, é definido como sendo unitário.

Seguindo o padrão definido anteriormente, os kf_f , fatores de entalhe assumem a identidade direta com os kf_t , fatores de concentração de tensões, como descrito nas equações (54) – (56). Desta forma, os resultados dos kf fatores de Marin são apresentados na Tab. (4.28).

E para as tensões médias e alternadas atuantes na estrutura da barra sagital, são utilizadas as equações (57) e (58). Os resultados dos dois tipos de tensão de fadiga desta seção estrutural estão presentes na Tab. (4.29).

Tabela 4.28: Tensões alternadas e médias da barra sagital do quadril (Seção III)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	0.93	2.21	0.80	1.33
Tensão de Flexão [MPa]	0.74	5.19	0.00	3.67
Tensão de Torção [MPa]	4.28	9.93	0.00	5.98

A barra sagital do quadril está submetida a carregamentos multiaxiais e, sendo assim, há de se utilizar a formulação de von Mises para tensões equivalentes alternadas e médias de fadiga, definidas pelas equações (59) e (60). Os fatores de segurança de Goodman e ASME-Elíptico, por sua vez, são definidos pelas equações (61) e (62). Por fim, a vida útil à fadiga e o número de sessões padrão de fisioterapia são representadas nas equações (63.1) e (64.1). Os resultados finais para todas as grandezas mencionadas são mostrados na Tab. (4.30).

Tabela 4.29: Características de fadiga para a barra sagital do quadril (Seção III)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
<i>k</i> Fatores de Marin	$kf_{a'}^{III}$	0.328		
	$kf_{b'}^{III}$	0.931		
	$kf_{c'}^{III}$	1.000		
	$kf_{d'}^{III}$	1.000		
	$kf_{e'}^{III}$	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$kf_{f',n}^{III} = kf_{t',n}^{III}$	2.962	
		$kf_{f',b}^{III} = kf_{t',b}^{III}$	2.067	
	$kf_{f',c}^{III} = kf_{t',c}^{III}$	1.000		
Tensões Limites de Enduração [MPa]	Teórica $S_e^{III'}$	116.00		
	Aproximada S_e^{III}	30.77		

Tabela 4.30: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção III)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^{III}	8.53	2.34
	Alternada σ_{alt}^{III}	25.14	15.98
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^{III}$	1.18	1.80
	ASME Elíptico FS_{ASME}^{III}	1.22	1.83
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{III}	$170.47 \cdot 10^3$	$911.18 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{III}	–	≈ 900

4.2.4 Placa de Conexão do Quadril (Seção IV)

➤ Modelagem do Sistema

Como mencionado na Subseção 4.2.3, a segunda estrutura do quadril do exoesqueleto é a placa de conexão entre as partes sagital e frontal do quadril. A placa de conexão do quadril conecta ambas partes do quadril antropomórfico por meio de juntas parafusadas. Há de se ressaltar que, efetivamente, a placa da conexão do quadril é formada por duas unidades idênticas acopladas nas faces opostas das barras. Conseqüentemente, pode-se considerar que as forças no eixo neutro de cada junta parafusada são divididas igualmente entre as duas planas, adicionadas pelas forças $R_x^{T,III}$ adicionais, responsáveis por contrapor o momento torsor nas barras sagitais.

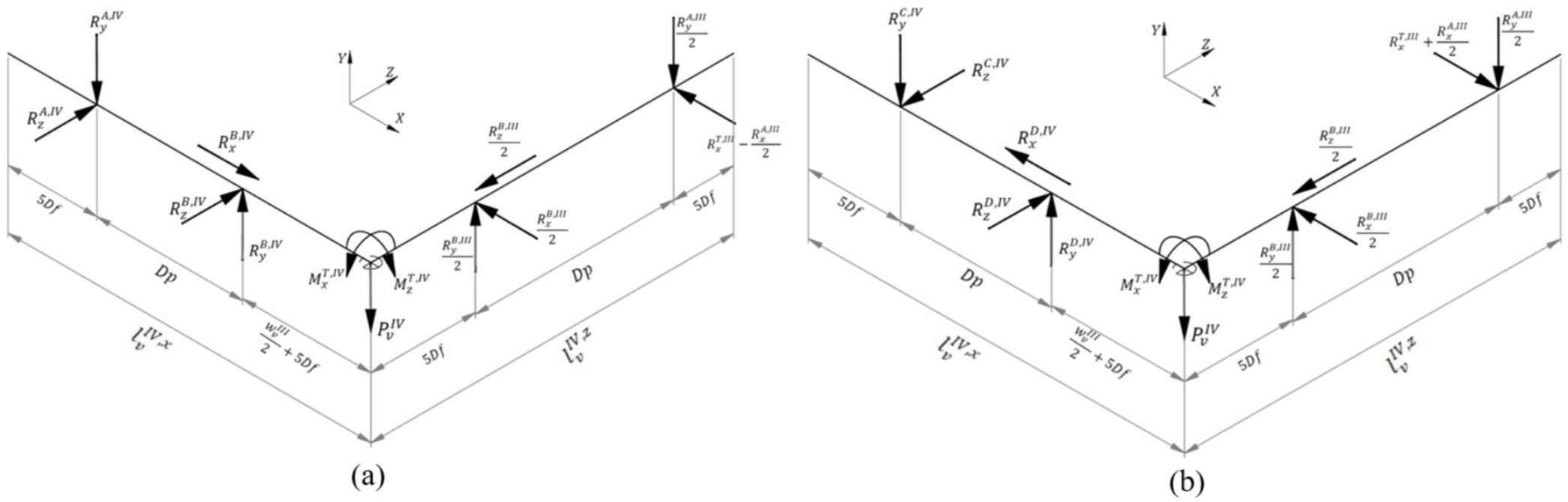


Figura 4.19: DCL das placas de conexão (a) Superior e (b) Inferior (Seção IV) do quadril. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).

Como a placa possui um formato em L e sem nenhum encaixe mecânico que resista a momentos normais ao seu próprio eixo neutro, pode-se gerar os momentos torsores equivalentes $M_x^{T,IV}$ e $M_z^{T,IV}$ para o equilíbrio de momento em cada eixo neutro. Essa modelagem de equilíbrio adicional, apesar de se equilibrar apenas nos esforços internos desta seção, é integralmente transmitida para a barra frontal do quadril (Seção IV), sendo de suma importância para a correta modelagem de ambos sistemas.

Novamente há a presença das medidas de distanciamento dos parafusos Dp e da folga de fim de curso $10Df$. O diagrama de corpo livre deste sistema, válido para ambos casos de modelagem (padrão e crítico), é mostrado na Fig. (4.19).

As características geométricas e dimensionais básicas da chapa retangular de conexão do quadril, h_v^{IV} , w_v^{IV} , A_v^{IV} , J_v^{IV} e K_v^{IV} seguem os valores apresentados na Tab. (4.3). Os momentos de inércia I_v^{IV} e de área Q_v^{IV} , por sua vez, são distintos dos modelos anteriores devido à geometria da peça, que apresenta uma curva de 90° . Sendo assim, têm-se que $I_v^{IV,yz} = I_v^{IV,xz}$ e $Q_v^{IV,yz} = Q_v^{IV,xz}$, enquanto $I_v^{IV,xy}$ e $Q_v^{IV,xy}$ permanecem distintos.

A massa de cada chapa individual segue a equação (9) e o comprimento da placa em cada eixo foi definido a partir de uma relação desejada entre os tamanhos de folga Df e entre parafusos Dp . Sendo assim:

$$m_v^{IV} = 0.344 \text{ kg} \quad ; \quad \begin{cases} l_v^{IV,x} = 119.5 \text{ mm} \\ l_v^{IV,z} = 110.0 \text{ mm} \end{cases}$$

Como pode ser visto no diagrama de corpo livre da Fig. (4.19), apesar de ambas conexões do quadril possuírem estruturas idênticas, devido à diferença entre as forças transmitidas a partir das barras sagitais, é melhor se dividir a resolução de cada sistema individualmente. Assim, são considerados quatro pontos de análise: A , B , C e D , cada um relativo à um ponto de conexão entre o parafuso e a conexão.

Sendo a modelagem do sistema a mesma para ambos modos de solicitações de marcha, as forças de reação encontradas na juntas parafusadas A e B da chapa de conexão superior são dadas por:

$$\begin{cases} R_x^{A,IV} = 0 \\ R_y^{A,IV} = R_y^{B,IV} - \left(P_v^{IV} + \frac{(R_y^{A,III} - R_y^{B,III})}{2} \right) \\ R_z^{A,IV} = \frac{R_z^{B,III}}{2} - R_z^{B,IV} \end{cases} \quad (91)$$

$$\begin{cases} R_x^{B,IV} = \frac{(R_x^{B,III} - R_x^{A,III})}{2} + R_x^{T,III} \\ R_y^{B,IV} = \frac{\left(P_v^{IV} + \frac{(R_y^{A,III} - R_y^{B,III})}{2} \right) \cdot \left(Dp + \frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right)}{Dp} \\ R_z^{B,IV} = \frac{\frac{R_z^{B,III}}{2} \cdot \left(Dp + \frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) - \left(\frac{R_x^{B,III}}{2} \cdot (5Df) + \left(R_x^{T,III} - \frac{R_x^{A,III}}{2} \right) \cdot (Dp + 5Df) \right)}{Dp} \end{cases} \quad (92)$$

E para as reações nas juntas parafusadas C e D da chapa de conexão inferior:

$$\begin{cases} R_x^{C,IV} = 0 \\ R_y^{C,IV} = R_y^{D,IV} - \left(P_v^{IV} + \frac{(R_y^{A,III} - R_y^{B,III})}{2} \right) \\ R_z^{C,IV} = R_z^{D,IV} - \frac{R_z^{B,III}}{2} \end{cases} \quad (93)$$

$$\begin{cases} R_x^{D,IV} = R_x^{T,III} - \frac{(R_x^{B,III} - R_x^{A,III})}{2} \\ R_y^{D,IV} = \frac{\left(P_v^{IV} + \frac{(R_y^{A,III} - R_y^{B,III})}{2} \right) \cdot \left(Dp + \frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right)}{Dp} \\ R_z^{D,IV} = \frac{\frac{R_z^{B,III}}{2} \cdot \left(Dp + \frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) - \left(\frac{R_x^{B,III}}{2} \cdot (5Df) - \left(R_x^{T,III} + \frac{R_x^{A,III}}{2} \right) \cdot (Dp + 5Df) \right)}{Dp} \end{cases} \quad (94)$$

Os resultados das reações nas juntas parafusadas das conexões superior e inferior da Seção IV são mostrados na Tab. (4.31):

Tabela 4.31: Reações mecânicas na conexão L do quadril (Seção IV)

	Caso Crítico em Marcha Húmida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Junta A [N] (L Superior)	$R_x^{A,IV,min} = 0.0$	$R_x^{A,IV,max} = 0.0$	$R_x^{A,IV,min} = 0.0$	$R_x^{A,IV,max} = 0.0$
	$R_y^{A,IV,min} = 48.8$	$R_y^{A,IV,max} = 60.4$	$R_y^{A,IV,min} = 50.3$	$R_y^{A,IV,max} = 50.3$
	$R_z^{A,IV,min} = 14.3$	$R_z^{A,IV,max} = 455.3$	$R_z^{A,IV,min} = 7.6$	$R_z^{A,IV,max} = 285.1$
Junta B [N] (L Superior)	$R_x^{B,IV,min} = 523.0$	$R_x^{B,IV,max} = 1245.5$	$R_x^{B,IV,min} = 551.0$	$R_x^{B,IV,max} = 551.0$
	$R_y^{B,IV,min} = 133.7$	$R_y^{B,IV,max} = 165.2$	$R_y^{B,IV,min} = 137.6$	$R_y^{B,IV,max} = 137.6$
	$R_z^{B,IV,min} = -678.5$	$R_z^{B,IV,max} = 539.6$	$R_z^{B,IV,min} = -381.6$	$R_z^{B,IV,max} = 378.3$
Junta C [N] (L Inferior)	$R_x^{C,IV,min} = 0.0$	$R_x^{C,IV,max} = 0.0$	$R_x^{C,IV,min} = 0.0$	$R_x^{C,IV,max} = 0.0$
	$R_y^{C,IV,min} = 48.8$	$R_y^{C,IV,max} = 60.4$	$R_y^{C,IV,min} = 50.3$	$R_y^{C,IV,max} = 50.3$
	$R_z^{C,IV,min} = 26.2$	$R_z^{C,IV,max} = 732.2$	$R_z^{C,IV,min} = 59.3$	$R_z^{C,IV,max} = 336.8$
Junta D [N] (L Inferior)	$R_x^{D,IV,min} = 519.2$	$R_x^{D,IV,max} = 1376.9$	$R_x^{D,IV,min} = 551.0$	$R_x^{D,IV,max} = 551.0$
	$R_y^{D,IV,min} = 133.7$	$R_y^{D,IV,max} = 165.2$	$R_y^{D,IV,min} = 137.6$	$R_y^{D,IV,max} = 137.6$
	$R_z^{D,IV,min} = -128.9$	$R_z^{D,IV,max} = 1284.7$	$R_z^{D,IV,min} = -37.2$	$R_z^{D,IV,max} = 722.7$

Como mostrado no diagrama de corpo livre da Fig. (4.22) e mencionado anteriormente, há a presença de dois momentos equivalentes $M_x^{T,IV}$ e $M_z^{T,IV}$. Eles advêm do fato de que juntas parafusadas, apesar de na prática resistirem a pequenos momentos torsores por causa de variáveis do tamanho de sua cabeça e seu o torque de aperto, não podem ser modeladas para resistir a esse tipo de aplicação mecânica em seu eixo neutro. Os momentos equivalentes são as representações dos esforços necessários para

impedir a rotação da chapa L ao longo dos eixos X e Z, e são idênticos para ambas chapas, superior e inferior. Por fim, $M_x^{T,IV}$ e $M_z^{T,IV}$ são definidos como:

$$\begin{cases} M_x^{T,IV} = \frac{1}{2} \cdot (R_y^{A,III}(Dp + 5Df) - R_y^{B,III}(5Df)) \\ M_z^{T,IV} = R_y^{A,IV} \left(Dp + \frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) - R_y^{B,IV} \left(\frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) \end{cases} \quad (95)$$

Os momentos de equilíbrio torsor equivalentes são mostrados na Tab. (4.32).

Tabela 4.32: Momentos equivalentes adicionais da conexão L do quadril (Seção IV)

	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Plano YZ	$M_x^{T,IV,min} = 12.0$	$M_x^{T,IV,max} = 14.9$	$M_x^{T,IV,min} = 12.3$	$M_x^{T,IV,max} = 12.3$
Plano XY	$M_z^{T,IV,min} = 0.1$	$M_z^{T,IV,max} = 0.5$	$M_z^{T,IV,min} = 0.2$	$M_z^{T,IV,max} = 0.2$

➤ Projeto Estático

Como a geometria e seção transversal desta peça é em L, pode-se dividir o domínio geral da peça em dois subdomínios, cada qual alinhado com um eixo. Tal divisão é necessária já que os esforços normais em uma parte da peça correspondem a esforços cortantes na outra parte, e vice-versa. Assim, têm-se que, para os esforços internos normais nesta seção, para a placa superior da conexão do quadril:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{IV,sup} = \begin{cases} -R_x^{B,IV} & , \text{ Alinhado a X} \\ 0 & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ P_{y,n}^{IV,sup} = 0 \\ P_{z,n}^{IV,sup} = \begin{cases} 0 & , \text{ Alinhado a X} \\ -R_z^{B,III} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \end{cases} \quad (96)$$

Enquanto para a conexão inferior do quadril:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{IV,inf} = \begin{cases} R_x^{D,IV} & , \text{ Alinhado a X} \\ 0 & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ P_{y,n}^{IV,inf} = 0 \\ P_{z,n}^{IV,inf} = \begin{cases} 0 & , \text{ Alinhado a X} \\ -R_z^{B,III} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \end{cases} \quad (97)$$

Mais uma vez, o ponto crítico dos esforços cortantes e seus momentos se encontra ao longo da estrutura. Se valendo da formulação de somatório genérico utilizada anteriormente, pode-se obter os esforços cortantes atuantes na estrutura. As equações desenvolvidas em sua totalidade podem ser encontradas no Apêndice I.3. Para ambas unidades da conexão do quadril, as equações correspondentes são dadas por:

$$\begin{cases} P_{x,c}^{IV,i} = \begin{cases} 0 & , \text{ Alinhado a } X \\ \sum_{z=0}^{l_{z,v}^{IV}} R_x^{IV,i}(z) & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \\ P_{y,c}^{IV,i} = \begin{cases} \sum_{x=0}^{l_{x,v}^{IV}} R_y^{IV,i}(x) & , \text{ Alinhado a } X \\ \sum_{z=0}^{l_{z,v}^{IV}} R_y^{IV,i}(z) & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \\ P_{z,c}^{IV,i} = \begin{cases} \sum_{x=0}^{l_{x,v}^{IV}} R_z^{IV,i}(x) & , \text{ Alinhado a } X \\ 0 & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \end{cases} , \quad \forall i = sup, inf \quad (98)$$

Para os momentos fletores e torsões pode-se utilizar as equações genéricas de momento ao longo da estrutura. Assim, novamente, para ambas unidades de conexão com quadril:

$$\begin{cases} M_{yz}^{IV,i} = \begin{cases} M_x^{T,IV} & , \text{ Alinhado a } X \\ \sum_{z=0}^{l_{z,v}^{IV}} P_{y,c}^{IV,i}(z) \cdot \Delta z & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \\ M_{xz}^{IV,i} = \begin{cases} \sum_{x=0}^{l_{x,v}^{IV}} P_{z,c}^{IV,i}(x) \cdot \Delta x & , \text{ Alinhado a } X \\ \sum_{z=0}^{l_{z,v}^{IV}} P_{x,c}^{IV,i}(z) \cdot \Delta z & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \\ M_{xy}^{IV,i} = \begin{cases} \sum_{x=0}^{l_{x,v}^{IV}} P_{y,c}^{IV,i}(x) \cdot \Delta x & , \text{ Alinhado a } X \\ M_z^{T,IV} & , \text{ Alinhado a } Z \end{cases} \end{cases} , \quad \forall i = sup, inf \quad (99)$$

Com todos os esforços internos definidos, pode-se escolher a unidade crítica entre as conexões superior e inferior baseado na intensidade dos esforços encontradas em cada. Obteve-se que, para os casos crítico (1) e padrão (2), as conexões críticas são, respectivamente, as conexões 1) Inferior e 2) Superior. Consequentemente, os esforços internos na unidade crítica são mostrados na Tab. (4.33).

Tabela 4.33: Esforços internos na conexão crítica do quadril para os casos de solicitação (Seção IV)

Eixo/Plano Absoluto	Esforço Interno	Caso Crítico (Conexão Inferior)		Caso Padrão (Conexão Inferior)	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Eixo X / Plano YZ	Força Normal	$P_{x,n}^{IV,min} = 523.0$	$P_{x,n}^{IV,max} = 1245.5$	$P_{x,n}^{IV,min} = -551.0$	$P_{x,n}^{IV,max} = -551.0$
	Força Cisalhante	$P_{x,c}^{IV,min} = 519.2$	$P_{x,c}^{IV,max} = 1376.9$	$P_{x,c}^{IV,min} = 551.0$	$P_{x,c}^{IV,max} = 551.0$
	Momento Torsor	$M_{yz}^{IV,min} = 12.0$	$M_{yz}^{IV,max} = 14.9$	$M_{yz}^{IV,min} = 12.3$	$M_{yz}^{IV,max} = 12.3$
Eixo Y / Plano XZ	Força Normal	$P_{y,n}^{IV,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{IV,max} = 0.0$	$P_{y,n}^{IV,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{IV,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{y,c}^{IV,min} = 165.5$	$P_{y,c}^{IV,max} = 206.4$	$P_{y,c}^{IV,min} = 170.5$	$P_{y,c}^{IV,max} = 170.5$
	Momento Fletor	$M_{xz}^{IV,min} = -44.1$	$M_{xz}^{IV,max} = 7.3$	$M_{xz}^{IV,min} = 13.8$	$M_{xz}^{IV,max} = 17.1$
Eixo Z / Plano XY	Força Normal	$P_{z,n}^{IV,min} = -567.6$	$P_{z,n}^{IV,max} = 232.4$	$P_{z,n}^{IV,min} = -385.9$	$P_{z,n}^{IV,max} = 96.5$
	Força Cisalhante	$P_{z,c}^{IV,min} = 519.2$	$P_{z,c}^{IV,max} = 1376.9$	$P_{z,c}^{IV,min} = 551.0$	$P_{z,c}^{IV,max} = 551.0$
	Momento Fletor	$M_{xy}^{IV,min} = 12.0$	$M_{xy}^{IV,max} = 14.9$	$M_{xy}^{IV,min} = 12.3$	$M_{xy}^{IV,max} = 12.3$

Como em cada modo de funcionamento do exoesqueleto há uma unidade crítica distinta, serão mostrados os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores para ambas chapas de conexão superior e inferior. Assim, os esforços cortantes são mostrados nas Figs. (4.20) e (4.21):

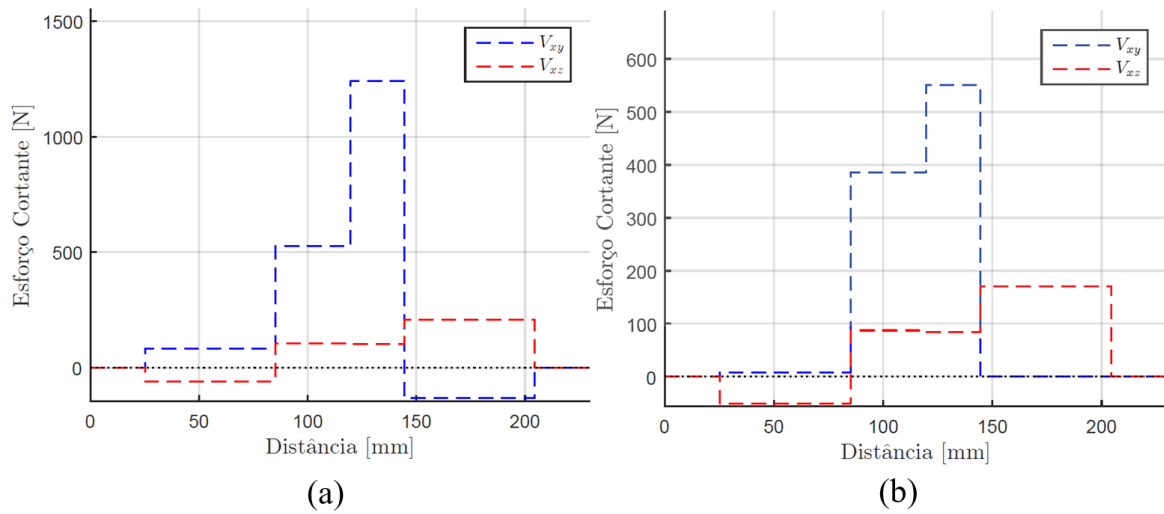


Figura 4.20: Diagramas de esforços cortantes da conexão L superior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

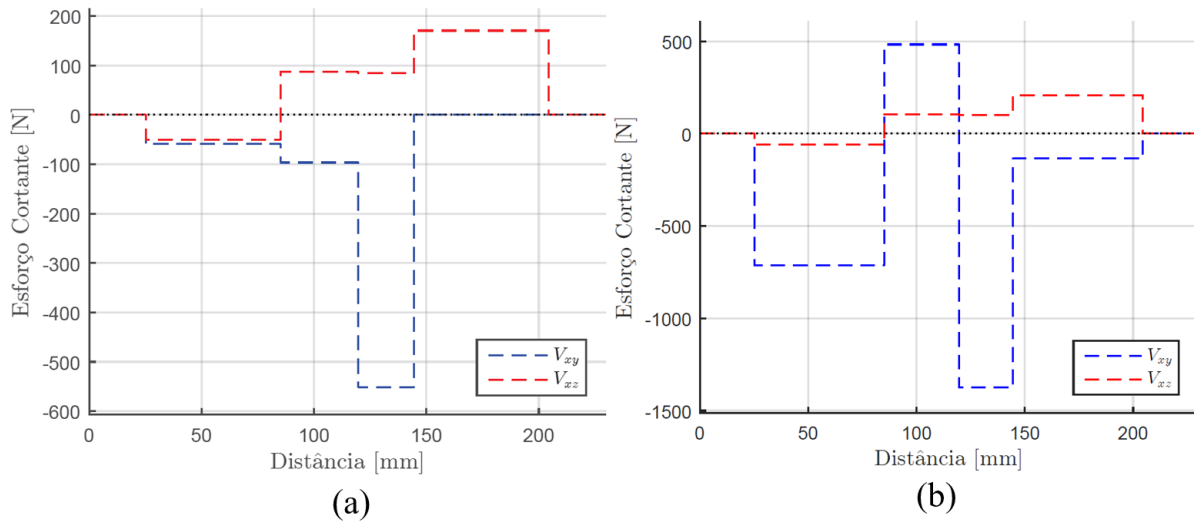


Figura 4.21: Diagramas de esforços cortantes da conexão L inferior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

Já diagramas de momentos fletores para ambas conexões do quadril são mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.22) e (4.23):

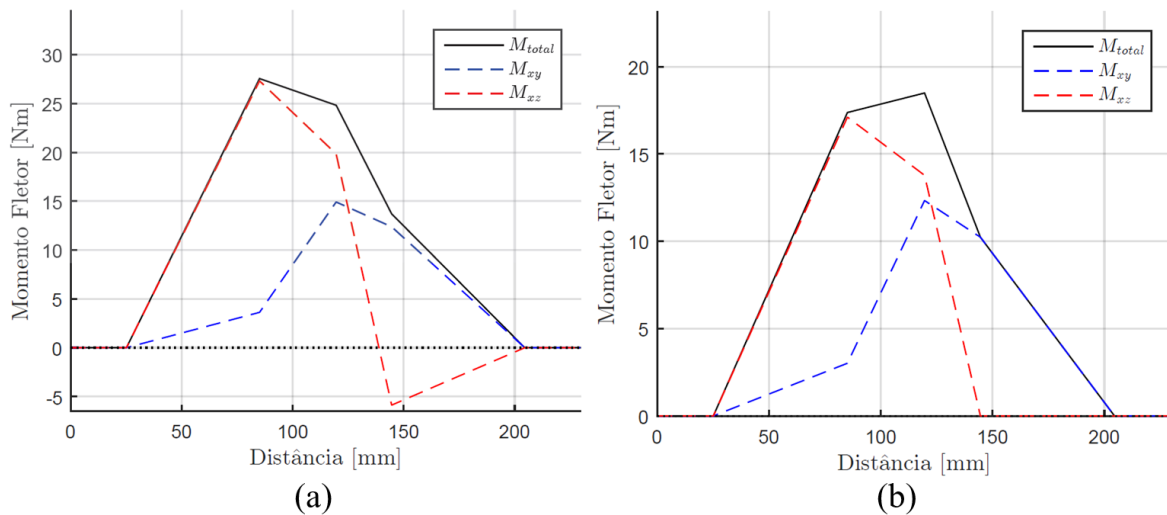


Figura 4.22: Diagramas de momentos fletores da conexão L superior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

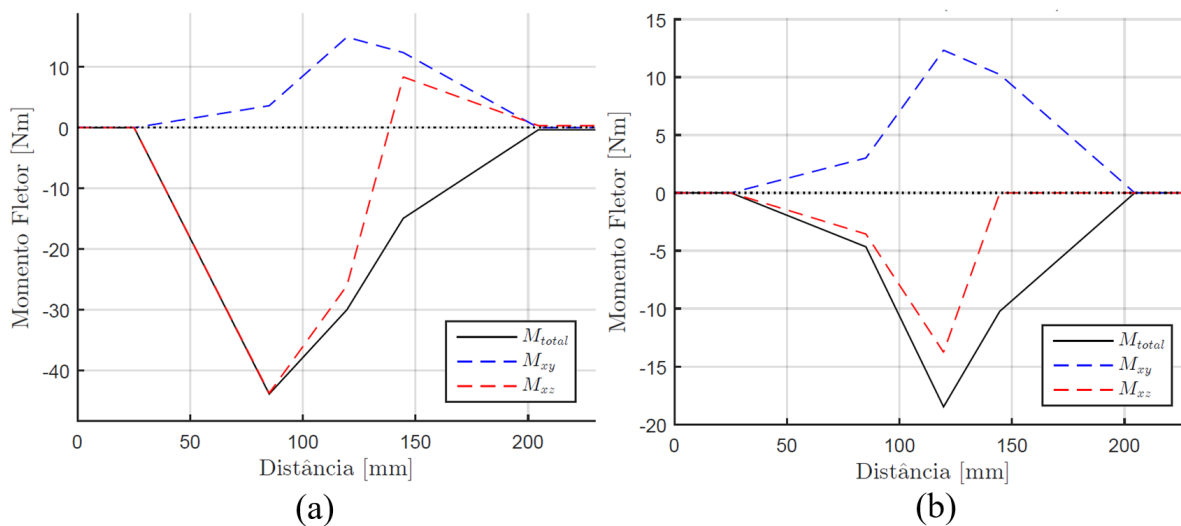


Figura 4.23: Diagramas de momentos fletores da conexão L inferior do quadril para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

As tensões dos componentes mecânicos desta seção, mais uma vez não obedecem a modelagem usual que foi utilizada nos sistemas anteriores. Como as chapas L possuem sua estrutura alinhada em dois eixos/planos distintos, os esforços internos alinhados a cada plano correspondem aos esforços distintos no outro plano. Portanto, há de se definir as tensões em cada eixo/plano da estrutura, de depois seleciona-se a seção crítica, que está submetida à maior combinação de tensões.

As tensões normais, de flexão e de torsão obtidas a partir da distribuição de esforços internos são definidas por, partindo do plano YZ :

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{yz,n}^{IV} = \begin{cases} \frac{P_{x,n}^{IV}}{A_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a X} \\ 0 & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ \sigma_{yz,b}^{IV} = \begin{cases} 0 & , \text{ Alinhado a X} \\ \frac{M_{yz}^{IV} \cdot h_v^{IV}}{2 I_v^{IV, yz}} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ \tau_{yz,c}^{IV} = \begin{cases} \frac{M_{yz}^{IV}}{K_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a X} \\ \frac{P_{x,c}^{IV} \cdot Q_v^{IV, xz}}{I_v^{IV, yz} \cdot w_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \end{array} \right. \quad (100)$$

Para o plano XZ:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{xz,n}^{IV} = 0 & , \text{ Alinhado a X e Z} \\ \sigma_{xz,b}^{IV} = \frac{M_{xz}^{IV} \cdot w_v^{IV}}{2 I_v^{IV, xz}} & , \text{ Alinhado a X e Z} \\ \tau_{xz,c}^{IV} = \frac{P_{y,c}^{IV} \cdot Q_v^{IV, xy}}{I_v^{IV, xz} \cdot h_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a X e Z} \end{array} \right. \quad (101)$$

E para o plano XY:

$$\left\{ \begin{array}{l} \sigma_{xy,n}^{IV} = \begin{cases} 0 & , \text{ Alinhado a X} \\ \frac{P_{z,n}^{IV}}{A_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ \sigma_{xy,b}^{IV} = \begin{cases} \frac{M_{xy}^{IV} \cdot h_v^{IV}}{2 I_v^{IV, xy}} & , \text{ Alinhado a X} \\ 0 & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \\ \tau_{xy,c}^{IV} = \begin{cases} \frac{P_{z,c}^{IV} \cdot Q_v^{IV, yz}}{I_v^{IV, xy} \cdot w_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a X} \\ \frac{M_{xy}^{IV}}{K_v^{IV}} & , \text{ Alinhado a Z} \end{cases} \end{array} \right. \quad (102)$$

Resolvendo as tensões para cada região da placa de conexão do quadril, nota-se que, em ambos os casos de solicitação (crítico e padrão), a região da placa que apresenta a maior combinação de tensões é alinhada em X, ou seja, ao longo da distância $l_{x,v}^{IV}$. Assim sendo, as tensões críticas desta seção, representadas para cada plano distinto, são mostradas na Tab. (4.34):

Percebe-se que a estrutura da conexão L do quadril, está submetida à um estado triaxial de tensões devido ao carregamento misto. As tensões principais normais σ_1^{IV} , σ_2^{IV} e σ_3^{IV} e cisalhantes τ_1^{IV} , τ_2^{IV} e τ_3^{IV} são determinadas a partir da rotina de cálculos das equações (22) – (26). Seus resultados são mostrados na Tab. (4.35).

Tabela 4.34: Tensões máximas na seção crítica da placa de conexão do quadril (Seção IV)

Plano Absoluto	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
YZ	Axial $\sigma_{yz,n}^{IV}$	Total	-6.54	-6.54	-2.89	-2.89
	Flexão $\sigma_{yz,b}^{IV}$	Normal	0.00		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{yz,c}^{IV}$		26.43		21.85	
XZ	Axial $\sigma_{xz,n}^{IV}$	Total	0.00	72.93	0.00	28.29
	Flexão $\sigma_{xz,b}^{IV}$	Normal	72.93		28.29	
	Cisalhamento $\tau_{xz,c}^{IV}$		0.85		0.70	
XY	Axial $\sigma_{xy,n}^{IV}$	Total	0.00	46.99	0.00	38.84
	Flexão $\sigma_{xy,b}^{IV}$	Normal	46.99		38.84	
	Cisalhamento $\tau_{xy,c}^{IV}$		20.65		8.27	

Tabela 4.35: Tensões principais atuantes na barra sagital do quadril (Seção III)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^{IV}	92.87	56.64
σ_2^{IV}	34.59	14.14
σ_3^{IV}	-0.99	-0.77
τ_{13}^{IV}	46.93	28.71
τ_{21}^{IV}	28.14	21.25
τ_{32}^{IV}	17.79	7.46

Os diagramas de Mohr do estado de tensões da barra sagital do quadril (Seção IV) são mostrados na Fig. (4.24).

Os critérios de falha utilizados nesta seção são os mesmos que definidos anteriormente nas equações (27) – (34). As tensões e os fatores de segurança à falha estática para as conexões L do quadril são mostrados na Tab. (4.36).

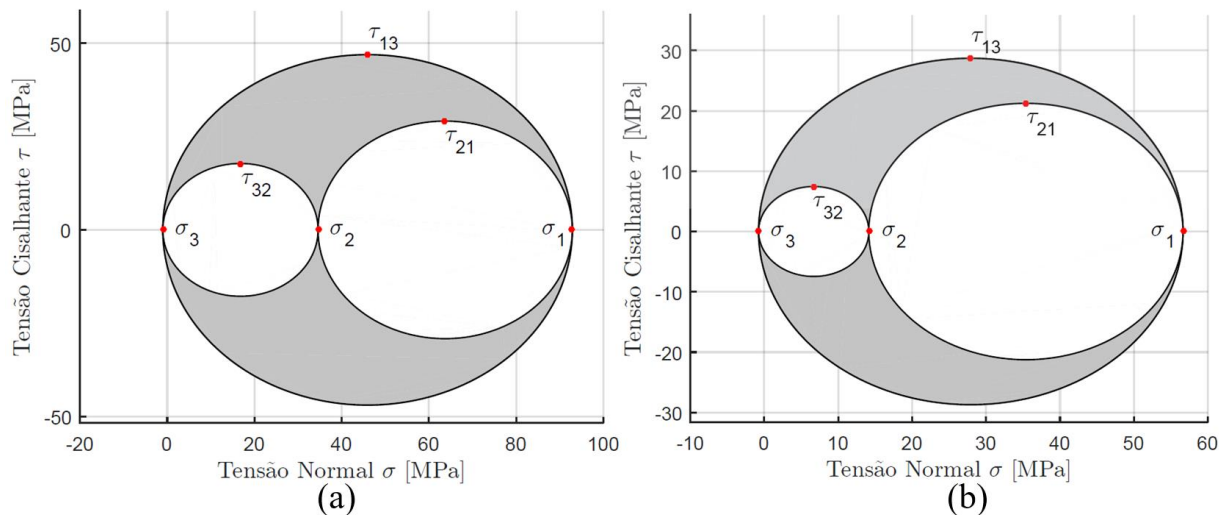


Figura 4.24: Diagramas de Mohr da Seção IV para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Tabela 4.36: Tensões e fatores de segurança para a barra sagital do quadril (Seção IV)

	Critério	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca	τ_{Tresca}^{IV}	46.93	28.71
	von Mises	τ_{vMises}^{IV}		
	Normal Máxima	σ_{normal}^{IV}	92.87	56.64
	Normal Von Mises	σ_{vMises}^{IV}	82.08	51.60
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{IV,\tau}$	3.30	5.40
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{IV,\tau}$	3.78	6.23
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{IV,\sigma}$	6.08	9.97
	Normal Von Mises	$FS_{vMises}^{IV,\sigma}$	3.81	6.01

➤ Projeto de Rigidez

Para o projeto mecânico do eixo de transmissão do quadril pelo critério de rigidez, partindo-se para as deformações axiais:

$$\delta_n^{IV} = \frac{P_{x,n}^{IV} l_{x,v}^{IV}}{E^{IV} A_v^{IV}} \quad (103)$$

Para deflexões longitudinais devido aos momentos fletores, este problema apresenta uma solução para deflexão de semelhante à da Seção II, mostrada na Fig. (4.14), mas sem contar os momentos advindos da Seção I. Consequentemente:

$$\begin{cases} Y_{xz,b}^{IV} = \frac{\left(2R_z^{A,III}(5Df) - 3\left(\frac{R_x^{B,III}}{2} \cdot (5Df) + \left(R_x^{T,III} - \frac{R_x^{A,III}}{2}\right) \cdot (Dp+5Df)\right)\right)(5Df)^2}{6E^{IV} I_v^{IV,xz}} \\ Y_{xy,b}^{IV} = \frac{\left(2 \cdot \left(P_v^{IV} + \frac{1}{2}(R_y^{B,III} - R_y^{A,III})\right)(5Df) + 3M_z^{T,IV}\right)(5Df)^2}{6E^{IV} I_v^{IV,xy}} \end{cases} \quad (104)$$

E para a torção angular devido ao momento torsor:

$$\varphi_c^{IV} = \frac{180 M_{yz}^{IV} l_{x,v}^{IV}}{2\pi G^{IV} J_v^{IV}} \quad (105)$$

Desta forma, as deflexões máximas para a seção crítica para cada caso de carregamento são mostradas na Tab. (4.37).

Tabela 4.37: Deflexões e deformações para a conexão L do quadril (Seção IV)

Tipo de Variação Dimensional	Valor	
	Caso Crítico	Caso Padrão
δ_n^{IV}	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$Y_{xz,b}^{IV}$	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$Y_{xy,b}^{IV}$	< 0.1 mm	< 0.1 mm
φ_c^{IV}	0.1°	0.1°

➤ Projeto à Fadiga Mecânica

O método dos fatores de Marin para se definir a vida útil do componente estrutural à fadiga mecânica desta seção segue, em parte, o modelo desenvolvido para o eixo de rotação do quadril (Seção II). As tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os kf fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) e os fatores kf_c^{II} , kf_d^{II} , kf_d^{II} e kf_e^{II} definidos anteriormente.

Os fatores de entalhe também seguem parcialmente o método utilizado na Subseção 4.2.1, onde há apenas a presença de furos transversais na estrutura que possuem as mesmas dimensões e propriedades daqueles descritos na Seção I. Se valendo das equações (49) a (53), pode-se determinar os Ck^{σ_n} e Ck^{σ_b} coeficientes de fadiga para os $kf_{t',n}^{IV}$ e $kf_{t',b}^{IV}$ fatores de concentração de tensão. O fator $kf_{t',c}^{IV}$, novamente, é definido como sendo unitário.

Mais uma vez os kf_f fatores de entalhe assumem a identidade direta com os $kf_{t'}$ fatores de concentração de tensões, assim como descrito nas equações (54) – (56). Levadas em conta todas as ponderações descritas, os resultados dos kf fatores de Marin para a conexão L do quadril são apresentados na Tab. (4.38).

E para as tensões médias e alternadas atuantes nesta seção estrutural, são utilizadas as equações (57) e (58). Os resultados dos dois tipos de tensão de fadiga na conexão L estão presentes na Tab. (4.39).

Tabela 4.38: Tensões alternadas e médias da conexão L do quadril (Seção IV)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	3.61	3.61	1.45	1.45
Tensão de Flexão [MPa]	16.79	65.31	1.51	46.54
Tensão de Torção [MPa]	1.02	28.59	23.37	0.00

Tabela 4.39: Características de fadiga para a conexão L crítica do quadril (Seção IV)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
<i>k</i> Fatores de Marin	$kf_{a'}^{IV}$	0.564		
	$kf_{b'}^{IV}$	0.958		
	$kf_{c'}^{IV}$	1.000		
	$kf_{d'}^{IV}$	1.000		
	$kf_{e'}^{IV}$	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$kf_{f',n}^{IV} = kf_{t',n}^{IV}$	3.088	
		$kf_{f',b}^{IV} = kf_{t',b}^{IV}$	1.000	
	$kf_{f',c}^{IV} = kf_{t',c}^{IV}$	2.683		
Tensões Limites de Endurância [MPa]	Teórica $S_e^{IV'}$	282.50		
	Aproximada S_e^{IV}	147.72		

Mais uma vez, para se levar em conta os carregamentos multiaxiais desta seção do sistema, há de se utilizar a formulação de von Mises para tensões equivalentes alternadas e médias de fadiga, definidas pelas equações (59) e (60).

Os fatores de segurança de Goodman e ASME-Elíptico, por sua vez, são definidos pelas equações (61) e (62), enquanto a vida útil à fadiga e o número de sessões padrão de fisioterapia são representadas nas equações (63.1) e (64.1). Os resultados finais para todas as grandezas mencionadas são mostrados na Tab. (4.40):

Tabela 4.40: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção IV)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^{IV}	56.13	41.36
	Alternada σ_{alt}^{IV}	194.74	130.10
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^{IV}$	0.71	1.06
	ASME Elíptico FS_{ASME}^{IV}	0.76	1.13
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{IV}	$8.76 \cdot 10^3$	$63.00 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{IV}	–	≈ 60

4.2.5 Barra Frontal do Quadril (Seção V)

➤ Modelagem do Sistema

A terceira e última parte da macroestrutura do quadril é a sua barra no plano frontal, a qual conecta e dá suporte à ambas as pernas do usuário, mas também se conecta à estrutura da coluna lombar do exoesqueleto. Assim como a barra sagital, ela possui um perfil estrutural retangular vazado, porém, devido aos altos esforços internos para suportar a atuação em ambas pernas simultaneamente, seu material tem de ser aço 1045, em vez de alumínio 6351-T6. Adicionalmente, este sistema pode ser modelado para ambos casos de solicitação (crítico e padrão) com apenas um diagrama de corpo livre, se levando em conta as reações transmitidas pelas conexões L superiores e inferiores.

A diferença de modelagem deste sistema para os outros reside na natureza da própria marcha bípede. Em uma situação de marcha em regime permanente, as passadas de cada perna são alternadas, ou seja, com um offset angular de $\Delta\theta_h/2$ entre si. Sendo assim, o momento de esforços máximos em uma perna não corresponde ao momento de esforços máximos na outra. Porém, outra situação possível de marcha seria a realização de um movimento idêntico em ambas as pernas. Os dois diferentes tipos de marcha serão nomeados, respectivamente, como 1) Passada alternada (Alt.) e 2) Passada conjunta (Conj.).

À primeira vista, não se é possível saber qual dos modos que traz a situação crítica para a barra frontal do quadril, já que, diferentemente do senso-comum, quando há a presença dos esforços máximos em ambas as pernas, parte das forças envolvidas no sistema se equilibram devido ao espelhamento invertido que existe entre as duas pernas. Consequentemente, se há a necessidade da modelagem de ambas as situações de marcha para se determinar qual das duas que é crítica para esta seção da estrutura.

As características geométricas e dimensionais básicas do tubo retangular da barra frontal do quadril, $h_v^V, w_v^V, e_v^V, A_v^V, J_v^V, K_v^V, I_v^{V,xz}, I_v^{V,xy}, Q_v^{V,xz},$ e $Q_v^{V,xy}$ seguem os valores apresentados na Tab. (4.3).

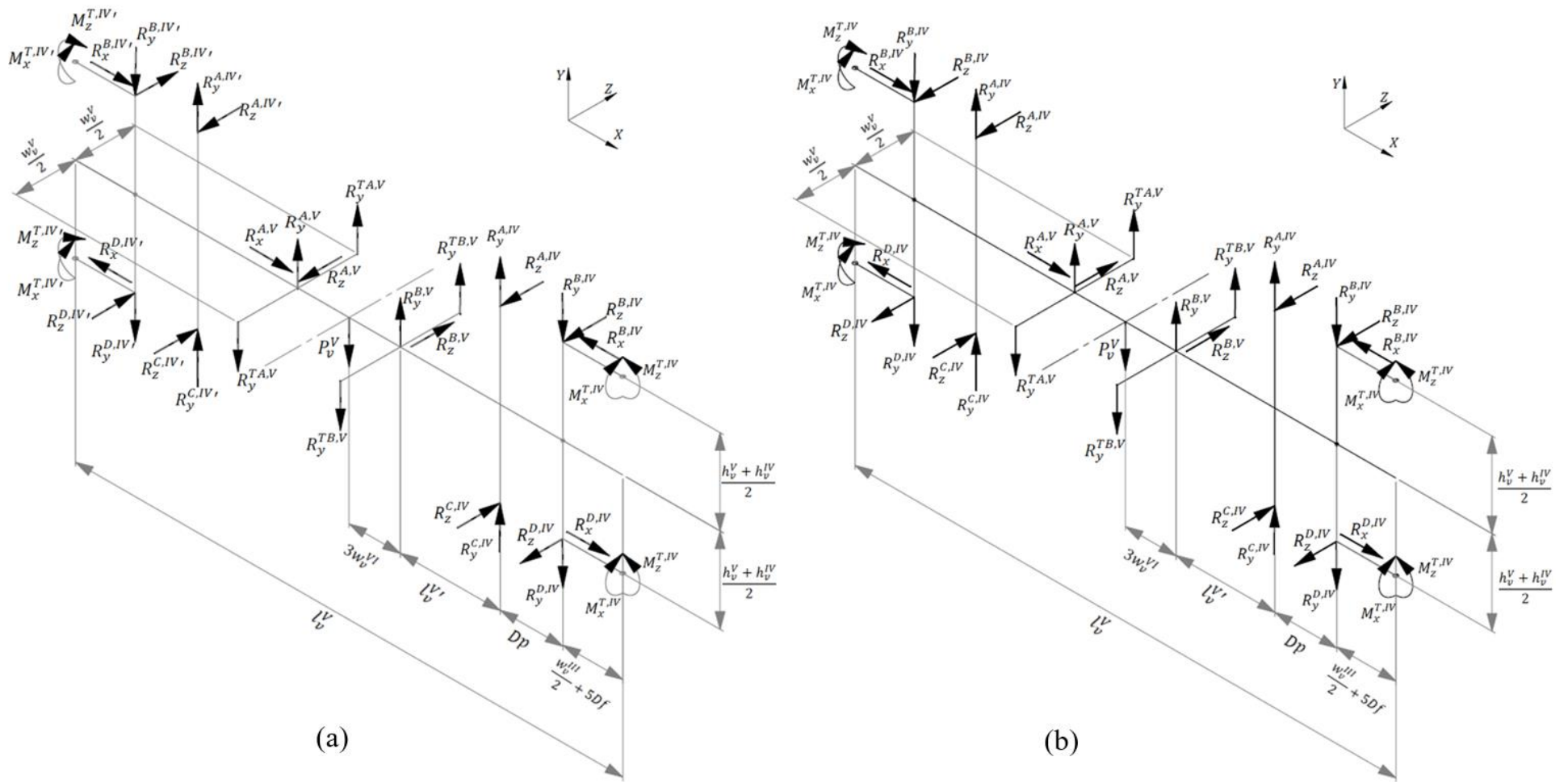


Figura 4.25: DCL da barra frontal do quadril (Seção V) para as passadas (a) Alternada e (b) Conjunta. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Alternado).

A massa da barra frontal do quadril é determinada a partir da equação (9) e o comprimento segue a largura frontal do quadril de um usuário padrão. Ambas grandezas são dadas respectivamente dadas por:

$$\begin{cases} l_v^V = 390.0 \text{ mm} \\ m_v^V = 1.112 \text{ kg} \end{cases}$$

E para a distância entre as colunas e o primeiro parafuso das conexões L, foi adotada variável extra para diminuir o tamanho das equações, sendo ela $l_v^{V'} = \frac{l_v^V}{2} - \left(\frac{3w_v^{VI} + w_v^{IV}}{2} + Dp + 5Df \right) = 43.3 \text{ mm}$.

Adicionalmente, a distância entre as colunas lombares foi projetada para ser 1.5x maior do que a largura da coluna lombar w_v^{VI} . Tal medida apresenta o objetivo de ser distante o suficiente do centro de simetria sagital do corpo para reduzir as reações sobre as juntas parafusadas, mas não tão distante que possa causar uma rotação significativa do usuário sobre seu próprio eixo de equilíbrio.

Os diagramas de corpo livre da barra frontal do quadril em ambos os casos de passada são mostrados na Fig. (4.25).

Mais uma vez, a modelagem desta seção mecânica utiliza juntas parafusadas, respectivas aos pontos A e B. Assim como realizado na Seção III, da barra sagital do quadril, além das reações localizadas no eixo neutro da barra, há reações adicionais $R_y^{TA,V}$ e $R_y^{TB,V}$. Novamente, estas forças adicionais são relativas ao momento torsor devido às solicitações das conexões L (Seção IV) no eixo Z, e são críticas para o critério de cisalhamento dos parafusos.

Seguindo a modelagem única do sistema para os diferentes modos de funcionamento, pode-se definir as forças de reação encontradas na junta B da barra, incluindo as reações torsoras equivalentes, como sendo:

$$\begin{cases} R_x^{B,V} = 0 & , \text{ P. Alt. e Conj.} \\ R_y^{B,V} = \begin{cases} P_v^V - R_y^{A,V} + [(R_y^{B,IV'} + R_y^{D,IV'}) + (R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV})] - [(R_y^{A,IV'} + R_y^{C,IV'}) + (R_y^{A,IV} + R_y^{C,IV})] & , \text{ P. Alt.} \\ \frac{P_v^V}{2} - R_y^{A,V} + 2[(R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV}) - (R_y^{A,IV} + R_y^{C,IV})] & , \text{ P. Conj.} \end{cases} \\ R_z^{B,V} = \begin{cases} R_z^{A,V} - [-(R_z^{B,IV'} + R_z^{D,IV'}) + (R_z^{B,IV} + R_z^{D,IV})] - [(R_z^{A,IV'} - R_z^{C,IV'}) + (R_z^{A,IV} - R_z^{C,IV})] & , \text{ P. Alt.} \\ -R_z^{A,V} + 2[(R_z^{B,IV} + R_z^{D,IV}) + (R_z^{A,IV} - R_z^{C,IV})] & , \text{ P. Conj.} \end{cases} \\ R_x^{TB,V} = \frac{2M_z^{TIV} - (R_x^{A,IV} + R_x^{B,IV} + R_x^{C,IV} - R_x^{D,IV}) \left(\frac{h_v^{IV} + h_v^V}{2} \right)}{w_v^V} & , \text{ P. Alt. e Conj.} \end{cases} \quad (106)$$

E para a junta parafusada A:

$$\left\{ \begin{array}{l}
R_x^{A,V} = \begin{cases} (R_x^{B,IV'} - R_x^{B,IV}) + (R_x^{D,IV'} - R_x^{D,IV}) \\ 0 \end{cases} \quad , \text{ P. Alt.} \\
R_y^{A,V} = \begin{cases} \frac{P_v^V (\frac{3}{2} w_v^{VI}) + 2(M_z^{T,IV} - M_z^{T,IV'}) + [(R_y^{B,IV'} + R_y^{D,IV'}) (6w_v^{VI} + l_v^{VI} + Dp) - (R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV}) (l_v^{VI} + Dp)]}{w_v^{VI}} \\ \frac{[(R_y^{A,IV'} + R_y^{C,IV'}) (6w_v^{VI} + l_v^{VI}) - (R_y^{A,IV} + R_y^{C,IV}) (l_v^{VI})] + [(R_x^{A,IV'} + R_x^{C,IV'}) - (R_x^{A,IV} + R_x^{C,IV})] (\frac{h_v^{IV} + h_v^V}{2})}{w_v^{VI}} \\ \frac{P_v^V}{2} + (R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV}) - (R_y^{A,IV} + R_y^{C,IV}) \end{cases} \quad , \text{ P. Conj.} \\
R_z^{A,V} = \begin{cases} \frac{[(R_z^{B,IV'} + R_z^{D,IV'}) (6w_v^{VI} + l_v^{VI} + Dp) + (R_z^{B,IV} + R_z^{D,IV}) (l_v^{VI} + Dp)] + [(R_x^{A,IV'} - R_x^{C,IV'}) (6 + l_v^{VI}) - (R_z^{A,IV} - R_z^{C,IV}) (l_v^{VI})]}{w_v^{VI}} \\ (R_z^{B,IV} + R_z^{D,IV}) + (R_z^{A,IV} - R_z^{C,IV}) \end{cases} \quad , \text{ P. Alt.} \\
R_x^{TA,V} = \begin{cases} \frac{2M_z^{T,IV'} - (R_x^{A,IV'} + R_z^{B,IV'} + R_x^{C,IV'} - R_x^{D,IV'}) (\frac{h_v^{IV} + h_v^V}{2})}{w_v^V} \\ \frac{2M_z^{T,IV} - (R_x^{A,IV} + R_x^{B,IV} + R_x^{C,IV} - R_x^{D,IV}) (\frac{h_v^{IV} + h_v^V}{2})}{w_v^V} \end{cases} \quad , \text{ P. Conj.}
\end{array} \right. \quad (107)$$

As forças nas juntas parafusadas da Seção V para as passadas simples e dupla estão na Tab. (4.22):

Tabela 4.41: Reações mecânicas na barra frontal do quadril (Seção V)

	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
	Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Junta A [N] (Passada Alternada)	$R_x^{A,V,min} = -1544.5$	$R_x^{A,V,max} = 1544.5$	$R_x^{A,V,min} = 0.0$	$R_x^{A,V,max} = 0.0$
	$R_y^{A,V,min} = 125.0$	$R_y^{A,V,max} = 280.3$	$R_y^{A,V,min} = 185.6$	$R_y^{A,V,max} = 185.6$
	$R_z^{A,V,min} = -821.1$	$R_z^{A,V,max} = 1973.7$	$R_z^{A,V,min} = -764.4$	$R_z^{A,V,max} = 1384.3$
	$R_y^{TA,V,min} = 1256.7$	$R_y^{TA,V,max} = 1566.5$	$R_y^{TA,V,min} = 1294.7$	$R_y^{TA,V,max} = 1294.7$
Junta B [N] (Passada Alternada)	$R_x^{B,V,min} = 0.0$	$R_x^{B,V,max} = 0.0$	$R_x^{B,V,min} = 0.0$	$R_x^{B,V,max} = 0.0$
	$R_y^{B,V,min} = 114.1$	$R_y^{B,V,max} = 269.4$	$R_y^{B,V,min} = 174.7$	$R_y^{B,V,max} = 174.7$
	$R_z^{B,V,min} = -579.1$	$R_z^{B,V,max} = 1068.3$	$R_z^{B,V,min} = 491.1$	$R_z^{B,V,max} = 678.9$
	$R_y^{TB,V,min} = 1256.7$	$R_y^{TB,V,max} = 1566.5$	$R_y^{TB,V,min} = 1294.7$	$R_y^{TB,V,max} = 1294.7$
Junta A [N] (Passada Conjunta)	$R_x^{A,V,min} = 0.0$	$R_x^{A,V,max} = 0.0$	$R_x^{A,V,min} = 0.0$	$R_x^{A,V,max} = 0.0$
	$R_y^{A,V,min} = 175.2$	$R_y^{A,V,max} = 215.2$	$R_y^{A,V,min} = 180.1$	$R_y^{A,V,max} = 180.1$
	$R_z^{A,V,min} = -464.8$	$R_z^{A,V,max} = 1135.3$	$R_z^{A,V,min} = -193.0$	$R_z^{A,V,max} = 771.7$
	$R_y^{TA,V,min} = 1256.7$	$R_y^{TA,V,max} = 1566.5$	$R_y^{TA,V,min} = 1294.7$	$R_y^{TA,V,max} = 1294.7$
Junta B [N] (Passada Conjunta)	$R_x^{B,V,min} = 0.0$	$R_x^{B,V,max} = 0.0$	$R_x^{B,V,min} = 0.0$	$R_x^{B,V,max} = 0.0$
	$R_y^{B,V,min} = 175.2$	$R_y^{B,V,max} = 215.2$	$R_y^{B,V,min} = 180.1$	$R_y^{B,V,max} = 180.1$
	$R_z^{B,V,min} = -464.8$	$R_z^{B,V,max} = 1135.3$	$R_z^{B,V,min} = -193.0$	$R_z^{B,V,max} = 771.7$
	$R_y^{TB,V,min} = 1294.7$	$R_y^{TB,V,max} = 1566.5$	$R_y^{TB,V,min} = 1294.7$	$R_y^{TB,V,max} = 1294.7$

➤ **Projeto Estático**

Os esforços internos normais nesta seção, independentemente do tipo de passada escolhida, são dados por:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{V,i} = R_x^{A,V,i} \\ P_{y,n}^{V,i} = 0 \\ P_{z,n}^{V,i} = 0 \end{cases}, \forall i = Alt., Conj. \quad (108)$$

Como realizado anteriormente, a determinação do ponto crítico para os esforços cortantes do sistema segue a formatação generalizada. Os cálculos discriminados são apresentados no Apêndice I.4.

$$\begin{cases} P_{x,c}^{V,i} = 0 \\ P_{y,c}^{V,i} = \sum_{x=0}^{l_v^V} R_y^{V,i}(x) \\ P_{z,c}^{V,i} = \sum_{x=0}^{l_v^V} R_z^{V,i}(x) \end{cases}, \forall i = Alt., Conj. \quad (109)$$

Já para os momentos fletores e torsões atuantes na estrutura, se valendo das equações genéricas de momento ao longo da barra sagital:

$$\begin{cases} M_{yz}^{V,i} = \max(R_y^{TA,V,i}, R_y^{TB,V,i}) \cdot h_v^{IV} \\ M_{xz}^{V,i} = \sum_{x=0}^{l_v^V} P_{z,c}^{V,i}(x) \cdot \Delta x \\ M_{xy}^{V,i} = \sum_{x=0}^{l_v^V} P_{y,c}^{V,i}(x) \cdot \Delta x \end{cases}, \forall i = Alt., Conj. \quad (110)$$

Os diagramas de esforços cortantes para as solicitações correspondentes aos dois tipos de passada (alternada e conjunta) desta seção são mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.26) e (4.27):

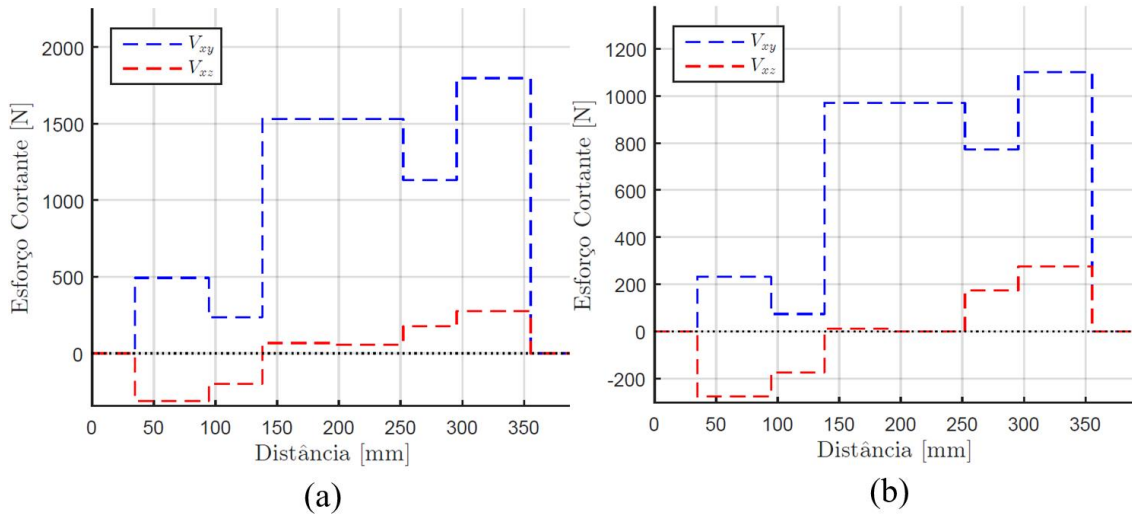


Figura 4.26: Diagramas de esforços cortantes da Seção V no caso de uma passada alternada para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

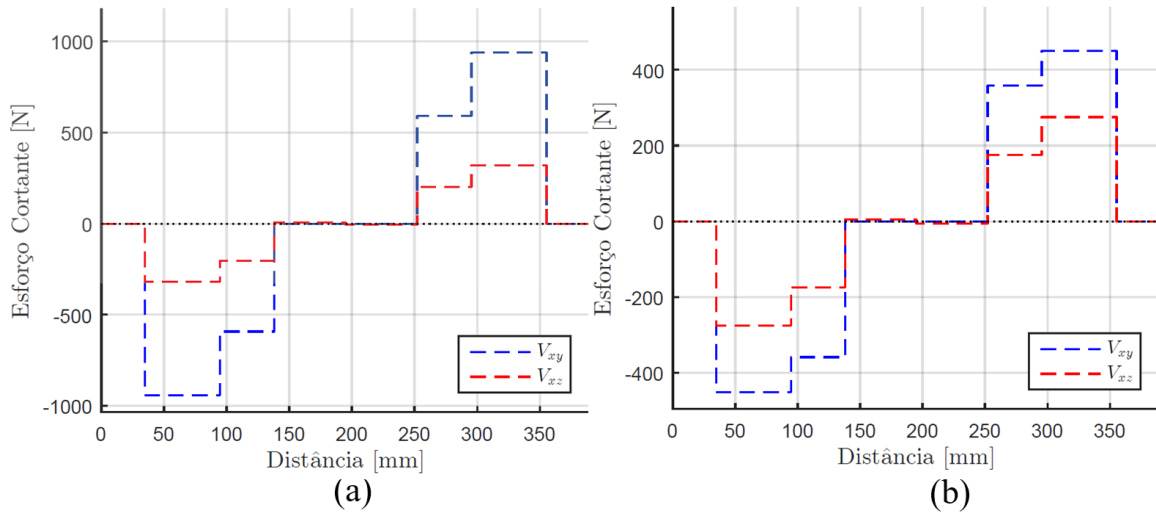


Figura 4.27: Diagramas de esforços cortantes da Seção V no caso de uma passada conjunta para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Da mesma forma, têm-se que os diagramas de momentos fletores para ambos tipos de solicitações de passada (alternada e conjunta) desta seção são mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.28) e (4.29):

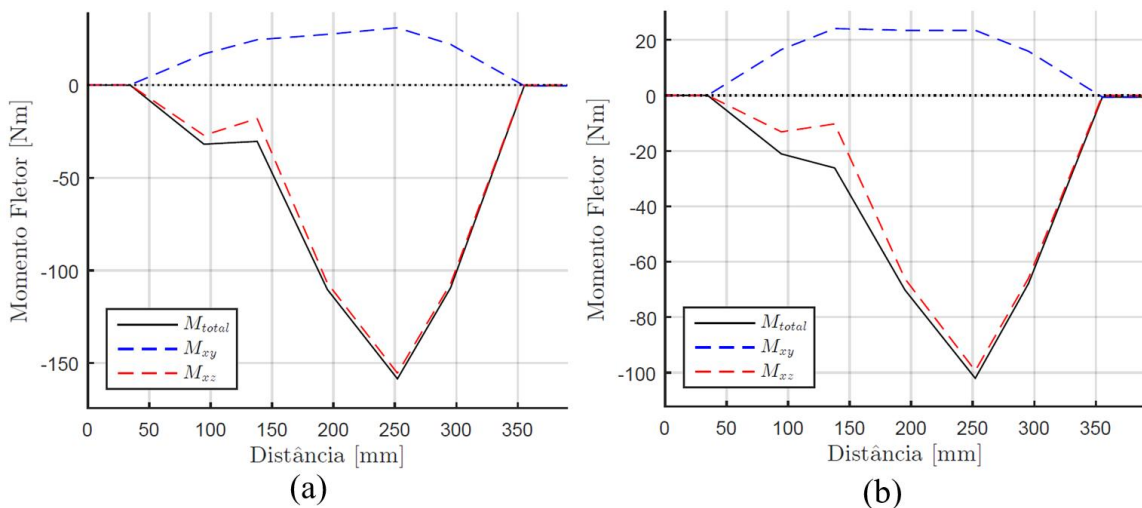


Figura 4.28: Diagramas de momentos fletores da Seção V no caso de uma passada alternada para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

A partir dos resultados dos esforços internos para os dois tipos de passada, se forma um impasse, pois enquanto os esforços cortantes são maiores no caso de uma passada alternada, os momentos fletores são maiores no caso de uma passada conjunta. Se considerando que a diferença entre os esforços cortantes dos tipos de passada é sensivelmente superior do que a diferença entre os momentos fletores, se optou por definir a passada alternada como a situação crítica do sistema. Sendo assim, resultados dos esforços internos para esta seção na condição crítica são mostrados na Tab. (4.42).

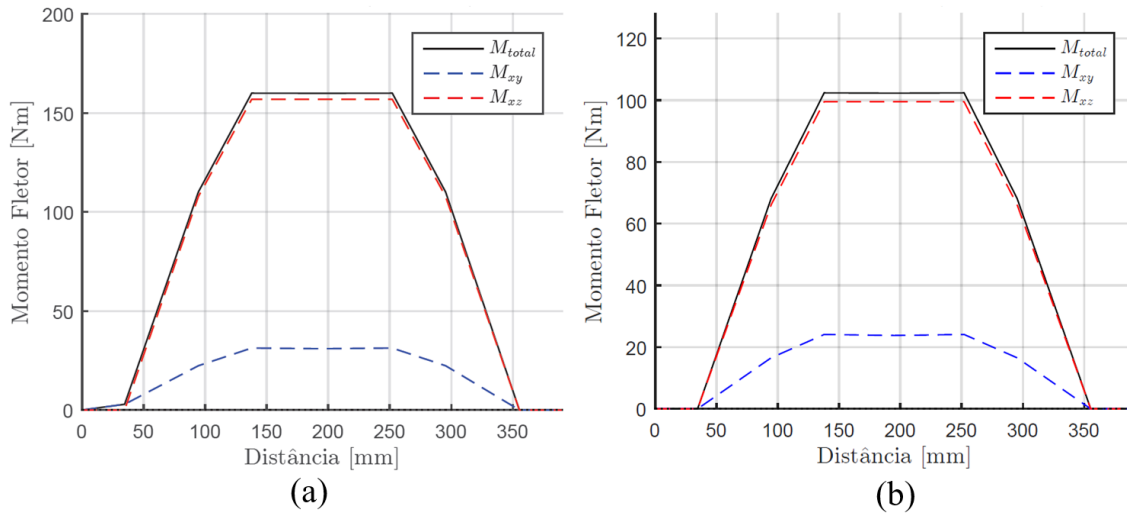


Figura 4.29: Diagramas de momentos fletores da Seção V no caso de uma passada conjunta para os casos (a) Crítico e (b) Padrão.

Tabela 4.42: Esforços internos na barra frontal do quadril (Seção V)

Eixo/Plano Absoluto	Esforço Interno	Caso Crítico em Marcha Húmida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Eixo X / Plano YZ	Força Normal	$P_{x,n}^{V,min} = -1544.5$	$P_{x,n}^{V,max} = 1544.5$	$P_{x,n}^{V,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{V,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{x,c}^{V,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{V,max} = 0.0$	$P_{x,c}^{V,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{V,max} = 0.0$
	Momento Fletor	$M_{yz}^{V,min} = 12.4$	$M_{yz}^{V,max} = 14.9$	$M_{yz}^{V,min} = 12.3$	$M_{yz}^{V,max} = 12.3$
Eixo Y / Plano XZ	Força Normal	$P_{y,n}^{V,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{V,max} = 0.0$	$P_{y,n}^{V,min} = 0.0$	$P_{y,n}^{V,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{y,c}^{V,min} = -330.5$	$P_{y,c}^{V,max} = 330.5$	$P_{y,c}^{V,min} = -275.2$	$P_{y,c}^{V,max} = -275.2$
	Momento Fletor	$M_{xz}^{V,min} = -65.2$	$M_{xz}^{V,max} = 156.9$	$M_{xz}^{V,min} = -33.5$	$M_{xz}^{V,max} = 99.5$
Eixo Z / Plano XY	Força Normal	$P_{z,n}^{V,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{V,max} = 0.0$	$P_{z,n}^{V,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{V,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{z,c}^{V,min} = -1797.6$	$P_{z,c}^{V,max} = 1553.2$	$P_{z,c}^{V,min} = -1101.0$	$P_{z,c}^{V,max} = 978.5$
	Momento Torsor	$M_{xy}^{V,min} = 23.3$	$M_{xy}^{V,max} = 31.3$	$M_{xy}^{V,min} = 24.1$	$M_{xy}^{V,max} = 24.1$

As tensões normais, de flexão e de torção obtidas a partir da distribuição de esforços internos são definidas por, partindo do plano YZ:

$$\begin{cases} \sigma_{yz,n}^V = \frac{P_{x,n}^V}{A_v^V} \\ \sigma_{yz,b}^V = 0 \\ \tau_{yz,c}^V = \frac{M_{yz}^V}{K_v^V} \end{cases} \quad (111)$$

Para o plano XZ:

$$\begin{cases} \sigma_{xz,n}^V = 0 \\ \sigma_{xz,b}^V = \frac{M_{xz}^V \cdot w_v^V}{2 I_v^V \cdot xz} \\ \tau_{xz,c}^V = \frac{P_{y,c}^V \cdot Q_v^V \cdot xy}{I_v^V \cdot xz \cdot h_v^V} \end{cases} \quad (112)$$

E para o plano XY:

$$\begin{cases} \sigma_{xy,n}^V = 0 \\ \sigma_{xy,b}^V = \frac{M_{xy}^V \cdot h_v^V}{2 I_v^V \cdot xy} \\ \tau_{xy,c}^V = \frac{P_{z,c}^V \cdot Q_v^V \cdot xz}{I_v^V \cdot xy \cdot w_v^V} \end{cases} \quad (113)$$

As tensões máximas em cada plano são mostradas na Tab. (4.43):

Tabela 4.43: Tensões máximas nos planos da barra frontal do quadril (Seção V)

Plano Absoluto	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
YZ	Axial $\sigma_{yz,n}^V$	Total	-4.26	-4.26	-3.43	-3.43
	Flexão $\sigma_{yz,b}^V$	Normal	0.0		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{yz,c}^V$		4.24	3.51		
XZ	Axial $\sigma_{xz,n}^V$	Total	0.00	90.50	0.00	57.38
	Flexão $\sigma_{xz,b}^V$	Normal	90.50		57.38	
	Cisalhamento $\tau_{xz,c}^V$		0.57	0.48		
XY	Axial $\sigma_{xy,n}^V$	Total	0.00	11.07	0.00	8.52
	Flexão $\sigma_{xy,b}^V$	Normal	11.07		8.52	
	Cisalhamento $\tau_{xy,c}^V$		3.25	1.99		

Seguindo o método desenvolvido nas seções anteriores, pode-se determinar as tensões principais normais σ_1^V , σ_2^V e σ_3^V e cisalhantes τ_1^V , τ_2^V e τ_3^V das equações (22) – (26). Seus resultados são mostrados na Tab. (4.25).

Os diagramas de Mohr do estado de tensões da barra frontal do quadril (Seção V) são mostrados na Fig. (4.30).

Por fim, os critérios de falha utilizados nesta seção são os mesmos que definidos anteriormente nas equações (27) – (34). As tensões e os fatores de segurança à falha estática para a barra frontal do quadril são mostrados na Tab. (4.45).

Tabela 4.44: Tensões principais atuantes na barra frontal do quadril (Seção V)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^V	90.85	57.70
σ_2^V	10.86	8.28
σ_3^V	4.12	-0.08
τ_{13}^V	43.37	28.89
τ_{21}^V	39.99	24.71
τ_{32}^V	3.37	4.18

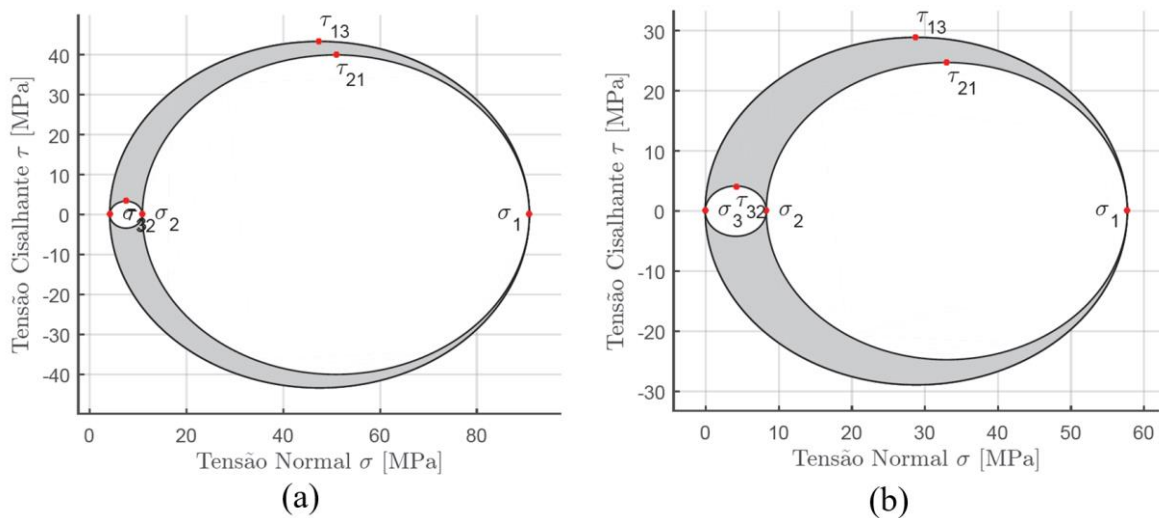


Figura 4.30: Diagramas de Mohr da Seção V para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Tabela 4.45: Tensões e fatores de segurança para a barra frontal do quadril (Seção V)

	Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca / von Mises	$\tau_{Tresca}^V / \tau_{vMises}^V$	43.37 / 28.89
	Normal Máxima	σ_{normal}^V	90.85 / 57.70
	Normal Von Mises	σ_{vMises}^V	83.56 / 54.09
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{V,\tau}$	3.57 / 5.36
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{V,\tau}$	4.12 / 6.19
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{V,\sigma}$	6.22 / 9.79
	Normal Von Mises	$FS_{vMises}^{V,\sigma}$	3.71 / 4.73

➤ **Projeto de Rigidez**

Adotando o critério de rigidez, as deformações axiais da barra frontal do quadril podem ser definidas como:

$$\delta_n^{V,i} = \frac{P_{x,n}^{V,i} l_v^V}{E^V A^V} \quad , \quad \forall i = Alt., Conj. \quad (114)$$

As deflexões longitudinais devido aos momentos fletores desta seção se classificam sendo do tipo apoio simples com balanço sobressalente, assim como mostrado na Fig (4.14), adicionados os momentos induzidos diretamente pelos esforços em X das chapas L. Pode-se, também, modelar as deflexões para ambas passadas utilizadas na análise desta seção.

$$\left\{ \begin{array}{l} \left\{ \begin{array}{l} \Upsilon_{xz,b}^V = \frac{\left(3 \left(2M_z^{T,IV'} + (R_x^{B,IV'} + R_x^{D,IV'}) \left(\frac{h_{IV}^V + h_{IV}^V}{2} \right) \right) + 2 \left((R_y^{A,IV'} + R_y^{C,IV'}) - (R_y^{B,IV'} + R_y^{D,IV'}) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right)^2}{6E^V I_v^{V,xz}} \\ \Upsilon_{xy,b}^V = \frac{\left((R_y^{A,IV'} - R_y^{C,IV'}) - (R_y^{B,IV'} + R_y^{D,IV'}) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right)^3}{3E^V I_v^{V,xy}} \end{array} \right. , P. Alt \\ \left\{ \begin{array}{l} \Upsilon_{xz,b}^V = \frac{\left(3 \left(2M_z^{T,IV} + (R_x^{B,IV} + R_x^{D,IV}) \left(\frac{h_{IV}^V + h_{IV}^V}{2} \right) \right) + 2 \left((R_y^{A,IV} + R_y^{C,IV}) - (R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV}) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right)^2}{6E^V I_v^{V,xz}} \\ \Upsilon_{xy,b}^V = \frac{\left((R_y^{A,IV} - R_y^{C,IV}) - (R_y^{B,IV} + R_y^{D,IV}) \right) \left(\frac{w_{IV}^V}{2} + l_v^V + \frac{Dp}{2} \right)^3}{3E^V I_v^{V,xy}} \end{array} \right. , P. Conj. \end{array} \right. \quad (115)$$

E para a torção angular devido ao momento torsor:

$$\varphi_c^V = \frac{180 M_{yz}^{V,i} l_v^V}{2\pi G^V J_v^V} \quad , \quad \forall i = Alt., Conj. \quad (116)$$

Desta forma, as deflexões máximas para cada caso são mostradas na Tab. (4.46).

Tabela 4.46: Deflexões e deformações para a barra frontal do quadril (Seção V)

Tipo de Análise	Tipo de Variação Dimensional	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Passada Alternada	δ_n^V	> -0.1 mm	> -0.1 mm
	$\Upsilon_{xz,b}^V$	0.6 mm	0.3 mm
	$\Upsilon_{xy,b}^V$	< 0.1 mm	< 0.1 mm
	φ_c^V	0.1°	$< 0.1^\circ$
Passada Conjunta	δ_n^V	> -0.1 mm	> -0.1 mm
	$\Upsilon_{xz,b}^V$	0.6 mm	0.3 mm
	$\Upsilon_{xy,b}^V$	< 0.1 mm	< 0.1 mm
	φ_c^V	0.1°	$< 0.1^\circ$

➤ **Projeto à Fadiga Mecânica**

Seguindo o método dos fatores de Marin as tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os kf fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) e os fatores kf_c^I , kf_d^I , kf_a^I e kf_e^I definidos anteriormente.

Os kf_f , fatores de entalhe assumem a identidade direta com os kf_t , fatores de concentração de tensões, assim como descrito nas equações (54) – (56). Levadas em conta todas as ponderações descritas, os resultados dos kf fatores de Marin são apresentados na Tab. (4.47).

Tabela 4.47: Características de fadiga para a barra frontal do quadril (Seção V)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
k Fatores de Marin	kf_a^V	0.610		
	kf_b^V	0.931		
	kf_c^V	1.000		
	kf_d^V	1.000		
	kf_e^V	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$kf_{f',n}^V = kf_{t',n}^V$	2.926	
		$kf_{f',b}^V = kf_{t',b}^V$	2.067	
	$kf_{f',c}^V = kf_{t',c}^V$	1.000		
Tensões Limites de Endurance [MPa]	Teórica $S_e^{V'}$	282.50		
	Aproximada S_e^V	139.28		

E para as tensões médias e alternadas atuantes na estrutura da barra frontal do quadril, são utilizadas as equações (57) e (58). Os resultados dos dois tipos de tensão de fadiga desta seção estrutural estão presentes na Tab. (4.48).

Tabela 4.48: Tensões alternadas e médias da barra frontal do quadril (Seção V)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	2.13	2.13	0.00	0.00
Tensão de Flexão [MPa]	26.33	64.85	18.45	39.56
Tensão de Torção [MPa]	0.15	4.97	0.05	4.01

A formulação de von Mises para tensões equivalentes alternadas e médias de fadiga presentes na barra frontal do quadril são definidas pelas equações (59) e (60). Os fatores de segurança de Goodman e ASME-Elíptico, por sua vez, são definidos pelas equações (61) e (62). Por fim, a vida útil à fadiga e o número de sessões padrão de fisioterapia são representadas nas equações (63.1) e (64.1). Os resultados finais para todas as grandezas mencionadas são mostrados na Tab. (4.49):

Tabela 4.49: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção V)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^V	60.64	38.12
	Alternada σ_{alt}^V	141.60	82.05
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^V$	0.89	1.52
	ASME Elíptico FS_{ASME}^V	0.97	1.66
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^V	$23.45 \cdot 10^3$	$380.09 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^V	–	≈ 380

4.2.6 Coluna Lombar (Seção VI)

➤ Modelagem do Sistema

A coluna lombar é a última seção estrutural do projeto da nova EMA Exosuit. Ela é responsável por conectar o quadril antropomórfico no suporte lombar rígido, que por sua vez se conecta ao usuário. Formada por duas barras retangulares vazadas conectadas aos seus sistemas vizinhos por meio de juntas parafusadas, a coluna lombar tem de resistir aos esforços transmitidos diretamente da barra frontal do quadril. O tamanho de cada barra colunar foi definida empiricamente, levando-se em conta as distâncias de folga Df e de distância dos parafusos Dp . Assim, as medidas de comprimento mais relevantes para este sistema são o comprimento total e parcial da barra:

$$l_v^{VI} = 270 \text{ mm} \quad ; \quad l_v^{VI'} = 100 \text{ mm}$$

As características geométricas e dimensionais básicas do tubo retangular das colunas lombares, h_v^{VI} , w_v^{VI} , e_v^{VI} , A_v^{VI} , J_v^{VI} , K_v^{VI} , $I_v^{VI,yz}$, $I_v^{VI,xy}$, $Q_v^{VI,yz}$, e $Q_v^{VI,xy}$ seguem os valores apresentados na Tab. (4.3). A massa de cada uma das colunas segue a equação (9) e é dada por:

$$m_v^{VI} = 0.770 \text{ kg}$$

Dados os carregamentos advindos da barra frontal do quadril, a solução de projeto corresponde a um apoio simples com carregamento sobressalente, equivalente à Fig. (4.14), ou seja, são necessárias duas juntas parafusadas em cada coluna para resistir aos carregamentos. Entretanto, em vez de ter de

solucionar o sistema para ambas as barras, pode-se definir a barra com os maiores carregamentos como sendo o elo crítico desta seção. Seguindo este critério, a barra crítica é a conectada ao apoio A^V .

Para resolver as equações de equilíbrio do sistema, mais uma vez, além das reações localizadas no eixo neutro da barra, há também a presença da reação adicional $R_x^{T,VI}$ para conter a torção da barra. Tal consideração é melhor discutida na Subseção 4.2.3. Ambos casos de marcha e solicitação são passíveis de representação em um único diagrama de corpo livre, mostrado na Fig. (4.31).

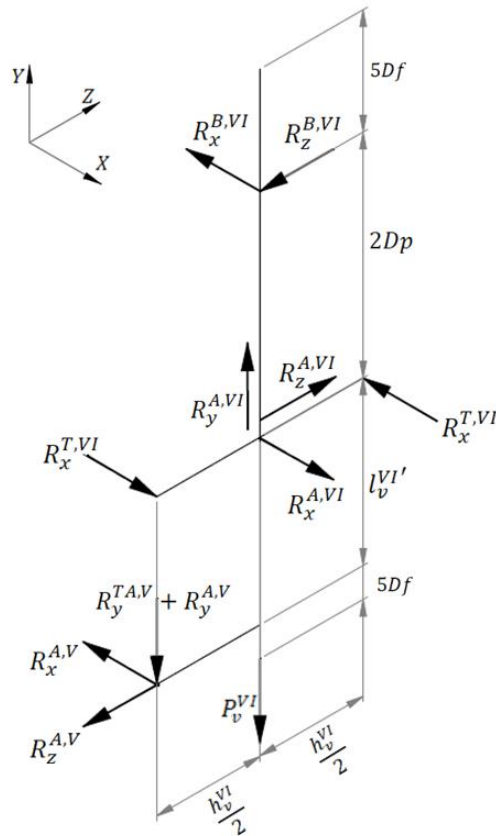


Figura 4.31: DCL da coluna lombar (Seção VI) do exoesqueleto. Modelagem válida para ambos casos de funcionamento (Crítico e Padrão).

Sendo a modelagem do sistema a mesma para ambos modos de solicitações de marcha, as forças de reação encontradas na junta A da barra da coluna, incluindo as reações torsoras equivalentes, são:

$$\begin{cases} R_x^{A,VI} = \frac{R_x^{A,V} \cdot (l_v^{VI'} + 2Dp)}{2Dp} \\ R_y^{A,VI} = P_v^{VI} + R_y^{A,V} + R_y^{T,VI} \\ R_z^{A,VI} = \frac{R_z^{A,V} \cdot (l_v^{VI'} + 2Dp) - (R_y^{A,V} + R_y^{T,VI}) \cdot \frac{h_v^{VI}}{2}}{2Dp} \\ R_x^{T,VI} = \frac{R_x^{A,V}}{2} \end{cases} \quad (117)$$

E para a junta parafusada B:

$$\begin{cases} R_x^{B,VI} = R_x^{A,VI} - R_x^{A,V} \\ R_y^{B,VI} = 0 \\ R_z^{B,VI} = R_z^{A,VI} - R_z^{A,V} \end{cases} \quad (118)$$

Os resultados das reações nas juntas parafusadas da Seção IV são mostrados na Tab. (4.50):

Tabela 4.50: Reações mecânicas na coluna lombar crítica (Seção VI)

		Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Junta A [N]	$R_x^{A,VI,min}$	-2831.6	2831.6	$R_x^{A,VI,min} = 0.0$	$R_x^{A,VI,max} = 0.0$
	$R_y^{A,VI,min}$	1412.4	1850.4	$R_y^{A,VI,min} = 1487.8$	$R_y^{A,VI,max} = 1487.8$
	$R_z^{A,VI,min}$	-1757.5	3329.4	$R_z^{A,VI,min} = -1636.4$	$R_z^{A,VI,max} = 3329.4$
	$R_x^{T,VI,min}$	-772.3	772.3	$R_x^{T,VI,min} = 0.0$	$R_x^{T,VI,max} = 0.0$
Junta B [N]	$R_x^{B,VI,min}$	-1287.1	1287.1	$R_x^{B,VI,min} = 0.0$	$R_x^{B,VI,max} = 1287.1$
	$R_y^{B,VI,min}$	0.0	0.0	$R_y^{B,VI,min} = 0.0$	$R_y^{B,VI,max} = 0.0$
	$R_z^{B,VI,min}$	-936.4	1355.8	$R_z^{B,VI,min} = 918.6$	$R_z^{B,VI,max} = 918.6$

➤ Projeto Estático

Seguindo o método de projeto estático, têm-se que, para os esforços internos normais nesta seção:

$$\begin{cases} P_{x,n}^{VI} = 0 \\ P_{y,n}^{VI} = R_y^{A,VI} \\ P_{z,n}^{VI} = 0 \end{cases} \quad (119)$$

O ponto crítico de esforços localizado se encontra ao longo da coluna lombar e, sendo assim, os resultados para os esforços cortantes e os momentos fletores nesta seção estrutural seguirão a mesma formulação de somatório genérico. As equações desenvolvidas em sua totalidade podem ser encontradas no Apêndice I.5:

$$\begin{cases} P_{x,c}^{VI} = \sum_{y=0}^{l_v^{VI}} R_x^{VI}(y) \\ P_{y,c}^{VI} = 0 \\ P_{z,c}^{VI} = \sum_{y=0}^{l_v^{VI}} R_z^{VI}(y) \end{cases} \quad (120)$$

Já para os momentos fletores e torsões atuantes na estrutura, se valendo das equações genéricas de momento ao longo da barra sagital:

$$\begin{cases} M_{yz}^{VI} = \sum_{y=0}^{l_v^{VI}} P_{z,c}^{VI}(y) \cdot \Delta y \\ M_{xz}^{VI} = R_x^{T,VI} \cdot h_v^{VI} \\ M_{xy}^{VI} = \sum_{z=0}^{l_v^{VI}} P_{x,c}^{VI}(y) \cdot \Delta y \end{cases} \quad (121)$$

Os resultados dos esforços internos são mostrados na Tab. (4.51).

Tabela 4.51: Esforços internos na coluna lombar crítica (Seção VI)

Eixo / Plano Absoluto	Esforço Interno	Caso Crítico em Marcha Hígida		Marcha Assistida Padrão	
		Valores Mínimos	Valores Máximos	Valores Mínimos	Valores Máximos
Eixo X / Plano YZ	Força Normal	$P_{x,n}^{VI,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{VI,max} = 0.0$	$P_{x,n}^{VI,min} = 0.0$	$P_{x,n}^{VI,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{x,c}^{VI,min} = -1544.5$	$P_{x,c}^{VI,max} = 1544.5$	$P_{x,c}^{VI,min} = 0.0$	$P_{x,c}^{VI,max} = 0.0$
	Momento Fletor	$M_{yz}^{VI,min} = -162.7$	$M_{yz}^{VI,max} = 112.4$	$M_{yz}^{VI,min} = -110.2$	$M_{yz}^{VI,max} = 104.6$
Eixo Y / Plano XZ	Força Normal	$P_{y,n}^{VI,min} = 1412.4$	$P_{y,n}^{VI,max} = 1850.4$	$P_{y,n}^{VI,min} = 1487.8$	$P_{y,n}^{VI,max} = 1487.8$
	Força Cisalhante	$P_{y,c}^{VI,min} = 0.0$	$P_{y,c}^{VI,max} = 0.0$	$P_{y,c}^{VI,min} = 0.0$	$P_{y,c}^{VI,max} = 0.0$
	Momento Torsor	$M_{xz}^{VI,min} = -29.4$	$M_{xz}^{VI,max} = 29.4$	$M_{xz}^{VI,min} = 0.0$	$M_{xz}^{VI,max} = 0.0$
Eixo Z / Plano XY	Força Normal	$P_{z,n}^{VI,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{VI,max} = 0.0$	$P_{z,n}^{VI,min} = 0.0$	$P_{z,n}^{VI,max} = 0.0$
	Força Cisalhante	$P_{z,c}^{VI,min} = -1973.7$	$P_{z,c}^{VI,max} = -131.5$	$P_{z,c}^{VI,min} = -1384.3$	$P_{z,c}^{VI,max} = -128.5$
	Momento Fletor	$M_{xy}^{VI,min} = -154.5$	$M_{xy}^{VI,max} = 154.5$	$M_{xy}^{VI,min} = 0.0$	$M_{xy}^{VI,max} = 0.0$

Os diagramas de esforços cortantes e momentos fletores desta seção de projeto são mostrados, respectivamente, nas Figs. (4.32) e (4.33):

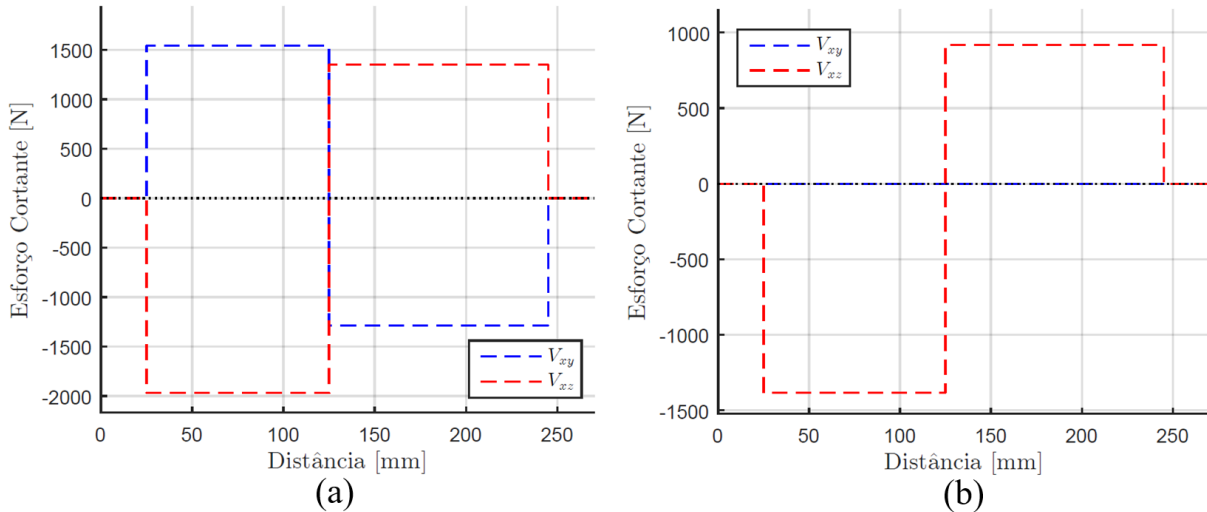


Figura 4.32: Diagramas de esforços cortantes da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

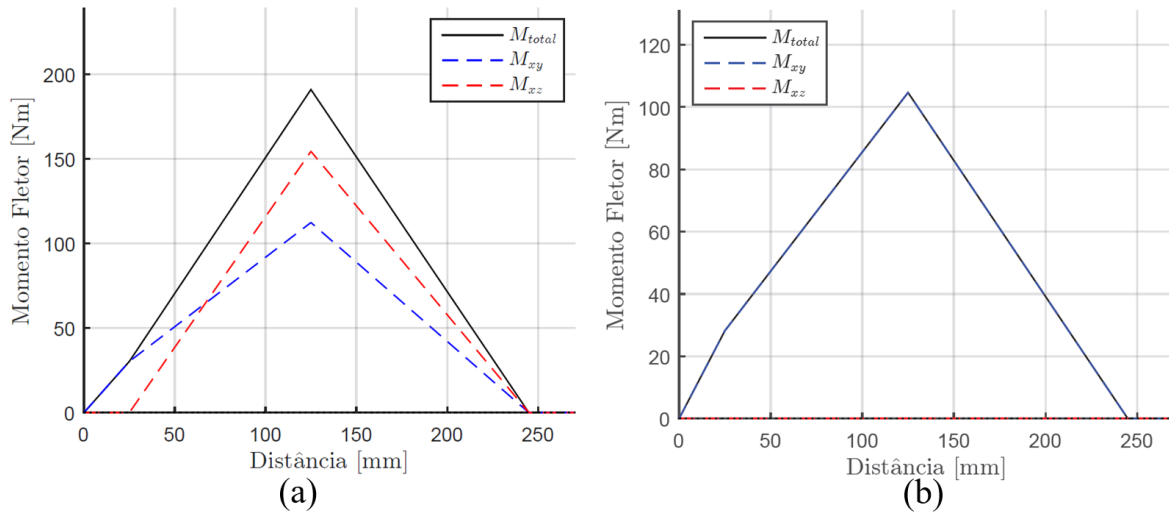


Figura 4.33: Diagramas de momentos fletores da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

As tensões normais, de flexão e de torsão obtidas a partir da distribuição de esforços internos são definidas por, partindo do plano YZ:

$$\begin{cases} \sigma_{yz,n}^{VI} = 0 \\ \sigma_{yz,b}^{VI} = \frac{M_{yz}^{VI} \cdot h_v^{VI}}{2 I_v^{VI,yz}} \\ \tau_{yz,c}^{VI} = \frac{P_{x,c}^{VI} \cdot Q_v^{VI,xy}}{I_v^{VI,yz} \cdot w_v^{VI}} \end{cases} \quad (122)$$

Para o plano XZ:

$$\begin{cases} \sigma_{xz,n}^{VI} = \frac{P_{y,n}^{VI}}{A_v^{VI}} \\ \sigma_{xz,b}^{VI} = 0 \\ \tau_{xz,c}^{VI} = \frac{M_{xz}^{VI}}{K_v^{VI}} \end{cases} \quad (123)$$

E para o plano XY:

$$\begin{cases} \sigma_{xy,n}^{VI} = 0 \\ \sigma_{xy,b}^{VI} = \frac{M_{xy}^{VI} \cdot w_v^{VI}}{2 I_v^{VI,xy}} \\ \tau_{xy,c}^{VI} = \frac{P_{z,c}^{VI} \cdot Q_v^{VI,yz}}{I_v^{VI,xy} \cdot h_v^{VI}} \end{cases} \quad (124)$$

As tensões máximas em cada plano são mostradas na Tab. (4.52):

E as tensões principais normais σ_1^{VI} , σ_2^{VI} e σ_3^{VI} e cisalhantes τ_1^{VI} , τ_2^{VI} e τ_3^{VI} , determinadas a partir das equações (22) – (26), são mostradas na Tab. (4.53).

Os diagramas de Mohr do estado de tensões da coluna lombar crítica (Seção VI) são mostrados na Fig. (4.34).

Tabela 4.52: Tensões máximas nos planos da coluna lombar crítica (Seção VI)

Plano Absoluto	Tipo de Tensão		Valores de Tensão [MPa]			
			Caso Crítico		Caso Padrão	
YZ	Axial $\sigma_{yz,n}^{VI}$	Total	0.0	57.54	0.00	38.98
	Flexão $\sigma_{yz,b}^{VI}$	Normal	57.54		38.98	
	Cisalhamento $\tau_{yz,c}^{VI}$		2.79	0.00		
XZ	Axial $\sigma_{xz,n}^{VI}$	Total	5.11	5.11	4.11	4.11
	Flexão $\sigma_{xz,b}^{VI}$	Normal	0.00		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{xz,c}^{VI}$		8.37	0.00		
XY	Axial $\sigma_{xy,n}^{VI}$	Total	0.00	89.08	0.00	0.00
	Flexão $\sigma_{xy,b}^{VI}$	Normal	89.08		0.00	
	Cisalhamento $\tau_{xy,c}^{VI}$		3.41	2.39		

Tabela 4.53: Tensões principais atuantes na coluna lombar crítica (Seção VI)

Tensão Principal	Valores [MPa]	
	Caso Crítico	Caso Padrão
σ_1^{VI}	91.20	39.15
σ_2^{VI}	55.77	3.94
σ_3^{VI}	4.75	0.00
τ_{13}^{VI}	43.22	19.57
τ_{21}^{VI}	17.80	17.60
τ_{32}^{VI}	25.51	1.97

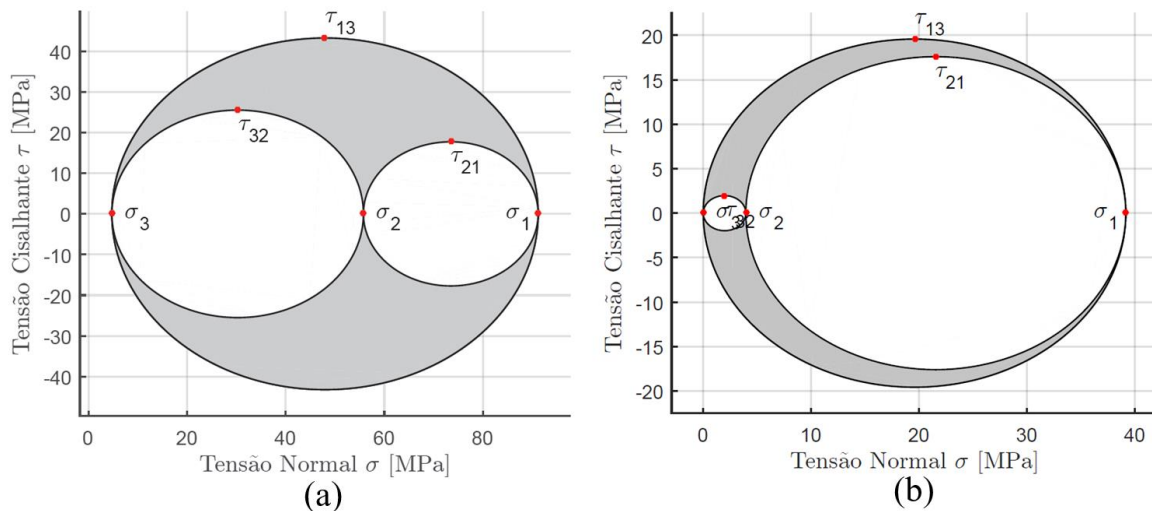


Figura 4.34: Diagramas de Mohr da Seção VI para os casos (a) Crítico e (b) Padrão

Por fim, os critérios de falha utilizados nesta seção são os mesmos que definidos anteriormente nas equações (27) – (34). As tensões e os fatores de segurança à falha estática para a coluna lombar em carregamento crítico são mostrados na Tab. (4.54).

Tabela 4.54: Tensões e fatores de segurança para a coluna lombar crítica (Seção VI)

	Critério	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
Tensão [MPa]	Cisalhamento Tresca	τ_{Tresca}^{VI}	43.22	19.57
	von Mises	τ_{vMises}^{VI}		
	Normal Máxima	σ_{normal}^{VI}	91.20	39.15
	Normal Von Mises	σ_{vMises}^{VI}	75.27	37.33
Fator de Segurança	Cisalhamento Tresca	$FS_{Tresca}^{VI,\tau}$	3.59	7.92
	Cisalhamento von Mises	$FS_{vMises}^{VI,\tau}$	4.20	9.14
	Normal Máxima	$FS_{normal}^{VI,\sigma}$	6.20	14.43
	Normal Von Mises	$FS_{vMises}^{VI,\sigma}$	4.12	8.30

➤ Projeto de Rigidez

Pelo critério de rigidez, seguindo a mesma formulação padrão para deformações axiais:

$$\delta_n^{VI} = \frac{P_{y,n}^{VI} l_v^{VI}}{E^{VI} A_v^{VI}} \quad (125)$$

Para deflexões longitudinais devido aos momentos fletores, para o caso de apoio simples com carregamento sobressalente, assim como mostrado na Fig. (4.14), e adicionado um momento:

$$\begin{cases} \Upsilon_{yz,b}^{VI} = \frac{\left(3(R_y^{A,V} + R_y^{TA,V}) \frac{h_v^{VI}}{2} + 2(R_z^{A,V})(l_v^{VI'} + 5Df) \right) (l_v^{VI'} + 5Df)^2}{6E^{VI} I_v^{VI,yz}} \\ \Upsilon_{xy,b}^{VI} = \frac{R_x^{A,V} (l_v^{VI'} + 5Df)^3}{3E^{VI} I_v^{VI,xy}} \end{cases} \quad (126)$$

E para a torção angular devido ao momento torsor:

$$\varphi_c^{VI} = \frac{180}{2\pi} \frac{M_{xz}^{VI} l_v^{VI}}{G^{VI} J_v^{VI}} \quad (127)$$

Desta forma, as deflexões máximas para cada caso são mostradas na Tab. (4.55).

Tabela 4.55: Deflexões e deformações para a coluna lombar crítica (Seção VI)

Tipo de Variação Dimensional	Valor	
	Caso Crítico	Caso Padrão
δ_n^{VI}	< 0.1 mm	< 0.1 mm
$\Upsilon_{yz,b}^{VI}$	0.1 mm	0.1 mm
$\Upsilon_{xy,b}^{VI}$	0.3 mm	< 0.1 mm
φ_c^{VI}	0.1°	< 0.1°

➤ **Projeto à Fadiga Mecânica**

Se partindo do método dos fatores de Marin para se definir a vida útil do componente estrutural à fadiga mecânica, as tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os kf fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) e os fatores kf_c^I , kf_d^I , kf_d^I e kf_e^I definidos anteriormente.

Os fatores de entalhe também seguem o método utilizado na Subseção 4.2.1, onde há apenas a presença de furos transversais na estrutura que possuem as mesmas dimensões e propriedades daqueles descritos na Seção I. Se valendo das equações (49) a (53), pode-se determinar os Ck^{σ_n} e Ck^{σ_b} coeficientes de fadiga para os $kf_{t,n}^{VI}$ e $kf_{t,b}^{VI}$ fatores de concentração de tensão. O fator $kf_{t,c}^{VI}$, novamente, é definido como sendo unitário.

Seguindo o padrão definido anteriormente, os kf_f , fatores de entalhe assumem a identidade direta com os kf_t , fatores de concentração de tensões, como descrito nas equações (54) – (56). Desta forma, os resultados dos kf fatores de Marin são apresentados na Tab. (4.55).

E para as tensões médias e alternadas atuantes na estrutura da barra sagital, são utilizadas as equações (57) e (58). Os resultados dos dois tipos de tensão de fadiga desta seção estrutural estão presentes na Tab. (4.56).

Tabela 4.56: Tensões alternadas e médias da coluna lombar crítica (Seção VI)

Modo de Carregamento	Caso Crítico		Caso Padrão	
	Média	Alternada	Média	Alternada
Tensão Axial [MPa]	0.60	4.50	0.00	4.11
Tensão de Flexão [MPa]	4.25	101.79	0.99	37.99
Tensão de Torção [MPa]	0.32	9.14	1.31	1.08

Tabela 4.57: Características de fadiga para a coluna lombar crítica (Seção VI)

	Característica de Fadiga	Valor		
		Caso Crítico	Caso Padrão	
<i>k</i> Fatores de Marin	$kf_{a'}^{VI}$	0.610		
	$kf_{b'}^{VI}$	0.931		
	$kf_{c'}^{VI}$	1.000		
	$kf_{d'}^{VI}$	1.000		
	$kf_{e'}^{VI}$	0.868		
	Fatores de Concentração de Tensões	$kf_{f',n}^{VI} = kf_{t',n}^{VI}$	3.223	
		$kf_{f',b}^{VI} = kf_{t',b}^{VI}$	2.067	
	$kf_{f',c}^{VI} = kf_{t',c}^{VI}$	1.000		
Tensões Limites de Enduração [MPa]	Teórica $S_e^{VI'}$	282.50		
	Aproximada S_e^{VI}	139.28		

Utilizando a formulação de von Mises para tensões equivalentes alternadas e médias de fadiga, definidas pelas equações (59) e (60), pode-se obter as tensões efetivas atuando nesta seção. Os fatores de segurança de Goodman e ASME-Elíptico, por sua vez, são definidos pelas equações (61) e (62). Por fim, a vida útil à fadiga e o número de sessões padrão de fisioterapia são representadas nas equações (63.1) e (64.1). Os resultados finais para todas as grandezas mencionadas são mostrados na Tab. (4.58):

Tabela 4.58: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga (Seção VI)

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média σ_{med}^{VI}	10.75	3.05
	Alternada σ_{alt}^{VI}	227.98	94.10
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^{VI}$	0.60	1.47
	ASME Elíptico FS_{ASME}^{VI}	0.61	1.48
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{VI}	$2.06 \cdot 10^3$	$188.79 \cdot 10^3$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{VI}	–	≈ 190

4.2.7 Comparativo Estrutural Global

Determinados os valores das variáveis de projeto para os critérios de prevenção à falha estática, à fadiga e à rigidez, para ambos casos de marcha (padrão e crítico), pode-se elaborar uma tabela resumida dos valores mais importantes para o projeto. Por exemplo, como mencionado na Seção 4.2, para os critérios de falha estática e de rigidez, o caso crítico de marcha que o mais importante a se analisar, enquanto para o critério de falha por fadiga, o caso padrão de marcha é o que mais importa. Sendo assim, os resultados da matriz resumida de resultados de projeto são mostrados na Tab. (4.59).

Tabela 4.59: Matriz resumida dos resultados de projeto para os três critérios adotados neste trabalho

Tipo de Projeto	Critério	Sistema Estrutural					
		Seção I	Seção II	Seção III	Seção IV	Seção V	Seção VI
Estático (Caso Crítico)	Cisalhamento Tresca	10.23	1.81	1.73	3.30	3.57	3.59
	Cisalhamento von Mises	11.80	2.08	2.00	3.78	4.12	4.20
	Normal Máxima	11.43	3.30	3.83	6.08	6.22	6.20
	Normal von Mises	11.80	1.97	2.00	3.81	3.71	4.12
	Flambagem Crítica	2.45	–	–	–	–	–
Rigidez (Caso Crítico)	Deformação Axial	< 0.1 mm	> –0.1 mm	< 0.1 mm	< 0.1 mm	> –0.1 mm	< 0.1 mm
	Deflexão (1º Plano)	0.5 mm	< 0.1 mm	< 0.1 mm	< 0.1 mm	0.6 mm	0.1 mm
	Deflexão (1º Plano)	1.1 mm	< 0.1 mm	0.1 mm	< 0.1 mm	< 0.1 mm	0.3 mm
	Torção Angular	< 0.1 mm	0.1°	0.5°	0.1°	0.1°	0.1°
	Flambagem Crítica	0.3°	–	–	–	–	–
Fadiga (Caso Padrão)	Goodman Modificado	1.25	1.65	1.80	1.06	1.52	1.47
	ASME Elíptico	1.27	1.80	1.83	1.13	1.66	1.48
	Vida em Ciclos	$196.83 \cdot 10^3$	$109.99 \cdot 10^3$	$911.18 \cdot 10^3$	$63.00 \cdot 10^3$	$380.09 \cdot 10^3$	$188.79 \cdot 10^3$
	Vida em Sessões	≈ 200	≈ 100	≈ 900	≈ 60	≈ 380	≈ 190

Com todos os sistemas estruturais modelados, é inevitável se perguntar qual das seções que se encontra na condição crítica globalmente.

Para análise estática, uma forma possível de se comparar globalmente os diferentes componentes estruturais em diferentes materiais é por meio do diagrama de tensões principais normalizadas pelo limite de escoamento do material de cada elemento distinto. O mencionado diagrama de tensões principais apresenta o estado de tensões devido aos carregamentos de cada sistema individual e os compara as linhas de falha para os critérios de Tresca e von Mises. E assim foi feito, sendo mostrado o diagrama mencionado na Fig. (4.35).

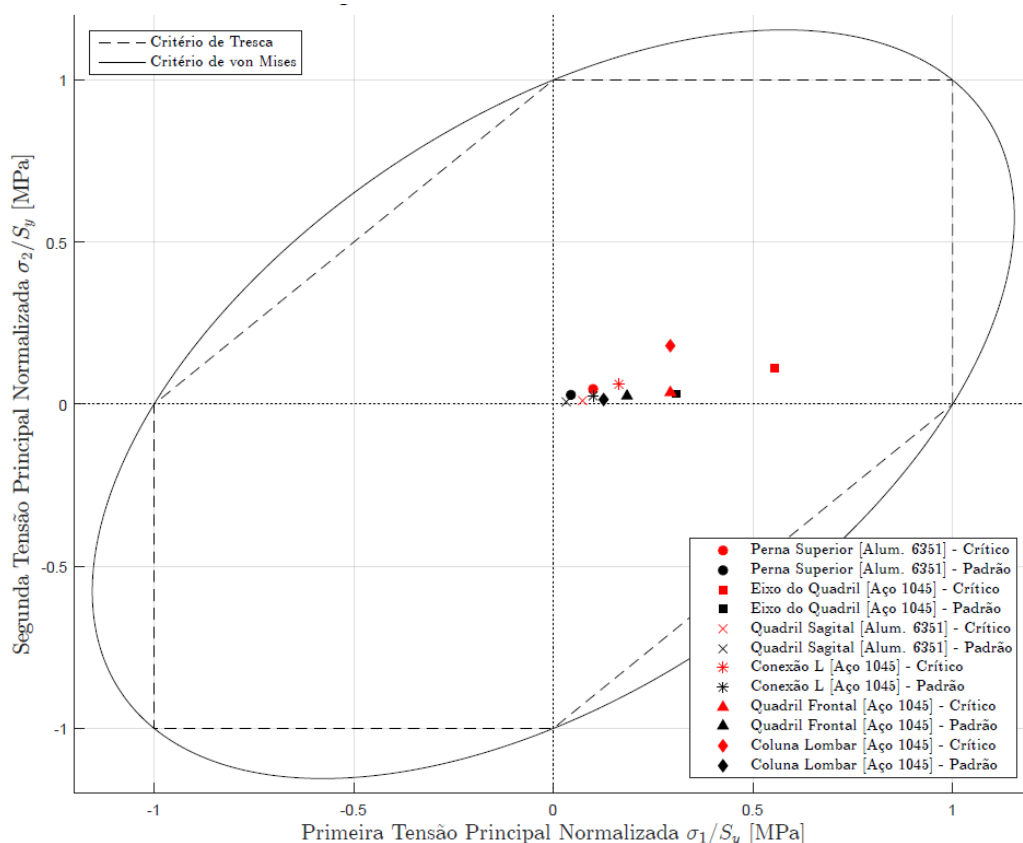


Figura 4.35: Diagrama de tensões principais normalizadas para todos os elementos estruturais do projeto em ambos os modos de solicitação (Padrão e Crítico).

Para uma modelagem de projeto à fadiga, por sua vez, podem ser utilizados:

- 1) Diagramas de falha S-N, ou tensão vida. Porém, em fadiga não só há uma variabilidade de fatores muito maior do que o projeto estático, como também a utilização de diferentes materiais em diferentes condições de fadiga torna essa análise sensivelmente mais prone a distorções neste trabalho.
- 2) Diagramas de tensões limites de endurance normalizadas pelo material de cada elemento mecânico, sendo apresentadas também as linhas-limite dos critérios de projeto à fadiga. Esta abordagem é semelhante à aplicada para o critério estático e mostrada na Fig. (4.35). Porém, neste trabalho não foi possível se elaborar tal diagrama.

4.3 SISTEMAS DE ATUAÇÃO E TRANSMISSÃO

Os sistemas de atuação e transmissão deste projeto concebem os tipos de atuador e elementos de transmissão deste trabalho. Estes devem conduzir os esforços desde sua fonte motriz até a junta equivalente do quadril, representada pelo eixo antropomórfico estrutural (Seção II).

Assim como realizado na Seção 4.2, para facilidade de leitura, os sistemas desenvolvidos para esta seção de projeto são mostrados em um modelo esquemático na Fig. (4.36).

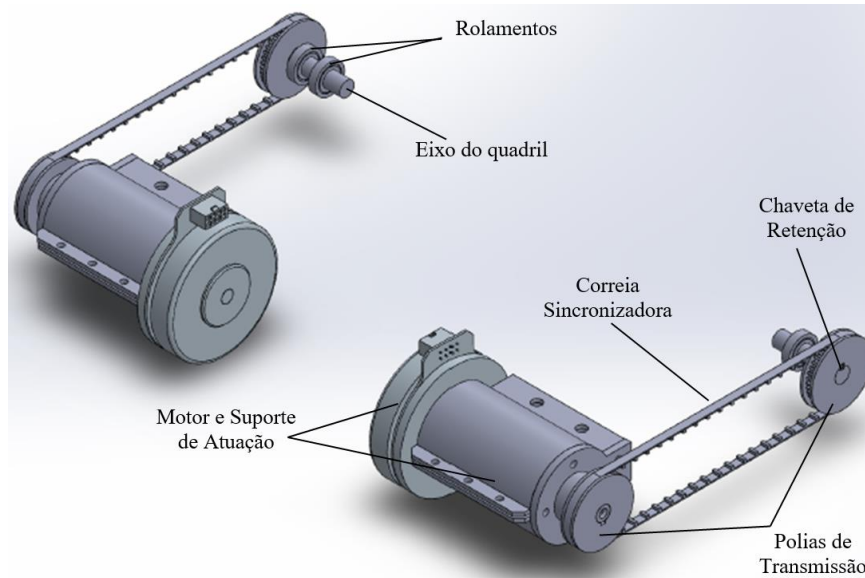


Figura 4.36: Sistemas e componentes do projeto de atuação e transmissão da Exosuit EMA

4.3.1 Sistema de Atuação

Como mencionado na Seção 3.2, o sistema de atuação deve ser capaz de prover o torque máximo de marcha no plano sagital na velocidade de rotação desejada. Ambas características são dadas, respectivamente, por:

$$\begin{cases} T_{motor}^{max} = M_x^{max} = 36.5 \text{ Nm} & , \text{ Caso Crítico (Pico)} \\ T_{motor}^{max} = T_h^{max} = 28 \text{ Nm} & , \text{ Caso Padrão (Contínuo)} \\ n_{motor} = n_h = 6.6 \text{ rpm} \end{cases}$$

Com estes dois dados, a potência de atuação pode ser definida como:

$$W_{motor}^{max} = \frac{\pi \cdot n_{motor} \cdot T_{motor}^{max}}{30} \quad (128)$$

o que faz com que, para as características de marcha determinadas anteriormente, a máxima potência necessária para atuação seja:

$$W_{motor}^{max} = \begin{cases} 25.2 \text{ W} & , \text{ Caso Crítico (Pico)} \\ 19.4 \text{ W} & , \text{ Caso Padrão (Contínuo)} \end{cases}$$

Como decidido pela na Subseção 3.3.2, o tipo de atuador mais recomendado para o tipo de aplicação no sistema do exoesqueleto é um conjunto de motor elétrico rotativo com redução planetária. Após

pesquisa sobre os modelos disponíveis no mercado, o modelo mais aplicável para este problema é um conjunto motor-redutor da Maxon Motors Co. e tem suas especificações técnicas mostradas na Tab. (4.60).

Tabela 4.60: Características técnicas do conjunto de atuação (Maxon Motors Co., 2019)

Característica		Valor
Modelos	Motor	EC 90 (323772)
	Redutor	GP 52C (223095)
Torques [Nm]	Contínuo	30
	Pico	45
Velocidade de Rotação [rpm]	Carga Máxima	26
	Descarregado	44
Potência Máxima [W]		90
Eficiência η_{motor}		99 %
Dimensões [mm]		Ø105 x 130
Peso Individual [kg]		1.37
Fator de Redução do Conjunto		113:1
Tensão Elétrica DC [V]		24

Como pode-se perceber, o conjunto de atuação possui todos os seus aspectos técnicos suficientes para satisfazer tanto os requisitos de projeto definidos na Seção 3.2 como os torques de reação nos casos Crítico e Padrão de projeto. Imagens das partes individuais do conjunto motor-redutor a ser utilizado neste projeto são mostradas na Fig. (4.37).

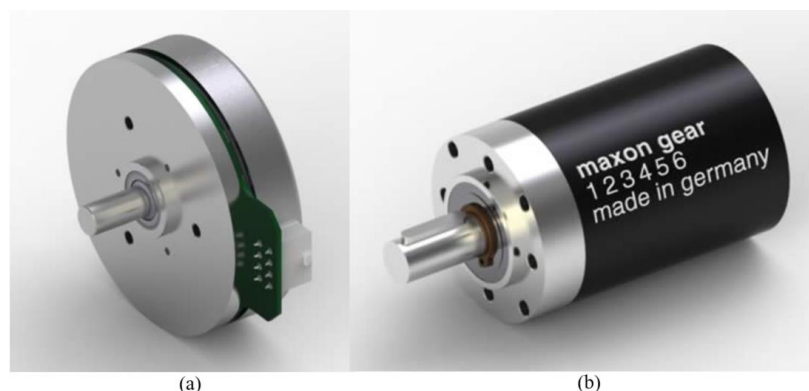


Figura 4.37: Conjunto Motor-Redutor de atuação. (a) Motor Flat EC 90 e (b) Redutor Planetário GP 52C (Maxon Motors Co., 2019)

Conhecendo-se as características do atuador, há de se definir, efetivamente, as potências e torques a serem providas para o sistema para ambos casos de projeto: Crítico e Padrão. Essas características são obtidas se levando em conta as perdas de energia em cada um dos elementos presentes na transmissão

dos esforços. Tendo em vista que o sistema tem perdas da seguinte ordem: motor, conjunto polia-correia dentada e conexão eixo-rolamentos, logo, para a potência e torque corrigidos:

$$W_{motor} = \frac{1}{\eta_{motor} \cdot \eta_{trasm} \cdot \eta_{rol}} \cdot W_{motor}^{max} \quad (129)$$

$$T_{motor} = \frac{1}{\eta_{motor} \cdot \eta_{trasm} \cdot \eta_{rol}} \cdot T_{motor}^{max} \quad (130)$$

onde os rendimentos de cada subsistema são dados, respectivamente, nas Tabs. (4.59), (4.61) e (4.65).

Consequentemente, os resultados efetivos para a potência e torque providos pelo sistema de atuação são mostrados na Tab. (4.61).

Tabela 4.61: Valores efetivos providos pelo sistema de atuação

Característica	Caso Crítico	Caso Padrão
Torque Efetivo T_{motor} [Nm]	40.0	30.7
Potência Efetiva W_{motor} [W]	27.6	21.2

4.3.2 Sistema de Transmissão

➤ Modelagem do Sistema

O sistema de transmissão, por sua vez, deve transmitir os esforços do atuador até a junta antropomórfica do quadril. Como decidido na Subseção 3.3.3, o sistema mais recomendado é o por polias e correias dentadas. O tipo de transmissão indicada para este problema é a direta para o conjunto polia-correia. Um diagrama representativo de transmissão direta, assim como um modelo de correia dentada são mostrados nas Figs. (4.38) e (4.39).

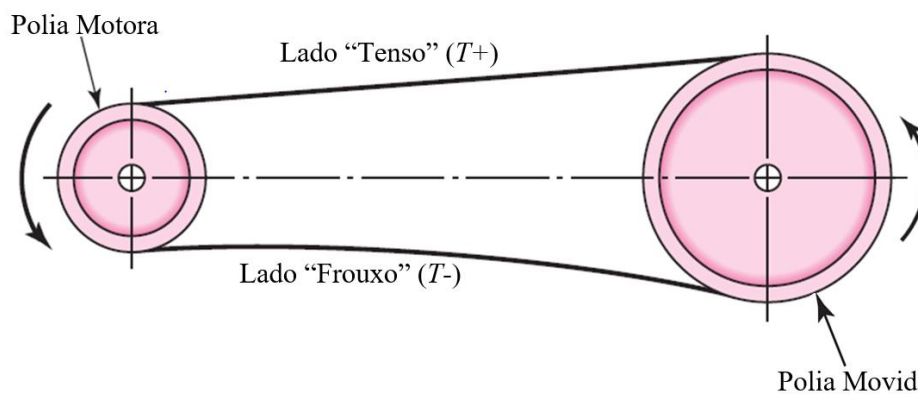


Figura 4.38: Representação de um conjunto polia-correia (Adaptado de Budynas & Nisbett, 2013)

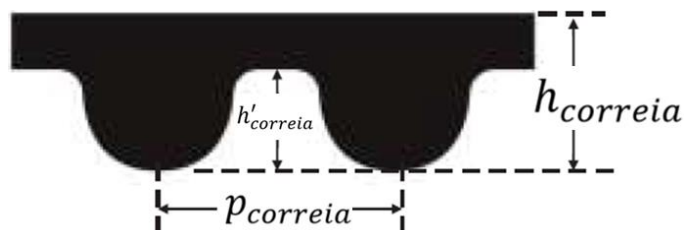


Figura 4.39: Seção transversal de uma correia dentada (Adaptado de Gates, 2019)

Como o objetivo deste trabalho é o de projetar um exoesqueleto o mais compacto o possível, todos os componentes selecionados levam em conta essa premissa. Conseqüentemente, para o sistema de transmissão, selecionou-se as menores polias e correias extraleves, ou de classe A. Quanto ao serviço é esperado que hajam pequenos choques mecânicos durante a caminhada.

Baseada nas características de atuação e transmissão definidas anteriormente, foram consultados os catálogos Gates (2019) e Continental (2019) para a escolha de um modelo de correia mais recomendado para o projeto. Todas estas especificações são mostradas na Tab. (4.62).

Tabela 4.62: Características dos modelos de correia e polia para o sistema de transmissão

Característica		Valor
Projeto	Tipo de Correia	Dentada / Sincronizadora
	Classe	Extraleve (A)
	Modelo	POWERGRIP HTD-5M*
	Regime de Serviço	Choques Leves
Dimensões* [mm]	Altura de Dente h'_{cor}	2.1
	Espessura de Alma e_{cor}	1.5
	Altura Total h_{cor}	3.6
	Largura w_{cor}	15.0
	Passo p_{cor}	5.0
Propriedades Mecânicas	Correias	Material
		Borracha com Cordoanéis de Fibra de Vidro **
		Peso Específico Linear Normalizado q [kg.mm/m]
		$4.66 \cdot 10^{-3}$
	Polias	Material
		Alumínio 6063 T5
		Peso Específico ρ [kg/m ³]
		$2.71 \cdot 10^3$
Eficiência η_{trnsm}		97 %

*Gates, 2019

**Continental, 2019

Há de se ressaltar que, adicionalmente, o fator de segurança mínimo definido para o projeto de correias é $FS_{cor}^{min} = 1.20$.

Duas questões frequentemente levantadas com relação ao uso de correias que podem ser respondidas antes do projeto mecânico do sistema de transmissão são:

- 1) Quanto a rigidez da correia, sobretudo quando comparada ao sistema de cabos de aço utilizada pela Exosuit EMA original. De fato, a correia de liga de borracha e polímero não é tão rígida quanto à um cabo de aço, podendo apresentar uma vida sensivelmente menor. Porém, a sincronização que uma correia dentada traz, assim como a tendo em vista a aplicação de baixo ciclo de fadiga sobre o exoesqueleto faz com que valha a pena seu uso.
- 2) Adicionalmente, pode-se utilizar um sistema de tensionamento por aperto de parafuso, por exemplo, para aumentar a tensão da correia e compensar também as diferenças de tamanho entre o comprimento primitivo da correia e a distância entre centros das polias.

➤ Projeto à Falha Estática

Tendo em vista as características das correias a serem utilizadas, pode-se designar as características das polias do conjunto, que ficam à critério do projetista. As características iniciais da polia motora são diretamente relacionadas com as características do atuador definido na Seção 4.2. Enquanto a velocidade de rotação n_{pol1} já é definida como sendo a velocidade de rotação do atuador, o diâmetro de polia d_{pol1} pode ser definido como um dos tamanhos possíveis para uma correia classe 5, sendo dado por:

$$d_{pol1} = 76.4 \text{ mm}$$

Levando em conta o grau de redução do sistema, que neste caso é de proporção 1:1, e o diâmetro d_{pol1} e rotação n_{pol1} da polia motora, as características da polia movida podem ser obtidas:

$$d_{pol2} = red_{12} \cdot d_{pol1} \quad (131)$$

$$n_{pol2} = \frac{1}{red_{12}} \cdot n_{pol1} \quad (132)$$

Para a velocidade tangencial/translacional da correia, em m/s:

$$v_{cor} = \frac{\pi d_i n_i}{60 \cdot 10^3} \quad , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (133)$$

A distância entre os centros é dependente do comprimento da barra sagital do quadril e do diâmetro do atuador, consequentemente:

$$DC_{12} = l_{h,s} + \frac{D_{motor}}{2} \quad (134)$$

E para o comprimento primitivo/efetivo da correia:

$$l_{cor} = 2DC_{12} + \frac{\pi(d_{pol1} + d_{pol2})}{2} + \frac{(d_{pol1} - d_{pol2})^2}{4DC_{12}} \quad (135)$$

Para os ângulos de abraçamento entre a correia e as polias:

$$\begin{cases} \phi_{pol_1} = \pi + 2 \cdot \arcsen\left(\frac{d_{pol_1} - d_{pol_2}}{2Dc_{12}}\right) \\ \phi_{pol_2} = \pi - 2 \cdot \arcsen\left(\frac{d_{pol_1} - d_{pol_2}}{2Dc_{12}}\right) \end{cases} \quad (136)$$

Adicionalmente, a largura das polias fica a critério do projetista, podendo ser declarada como:

$$w_i = 1.25 \cdot w_{cor} \quad , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (137)$$

Quanto às massas do sistema do sistema de transmissão, a da correia é calculada a partir de sua massa específica linear ϱ . Já a das polias são obtidas com seu peso específico ρ :

$$m_{cor} = \varrho \cdot l_{cor} \quad (138)$$

$$m_i = \rho \cdot \frac{\pi d_i^2 w_i}{4} \quad , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (139)$$

Em relação aos números de dentes (Z) de cada componente do sistema de transmissão, têm-se que, para as polias:

$$Z_i = \frac{\pi d_i}{p_{cor}} \quad , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (140)$$

E para o número de dentes na correia, para o caso específico onde ambas polias possuem o mesmo número de dentes:

$$Z_{cor} = \frac{2Dc_{12}}{p_{cor}} + Z_1 \quad (141)$$

A medida utilizada para medir a quantidade de dentes da correia efetivamente em contato com as polias é a medida TIM (*Teeths in Mesh*):

$$Z_{TIM} = Z_1 \left(0.5 - \frac{(Z_2 - Z_1)p_{cor}}{18.85 \cdot Dc_{12}} \right) \quad (142)$$

Os resultados desta parte de modelagem do sistema de transmissão são mostrados na Tab. (4.63).

O próximo passo é determinar os kb fatores de transmissão para correias. O fator de ângulo $kb_{1''}$ é dado pela equação:

$$kb_{1''} = \frac{143.543 + 7.468\phi_i - 0.015\phi_i^2}{10^3} \quad , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (143)$$

Logo:

$$kb_{1''} = 1.00$$

Já o fator de comprimento $kb_{2''}$, para uma correia classe A com $l_{correia} < 880$ mm, é definido como:

$$kb_{2''} = 1.00$$

Os fatores de classe $kb_{b''}$ e $kb_{c''}$, levando-se em conta uma correia classe A, são, respectivamente:

$$\begin{cases} kb_{b''} = 25.0 \\ kb_{c''} = 0.561 \end{cases}$$

O fator de serviço $kb_{s''}$, por sua vez, para um regime de serviço com choques leves e características normais de torque:

$$kb_{s''} = 1.80$$

Um fator adicionalmente utilizado na modelagem de correias dentadas é o fator de redução $kb_{r''}$. Se tratando de um projeto sem redução, ele pode ser declarado como:

$$kb_{r''} = 0.00$$

O último fator a ser definido para o projeto deste sistema de transmissão por correias dentadas é o fator de malha (TIM), dado para um caso com $Z_{TIM} > 6$:

$$kb_{TIM''} = 1.00$$

Tabela 4.63: Características dimensionais básicas do sistema de transmissão

Característica		Valor
Grau de Redução		1: 1
Diâmetros [mm]	d_{pol_1}	76.4
	d_{pol_2}	76.4
Número de Dentes	Correia Z_{cor}	138
	Em Mesh Z_{TIM}	24 por Polia
	Polia Motora Z_1	48
	Polia Movida Z_2	48
Largura w_{pol_1}, w_{pol_2} [mm]		18.8
Distância de Centros DC_{12} [mm]		225.0
Comprimento Primitivo l_{cor} [mm]		715.9
Velocidades de Rotação [rpm]	n_{pol_1}	6.6
	n_{pol_2}	6.6
Velocidade Tangencial/Translação [m/s]		0.03
Ângulos de Abraçamento [°]	ϕ_{pol_1}	180.0
	ϕ_{pol_2}	180.0
Massas [kg]	Correia	0.050
	Polias Individuais	0.23

Com os fatores de transmissão de correias definidas, pode-se definir as potências real e de desenho para as correias. A potência real corresponde à potência efetiva provida pelo sistema de atuação, enquanto a potência de desenho leva em conta alguns fatores de transmissão para fins de projeto. Para a potência real:

$$W_{cor} = \eta_{motor} \cdot W_{motor} \quad (144)$$

E para a potência de desenho:

$$W'_{cor} = (kb_{s''} + kb_{r''}) \cdot W_{cor} \quad (145)$$

Para a determinação do fator de segurança à falha da correia para condições de funcionamento, diferentemente das seções estruturais, são utilizadas as potências tabeladas modificadas. Tal mudança decorre das condições de uso da correia, onde a relação entre a velocidade de translação e o diâmetro da polia levam à uma potência máxima de trabalho.

Consultando o catálogo especializado de Optibelt (2019), têm-se que a potência de trabalho tabelada para uma condição de velocidade inferior a 10 rpm e para diâmetro de polia de 76.4 mm:

$$W_{cor}^{max} = 74.8 \text{ W}$$

E para a potência admissível de trabalho:

$$W_{cor}^{max'} = kb_{2''} \cdot kb_{TIM''} \cdot W_{cor}^{max} \quad (146)$$

Consequentemente, o fator de segurança para operação da correia é dado por:

$$FS^{cor} = \frac{W_{cor}^{max'}}{W'_{cor}} \quad (147)$$

Adicionalmente, há de se calcular as forças de tração em ambos ramos da correia em cada polia. Se iniciando com a força centrífuga:

$$F_{cent} = kb_{c''} \cdot \left(\frac{v_{cor}}{2.4}\right)^2 \quad (148)$$

E para as forças nos lados mais ($T +$) e menos ($T -$) tensionados da correia, há de primeiro se definir a diferença entre ambos, inclusive quanto às trações reais e de desenho:

$$\begin{cases} \Delta F_{cor} = \frac{60 \cdot W_{cor}}{\pi n_i d_i} & , \text{ real} \\ \Delta F'_{cor} = \frac{60 \cdot W'_{cor}}{\pi n_i d_i} & , \text{ desenho} \end{cases} , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (149)$$

Consequentemente, para o lado “tenso” da correia:

$$\begin{cases} F_{T+} = F_{cent} + \frac{\Delta F_{cor} \cdot \exp(f_{fric} \cdot \phi_i)}{\exp(f_{fric} \cdot \phi_i) - 1} & , \text{ real} \\ F'_{T+} = F_{cent} + \frac{\Delta F'_{cor} \cdot \exp(f_{fric} \cdot \phi_i)}{\exp(f_{fric} \cdot \phi_i) - 1} & , \text{ desenho} \end{cases} , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (150)$$

Enquanto para o lado “frouxo” da correia:

$$\begin{cases} F_{T-} = F_{T+} - \Delta F_{cor} & , \text{ real} \\ F'_{T-} = F'_{T+} - \Delta F'_{cor} & , \text{ desenho} \end{cases} , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (151)$$

Vale ressaltar que o fator f_{fric} corresponde ao coeficiente de fricção entre a polia e a correia. Para correias dentadas, não há deslizamento entre a correia e a polia, consequentemente:

$$f_{fric} = 1.00$$

E para a tensão de montagem do conjunto polia-correia:

$$\begin{cases} F_{mont} = \frac{F_{T+} + F_{T-}}{2} - F_{cent} , \text{ real} \\ F'_{mont} = \frac{F'_{T+} + F'_{T-}}{2} - F_{cent} , \text{ desenho} \end{cases} , \quad \forall i = pol_1, pol_2 \quad (152)$$

Quanto aos torques efetivamente providos por cada uma das polias, gerados a partir das forças reais atuantes no sistema:

$$\begin{cases} T_{pol_1} = \Delta F_{cor} \cdot \frac{d_{pol_1}}{2} \\ T_{pol_2} = \eta_{trasm} \cdot \left(\Delta F_{cor} \cdot \frac{d_{pol_2}}{2} \right) \end{cases} \quad (153)$$

Com todas as variáveis definidas e calculadas, os resultados para o projeto das correias sincronizadoras do sistema de transmissão são mostrados na Tab. (4.64).

Tabela 4.64: Resultados de projeto estático do sistema de transmissão

Categoria	Característica	Caso Crítico	Caso Padrão	
Potências [W]	Real W_{cor}	27.4	21.0	
	De Desenho W'_{cor}	49.2	37.8	
	Tabelada Admissível $W_{cor}^{max'}$	74.8		
Forças de Tração [N]	Real	Lado “Tenso” F_{T+}	1082.8	831.5
		Lado “Frouxo” F_{T-}	46.8	35.9
		Montagem F_{mont}	564.8	433.7
	De Desenho	Centrífuga F_{cent}	< 0.01	< 0.01
		Lado “Tenso” F'_{T+}	1949.0	1496.7
		Lado “Frouxo” F'_{T-}	84.2	64.7
		Montagem F'_{mont}	1016.6	780.7
Torques Reais nas Polias [Nm]	T_{pol_1}	39.6	30.4	
	T_{pol_2}	38.4	29.5	
Fator de Segurança	FS^{cor}	1.52	1.98	

➤ Projeto à Vida em Fadiga

Diferentemente do projeto à vida em fadiga para elementos mecânicos estruturais, para elementos de transmissão não se necessita da obtenção de um fator de segurança, mas sim a análise do número de ciclos estimado para a vida do elemento de transmissão. Primeiramente há de se definir os fatores adicionais de vida $kb_{K''}$ e $kb_{B''}$. Para uma correia de classe A:

$$kb_{K''} = 2999.0 \quad ; \quad kb_{B''} = 11.089$$

Com os fatores de vida definidos, as trações modificadas nos lados mais “tensos” da correia em cada polia são dadas por:

$$\begin{cases} F'_{pol1} = F'_{T+} + \frac{kb_{b''}}{d_{pol1}} \\ F'_{pol2} = F'_{T+} + \frac{kb_{b''}}{d_{pol2}} \end{cases} \quad (154)$$

E para o número de ciclos estimados para vida em fadiga:

$$N^{cor} = \left[\left(\frac{kb_{K''}}{F'_{pol1}} \right)^{-kb_{B''}} + \left(\frac{kb_{K''}}{F'_{pol2}} \right)^{-kb_{B''}} \right]^{-1} \quad (155)$$

De forma análoga à rotina utilizada para o cálculo da vida à fadiga em termos de sessões de fisioterapia, assim como mostrado na equação (64.1), uma rotina pode ser aplicada às correias:

$$N_{fis}^{cor} = \frac{N^{cor} \cdot t_p}{60 \cdot t_{fis}} \quad (64.2)$$

Por fim, os resultados para o projeto à fadiga são mostrados na Tab. (4.65).

Tabela 4.65: Resultados de projeto à fadiga do sistema de transmissão

Categoria	Característica	Caso Crítico	Caso Padrão
Forças de Desenho Modificadas [N]	F'_{pol1}	2276.3	1824.0
	F'_{pol2}	2276.3	1824.0
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{cor}	$> 10^9$	$> 10^9$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{cor}	> 1000	> 1000

4.4 COMPONENTES MECÂNICOS ADICIONAIS

4.4.1 Rolamentos

O projeto dos mancais de rolamento que suportam o eixo da junta do quadril no processo de transmissão de esforços é guiado pelos procedimentos estabelecidos pela *American Bearing Manufacturers Association* (ABMA). Tais procedimentos permitem a correta padronização de mancais de rolamento e o cálculo aproximado da vida do rolamento às solicitações os quais eles são submetidos (Budynas & Nysbett, 2013).

O primeiro passo para o projeto dos rolamentos do sistema é definir o seu tipo. Tendo em vista que a maior parte das solicitações ocorre de forma radial ao rolamento, e não de forma axial, pode-se utilizar rolamentos regidos com uma carreira de esfera, que é o tipo de rolamento mais simples e comercialmente acessível. Eles são capazes de resistir a cargas radiais medianas e cargas axiais leves, podendo ter lubrificação embutida e possuem uma vida útil razoável. Um modelo esquemático de um rolamento de esferas é mostrado na Fig. (4.40).

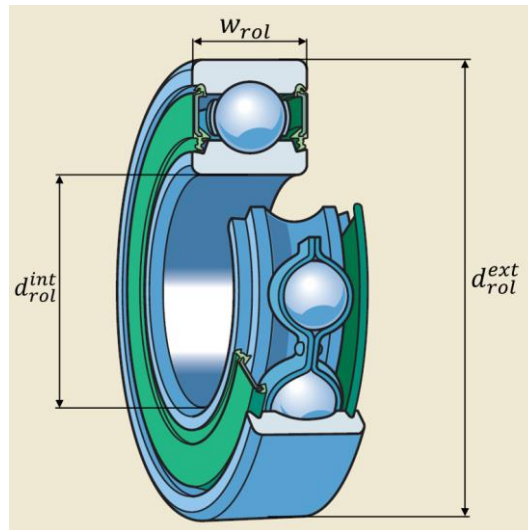


Figura 4.40: Modelo de rolamento de esferas de carreira única (Adaptado de SKF, 2019)

As características do modelo de rolamento escolhido para este projeto são mostradas na Tab. (4.66).

Tabela 4.66: Características do modelo de rolamento do eixo da junta do quadril (SKF, 2019)

Característica		Valor
Projeto	Tipo de Rolamento	Esferas de uma carreira (tampado)
	Modelo	SKF 6302-2RSL
	Regime de Serviço	Choques Leves
Características Dimensionais	Diâmetro Interno d_{rol}^{int} [mm]	15.0
	Diâmetro Externo d_{rol}^{ext} [mm]	42.0
	Diâmetro de Encosto do Eixo [mm]	17.0
	Largura w_{rol} [mm]	13.0
	Massa m_{rol} [kg]	0.082
Classificações de Carga [N]	Estática C_{stat}	$5.40 \cdot 10^3$
	Dinâmica C_{din}	$11.90 \cdot 10^3$
Eficiência η_{rol}		95 %

Além das características descritas, outro fator que é de suma importância para se limitar a categoria do rolamento é a vida útil estimada. Diferentemente de seções estruturais, a vida infinita de rolamentos é impraticável de se obter. O catálogo de SKF (2019) traz que, para equipamentos de uso não-rigoroso ou médicos, a especificação de vida útil deve variar entre 300 e 3000 horas, valor que convertido em número de ciclos do sistema leva à uma margem de 10^6 ciclos.

Selecionados os rolamentos, há de se verificar qual dos é o mais solicitado do conjunto. Os carregamentos axiais e radiais de cada rolamento são dados por:

$$\begin{cases} P_{axial}^i = R_x^{i,II} \\ P_{radial}^i = \sqrt{(R_y^{i,II})^2 + (R_z^{i,II})^2} \end{cases}, \quad \forall i = A, B \quad (156)$$

Os resultados desta análise trazem que o mancal B que apresenta o maior carregamento radial. Com relação ao carregamento axial, apesar de ele ter sido considerado zero na Subseção 4.2.2, isso era apenas para fins de resolução do sistema de equações, podendo ser qualquer mancal, A ou B, o suporte axial do sistema. Assim, pode-se realizar uma mudança para assignar os carregamentos axiais ao mancal B em vez do mancal A. Com as cargas axiais e radiais calculadas, pode-se obter as cargas estáticas e dinâmicas equivalentes. A carga estática equivalente do rolamento pode ser calculada como:

$$\begin{cases} P_{stat} = P_{radial} & , \quad \frac{P_{axial}}{P_{radial}} < 0.8 \\ P_{stat} = 0.6 P_{radial} + 0.5 P_{axial} & , \quad \frac{P_{axial}}{P_{radial}} \geq 0.8 \end{cases} \quad (157)$$

E para a carga dinâmica equivalente do rolamento:

$$P_{din} = kX \cdot P_{radial} + kY \cdot P_{axial} \quad (158)$$

onde kX e kY são fatores de carga dinâmica de rolamentos, definidos a partir de fatores empíricos que envolvem as relações P_{axial}/C_{stat} e P_{axial}/P_{radial} . Como a carga axial corresponde a menos de 5% da carga radial, logo, os fatores se tornam:

$$kX = 1 \quad ; \quad kY = 0$$

O que, por consequência, leva à relação: $P_{din} = P_{radial}$. Resta, então, a definição do fator de serviço para rolamentos, que, para um regime de choques leves, pode assumir o valor de:

$$kr = 1.5$$

Por fim, os fatores de segurança respectivos aos modos de carregamento estático e dinâmico são dados por:

$$\begin{cases} FS^{stat} = \frac{C_{stat}}{kr \cdot P_{stat}} \\ FS^{din} = \frac{C_{din}}{kr \cdot P_{din}} \end{cases} \quad (159)$$

Para fins de modelagem para vida à fadiga, número de ciclos que rolamentos de esferas são capazes de resistir, assim como o número de sessões de fisioterapia estimadas, são descritas pelas equações:

$$N^{rol} = \left(\frac{C_{din}}{P_{din}} \right)^3 \quad (160)$$

$$N_{fis}^{rol} = \frac{N^{rol} \cdot t_p}{60 \cdot t_{fis}} \quad (64.3)$$

Para o projeto de rolamentos deste trabalho, foi definido um fator de segurança mínimo de:

$$FS_{rol}^{min} = 1.20$$

Os resultados de projeto para os rolamentos do sistema são mostrados na Tab. (4.67).

Tabela 4.67: Resultados de projeto para os rolamentos do eixo do quadril

Categoria	Característica		Caso Crítico	Caso Padrão
Cargas nos Rolamentos [N]	Máximas	P_{axial}	131.6	0.0
		P_{radial}	$2.12 \cdot 10^3$	$1.39 \cdot 10^3$
	Equivalentes	P_{stat}	$2.12 \cdot 10^3$	$1.39 \cdot 10^3$
		P_{din}	$2.12 \cdot 10^3$	$1.39 \cdot 10^3$
Fatores de Segurança	Estático	FS^{stat}	1.70	2.57
	Dinâmico	FS^{din}	3.74	5.67
Vida à Fadiga	Número de Ciclos N^{rot}		$> 10^6$	$> 10^6$
	Sessões de Fisioterapia N_{fis}^{rot}		> 1000	> 1000

4.4.2 Chavetas

Para fixar elementos rotativos no eixo, é necessário o projeto de chavetas que suportem os esforços de transmissão rotativa. Dos tipos de chaveta disponíveis comercialmente, uma das mais acessíveis e a chaveta simples quadrada, que também é facilmente produzida a partir de usinagem. A Fig. (4.41) mostra a montagem de uma chaveta quadrada em um eixo de seção circular maciça.

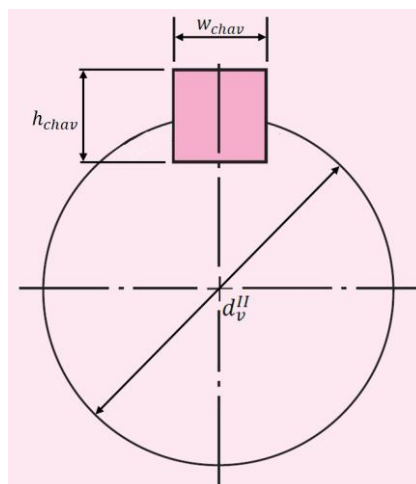


Figura 4.41: Modelo chaveta quadrada (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)

A altura h_{chav} e largura w_{chav} de chavetas são normalizadas pela ABNT (NBR 6375) e dependem do diâmetro do eixo. Portanto, o que deve ser determinado é o comprimento da chaveta l_{chav} . No projeto mecânico da Exosuit EMA, as chavetas são o elo de conexão entre eixo de rotação da junta do quadril e a polia de transmissão. Como mencionado na Seção 4.2, as chavetas deste trabalho são projetadas para serem de aço SAE 1020 pois o material não é tão resistente a ponto de avariar o eixo de aço SAE 1045 no caso de alguma sobrecarga, se cisalhando ou esmagando e, conseqüentemente, aliviando a carga no eixo.

O primeiro passo para o projeto das chavetas é determinar a força tangencial atuando ao longo da superfície do eixo, dada por:

$$F_{chav} = \frac{2T_{pol2}}{d_v^{II}} \quad (161)$$

Como mencionado, a largura de uma chaveta padronizada de um eixo com diâmetro de dimensão $14 < d_v^{II} < 22$ mm é:

$$w_{chav} = 5 \text{ mm}$$

Assim, há de se definir um comprimento l_{chav} para que a chaveta seja capaz de resistir aos esforços de rotação do eixo, seguindo os fatores de segurança de projeto. Há dois modos de projeto para chaveta: por cisalhamento e por esmagamento. Para ambos critérios foi adotado um fator de segurança mínimo:

$$FS_{chav}^{min} = 1.20$$

Feitos os cálculos, chegou-se a um comprimento de chaveta $l_{chav} = 12$ mm. Tendo em vista que a largura do cubo da polia é $w_{pol} = 18$ mm, logo, o comprimento da chaveta cumpre o requisito de caber totalmente dentro do cubo.

O primeiro modo de projeto para as chavetas é a falha por cisalhamento, que leva em conta o esforço necessário para realizar o cisalhamento puro da chaveta no plano tangencial na interface entre os cubos da polia e do eixo. Este é um caso mais prone a ocorrer com descargas rápidas de energia cinética e, caso ocorra, faz o eixo girar livremente. A falha por cisalhamento pode ser modelada com fatores de segurança seguindo as teorias tanto de Tresca como von Mises, sendo eles dados, respectivamente, por:

$$FS_{Tresca}^{chav} = \frac{0.5S_{ye}^{chav} \cdot (w_{chav}l_{chav})}{F_{chav}} \quad (162)$$

$$FS_{vMises}^{chav} = \frac{0.577S_{ye}^{chav} \cdot (w_{chav}l_{chav})}{F_{chav}} \quad (163)$$

O segundo modo de projeto para chavetas é relativo à condição de esmagamento, que apesar de não causar uma falha crítica no sistema, usualmente é mais passível de ocorrer pois em chavetas quadradas a área de uma meia-face é inferior à face do plano de cisalhamento. Uma falha por esmagamento faz com que a chaveta perca a interferência com os cubos do eixo e da polia, ficando excessivamente folgada. Para este projeto de exoesqueleto, esta situação de falha é preferível à de cisalhamento, pois caso haja um torque excessivo no sistema, a chaveta não irá se partir e deixar a junta rodando em falso, o que seria de altíssimo perigo ao usuário do exoesqueleto, podendo levar à queda. Consequentemente, para o fator de segurança à falha por esmagamento:

$$FS_{esmg}^{chav} = \frac{S_{ye}^{chav} \cdot (h_{chav}l_{chav})}{2 F_{chav}} \quad (164)$$

Com as características dimensionais e de projeto das chavetas definidas, pode-se resolver o sistema. Os resultados são mostrados na Tab. (4.68).

Tabela 4.68: Resultados de projeto das chavetas do eixo do quadril

Categoria	Característica	Caso Crítico	Caso Padrão
Características Dimensionais Básicas	Comprimento l_{chav} [mm]	12.0	
	Largura w_{chav} [mm]	5.0	
	Altura h_{chav} [mm]	5.0	
	Massa m_{chav} [kg]	0.002	
Carga Tangencial F_{chav} [N]		$5.12 \cdot 10^3$	$3.93 \cdot 10^3$
Fatores de Segurança	Cisalhamento Tresca FS_{Tresca}^{chav}	1.23	1.60
	Cisalhamento von Mises FS_{vMises}^{chav}	1.42	1.85
	Esmagamento FS_{esmg}^{chav}	1.23	1.60

4.4.3 Juntas Parafusadas

Visando a facilidade de montagem, desmontagem, modificação e substituição de peças da EMA Exosuit, quando necessário, optou-se pela utilização de juntas parafusadas. Este tipo de junta de fixação não-permanente apresenta uma alta diversidade de elementos passíveis de uso e possui um excelente custo-benefício. Um modelo esquemático com as principais dimensões e características de um parafuso é mostrado na Fig. (4.42).

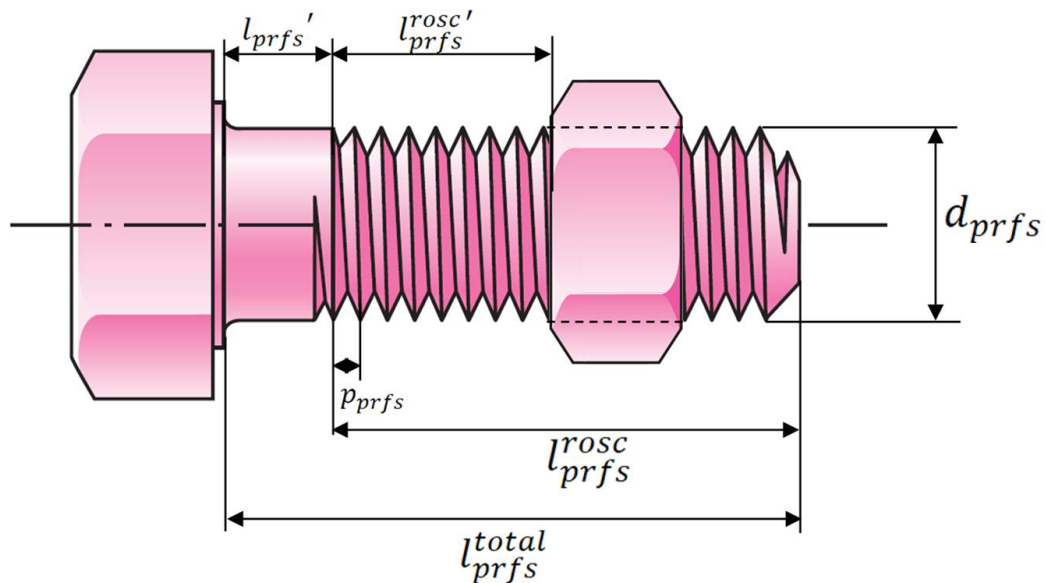


Figura 4.42: Modelo esquemático de parafuso fixador (Adaptado de Budynas & Nysbett, 2013)

O primeiro passo no projeto das juntas parafusadas é determinar os comprimentos dos diferentes tipos de parafusos a partir das dimensões das outras peças do projeto. Com estas informações, pode-se escolher o tipo e classe de parafuso a ser utilizado e verificar se o modelo escolhido suporta as condições de uso. As características do modelo escolhido foram retiradas do catálogo especializado Indufix (2019) e são mostradas na Tab. (4.69).

Tabela 4.69: Características do modelo de parafuso

Característica		Valor	
Projeto	Tipo de Parafuso Modelo	Cilíndrico com Soquete Sextavado M6 – Categoria 8.8	
Características Dimensionais	Comprimentos [mm]	l_{prfs}^{total}	25.0 , 70.0
		l_{prfs}^{rosc}	18.0
		l_{prfs}'	7.0 , 52.0
		$l_{prfs}'^{rosc}$	5.2 , 6.1 , 12.1
	Diâmetro d_{prfs} [mm]	6.0	
	Passo p_{prfs} [mm]	1.0	
	Áreas [mm ²]	Tensão de Tração A_{prfs}^{tt}	20.1
Diâmetro Menor A_{prfs}^{d-}		17.9	
Diâmetro Maior A_{prfs}^{d+}		28.3	
Características Materiais	Módulo de Elasticidade E^{prfs} [GPa]	210.0	
	Resistência de Escoamento S_{ye}^{prfs} [MPa]	660.0	
	Resistência de Tração S_{ut}^{prfs} [MPa]	830.0	

Além das resistências de escoamento e tração do parafuso, há de se utilizar uma formulação adicional de resistência, que é a resistência mínima de prova $S_{ye}^{prfs'}$. Este tipo de resistência serve para compensar a variabilidade estatística na resistência efetiva dos parafusos, e é usualmente dada por:

$$S_{ye}^{prfs'} = 0.9 \cdot S_{ye}^{prfs} \quad (165)$$

Com as características dimensionais e materiais definidas, há de se determinar a rigidez equivalente do parafuso, do material intermediário e da combinação de ambos, que são respectivamente dadas por:

$$\left\{ \begin{array}{l} \kappa_{prfs} = \frac{A_{prfs}^{d+} A_{prfs}^{tt} E^{prfs}}{A_{prfs}^{d+} l_{prfs}'^{rosc} + A_{prfs}^{tt} l_{prfs}'} \\ \kappa_{mat} = \frac{0.5774 \pi E^i d_{prfs}}{2 \ln \left(\frac{0.5774 (l_{prfs}' + l_{prfs}'^{rosc}) + 0.5 d_{prfs}}{0.5774 (l_{prfs}' + l_{prfs}'^{rosc}) + 2.5 d_{prfs}} \right)} , \quad \forall i = I, II \dots \\ \kappa_{eq} = \frac{\kappa_{prfs}}{\kappa_{prfs} + \kappa_{mat}} \end{array} \right. \quad (166)$$

Os parafusos são submetidos a até três tipos de carga: As cargas cisalhantes P_c^{prfs} , alinhadas radialmente ao parafuso, as cargas normais P_n^{prfs} , alinhadas axialmente ao parafuso, e as pré-cargas P_{pC}^{prfs} , também axiais ao parafuso. As pré-cargas possuem a função de ligeiramente deformar a interface do parafuso e do material, gerando uma força normal resultante que aumenta a força de atrito entre as linhas de rosca o parafuso e a porca, fixando o conjunto. Enquanto as cargas cisalhantes e normais são

obtidas a partir da resolução das equações de equilíbrio para cada uma das seções estruturais, a pré-carga é definida como:

$$P_{PC}^{prfs} = \begin{cases} 0.75 \cdot A_{prfs}^{tt} S_{ye}^{prfs'} & , \text{ Conexões Não – Permanentes} \\ 0.90 \cdot A_{prfs}^{tt} S_{ye}^{prfs'} & , \text{ Conexões Permanentes} \end{cases} \quad (167)$$

Tendo em vista os fins de pesquisa do exoesqueleto, é esperado que ele seja montado e desmontado diversas vezes para ajuste. Portanto, há de se utilizar a primeira formulação para a pré-carga.

➤ Projeto Estático

Existem diversas formas de falha estática para juntas parafusadas, pois há de se avaliar tanto as condições de falha nos parafusos quanto no material intermediário fixado por eles. Para se iniciar este processo, pode-se definir as reações máximas normais e cisalhantes de cada seção genericamente como:

$$\begin{cases} P_n^{prfs,j} = R_i^j \\ P_c^{prfs,j} = \sqrt{(R_{i+1}^j)^2 + (R_{i+2}^j)^2} \end{cases} , \quad \forall i = x, y, z \quad \& \quad j = I, II \dots \quad (168)$$

Tendo este trabalho diversas seções estruturais, cada uma com diferentes juntas parafusadas, foi criada uma rotina capaz de determinar, de todas as juntas, em qual que ocorre a situação crítica para cada critério de falha.

O primeiro critério de falha abordado neste trabalho é o modo de falha por tração pura. Tal modo ocorre quando a tração é suficiente para romper o parafuso em seu plano transversal. Neste projeto, a junta que apresenta o carregamento crítico normal é a Junta A da coluna lombar (Seção VI) no eixo Z. Sendo assim, o fator de segurança para este critério é dado por:

$$FS_{normal}^{prfs} = \frac{A_{prfs}^{tt} S_{ye}^{prfs'} - P_{PC}^{prfs}}{\kappa_{eq} R_z^{A,VI}} \quad (169)$$

Outra condição crítica de falha para juntas parafusadas é a de esmagamento, que pode ocorrer tanto no parafuso quanto no material intermediário. Dentre as seções estruturais deste trabalho, a que apresenta a condição crítica para o esmagamento tanto do parafuso quanto do material intermediário é a interface na junta parafusada entre a barra frontal do quadril (Seção V) e a coluna lombar (Seção VI). Assim, para os fatores de segurança ao esmagamento:

$$\begin{cases} FS_{esmg}^{prfs} = \frac{(e_v^V + e_v^{VI}) d_{prfs} S_{ye}^{prfs'}}{\sqrt{(R_x^{A,V})^2 + (R_y^{A,V} + R_y^{TA,V})^2}} \\ FS_{esmg}^{mat} = \frac{e_v^V d_{prfs} S_{ye}^V}{\sqrt{(R_x^{A,V})^2 + (R_y^{A,V} + R_y^{TA,V})^2}} \end{cases} \quad (170)$$

O último critério de falha estática para juntas parafusadas utilizado neste trabalho é o do cisalhamento puro, que também é aplicável tanto ao parafuso quanto ao material intermediário. Assim como para o projeto estrutural da Seção 4.2, o critério de cisalhamento é aplicável tanto com uma formulação de Tresca como de von Mises. Contudo, diferentemente das seções anteriores, onde ambos

foram utilizados para fins de comparação, nesta seção será utilizada apenas a formulação de von Mises, devido ao alto número de fatores de segurança já calculados para as juntas parafusadas.

Para a situação de cisalhamento puro, a situação crítica do parafuso ocorre na interface nas juntas da coluna lombar (Seção VI). Já a condição crítica de cisalhamento quanto ao material intermediário, ou seja, o próprio elo estrutural, ocorre entre a barra sagital do quadril (Seção III) e a placa de conexão L do quadril (Seção IV). Consequentemente, para os fatores de segurança ao cisalhamento:

$$\begin{cases} FS_{vMises}^{prfs} = \frac{0.577 A_{prfs}^{d-} \cdot S_{ye}^{prfs'}}{\sqrt{(R_y^{A,VI})^2 + (R_x^{A,VI} + R_x^{T,VI})^2}} \\ FS_{vMises}^{mat} = \frac{0.577 e_v^{III} \frac{(w_v^{III} - d_{prfs})}{z} \cdot S_{ye}^{III}}{\sqrt{(R_z^{A,III})^2 + (R_x^{A,III} + R_x^{T,III})^2}} \end{cases} \quad (171)$$

Adicionalmente, foi definido um fator de segurança mínimo para o projeto das juntas parafusadas, dado por:

$$FS_{prfs}^{min} = 1.20$$

Os resultados para o projeto à falha estática das juntas parafusadas são mostrados na Tab. (4.70).

Tabela 4.70: Fatores de segurança estáticos das juntas parafusadas críticas

Fator de Segurança		Caso Crítico	Caso Padrão
Esmagamento	Parafuso FS_{esmg}^{prfs}	9.39	15.26
	Material FS_{esmg}^{mat}	2.45	3.79
Tração	FS_{normal}^{prfs}	18.54	26.81
Cisalhamento	Parafuso FS_{vMises}^{prfs}	2.14	4.12
	Puro Material FS_{vMises}^{prfs}	1.97	4.07

➤ Projeto à Fadiga Mecânica

O projeto mecânico dos parafusos para resistirem à uma vida à fadiga é muito semelhante ao método utilizado nas seções estruturais, mas possui as suas diferenças. Em parafusos também é utilizado o método dos fatores de Marin. As tensões limites de endurance são definidas como nas equações (44) e (45), enquanto os k_f fatores de Marin para esta seção seguem as equações (46) – (48) seguem os mesmos fatores k_f^l , k_f^d , k_f^e e k_f^l , que tanto foram utilizados anteriormente. Diferentemente das seções estruturais, os k_f^f , fatores de entalhe não serão considerados para o projeto de parafusos.

Os k_f fatores de Marin atuantes nesta seção são apresentados na Tab. (4.71).

Tabela 4.71: Características de fadiga para o projeto de parafusos

	Característica de Fadiga	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
<i>k</i> Fatores de Marin	$kf_{a'}^{prfs}$	0.756	
	$kf_{b'}^{prfs}$	0.964	
	$kf_{c'}^{prfs}$	1.000	
	$kf_{d'}^{prfs}$	1.000	
	$kf_{e'}^{prfs}$	0.868	
Tensões Limites de Enduração [MPa]	Teórica S_e^{prfs}	415.00	
	Aproximada S_e^{prfs}	280.12	

Em parafusos, a formulação de von Mises para a tensão equivalente de carregamentos misto também é aplicável, mas pode ser reescrita da forma:

$$\sigma_{alt}^{prfs,i} = \sqrt{\left(\frac{\kappa_{eq} P_n^{prfs,i}}{2A_{prfs}^{tt}}\right)^2 + 3\left(\frac{P_c^{prfs,i}}{2A_{prfs}^{d-}}\right)^2}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (172)$$

A nova formulação da tensão alternada de von Mises, juntamente com os limites de resistência específicos de parafusos também leva à mudanças os fatores de segurança de Goodman e ASME elíptico. Sendo assim, para o fator de segurança de Goodman modificado para juntas parafusadas:

$$FS_{Goodman}^{prfs,i} = \frac{S_e^{prfs,i} \left(S_{ut}^{prfs,i} - \frac{P_{PC}^{prfs}}{A_{prfs}^{tt}} \right)}{\left(S_e^{prfs,i} + S_{ut}^{prfs,i} \right) \cdot \sigma_{alt}^{prfs,i}}, \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (173)$$

E para o fator de segurança à fadiga ASME Elíptico modificado para juntas parafusadas:

$$FS_{ASME}^{prfs,i} = \frac{S_e^{prfs,i}}{\left(\left(S_{ye}^{prfs,i'} \right)^2 + \left(S_e^{prfs,i} \right)^2 \right) \cdot \sigma_{alt}^{prfs,i}} \left(S_{ye}^{prfs,i'} \sqrt{\left(S_{ye}^{prfs,i'} \right)^2 + \left(S_e^{prfs,i} \right)^2} - \left(\frac{P_{PC}^{prfs}}{A_{prfs}^{tt}} \right)^2 - \left(\frac{P_{PC}^{prfs}}{A_{prfs}^{tt}} \right) S_e^{prfs,i} \right), \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (174)$$

O número aproximado de ciclos que o sistema suporta também segue uma formulação análoga à equação (63.1):

$$N^{prfs,i} = \left(\frac{S_e^{prfs,i} \sigma_{alt}^{prfs,i}}{f_{fat} \cdot S_{ut}^{prfs,i^2}} \right)^{\frac{1}{3}} \log \left(\frac{f_{fat} \cdot S_{ut}^{prfs,i}}{S_e^{prfs,i}} \right), \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (63.2)$$

E para a abordagem à fadiga a partir do número de sessões de fisioterapia:

$$N_{fis}^{prfs,i} = \frac{N^{prfs,i} \cdot t_p}{60 \cdot t_{fis}} \quad , \quad \forall \quad i = I, II, \dots \quad (64.4)$$

Com todas as equações definidas, foi realizada uma rotina de simulação para o cálculo da vida à fadiga em todas as juntas parafusadas, sendo definida a crítica aquela que tem o menor fator de segurança. Os resultados encontrados indicam a junta A da coluna lombar (Seção VI) como a crítica do sistema. Consequentemente, os resultados de projeto à fadiga são mostrados na Tab. (4.72).

Tabela 4.72: Tensões, fatores de segurança e ciclos estimados para projeto à fadiga dos parafusos

	Grandeza / Critério	Valor	
		Caso Crítico	Caso Padrão
Tensões Equivalentes de von Mises [MPa]	Média $\sigma_{med}^{prfs,AVI}$	–	–
	Alternada $\sigma_{alt}^{prfs,VI}$	138.70	72.04
Fatores de Segurança	Goodman Modificado $FS_{Goodman}^{prfs,AVI}$	0.70	1.35
	ASME Elíptico $FS_{ASME}^{prfs,AVI}$	0.76	1.46
Vida à Fadiga	Número de Ciclos $N^{prfs,AVI}$	$185.62 \cdot 10^3$	$> 10^6$
	Sessões de Fisioterapia $N_{fis}^{prfs,AVI}$	–	≈ 1000

4.5 PROJETO FINAL

Definidas as características e dimensões mecânicas dos diversos componentes e elementos de projeto, pôde-se elaborar os desenhos técnicos e esquemáticos, tanto individualmente quanto em conjunto. Enquanto na Subseção 4.5.1 são mostrados os desenhos CAD do projeto de detalhamento, os desenhos técnicos de fabricação são apresentados no Apêndice II.

4.5.1 Fabricação e Montagem

Um dos focos durante a execução do projeto mecânico foi de selecionar materiais e elementos que fossem de fácil aquisição no mercado nacional e também com custos financeiros atrativos. Fazer um projeto impossível ou impraticável de “sair do papel” é tão eficiente quanto não fazer um projeto, no fim das contas. Da mesma forma, as peças utilizadas neste trabalho que não são encontradas na dimensão final de projeto, como o eixo do quadril, por exemplo, pode ser facilmente usinadas a partir de outra peça de maior dimensão.

Sendo assim, com o projeto mecânico executado e as peças finais obtidas, estas foram desenhadas em software específico de CAD seguindo as mesmas diretrizes apresentadas no projeto conceitual, para fins de normalização, familiaridade e facilidade de apresentação ao leitor. Se iniciando com a parte estrutural do projeto, que engloba os sistemas de sustentação e suporte lombar, a versão finalizada de projeto da nova EMA Exosuit é mostrada na Fig. (4.43).

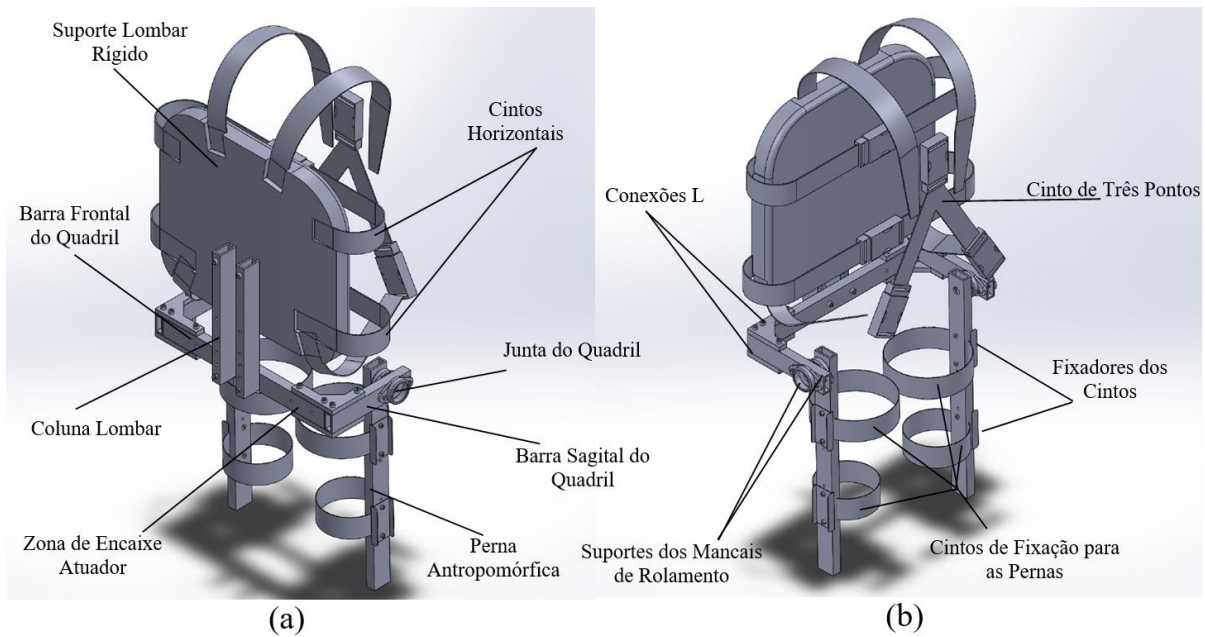


Figura 4.43: Sistemas de sustentação e suporte lombar nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira

Quando comparadas as imagens das Figuras (3.7), (3.8) e (4.49) é fácil notar como toda a estrutura da versão final da nova Exosuit EMA está mais robusta. Há inclusive a inversão da disposição geométrica da coluna lombar para aumentar a rigidez do sistema aos esforços perpendiculares no eixo Z, sobretudo para o caso crítico de solicitação.

Da mesma forma, o sistema de atuação e transmissão pode ser remodelado de modo a apresentar as mudanças sofridas com o desenvolvimento do projeto mecânico. O sistema final de atuação-transmissão é apresentado na Fig. (4.44) onde, mais uma vez, é registrado um aumento na robustez do sistema. Não só isto, mas a versão final do sistema de atuação-transmissão apresenta também algumas mudanças menores, como a adição de um acoplador na polia do atuador. Tal acoplador possui a função de compensar a distância necessária para alinhar ambas polias, distância esta que aumentou devido ao rearranjo dos furos ao longo da barra frontal do quadril.

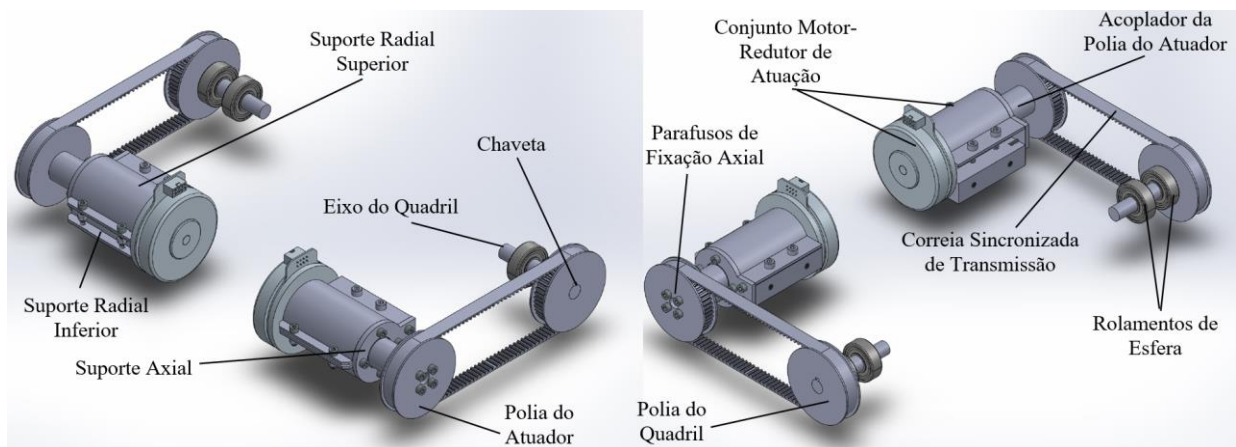


Figura 4.44: Sistema de Atuação-Transmissão nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira

Para aplicações biomecânicas, é indispensável verificar a ergonomia e conexão entre o usuário e a tecnologia antes de haver testes experimentais. Sendo assim, foi criado um modelo CAD que apresenta a Exosuit EMA junto de um modelo padrão antropomórfico, mostrados na Fig. (4.45).

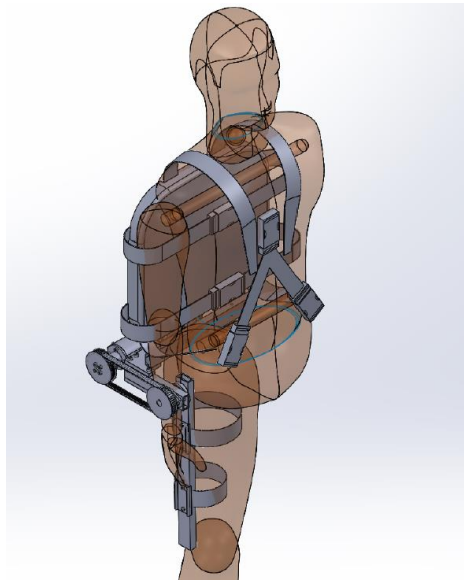


Figura 4.45: Modelo esquemático da nova Exosuit EMA junto de um modelo antropomórfico

Enquanto as Figuras (4.43) e (4.44) trazem uma apresentação sobre os conjuntos formados pela combinação de sistemas do exoesqueleto, elas não trazem a dimensão real da quantidade de elementos mecânicos necessários para a execução do projeto. Pensando nisso, foi criada uma visão explodida do exoesqueleto, mostrando todas as suas peças, inclusive as que não foram visíveis nas imagens mostradas até o momento neste trabalho. Para evitar sobrecarga visual da imagem, tendo em vista que o modelo final da Exosuit EMA possui 124 peças, optou-se por uma representação parcial do sistema em vista explodida, mostrando apenas o montante relativo à uma perna, sendo esta mostrada na Fig. (4.46).

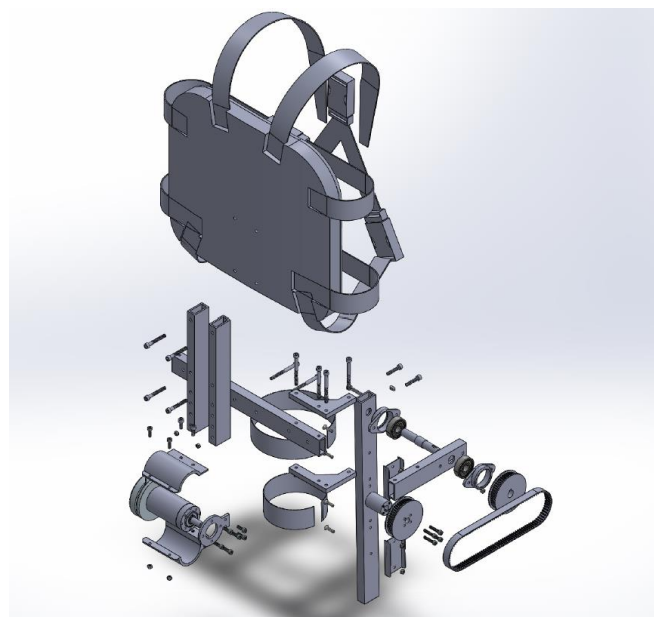


Figura 4.46: Projeto final Exosuit EMA em vista explodida (apenas uma perna)

Enquanto a imagem da Fig. (4.51) não indica os componentes do exoesqueleto, um desenho técnico de todo o sistema, também em vista explodida e acrescido de uma tabela de componentes, é apresentado no Apêndice II, folha 1/16.

4.5.2 Dimensões e Custo

Com o projeto de detalhamento da nova Exosuit EMA finalizado, pode-se compará-lo a outros modelos comerciais para se ter uma ideia de suas diferenças. Duas das melhores formas de realizar esta comparação, neste estágio de projeto, é em relação às dimensões e custo do exoesqueleto.

Iniciando com as suas características dimensionais globais, lembrando que o exoesqueleto possui um total de 124 peças e componentes, as dimensões globais do exoesqueleto são apresentadas na Tab. (4.73).

Tabela 4.73: Características dimensionais globais da nova Exosuit EMA

Característica	Valor
Altura Máxima [mm]	990.00
Comprimento Máximo [mm]	720.50
Largura Máxima [mm]	511.30
Peso [kg]	9.664

Neste momento, as dimensões básicas de diferentes modelos de exoesqueletos não são tão importantes, já que: 1) Todos os modelos comerciais apresentam dimensões semelhantes para serem capazes de se adaptar à uma variedade de medidas de usuários, e 2) Os modelos comerciais oferecem atuação nas três juntas inferiores principais, enquanto a Exosuit EMA apenas oferece atuação na junta do quadril, levando a um tamanho é sensivelmente reduzido para o modelo deste trabalho. Essa situação de incompatibilidade de análise também ocorre com o peso do exoesqueleto, mas esta segunda análise já é mais interessante de se realizar.

Para realizar, então, a comparação de peso entre a Exosuit EMA e outros modelos de exoesqueletos, foi optado por apenas utilizar modelos com fins de reabilitação já aprovados comercialmente. Os pesos dos modelos pesquisados são mostrados juntamente com seus preços respectivos na Tab. (4.75).

Com relação ao preço estimado da nova Exosuit EMA, os valores foram todos retirados sobre fornecedores do mercado nacional, com exceção da Maxon Motors Co., o qual é obtido somente mediante importação. Vale-se ressaltar que alguns valores foram arredondados a partir de peças genéricas, já que seus respectivos fornecedores não retornaram as cotações solicitadas no tempo da finalização deste trabalho. Os custos estimados finais do exoesqueleto são mostrados na Tab. (4.74).

Tabela 4.74: Custos Estimados da nova Exosuit EMA

Categoria		Quant.	Valor Individual	Valor Total	
Peças	Conjunto Motor-Redutor Maxon + Controlador	2	R\$ 6.500,00	R\$ 13.000,00	
	Tubo Retangular Alumínio PTR-032	2 m	R\$ 75,00	R\$ 150,00	
	Tubo Retangular Aço 1045 PTR-032	2 m	R\$ 90,00	R\$ 180,00	
	Tarugo Aço 1045 d = 20 x 200 mm	1	R\$ 115,00	R\$ 115,00	
	Tarugo Alumínio 6063 d = 90 x 250 mm	2	R\$ 170,00	R\$ 340,00	
	Tarugo Alumínio 6063 d = 30 x 100 mm	1	R\$ 60,00	R\$ 60,00	
	Chapa Alumínio 6063 200 x 100 x 5 mm	1	R\$ 40,00	R\$ 40,00	
	Chapa Alumínio Aço 1045 200 x 100 x 10 mm	2	R\$ 70,00	R\$ 140,00	
	Rolamento SKF 6302-2RSL	4	R\$ 20,50	R\$ 82,00	
	Perfil H Alumínio 35mm x 300 mm	1	R\$ 40,00	R\$ 40,00	
	Chavetas 5 x 5 x 12 mm	4	R\$ 5,00	R\$ 20,00	
	Polia Sincronizada 5M , d = 76.4 mm	4	R\$ 200,00	R\$ 800,00	
	Correia POWERGRIP HTD-5M com 15 x 720 mm	2	R\$ 90,00	R\$ 180,00	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M6 – 20 x 1.0 mm	8	R\$ 0,30	R\$ 2,40	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M6 – 30 x 1.0 mm	4	R\$ 0,35	R\$ 1,40	
	Parafusos Allen Cabeça Cilíndrica M6 – 35 x 1.0 mm	4	R\$ 0,40	R\$ 1,60	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M6 – 45 x 1.0 mm	4	R\$ 0,50	R\$ 2,00	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M6 – 65 x 1.0 mm	10	R\$ 0,80	R\$ 8,00	
	Porca Sextavada M6 – 4 x 1.0 mm	14	R\$ 0,10	R\$ 1,40	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M5 – 16 x 0.8 mm	4	R\$ 0,20	R\$ 0,80	
	Parafusos Allen Cabeça Chata M5 – 30 x 0.8 mm	4	R\$ 0,30	R\$ 1,20	
	Porca Sextavada M5 – 4 x 0.8 mm	12	R\$ 0,10	R\$ 1,20	
	Suporte Rígido	1	R\$ 70,00	R\$ 70,00	
	Cintos Automotivos	3 m	R\$ 8,00	R\$ 24,00	
	Fechos de Encaixe para Cintos	5	R\$ 4,00	R\$ 20,00	
	Valor Total Peças			R\$ 15.282,00	
		Usinagem (Tubos, Tarugos, Barras)	300% Sobre Valor das Peças Usinadas		R\$ 5.475,00
		Confecção Suporte do Torso	200% Sobre Valor da Peças		R\$ 228,00
	Montagem / Imprevistos	3.5% Valor Total Peças		R\$ 382,00	
	VALOR TOTAL ESTIMADO			R\$ 21.365,60	

Por fim, a tabela comparativa de custos e peso da Exosuit EMA e de outros modelos comerciais são mostrados na Tab. (4.75)

Tabela 4.75: Comparativo de custos e peso de diferentes modelos comerciais com a Exosuit EMA

Modelo	Peso	Valor Comercial Aproximado
Nova Exosuit EMA	≈10 kg	R\$ 21.365,60
HAL-3 (Cyberdyne, 2019)	≈23 kg	USD 19.000,00 -> R\$ 79.515,00 (1,00 USD = 4,18 R\$)
ReWalk 6.0 (ReWalk Robotics Inc., 2019)	≈23.3 kg	USD 85.000,00 -> R\$ 355.700,00 (1,00 USD = 4,18 R\$)
REX P (Rex Bionics, 2019)	≈23 kg	€ 80.000,00 -> R\$ 371.500,00 (1,00 € = 4,64 R\$)

Como é possível se perceber, a nova Exosuit EMA possui um valor atrativo, quando comparada principalmente aos modelos ReWalk e REX, porém, há de se ressaltar que todos estes modelos possuem atuação em mais graus de liberdade do que a Exosuit, são mais robustos e seguros de se utilizar, havendo passado em testes de diferentes agências nacionais e internacionais. Mas para fins de validação, os resultados estimados para a nova Exosuit EMA se mostram satisfatórios.

4.5.3 Manutenção

A manutenção deste sistema é de suma importância, dada a aplicação médica em uma população com a estrutura física fragilizada. Consequentemente, é necessária uma verificação semanal quanto à integridade do sistema, deformações, amassados, surgimento de folgas e etc.. Mensalmente deve ser realizada uma inspeção mais rigorosa nos locais de maior carga para verificar a existência de tricas, como, por exemplo, as juntas parafusadas da coluna lombar, quadril frontal e conexões L. No caso de haver alguma trinca, a peça deve ser substituída imediatamente.

Apesar da recomendação usual de se evitar deixar o sistema alcançar o número de ciclos estimados à fadiga, há de se reconhecer que, neste projeto, houve um excesso de conservadorismo no projeto à fadiga. Sendo assim, existe chance que o sistema resista à fadiga por mais tempo do que o calculado, o que leva à necessidade e a importância das inspeções periódicas para avaliação dos pontos críticos.

5 CONCLUSÕES

Este capítulo contém as conclusões do trabalho desenvolvido, juntamente com as possibilidades os projetos futuros.

5.1 CONCLUSÕES

Este trabalho chega ao fim com várias questões respondidas, mas tendo apresentado e despertado a curiosidade sobre muitas outras. Tal constatação não indica uma falha neste projeto, muito pelo contrário. Este autor crê que esta é a beleza e o espírito indomável da pesquisa acadêmica, que reside em sempre trazer mais perguntas do que respostas e a capacidade de sempre maravilhar aqueles que se dedicam a ela.

Na primeira parte do trabalho, foi realizada uma revisão bibliográfica dividida em três troncos principais: 1) Estudo do corpo humano e análise e caracterização da marcha humana a velocidades de reabilitação; 2) Pesquisa e resumo das principais tecnologias assistivas das categorias de exoesqueletos e órteses de membros inferiores; e 3) Estudo de caso da EMA Exosuit original e redefinição dos requisitos de projeto para a nova EMA Exosuit.

Os resultados deste primeiro bloco do trabalho trazem que, após a análise de 32 modelos de exoesqueletos e órteses presentes na revisão de literatura, assim como os requisitos físicos e de marcha para um usuário padrão, pôde-se isolar quais abordagens e tecnologias que possuíam melhor aplicabilidade, para fins de reabilitação, na nova versão da Exosuit EMA. Com o método de matrizes de decisão, foi-se possível determinar quais destas opções que eram mais eficientes para os subsistemas do projeto, sendo elas:

- Sistema de Atuação: Atuadores elétricos rotativos com redução planetária.
- Sistema de Transmissão: Correias e polias dentadas.
- Estrutura de Suporte do Torso: Suporte lombar rígido.
- Estrutura de Sustentação: Colunar Rígida

Com a união dos diversos sistemas individuais na nova concepção da Exosuit EMA, pôde-se gerar um modelo conceitual que guiou a segunda parte deste trabalho, o projeto de detalhamento. Nele, foi-se visado projetar um sistema capaz de cumprir quatro requisitos principais:

- Obedecer aos critérios de prevenção à falha estática, falha por fadiga e rigidez.
- Minimização do peso e tamanho do exoesqueleto.
- Utilização de materiais e modelos comerciais de fácil obtenção no mercado nacional, também focando em menor custo financeiro.

Toda a modelagem da parte estrutural do exoesqueleto foi baseada em dois tipos distintos de cenário durante a marcha: 1) Um caso crítico com usuário hígido, onde o usuário acaba por realizar os torques de marcha sobre o exoesqueleto, tendo este de resisti-los sem falhar; e 2) um caso padrão de marcha com usuário não-hígido, onde os esforços ativos de marcha partem do exoesqueleto.

Com as condições de operação da marcha definidos para cada um dos casos, foram definidos e projetados todos os tipos de elementos mecânicos necessários para o projeto mecânico do exoesqueleto, como: Barras estruturais, eixos, chavetas, polias, correias, chapas de conexão, parafusos, porcas e mancais de rolamento. Todos eles foram modelados e projetados analiticamente, a partir das rotinas específicas respectivas a cada elemento mecânico.

A finalização do projeto traz uma série de reflexões, mas pode-se concluir que, apesar do exoesqueleto ainda estar dentro de uma margem atrativa de peso, tamanho e custo financeiro, seu projeto mecânico ficou superdimensionado. Tal constatação é direta ao se analisar sobretudo os fatores de segurança estáticos. Projetos tradicionais que visam a redução de robustez tem seus fatores estáticos levemente superiores a 1, na maior parte dos casos os fatores de segurança estáticos dos diferentes componentes mecânicos deste projeto, eles foram muitas vezes maiores do que 1. Em compensação, os fatores de segurança à fadiga sempre estiveram perto do limite mínimo. Tal discrepância pode ser consequência de um método muito conservador de projeto à fadiga, que acabou superdimensionando todos os componentes.

Por fim, apesar das limitações do modelo desenvolvido, os resultados podem ser considerados bons e oferecem um pontapé inicial para a continuação deste projeto em alguma outra oportunidade acadêmica. Para finalizar, o desenho CAD do exoesqueleto em sua versão final é mostrado na Fig. (5.1).

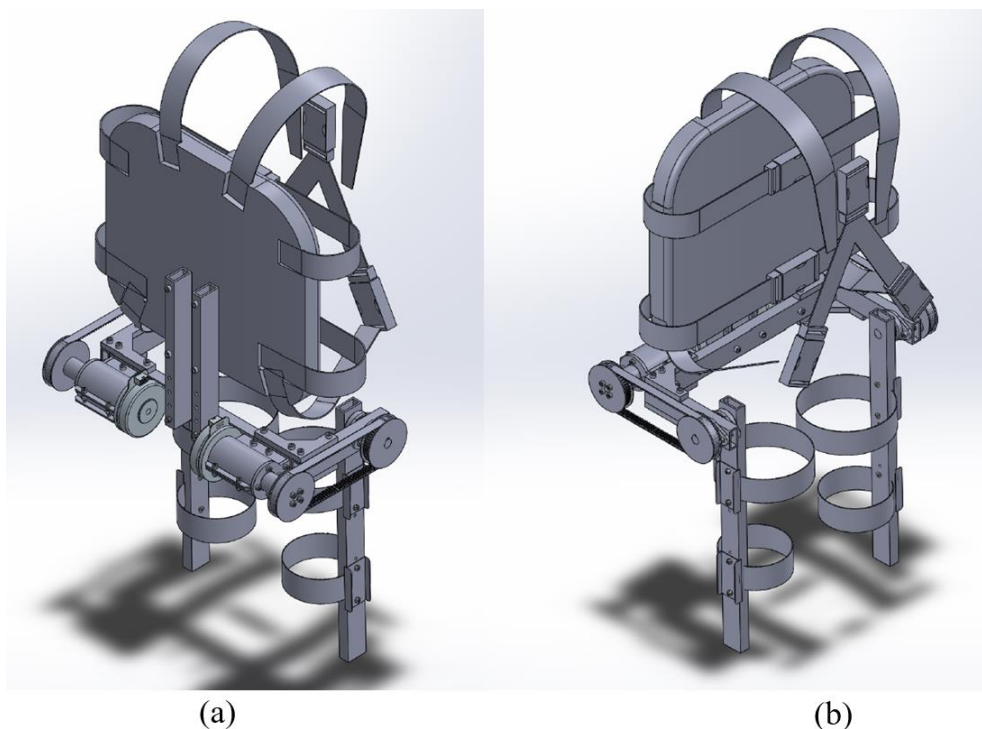


Figura 5.1: Modelo CAD da nova Exosuit EMA nas vistas isométricas (a) traseira e (b) dianteira.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Uma vez realizadas as reflexões na seção da conclusão, pode-se indicar as possíveis continuações deste trabalho para seguir seu desenvolvimento. São elas:

- Estudo comparativo:
 - 1) Realização de um projeto mecânico utilizando unicamente os critérios de prevenção à falha estática;
 - 2) Modelagem do exoesqueleto em um software de elementos finitos e aplicar as mesmas condições deste trabalho, retornando os resultados ao projeto estático como à fadiga;
 - 3) Comparação posterior de ambos resultados seria uma excelente forma para verificar, sobretudo, a veracidade da modelagem à vida em fadiga mecânica.
- Fabricação e montagem do setup experimental para verificar empiricamente o desempenho do modelo.
- Realização de uma continuação do projeto visando adicionar as juntas do joelho e tornozelo ao exoesqueleto.

6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 3D LABZ MEDICAL, *Anatomy charts of the human body: Lower leg*, Disponível em: <https://www.3dlabz.com/medical/>, Acesso em 10/06/2019.
- ABNT, *NBR 6375 – Padronização de chavetas paralelas retangulares ou quadradas, características dimensionais*, ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1985.
- ABNT, *NBR 8400 – Cálculo de equipamento para levantamento e movimentação de cargas*, ABNT - ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 1984.
- ALIMAN, N., RAMLI, R., HARIS, S.M., *Design and development of lower limb exoskeletons: a survey*, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 95, pp. 102-116, 2017.
- ALUMICOPPER, *Catálogo de produtos AlumiCoper*, Disponível em https://www.alumicopper.com.br/pdf/catalogo_produtos_alumicopper.pdf, Acesso em 10/10/2019.
- ARAÚJO, M.V., *Desenvolvimento de uma órtese ativa para os membros inferiores com sistema eletrônico embarcado*, Tese de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Norte, 2010.
- ARGO MEDICAL TECHNOLOGIES, *ReWalk 2nd Generation*, Disponível em: <https://newatlas.com/rewalk-robotic-exoskeleton/17197/>, Acesso em 20/05/2019.
- ASBECK, A.T., DEROSI, S.M.M., HOLT, K.G., WALSH, C.J., *A biologically inspired soft exosuit for walking assistance*, The International Journal of Robotics Research, Vol. 34(6), pp. 744-762, 2015.
- ASBECK, A.T., SCHMIDT, K., GALIANA, I., WAGNER, D., WALSH, C.J., *Multi-joint soft exosuit for gait assistance*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 6197-6204, 2015.
- ASBECK, A.T., SCHMIDT, K., WALSH, C.J., *Soft exosuit for hip assistance*, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 73, pp. 102-110, 2015.
- BHADRA, N., KILGORE, K.L., PECKMAN, P.H., *Implanted stimulators for restoration of function in spinal cord injury*, Medical Engineering and Physics, Vol. 23(1), pp. 19-28, 2001.
- BICKENBACH, J., et al, *International perspectives on spinal cord injury*, World Health Organization, 2013.
- BO, A.P.L., et al., *Cycling with Spinal Cord Injury: A novel system for cycling using electrical stimulation for individuals with paraplegia, and preparation for Cybathlon 2016*, IEEE Robotic Automation Magazine, Vol. 24(4), pp. 58-65, 2017.
- BOGUE, R., *Exoskeletons and robotic prosthetics: a review of recent developments*, Industrial Robot: An International Journal, Vol. 36(5), pp. 426-427, 2009.
- BOHANNON, R.W., *Comfortable and maximum walking speed of adults aged 20-79 years: Reference values and determinants*, Age and Ageing Journal, Vol. 26(1), pp. 15-19, 1997.
- BOOKBUSH, B., *Human movement science and functional anatomy of the: Levator Scapulae*, Disponível em: <https://brentbrookbush.com/articles/anatomy-articles/muscular-anatomy/levator-scapulae/>, Acesso em 10/06/2019.
- BOTTERELL, E.H., JOUSSE, A.T., ABERHART, C., CLUFF, J.W., *Paraplegia following war*, Canadian Medical Association Journal, Vol. 55(1), pp. 249-259, 1946.
- BOURI, M., STAUFFER, Y., SCHMITT, C., ALLEMAND, Y., GNEMMI, S., CLAVEL, R., METRAILLER, P., BRODARD, R., *The Walktrainer: a robotic system for walking rehabilitation*, IEEE International Conference on Robotics and Biomimetics, Vol. 1, pp. 1616-1621, 2006.
- BUDYNAS, R.G., NISBETT, J.K., *Shigley's mechanical engineering design*, McGraw-Hill Inc., 9a Ed., 2011.
- CASTRO, J.T.P., MEGGIOLARO, M.A., *Fadiga - Técnicas e práticas de dimensionamento estrutural sob cargas reais de serviço*, Editora Createspace, Vol. 2, 1ª Ed., 2009.
- CHEN, B., MA, H., QIN, L.Y., GAO, F., CHAN, K.M., LAW, S.W., QIN, L., LIAO, W.H., *Recent developments and challenges of lower extremity exoskeletons*, Journal of Orthopaedic Translation, Vol. 5, pp. 26-37, 2015.

- CHEN, B., ZHONG, C.H., ZHAO, X., MA, H., GUAN, X., LI, X., LIANG, F.Y., CHENG, J.C.Y., QIN, L., LAW, S.W., LIAO, W.H., *A wearable exoskeleton suit for motion assistance to paralyzed patients*, Journal of Orthopaedic Translation, Vol. 11, pp. 7-18, 2017.
- CHU, A., KAZEROONI, H., ZOISS, A., *On the biomimetic design of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 4345-4352, 2005.
- CLAIBORNE, E.G., BAXTER, K.K., *Introduction to the Parastep system*, Neurology Report, Vol. 18(2), pp. 11-12, 1994.
- COLLINS, J.A., BUSBY, H.R., STAAB, G.H., *Projeto mecânico para elementos de máquinas – uma perspectiva de prevenção de falha*, LTC, 1ª Ed., 2006.
- COLOMBO, G., JORG, M., DIETZ, V., *Driven gait orthosis to do locomotor training of paraplegic patients*, EMBS International Conference, Vol. 1, pp. 3159-3163, 2000.
- CONTINENTAL, *Catálogo de correias de transmissão industrial*, Disponível em <http://www.copecrolamentos.com.br/files/Catalogo-CONTINENTAL.pdf>, Acesso em 16/10/2019.
- COSTA, N., BEZDICEK, M., BROWN, M., GRAY, J.O., CALDWELL, D.G., HUTCHINS, S., *Joint motion control of a powered lower limb orthosis for rehabilitation*, International Journal of Automation and Computing, Vol. 3, pp. 271-281, 2006.
- CRANDALL, S.H., DAHL, N.C., LARDNER, T.J., *An introduction to the mechanics of solids*, McGraw-Hill Inc, 2ª Ed., 1978.
- CYBATHLON, *US IHMC Team*, Disponível em: <http://robots.ihmc.us/cyathlon>, Acesso em 20/05/2019.
- DAUTY, M., VERBE, B.P., MAUGARS, Y., DUBOIS, C., MATHE, J.F., *Supralesional and sublesional bone mineral density in spinal cord injured patients*, Bone, Vol. 27(2), pp. 305-309, 2000.
- DE SOUSA, A.C.C., FREIRE, J.P.C.D., BO, A. P.L., *Integrating hip exosuit and FES for lower limb rehabilitation in a simulation environment*, IFAC, Vol. 51(34), pp. 302-307, 2019.
- DEL-AMA A.J., KOUTSOU, A.D., MORENO, J.C., DE-LOS-REYES, A., GIL-AGUDO, A., PONS, H.J.L., *Review of hybrid exoskeletons to restore gait following spinal cord injury*, JRRD, Vol. 49(4), pp. 497-514, 2012.
- DOLLAR, A. M., HERR, H., *Lower extremity exoskeletons and active orthoses: challenges and state-of-the-art*, IEEE Transactions on Robotics, Vol. 24(1), pp. 144-158, 2008.
- DOS SANTOS, D.P., *Projeto mecânico de exoesqueleto robótico para membros inferiores*, Tese de Mestrado, Escola Politécnica da Universidade Estadual de Paulo, 2011.
- DOWLING, N.E., *Mechanical behavior of materials*, Pearson Prentice Hall, 3ª Ed., 2007.
- EKSO BIONICS, *Ekso GT*, Disponível em: <https://exoskeletonreport.com/product/ekso-gt/>, Acesso em 20/05/2019.
- ESQUENAZI, A., TALATY, M., JAYARAMAN, A., *Powered exoskeletons for walking assistance in persons with central nervous system injuries: a narrative review*, Physical Medicine and Rehabilitation, Vol. 9(1), pp. 46-62, 2017.
- EVOLUTION, *Órtese HKAFO*, Disponível em: <https://www.indiamart.com/proddetail/orthosis-hkafo-2502877030.html>, Acesso em 15/05/2019.
- FESS, E. E., *A history of splinting: To understand the present, view the past*, Journal of hand Therapy, Vol. 15, pp. 97-132, 2002.
- FICK, B.R., MAKINSON, J.B., *Hardiman I prototype for machine augmentation of human strength and endurance: final report*, General Electric Company, Technical Report D-71-1056, 1971.
- FONSECA, L.O., FERREIRA, B.M., PAREDES, M.E.G., FREIRE, J.P.C.D., SANCHES, P., BO, A.P.L., *Towards indoor rowing assisted by electrical stimulation for persons with paraplegia*, XXVI Congresso Brasileiro de Engenharia Biomédica, 2018.
- FREIRE, J.P.C.D., BO, A.L.P., ROCHA, T.S., *Exosuit for alternative hip actuation: a proof of concept*, VI Encontro Nacional de Engenharia Mecânica, 2018.
- GATES, *Catálogo de correias industriais*, Disponível em https://www.gatesbrasil.com.br/upload/catalogos/catalogo_correias_industriais_2015_web.pdf, Acesso em 16/10/2019
- GERDAU, *Catálogo de perfis e barras de aço*, Disponível em <http://www.acobril.com.br/wp-content/uploads/2014/01/catalogo-barras-e-perfis-gerdau.pdf>, Acesso em 15/10/2019
- GOLDFARB, M., DURFEE, W.K., *Design of a controlled-brake orthosis for FES-aided gait*, IEEE Transactions on Rehabilitation Engineering, Vol. 4(1), pp. 13-24, 1996.

- GORIGANTI, M.R., BODACK, M.P., NAGLER, W., *Pectoralis major rupture during gait training, case report*, Archives of Physical Medicine and Rehabilitation, Vol 80(1), pp. 115-117, 1999.
- GRIFFIN, R., COBB, T., CRAIG, T., DANIEL, M., VAN DIJK, N., GINES, J., KRAMER, K., SHAH, S., SIEBINGA, O., SMITH, J., NEUHAUS, P., *Stepping forward with exoskeletons – Team IHMC’s design and approach in the 2016 Cybathlon*, IEEE Robotics and Automation Magazine, Vol. 24(4), pp. 66-74, 2017.
- GUEST, R.S., KLOSE, K.J., NEEDHAM-SHROPSHIRE, B.M., JACOBS, P.L., *Evaluation of a training program for persons with SCI paraplegia using the Parastep ambulation system: part 4. Effect on Physical Self-Concept and Depression*, Archives of Physical Medicine Rehabilitation, Vol. 78, pp. 804-807, 1997.
- HERMAN, I. P., *Physics of the human body*, Springer International, 1a Ed., pp. 12-13 / 104, 2007.
- HESSE, S., UHLENBROCK, D., *A mechanized gait trainer for restoration of gait*, Journal of Rehabilitation Research and Development, Vol. 37(6), pp 701-708, 2000.
- HETTINGA, D.M., ANDREWS, B.J., *Oxygen Consumption during Functional Electrical Stimulation-Assisted Exercise in Persons with Spinal Cord Injury*, Sports Medicine, Vol. 38(10), pp. 825–838, 2008.
- HOCOMA, *Lokomat Pro*, Disponível em: <http://www.medicaexpo.com/pt/prod/hocoma/product-68750-438408.html>, Acesso em 15/05/2019.
- INDUFIX, *Catálogo de Parafusos com Sextavado Interno*, Disponível em <http://www.indufix.com.br/pdf/Catalogo-Sextavado-Interno-INDUFIX.pdf>, Acesso em 07/11/2019.
- ISHII, M., YAMAMOTO, K., HYODO, K., *A stand-alone wearable power assist suit – development and availability*, Journal of Robotics and Mechatronics, Vol. 17(5), pp. 575-583, 2005.
- JACOBS, P.L., NASH, M.S., KLOSE, K.J., GUEST, R.S., NEEDHAM-SHROPSHIRE, B.M., GREEN, B.A., *Evaluation of a training program for persons with SCI paraplegia using the Parastep ambulation system: part 2. Effects on physiological responses to peak arm ergometry*, Archives of Physical Medicine Rehabilitation, Vol. 78, pp. 794-798, 1997.
- JOHNSON, M.J., *Recent trends in robot-assisted therapy environments to improve real-life functional performance after stroke*, Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation, Vol 3., pp. 3-29, 2006.
- JUVINALL, R.C., MARSHEK, K.M., *Fundamentos do projeto de componentes de máquinas*, LTC Editora, 4ª Ed., 2008.
- KAWAMOTO, H., SANKAI, Y., *Power assist system HAL-3 for gait disorder person*, ICCHP 2002, Vol. 1(1), pp. 193-202, 2002.
- KAZEROONI, H., RACINE, J.L., HUANG, L., STEGER, R., *On the control of the Berkeley Lower Extremity Exoskeleton (BLEEX)*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 4353-4360, 2005.
- KIM, J.Y., CHO, B.K., *Development of a lower limb exoskeleton worn in the front of a human*, Journal of Intelligent & Robotic Systems, In Publication, 2019.
- KIRSCH, N., ALIBEJI, N., FISHER, L., GREGORY, C., SHARMA, N., *A semi-active hybrid neuroprosthesis for restoring lower limb function in paraplegics*, IEEE International Conference on Engineering in Medicine and Biology, Vol. 1, pp. 2557-2560, 2014.
- KLOSE, K.J., JACOBS, P.L., BROTON, J.G., GUEST, R.S., NEEDHAM-SHROPSHIRE, B.M., LEBWOHL, N., NASH, M.S., GREEN, B.A., *Evaluation of a training program for persons with SCI paraplegia using the Parastep ambulation system: part 1. Ambulation performance and anthropometric measures*, Archives of Physical Medicine Rehabilitation, Vol. 78, pp. 789-793, 1997.
- KWA, H.K., NOORDEN, J.H., MISSEL, M., CRAIG, T., PRATT, J.E., NEUHAUS, P.D., *Development of the IHMC mobility assist exoskeleton*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, pp. 2556-2562, 2009.
- MARTIN, R., SADOWSKY, C., OBST, K., MEYER, B., MC-DONALD, J., *Functional electrical stimulation in spinal cord injury: from theory to practice*, Topics in Spinal Cord Injury Rehabilitation, Vol. 18(1), pp. 28-33, 2012.
- MARTINS, M.M., NETO, A.F., SANTOS, C., CERES, R., *Review and classification of human gait training and rehabilitation devices*, Assistive Technology Research Series, Vol. 29, pp. 774-781, 2011.
- MATWEB, *Technical overview of materials for Brass*, Disponível em http://www.matweb.com/search/datasheet_print.aspx?matguid=d3bd4617903543ada92f4c101c2a20e5, Acesso em 02/11/2019.
- MAXON MOTORS, *EC 90 Flat technical guide and schematics*, Disponível em: https://www.maxonmotor.com/medias/sys_master/root/8825435389982/17-EN-271.pdf, Acesso em 23/05/2019.

MAXON MOTORS, *Planetary Gearhead GP 52C technical guide and schematics*, Disponível em: https://www.maxonmotor.com/medias/sys_master/root/8831071289374/2018EN-359.pdf, Acesso em 23/05/2019.

MENGUC, Y., PARK, Y.L., MARTINEZ-VILLALPANDO, E., AUBIN, P., ZISOOK, M., STIRLING, L., WOOD, R.J., WALSH, C.J., *Soft wearable motion sensing suit for lower limb biomechanics measurements*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 5309-5316, 2013.

MOSHER, R.S., *Handyman to Hardiman*, Society of Automotive Engineers International (SAE), Technical Report 670088, 1967.

NASH, M.S., JACOBS, P.L., MONTALVO, B.M., KLOSE, K.J., GUEST, R.S., NEEDHAM-SHROPSHIRE, B.M., *Evaluation of a training program for persons with SCI paraplegia using the Parastep ambulation system: part 5. Lower extremity blood flow and hyperemic responses to occlusion are augmented by ambulation training*, Archives of Physical Medicine Rehabilitation, Vol. 78, pp. 808-814, 1997.

NEEDHAM-SHROPSHIRE, B.M., BROTON, J.G., KLOSE, K.J., LEBWOHL, N., GUEST, R.S., JACOBS, P.L., *Evaluation of a training program for persons with SCI paraplegia using the Parastep ambulation system: part 3. Lack of effect on bone mineral density*, Archives of Physical Medicine Rehabilitation, Vol. 78, pp. 799-803, 1997.

NENE, A.V., HERMENS, H.J., ZIVOLD, G., *Paraplegic locomotion: a review*, Spinal Cord, Vol 34(9), pp. 507-524, 1996.

NORTON, R.L., *Projeto de máquinas – Uma abordagem integrada*, Editora Bookman, 2a Ed., 2013.

OKAMURA, J., TANAKA, H., SANKAI, Y., *EMG-based prototype powered assistive system for walking aid*, ASIAR 99, Vol. 1(1), pp. 229-234, 1999.

OPTIBELT, *Technical manual for timing belts*, Disponível em <https://www.optibelt.com/fileadmin/pdf/produkte/zahnriemen-gummi/Optibelt-TM-Rubber-Timing-Belt-Drives.pdf>, Acesso em 02/11/2019.

ORTO-SAN, *Órtese KAFO*, Disponível em: <https://www.ortosan.com.br/produtos/kafo--tutor-longo--ortese-cruropodalica/18>, Acesso em 15/05/2019.

PILKEY, W.D., PILKEY, D.F., *Peterson's stress concentration factors*, John Wiley & Sons Inc., 3a Ed., 2008.

POPOVIC, D., TOMOVIC, R., SCHWIRTLICH, L., *Hybrid assistive system – the motor neuroprosthesis*, IEEE Transactions of Biomedical Engineering, Vol. 36(7), pp. 729-737, 1989.

POPOVIC, M.R., KELLER, T., PAPPAS, I.P., DIETZ, V., MORARI, M., *Surface-stimulation technology for grasping and walking neuroprosthesis*, IEEE Engineering Medical Biology Magazine, Vol. 20(1), pp. 82-93, 2001.

PROJECT EMA, *Cyathlon FES cycling*, Disponível em: <http://www2.ene.unb.br/antonio/ema/en/>, Acesso em 15/05/2019.

PROTEC, *Projetista de máquinas*, Programa Tecnológico Nacional, 1974.

RAYTHEON, *XOS 2*, Disponível em: <https://www.dvclub.info/xos-2-sarcos-lesoscheletro-che-aiuta-luomo/>, Acesso em 15/05/2019.

REWALK ROBOTICS INC., *ReWalk 6.0*, Disponível em: <https://exoskeletonreport.com/product/rewalk/>, Acesso em 20/05/2019.

REX BIONICS, *Product Info - REX*, Disponível em: <https://www.rexbionics.com/>, Acesso em 20/05/2019.

RM KANAGAWA, *Yamamoto wearable power assist suit*, Disponível em: http://www.rm.kanagawa-it.ac.jp/~yamamoto_lab/pas/, Acesso em 18/05/2019.

ROBBI, D. B., *Análise dinâmica de um exoesqueleto de membros inferiores utilizado no contexto de reabilitação de indivíduos com lesão medular*, Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade de Brasília, 2018.

ROBBI, D.B., FREIRE, J.P.C.D., BO, A.P.L., DINIZ, A.C.G.C., *Dynamical analysis of human gait at low speeds*, XXVI Congresso Brasileiro de Engenharia Biomédica, 2018.

SARCOS ROBOTICS, *Guardian XO Max*, Disponível em: <https://www.sarcos.com/power-performance-guardian-xo/>, Acesso em 15/05/2019.

SECRETARIA DE ATENÇÃO À SAÚDE, *Diretrizes de atenção à pessoa com lesão medular*, Ministério da Saúde, 2013.

SEIREG, A., GRUNDMANN, J.G., *Design of a multitask exoskeletal walking device for paraplegics*, Biomechanics of Medical Devices, pp. 569-644, 1981.

SHANGHAI SITO MOTORS CO., *ANT-38 technical guide and schematics*, Disponível em: en.sito-motor.com/index.php/Index/pro_site/id/198.html, Acesso em 23/05/2019.

SIGMEDICS INC., *Parastep Owner's Manual*, Disponível em: <https://www.sigmedics.com/sites/default/files/field/files/thepapastepsystemusersmanualweb.pdf>, Acesso em 21/05/2019.

SIGMEDICS INC., *Product Info - Parastep*, Disponível em: <http://www.sigmedics.com/parastep-i-system>, Acesso em 21/05/2019.

SKF, *Catálogo de rolamentos de esferas e de rolo*, Disponível em https://www.skf.com/binary/149-121486/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf, Acesso em 30/10/2019

[Space/YEI TSS Users Manual 3.0 r1_4Nov2014.pdf](https://www.skf.com/binary/149-121486/0901d19680416a2b-10000_2-PT-BR---Rolling-bearings.pdf), Acesso em 23/05/2019.

STAUFFER, Y., ALLEMAND, Y., BOURI, M., FOURNIER, J., CLAVEL, R., METRAILLER, P., BRODARD, R., REYNARD, F., *The Walktrainer: a new generation of walking reeducation device combining orthoses and muscle stimulation*, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, Vol. 17(1), pp. 38-45, 2009.

STRAUSSER, K.A., KAZEROONI, H., *The development and testing of a human machine interface for a mobile medical exoskeleton*, IEEE International Conference on Intelligent Robots and Systems, Vol. 1, pp. 4911-4916, 2011.

STRAUSSER, K.A., SWIFT, T.A., ZOISS, A.B., KAZEROONI, H., BENNET, B.C., *Mobile exoskeleton for spinal cord injury: development and testing*, ASME Dynamic Systems and Control Conference, Vol. 2, pp. 419-425, 2011.

TALATY, M., ESQUENAZI, A., BRICEÑO, J.E., *Differentiating ability in users of the ReWalk powered exoskeleton*, IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, 2013.

TSUKAHARA, A., HASEGAWA, Y., SANKAI, Y., *Standing-up motion support for paraplegic patient with robot suit HAL*, 11th IEEE International Conference on Rehabilitation Robotics, Vol. 1(1), pp. 211-217, 2009.

UC BERKELEY & CRIE ASSOCIATES, *BLEEX*, Disponível em: <http://conduitprojects.com/work/exoskeleton/>, Acesso em 15/05/2019.

UHLBROCK, D., SARKODEI-GYAN, T., REITER, F., KONRAD, M., HESSE, S., *Development of a servo-controlled gait trainer for the rehabilitation of non-ambulatory patients*, Biomedical Engineering, Vol. 42(7), pp. 106-202, 1997.

VALIENTE, A., *Design of a quasi-passive parallel leg exoskeleton to augment load carrying for walking*, Master Thesis, Massachusetts Institute of Technology, pp. 53, 2005.

VENEMAN, J.F., KRUIDHOF, R., HEKMAN, E.E.G., EKKELENKAMP, R., VAN ASSELDONK, E.H.F., VAN DER KOOIJ, H., *Design and evaluation of the LOPES exoskeleton robot for interactive gait rehabilitation*, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, Vol 15(3), pp 379-386, 2007.

VITAL ALUMÍNIOS, *Catálogo geral de perfis*, Disponível em http://vitalaluminio.com.br/download/catalogo_vital_aluminio.pdf, Acesso em 15/10/2019

VITECKOVA, S., KUTILEK, P., JIRINA, M., *Wearable lower limb robotics: a review*, Biocybernetics an Biomedical Engineering, Vol. 33, pp. 96-105, 2013.

VUKOBRATOVIC, M., *Active exoskeletal systems and beginning of the development of humanoid robotics*, Monograph of Academy of Nonlinear Sciences, Vol. 2, pp. 329-348, 2008.

VUKOBRATOVIC, M., HRISTIC, D., STOJILJKOVIC, Z., *Development of active anthropomorphic exoskeletons*, Medical and Biological Engineering, Vol. 12(1), pp. 66-80, 1974.

WALSH, C. J., *Biomimetic design of an under-actuated leg exoskeleton for load-carrying augmentation*, Master Thesis, Massachusetts Institute of Technology, 2006.

WALSH, C.J., PALUSKA, D., PASCH, K., GRAND, W., VALIENTE, A., HERR, H., *Development of a lightweight, underactuated exoskeleton for load-carrying augmentation*, International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 3485-3491, 2006.

WEHNER, M., QUINLIVAN, B., AUBIN P.M., MARTINEZ-VILLALPANDO, E., BAUMANN, M., STIRLING, L., HOLT, K., WOOD, R.J., WALSH, C.J., *A lightweight soft exosuit for gait assistance*, IEEE International Conference on Robotics and Automation, Vol. 1, pp. 3347-3354, 2013.

WILLIAMS & WILKINS, *Gait Diagram*, Wolters Kluwer Health, 2011.

WINTER, D. A., *Biomechanics and motor control of human movement*, John Willey & Sons Inc., 4a Ed., pp. 47 / 83 / 196-197, 2009.

WINTER, D. A., *The Biomechanics and motor control of human gait*, University of Waterloo Press., 1a Ed., 1987.

YAMAMOTO, K., HYODO, K., IMAI, M., MATSUO, T., *Development of powered suit for assisting nurse labor*, JSME International Journal, Vol. 45(3), pp. 703-711, 2002.

YAN, T., CEMPINI, M., ODDO, C.M., VITIELLO, N., *Review of assistive strategies in powered lower-limb orthoses and exoskeletons*, Robotics and Autonomous Systems, Vol. 64, pp. 120-136, 2015.

YOST LABS, *3-Space sensors user's guide*, Disponível em: <https://yostlabs.com/wp/wp-content/downloads/3->

YOUNG, A.J., FERRIS, D.P., *State of the art and future directions for lower limb robotic exoskeletons*, IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, Vol. 25(2), pp. 171- 182, 2017.

APÊNDICES

		Pág.
Apêndice I	Detalhamento dos esforços internos na estrutura	172
Apêndice II	Desenhos técnicos de projeto	174

I.1 Eixo do quadril (Seção II):

Para os esforços cortantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{y,c}^{II}(p_1) = 0 \\ P_{y,c}^{II}(p_2) = P_{y,c}^{II}(p_1) - R_y^I \\ P_{y,c}^{II}(p_3) = P_{y,c}^{II}(p_2) + R_y^{A,II} - P_{rol} \\ P_{y,c}^{II}(p_4) = P_{y,c}^{II}(p_3) - P_v^{II} \\ P_{y,c}^{II}(p_5) = P_{y,c}^{II}(p_4) - R_y^{B,II} - P_{rol} \\ P_{y,c}^{II}(p_6) = P_{y,c}^{II}(p_5) - \frac{P_{pol_2} + P_{cor}}{2} \\ P_{y,c}^{II}(p_7) = P_{y,c}^{II}(p_6) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{z,c}^{II}(p_1) = 0 \\ P_{z,c}^{II}(p_2) = P_{z,c}^{II}(p_1) - R_z^I \\ P_{z,c}^{II}(p_3) = P_{z,c}^{II}(p_2) + R_z^{A,II} \\ P_{z,c}^{II}(p_4) = P_{z,c}^{II}(p_3) \\ P_{z,c}^{II}(p_5) = P_{z,c}^{II}(p_4) - R_z^{B,II} \\ P_{z,c}^{II}(p_6) = P_{z,c}^{II}(p_5) - \frac{2T_{pol_2}}{d_{pol_2}} \\ P_{z,c}^{II}(p_7) = P_{z,c}^{II}(p_6) \end{array} \right.$$

Para os momentos fletores:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{xy}^{II}(p_1) = 0 \\ M_{xy}^{II}(p_2) = M_{xy}^{II}(p_1) - P_{y,c}^{II}(p_1) \left(\frac{w_v^I}{2} \right) + M_z^I \\ M_{xy}^{II}(p_3) = M_{xy}^{II}(p_2) - P_{y,c}^{II}(p_2) \left(\left(\frac{w_{rol} + w_v^I}{2} \right) + Df \right) \\ M_{xy}^{II}(p_4) = M_{xy}^{II}(p_3) - P_{y,c}^{II}(p_3) \left(\frac{w_{rol} + w_v^{II}}{2} \right) \\ M_{xy}^{II}(p_5) = M_{xy}^{II}(p_4) - P_{y,c}^{II}(p_4) \left(\frac{w_{rol} + w_v^{II}}{2} \right) \\ M_{xy}^{II}(p_6) = M_{xy}^{II}(p_5) - P_{y,c}^{II}(p_5) \left(\frac{w_{rol} + w_{pol_2}}{2} \right) \\ M_{xy}^{II}(p_7) = M_{xy}^{II}(p_6) - P_{y,c}^{II}(p_6) \left(\frac{w_{pol_2}}{2} \right) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{xz}^{II}(p_1) = 0 \\ M_{xz}^{II}(p_2) = M_{xz}^{II}(p_1) - P_{z,c}^{II}(p_1) \left(\frac{w_v^I}{2} \right) - M_y^I \\ M_{xz}^{II}(p_3) = M_{xz}^{II}(p_2) - P_{z,c}^{II}(p_2) \left(\left(\frac{w_{rol} + w_v^I}{2} \right) + Df \right) \\ M_{xz}^{II}(p_4) = M_{xz}^{II}(p_3) - P_{z,c}^{II}(p_3) \left(\frac{w_{rol} + w_v^{II}}{2} \right) \\ M_{xz}^{II}(p_5) = M_{xz}^{II}(p_4) - P_{z,c}^{II}(p_4) \left(\frac{w_{rol} + w_v^{II}}{2} \right) \\ M_{xz}^{II}(p_6) = M_{xz}^{II}(p_5) - P_{z,c}^{II}(p_5) \left(\frac{w_{rol} + w_{pol_2}}{2} \right) \\ M_{xz}^{II}(p_7) = M_{xz}^{II}(p_6) - P_{z,c}^{II}(p_6) \left(\frac{w_{pol_2}}{2} \right) \end{array} \right.$$

I.2 Barra sagital do quadril (Seção III):

Para os esforços cortantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{x,c}^{III}(p_1) = 0 \\ P_{x,c}^{III}(p_2) = P_{x,c}^{III}(p_1) + R_x^{B,III} \\ P_{x,c}^{III}(p_3) = P_{x,c}^{III}(p_2) - R_x^{A,III} \\ P_{x,c}^{III}(p_4) = P_{x,c}^{III}(p_3) \\ P_{x,c}^{III}(p_5) = P_{x,c}^{III}(p_4) + R_x^{A,III} \\ P_{x,c}^{III}(p_6) = P_{x,c}^{III}(p_5) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{y,c}^{III}(p_1) = 0 \\ P_{y,c}^{III}(p_2) = P_{y,c}^{III}(p_1) - R_y^{B,III} \\ P_{y,c}^{III}(p_3) = P_{y,c}^{III}(p_2) + R_y^{A,III} \\ P_{y,c}^{III}(p_4) = P_{y,c}^{III}(p_3) - P_v^{III} \\ P_{y,c}^{III}(p_5) = P_{y,c}^{III}(p_4) - (R_y^{A,II} - R_y^{B,II}) \\ P_{y,c}^{III}(p_6) = P_{y,c}^{III}(p_5) \end{array} \right.$$

Para os momentos fletores:

$$\left\{ \begin{array}{l} M_{yz}^{III}(p_1) = 0 \\ M_{yz}^{III}(p_2) = M_{yz}^{III}(p_1) - P_{y,c}^{III}(p_1)(5Df) \\ M_{yz}^{III}(p_3) = M_{yz}^{III}(p_2) - P_{y,c}^{III}(p_2)(Dp) \\ M_{yz}^{III}(p_4) = M_{yz}^{III}(p_3) - P_{y,c}^{III}(p_3) \left(\left(\frac{l_v^{III} - \frac{d_v^{II}}{2} - 10Df}{2} \right) - Dp \right) \\ M_{yz}^{III}(p_5) = M_{yz}^{III}(p_4) - P_{y,c}^{III}(p_4) \left(\frac{l_v^{III} - \frac{d_v^{II}}{2} - 10Df}{2} \right) \\ M_{yz}^{III}(p_6) = M_{yz}^{III}(p_5) - P_{y,c}^{III}(p_5)(5Df) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{xz}^{III}(p_1) = 0 \\ M_{xz}^{III}(p_2) = M_{xz}^{III}(p_1) - P_{x,c}^{III}(p_1)(5Df) \\ M_{xz}^{III}(p_3) = M_{xz}^{III}(p_2) - P_{x,c}^{III}(p_2)(Dp) \\ M_{xz}^{III}(p_4) = M_{xz}^{III}(p_3) - P_{x,c}^{III}(p_3) \left(\left(\frac{l_v^{III} - \frac{d_v^{II}}{2} - 10Df}{2} \right) - Dp \right) \\ M_{xz}^{III}(p_5) = M_{xz}^{III}(p_4) - P_{x,c}^{III}(p_4) \left(\frac{l_v^{III} - \frac{d_v^{II}}{2} - 10Df}{2} \right) \\ M_{xz}^{III}(p_6) = M_{xz}^{III}(p_5) - P_{x,c}^{III}(p_5)(5Df) \end{array} \right.$$

I.3 Conector L do quadril (Seção IV):

Para os esforços cortantes:

$$\left\{ \begin{array}{l} P_{y,c}^{IV}(p_1) = 0 \\ P_{y,c}^{IV}(p_2) = P_{y,c}^{IV}(p_1) - R_y^{A,IV} \\ P_{y,c}^{IV}(p_3) = P_{y,c}^{IV}(p_2) + R_y^{B,IV} \\ P_{y,c}^{IV}(p_4) = P_{y,c}^{IV}(p_3) - P_v^{IV} \\ P_{y,c}^{IV}(p_5) = P_{y,c}^{IV}(p_4) + R_y^{B,III} \\ P_{y,c}^{IV}(p_6) = P_{y,c}^{IV}(p_5) - R_y^{A,III} \\ P_{y,c}^{IV}(p_7) = P_{y,c}^{IV}(p_6) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} P_{z,c}^{IV}(p_1) = 0 \\ P_{z,c}^{IV}(p_2) = P_{z,c}^{IV}(p_1) - R_z^{C,IV} \\ P_{z,c}^{IV}(p_3) = P_{z,c}^{IV}(p_2) + R_z^{D,IV} \\ P_{z,c}^{IV}(p_4) = P_{z,c}^{IV}(p_3) + R_x^{D,IV} - R_z^{B,III} \\ P_{z,c}^{IV}(p_5) = P_{z,c}^{IV}(p_4) + (R_x^{T,III} - R_x^{B,III}) \\ P_{z,c}^{IV}(p_6) = P_{z,c}^{IV}(p_5) + R_x^{A,III} \\ P_{z,c}^{IV}(p_7) = P_{z,c}^{IV}(p_6) \end{array} \right.$$

Para os momentos fletores:

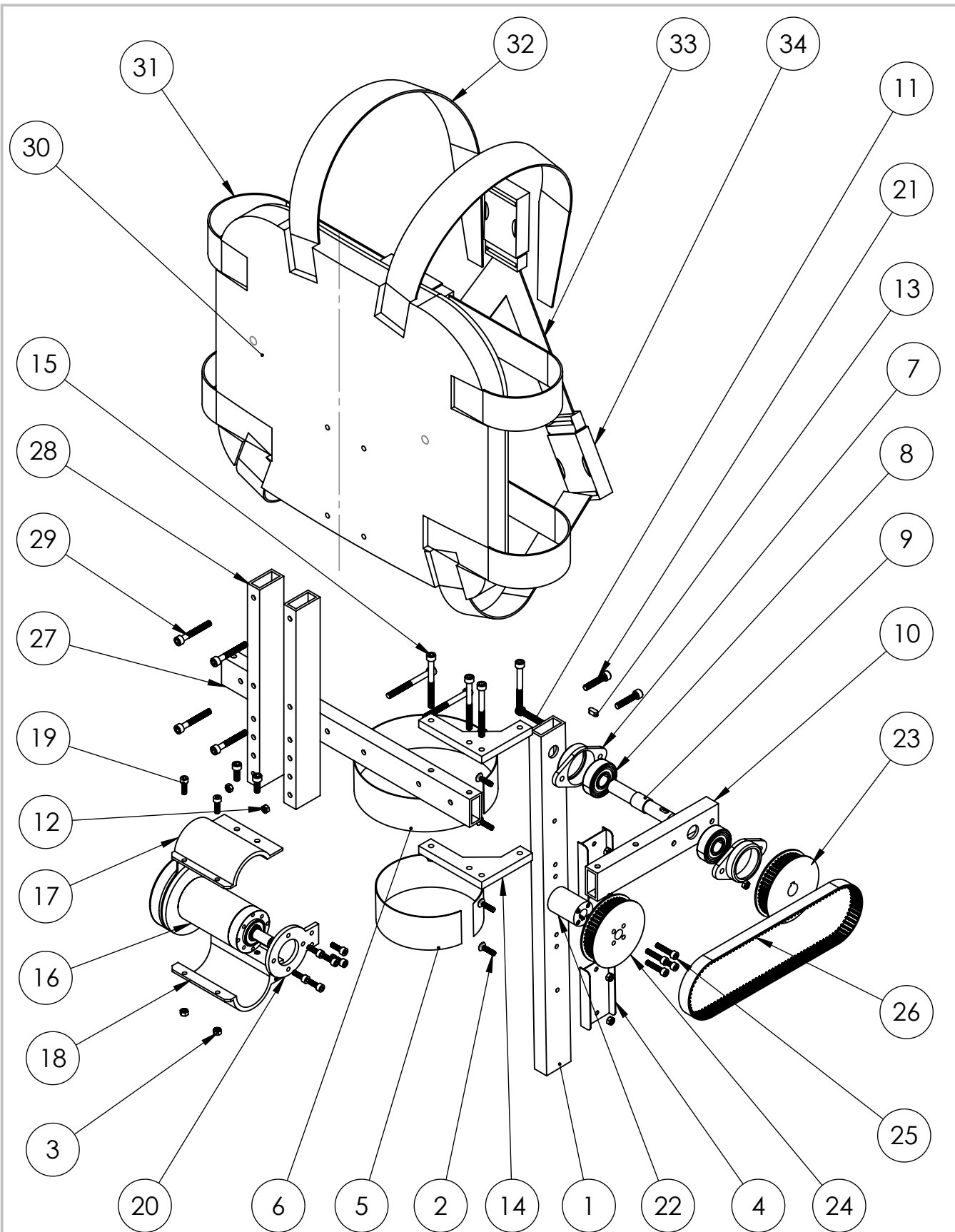
$$\left\{ \begin{array}{l} M_{xy}^{IV}(p_1) = 0 \\ M_{xy}^{IV}(p_2) = M_{xy}^{IV}(p_1) - P_{y,c}^{IV}(p_1)(5Df) \\ M_{xy}^{IV}(p_3) = M_{xy}^{IV}(p_2) - P_{y,c}^{IV}(p_2)(Dp) \\ M_{xy}^{IV}(p_4) = M_{xy}^{IV}(p_3) - P_{y,c}^{IV}(p_3) \left(\frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) + (M_x^{T,IV} + M_z^{T,IV}) \\ M_{xy}^{IV}(p_5) = M_{xy}^{IV}(p_4) - P_{y,c}^{IV}(p_4)(5Df) \\ M_{xy}^{IV}(p_6) = M_{xy}^{IV}(p_5) - P_{y,c}^{IV}(p_5)(Dp) \\ M_{xy}^{IV}(p_7) = M_{xy}^{IV}(p_6) - P_{y,c}^{IV}(p_6)(5Df) \end{array} \right. \quad \left\{ \begin{array}{l} M_{xz}^{IV}(p_1) = 0 \\ M_{xz}^{IV}(p_2) = M_{xz}^{IV}(p_1) - P_{z,c}^{IV}(p_1)(5Df) \\ M_{xz}^{IV}(p_3) = M_{xz}^{IV}(p_2) - P_{z,c}^{IV}(p_2)(Dp) \\ M_{xz}^{IV}(p_4) = M_{xz}^{IV}(p_3) - P_{z,c}^{IV}(p_3) \left(\frac{w_v^{III}}{2} + 5Df \right) + (M_x^{T,IV} + M_z^{T,IV}) \\ M_{xz}^{IV}(p_5) = M_{xz}^{IV}(p_4) - P_{z,c}^{IV}(p_4)(5Df) \\ M_{xz}^{IV}(p_6) = M_{xz}^{IV}(p_5) - P_{z,c}^{IV}(p_5)(Dp) \\ M_{xz}^{IV}(p_7) = M_{xz}^{IV}(p_6) - P_{z,c}^{IV}(p_6)(5Df) \end{array} \right.$$

I.4 Barra frontal do quadril (Seção V):

MS WORD INCAPAZ DE RODAR COM TANTAS EQUAÇÕES

I.5 Coluna lombar (Seção VI):

MS WORD INCAPAZ DE RODAR COM TANTAS EQUAÇÕES



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:6

Diedro: 1°

Peça: Desenho de Conjunto - Nova EMA Exosuit

Folha:
1 / 16

Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 1,0 mm

Material: -----

Quantidade: 1

Data: 15/11/19

NÚMERO	COMPONENTE MECÂNICO	QTD.	DESENHO
1	Barra da perna superior antropomórfica	2	4 / 16
2	Parafuso Allen cabeça chata M6 - 20 x 1.0	8	-
3	Porca sextavada M5 - 4 x 0.8	12	-
4	Encaixe dos cintos de fixação da perna	4	-
5	Cinto de fixação inferior da perna	2	-
6	Cinto de fixação superior da perna	2	-
7	Acoplamento de fixação do rolamento	4	9 / 16
8	Rolamento de esferas SKF 6302-2RSL	4	-
9	Eixo de rotação do quadril	2	5 / 16
10	Barra sagital do quadril	2	10 / 16
11	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M6 - 35 x 1.0	4	-
12	Porca sextavada M6 - 4 x 1.0	14	-
13	Chaveta quadrada 12 x 5 x 5 mm	2	-
14	Placa de conexão L para quadril	4	11 / 16
15	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M6 - 65 x 1.0	10	-
16	Conjunto motorreductor Maxon EC90-GP52C	2	-
17	Encaixe superior do atuador	2	14 / 16
18	Encaixe inferior do atuador	2	13 / 16
19	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M5 - 16 x 0.8	4	-
20	Encaixe axial do atuador	2	15 / 16
21	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M6 - 30 x 1.0	4	-
22	Acoplador da polia do atuador	2	8 / 16
23	Polia do quadril (sincronizada/dentada)	2	6 / 16
24	Polia do atuador (sincronizada/dentada)	2	7 / 16
25	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M5 - 30 x 0.8	4	-
26	Correia sincronizada POWERGRIP HTD-5M	2	-
27	Barra frontal do quadril	1	12 / 16
28	Barra da coluna lombar	2	16 / 16
29	Parafuso Allen cabeça cilíndrica M6 - 45 x 1.0	4	-
30	Suporte lombar rígido	1	-
31	Cintos horizontais de fixação	2	-
32	Cintos diagonais de fixação	4	-
33	Encaixe de três pontos centralizado	1	-
34	Fechos de encaixe para cintos	5	-



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: -----

Diedro: -----

Peça: Tabela de Desenho de Conjunto - Nova EMA Exosuit

Folha:

2 / 16

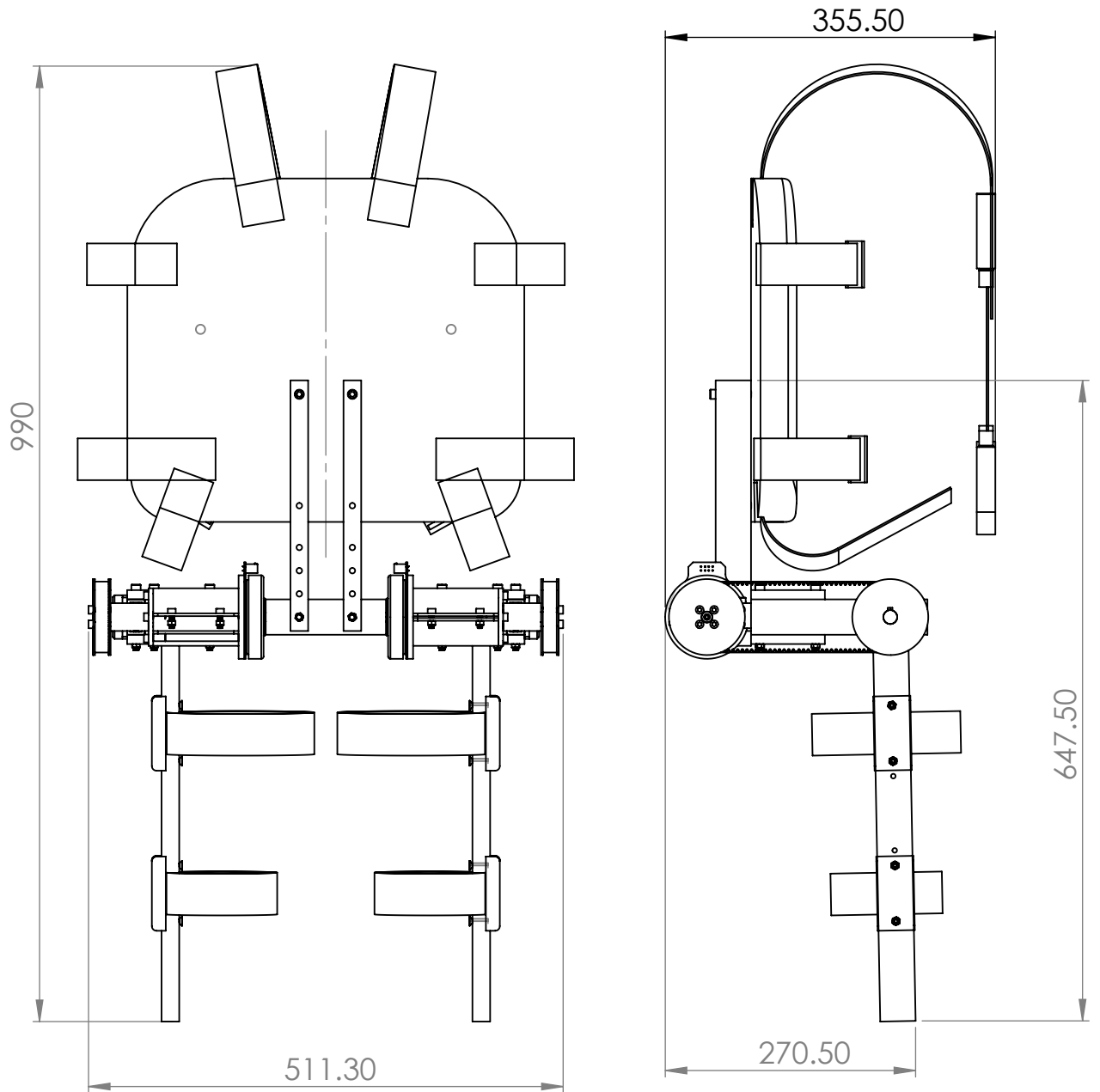
Unidade: -----

Tolerância Padrão: -----

Material: -----

Quantidade: -----

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:7

Diedro: 1°

Peça: Nova EMA Exosuit - Completa

Folha:

3 / x

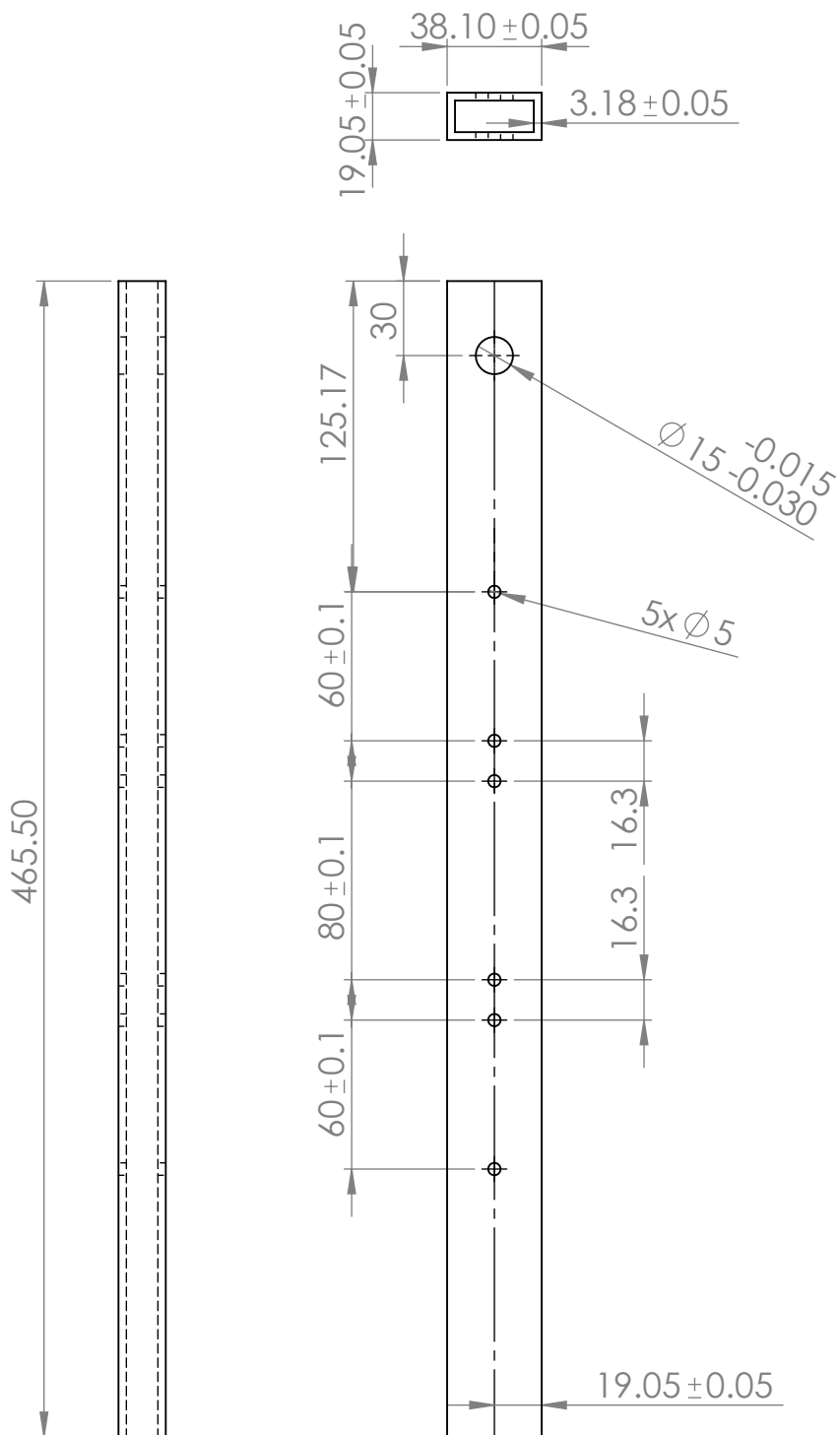
Unidade: mm

Tolerância Padrão: $\pm 1,0$ mm

Material: -----

Quantidade: 1

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:3

Diedro: 1°

Peça: Perna Antropomórfica Superior

Folha:

4 / 16

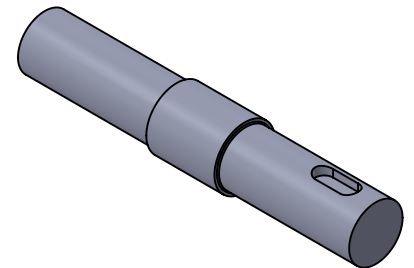
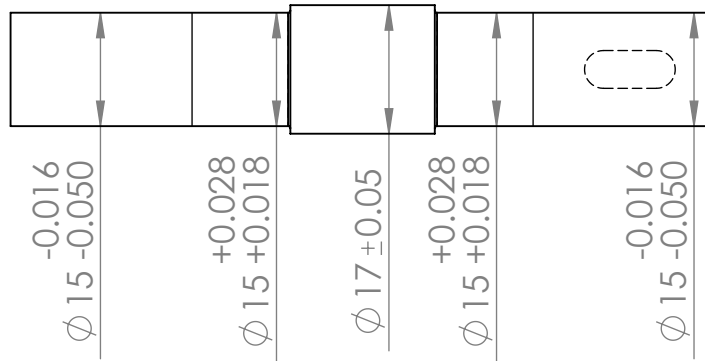
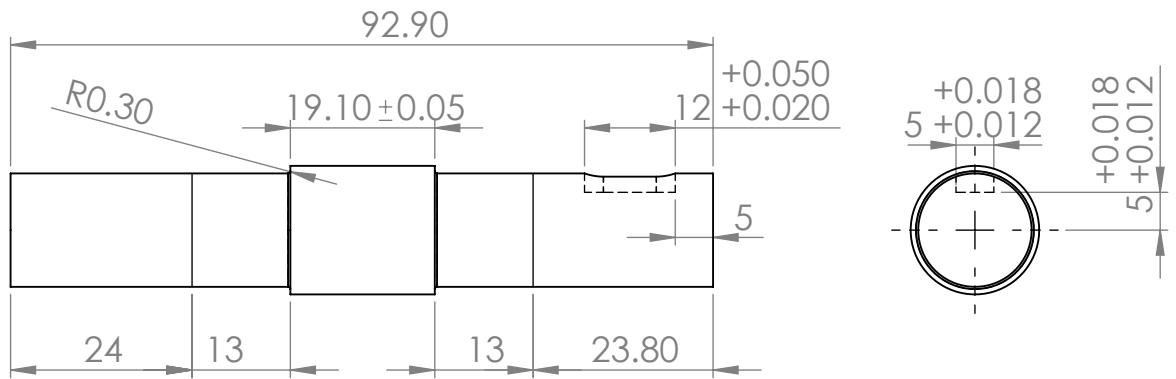
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Alumínio 6351-T6

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1

Diedro: 1°

Peça: Eixo de Transmissão do Quadril (Seção II)

Folha:

5 / 16

Unidade: mm

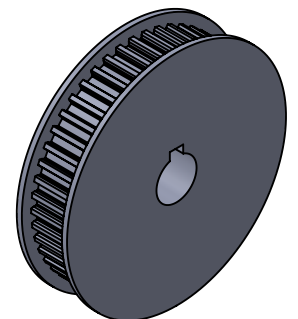
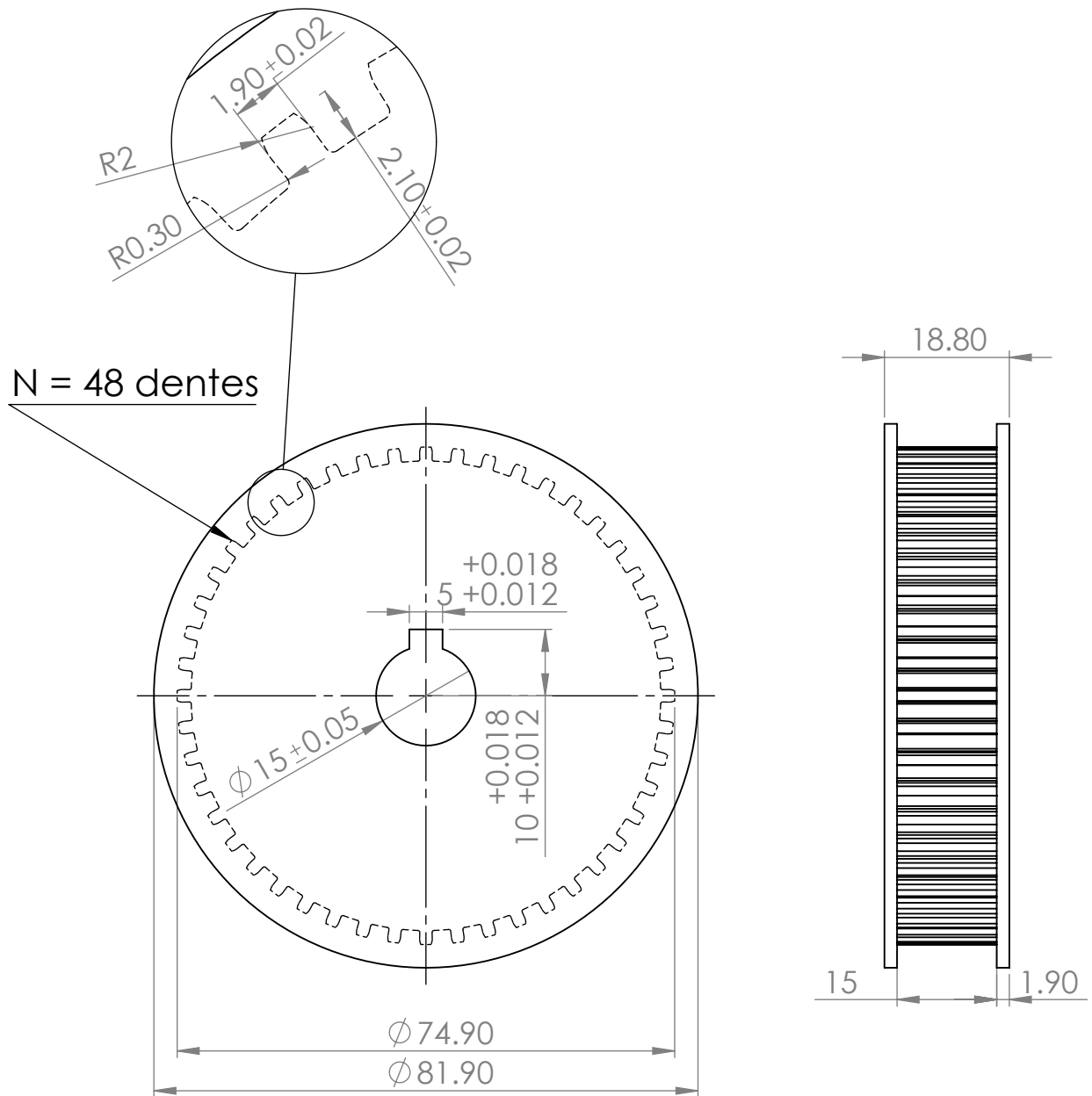
Tolerância Padrão: $\pm 0,1$ mm

Material: Aço 1045 HR

Quantidade: 2

Data: 15/11/19

Dente (Escala 4 : 1)



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1

Diedro: 1°

Peça: Polia do Eixo do Quadril

Folha:

6 / 16

Unidade: mm

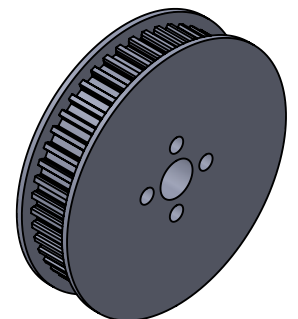
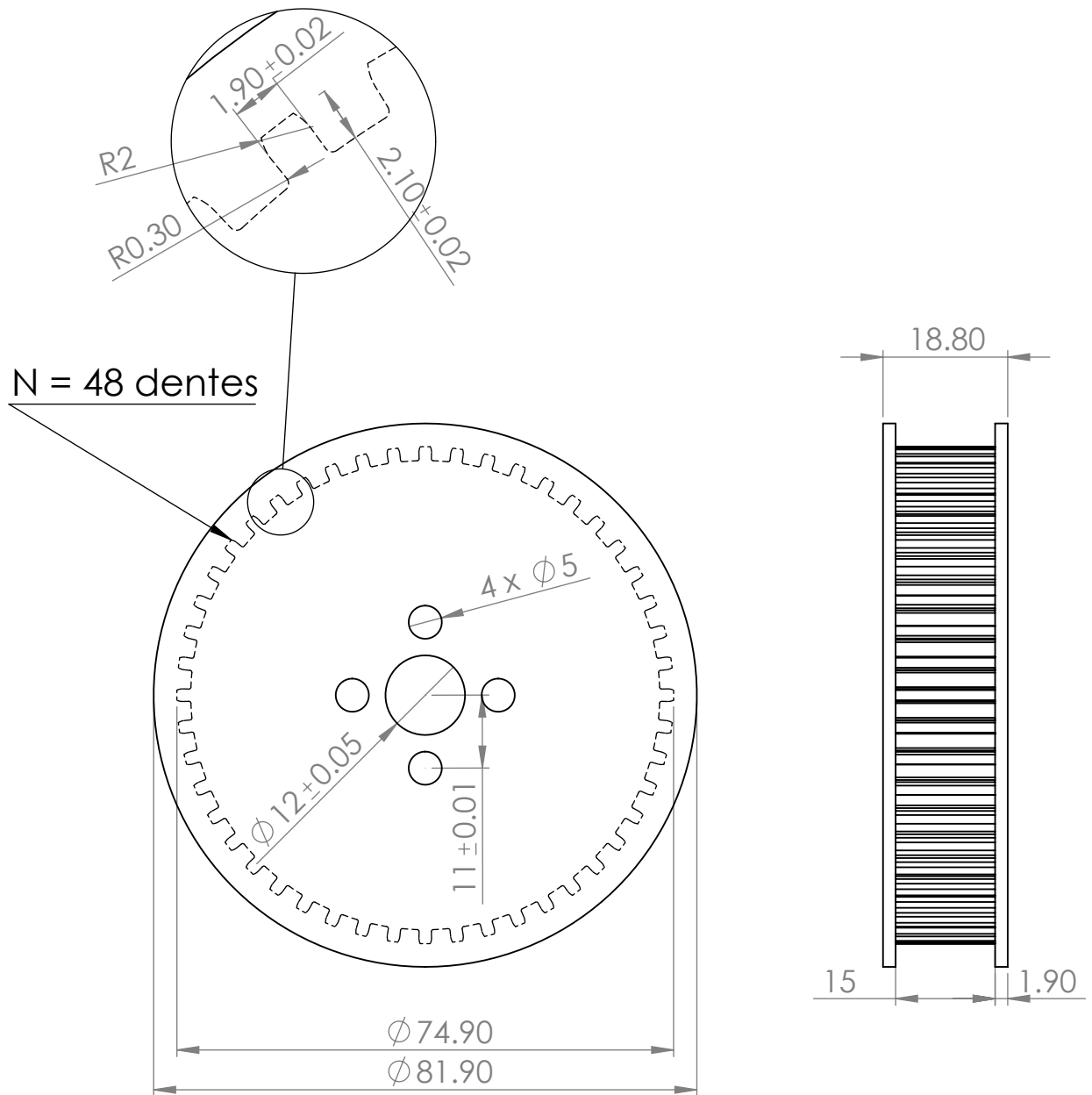
Tolerância Padrão: ± 0,1 mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19

Dente (Escala 4 : 1)



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1

Diedro: 1°

Peça: Polia do Atuador

Folha:

7 / 16

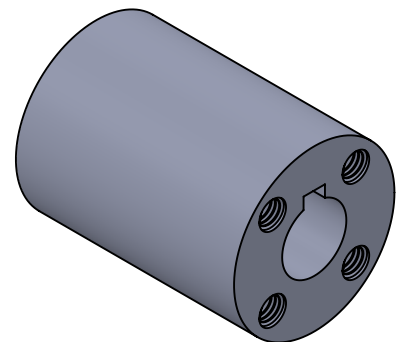
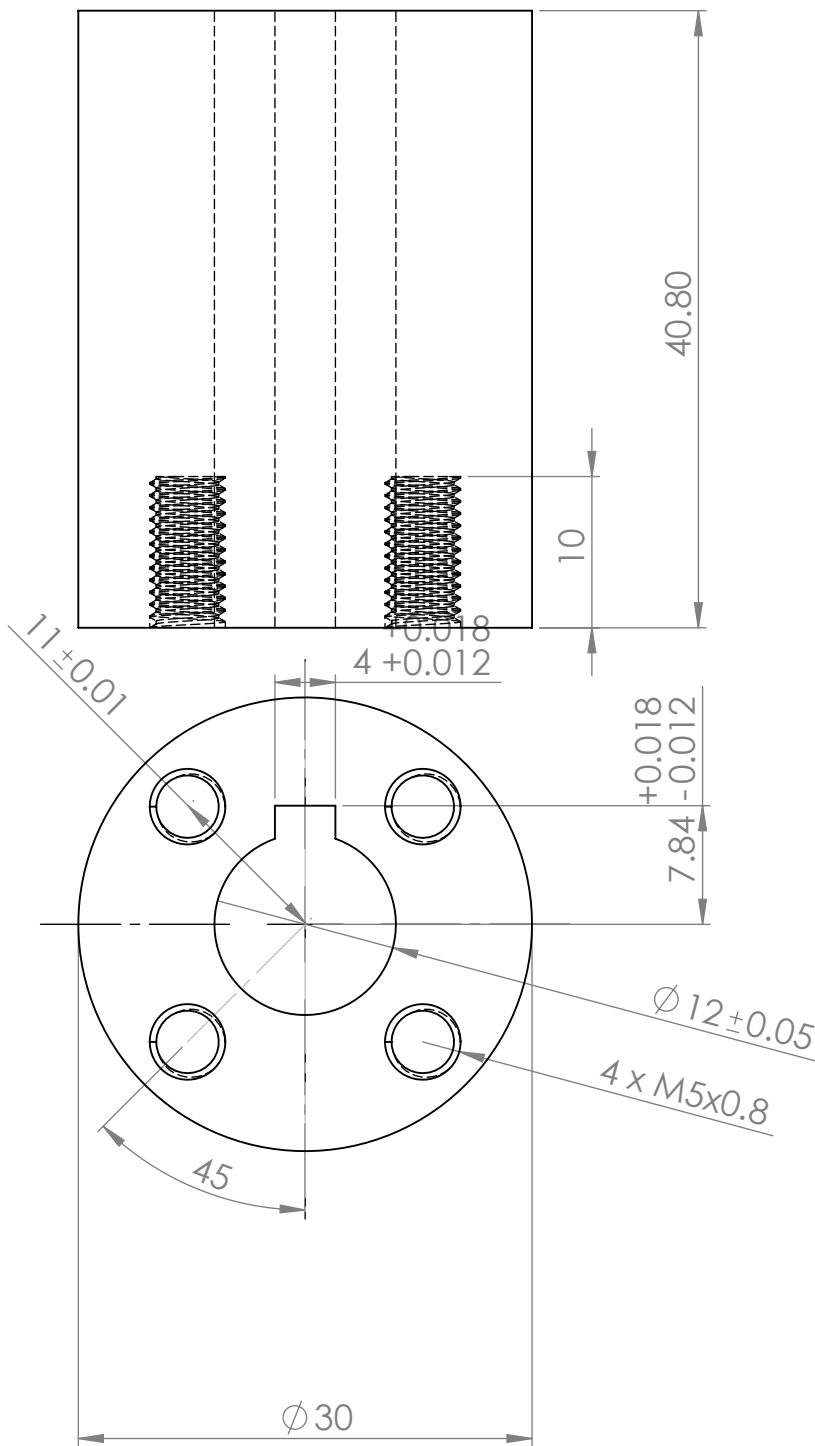
Unidade: mm

Tolerância Padrão: $\pm 0,1$ mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 2:1

Diedro: 1°

Peça: Acoplador da Polia do Atuador

Folha:

8 / 16

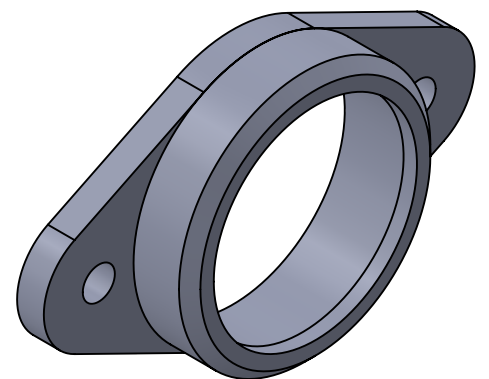
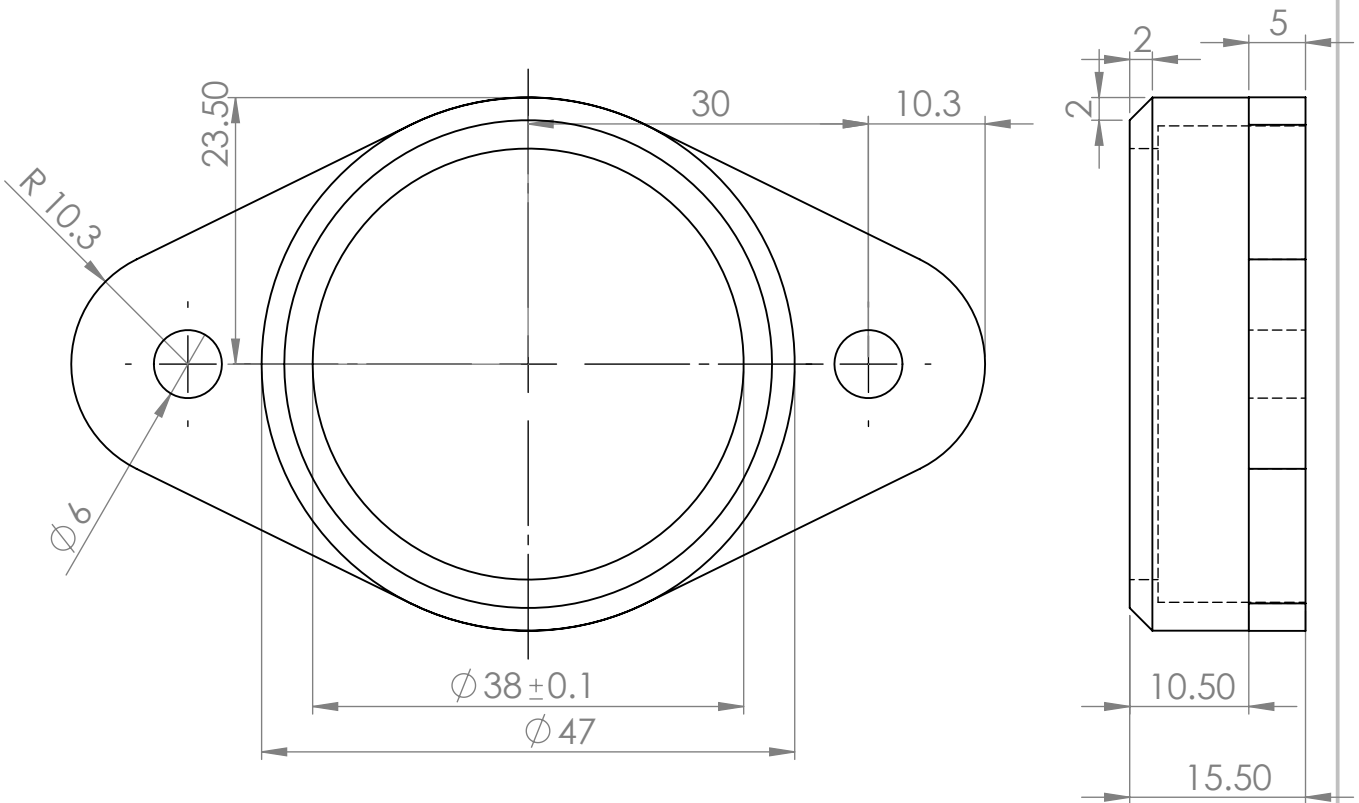
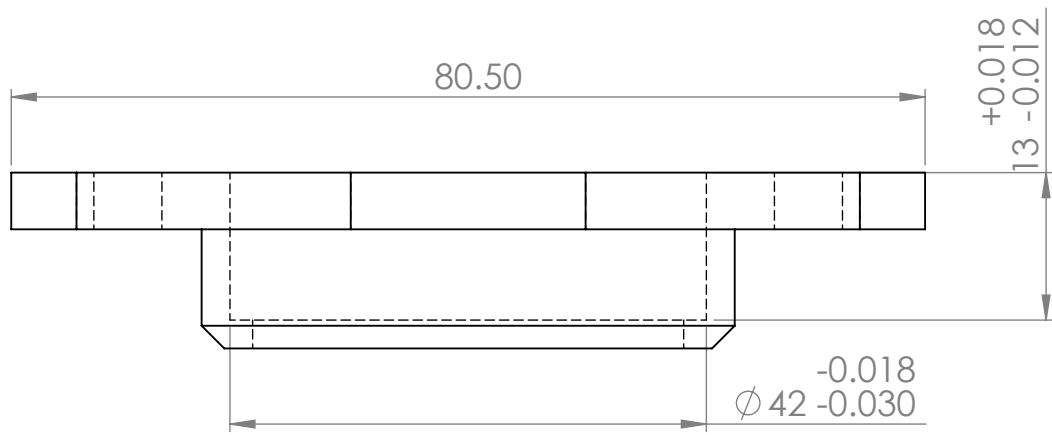
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,1 mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1.5:1

Diedro: 1°

Peça: Acoplador de Mancal de Rolamento

Folha:

9 / 16

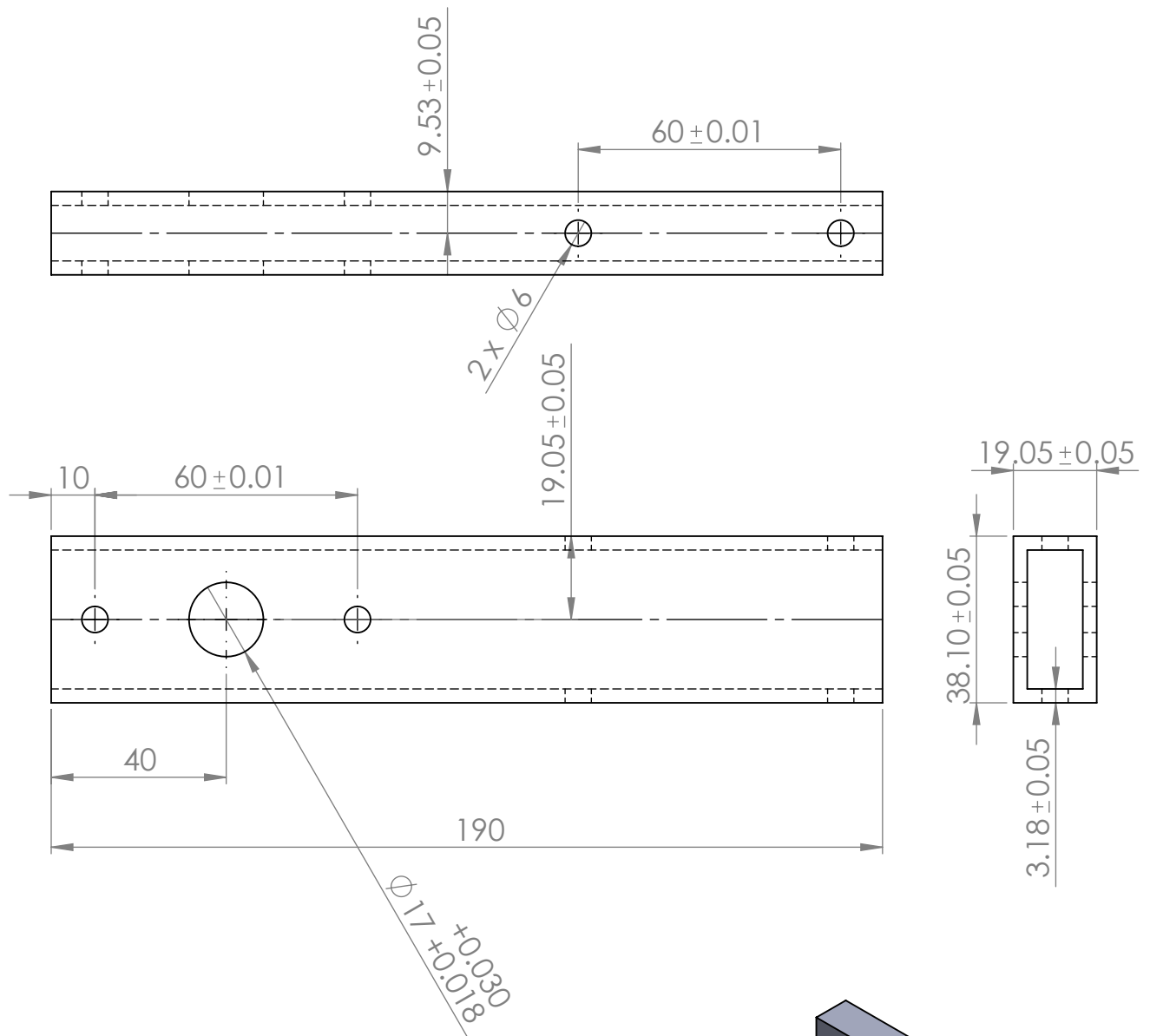
Unidade: mm

Tolerância Padrão: $\pm 0,5$ mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 4

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1.5

Diedro: 1°

Peça: Barra Sagital do Quadril

Folha:

10 / 16

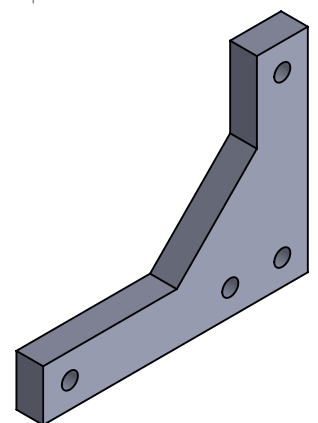
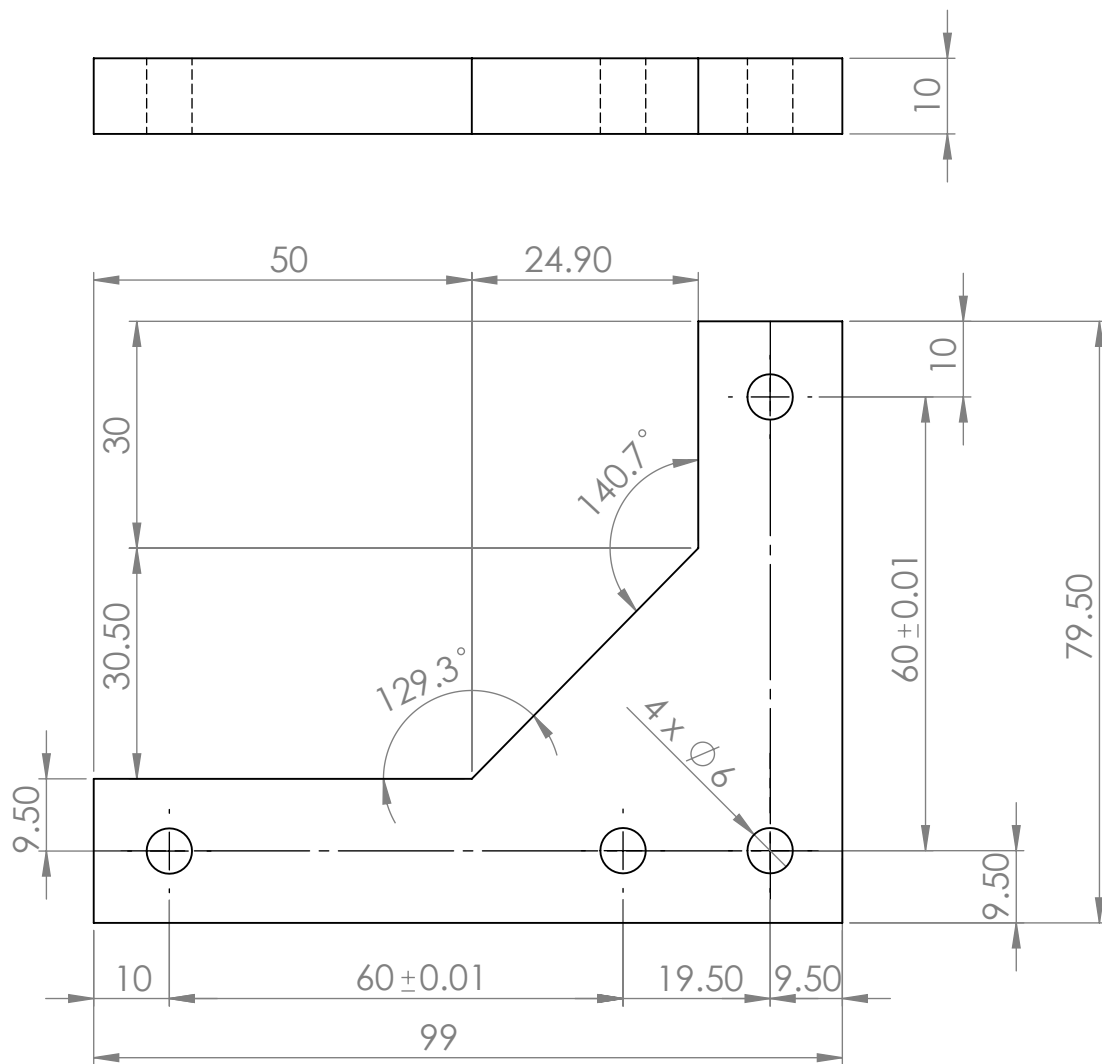
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Alum. 6351-T6

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1

Diedro: 1°

Peça: Conexão L do Quadril

Folha:

11 / 16

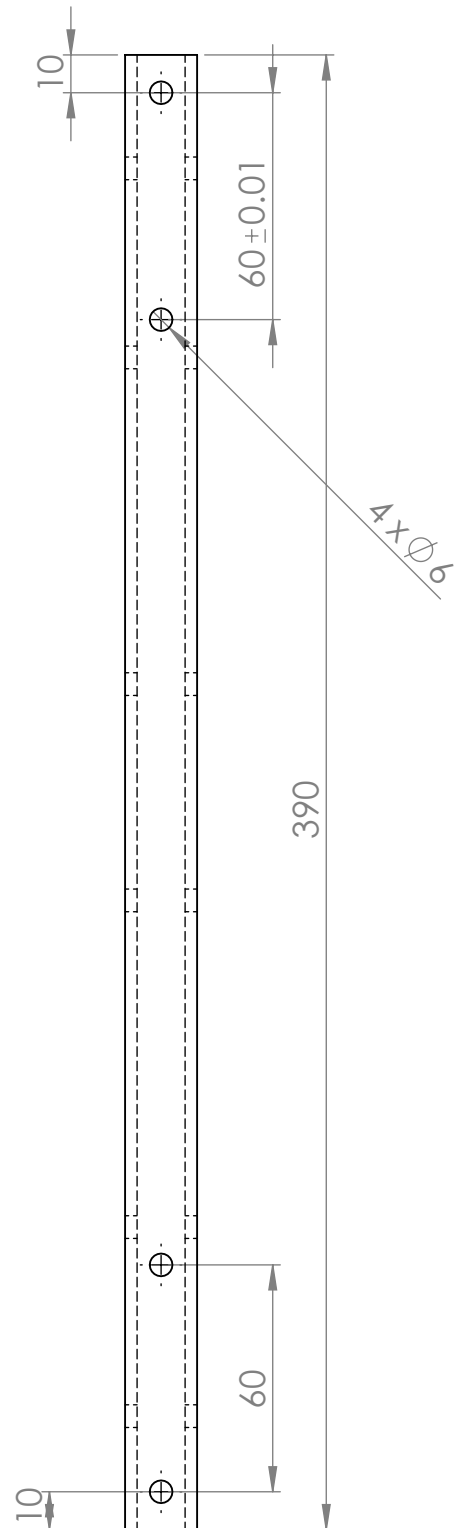
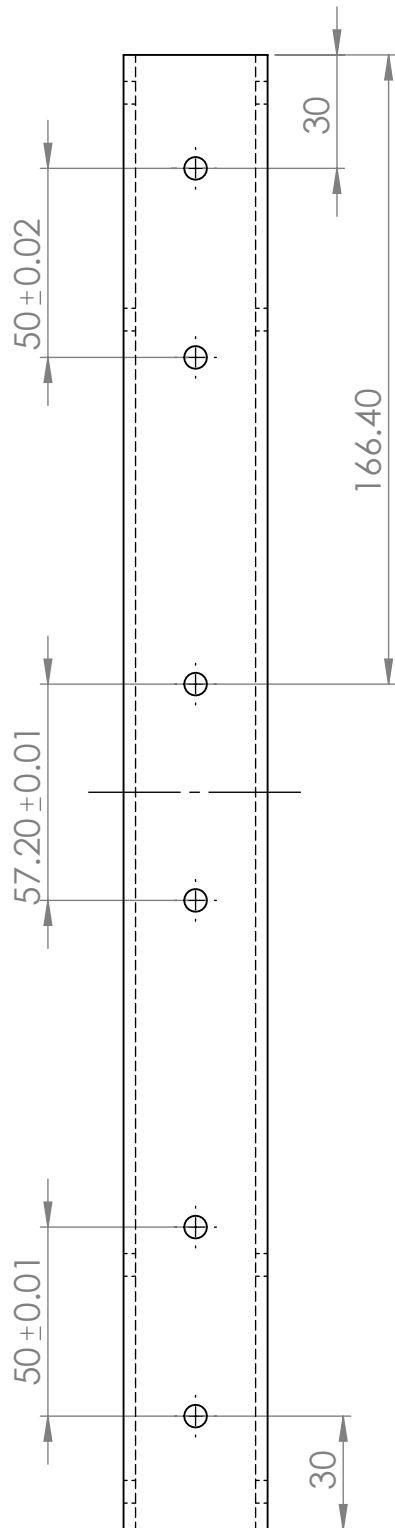
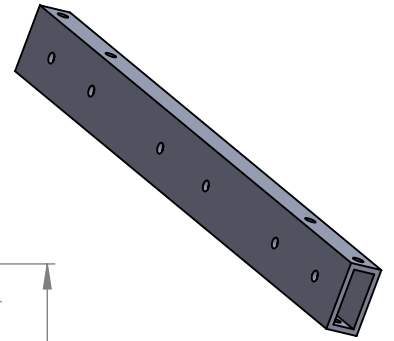
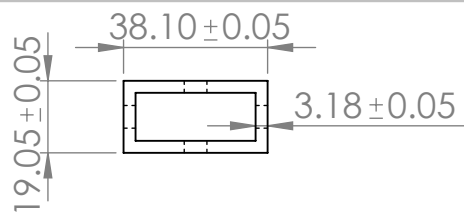
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,1 mm

Material: Aço 1045 HR

Quantidade: 4

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:2

Diedro: 1°

Peça: Barra Frontal do Quadril

Folha:

12 / 16

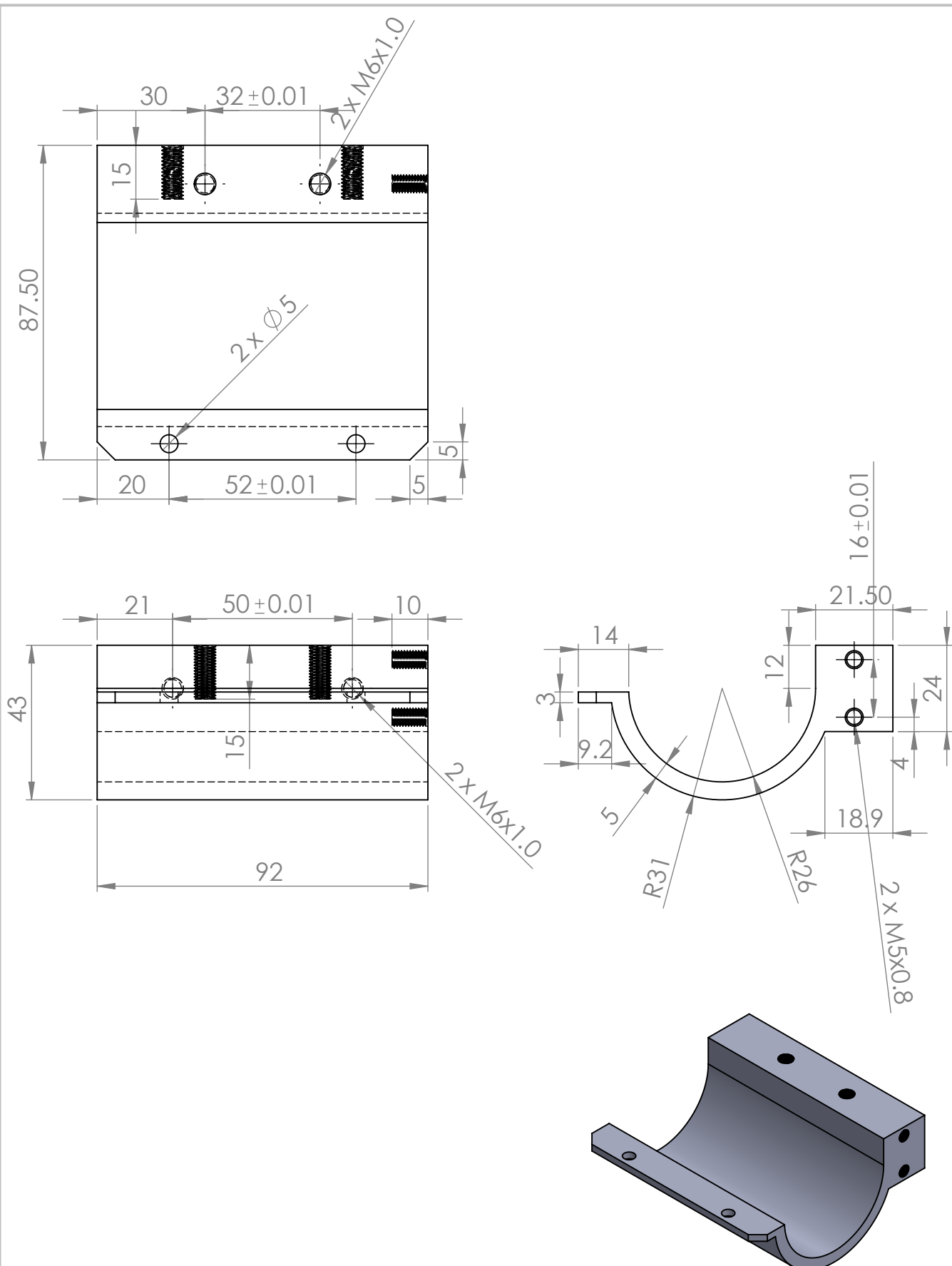
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Aço 1045 HR

Quantidade: 1

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1.5

Diedro: 1°

Peça: Encaixe Inferior do Atuador

Folha:
13 / 16

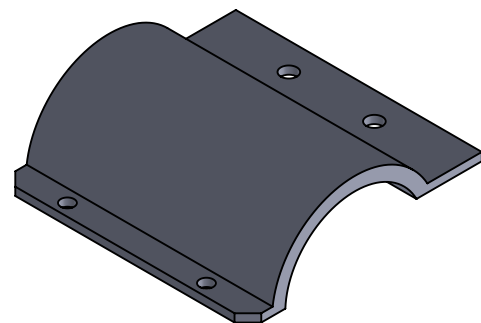
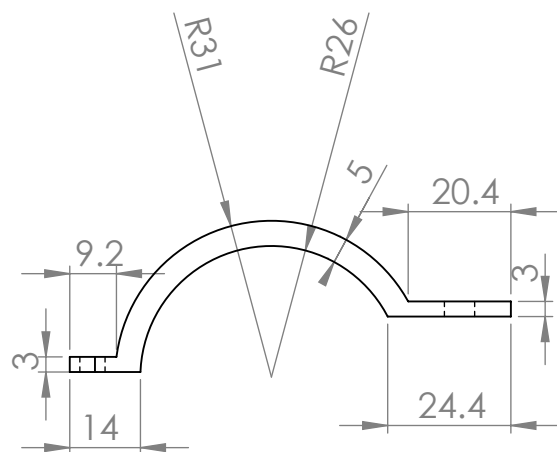
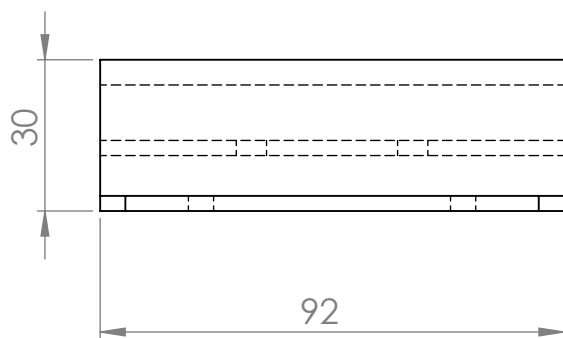
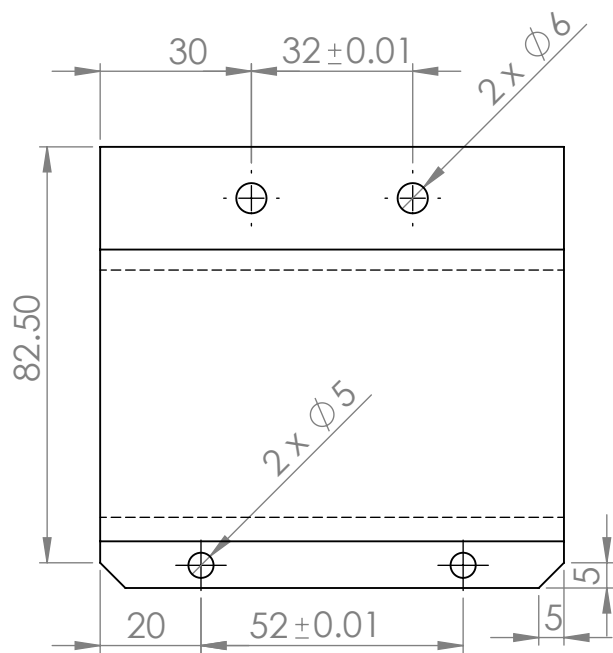
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1.5

Diedro: 1°

Peça: Encaixe Superior do Atuador

Folha:

14 / 16

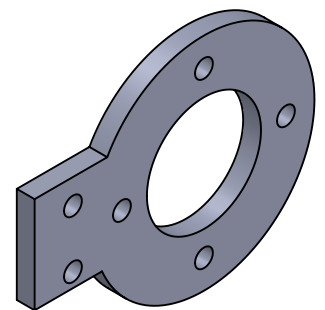
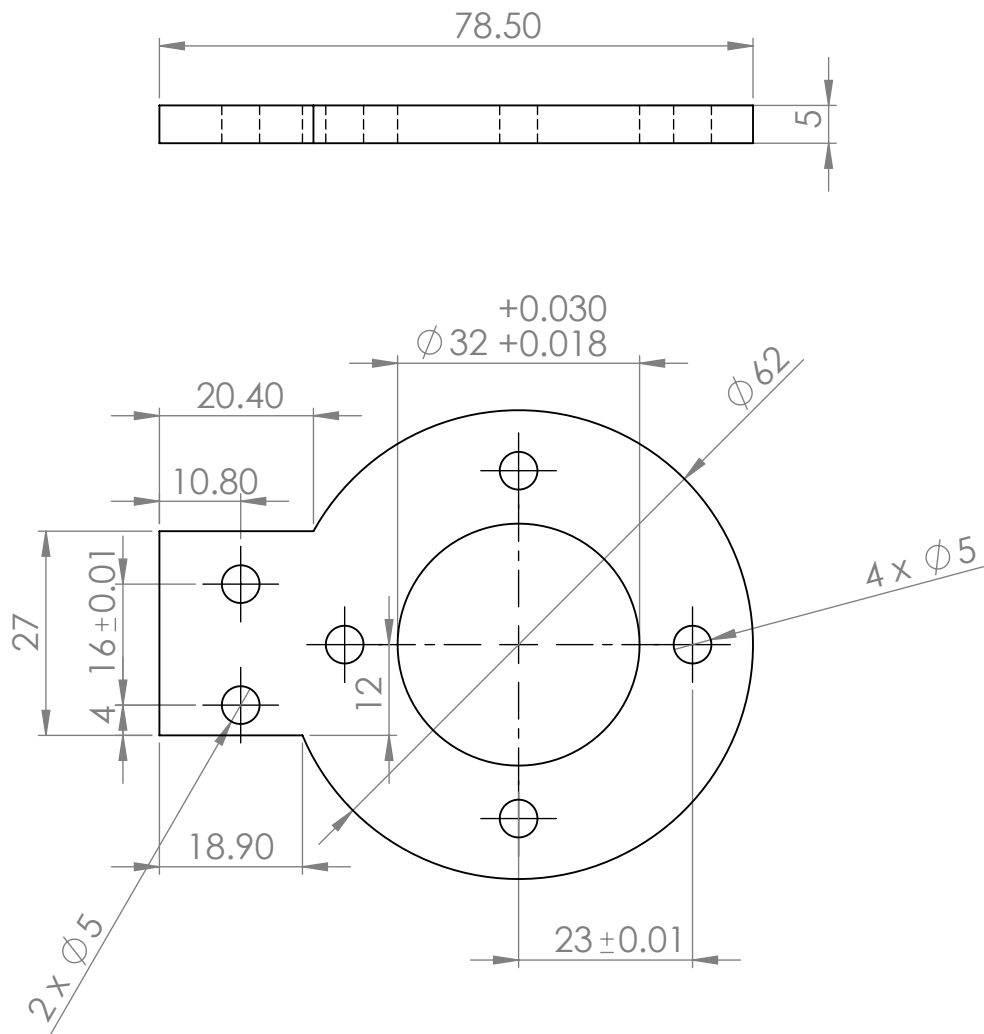
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:1

Diedro: 1°

Peça: Encaixe Axial do Atuador

Folha:

15 / 16

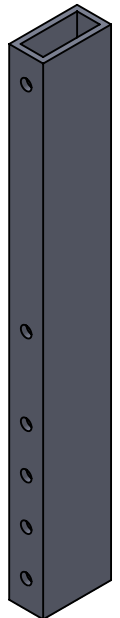
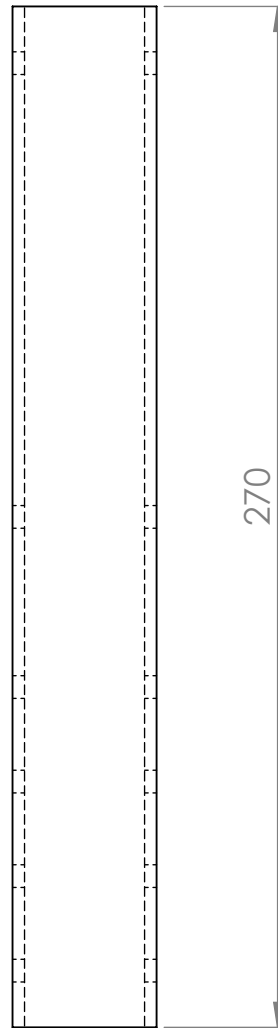
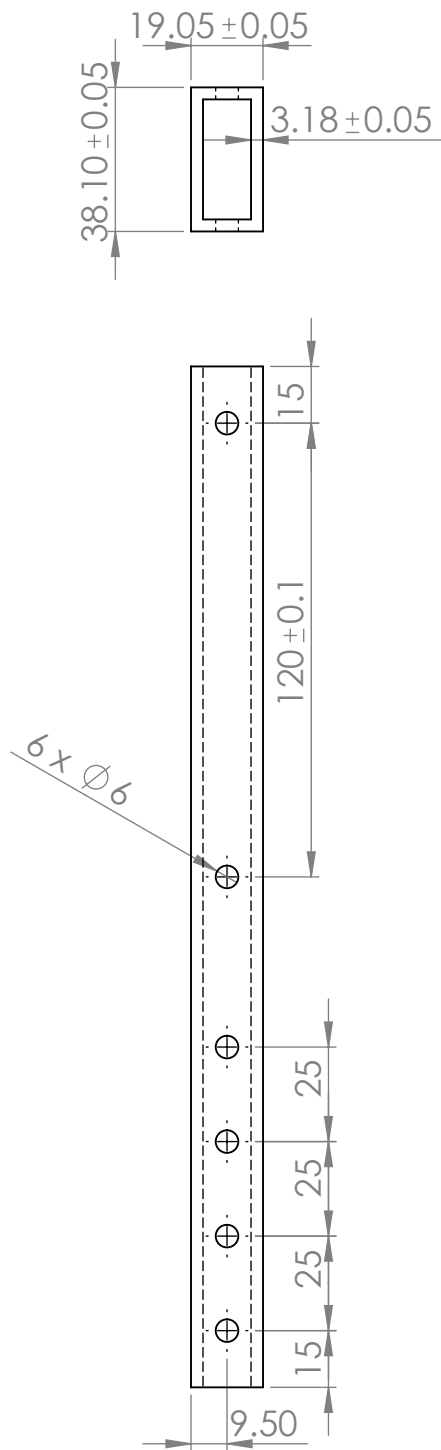
Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Alum. 6063

Quantidade: 2

Data: 15/11/19



Departamento de Engenharia Mecânica - Faculdade de Tecnologia (UnB/FT)

Projeto de Graduação - Exoesqueleto de Atuação no Quadril

Projetista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Desenhista: João Pedro Castillo Dourado Freire

Escala: 1:2

Diedro: 1°

Peça: Coluna Lombar Antropomórfica

Folha:

16 / 16

Unidade: mm

Tolerância Padrão: ± 0,5 mm

Material: Aço 1045 HR

Quantidade: 2

Data: 15/11/19

ANEXOS

	Pág.
Anexo I	
Diagramas e Aproximações Analíticas para os k_t Fatores de Concentração de Tensão	192

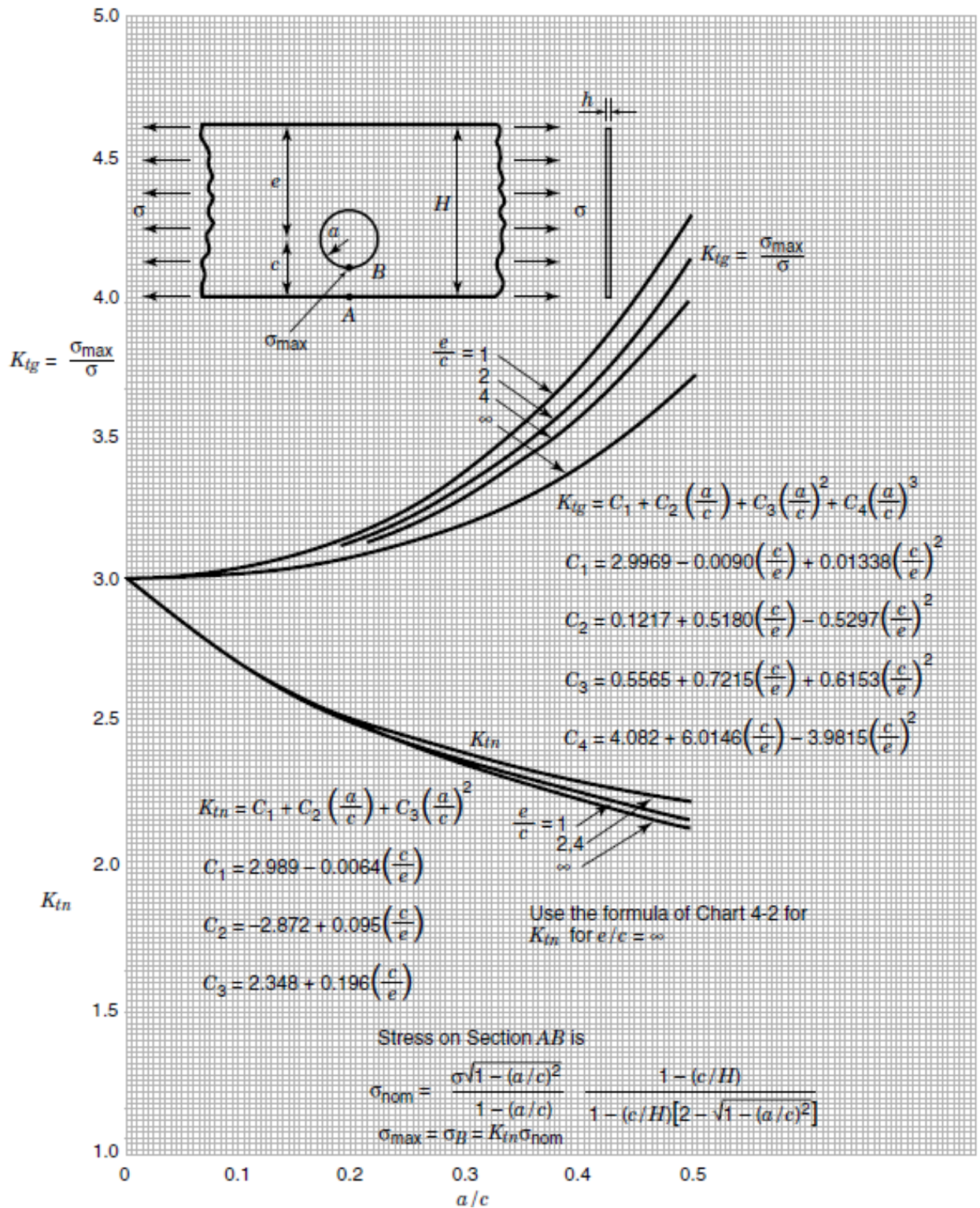


Figura AN-I.1: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para uma placa em carregamento de tração (Pilkey & Pilkey, 2008).

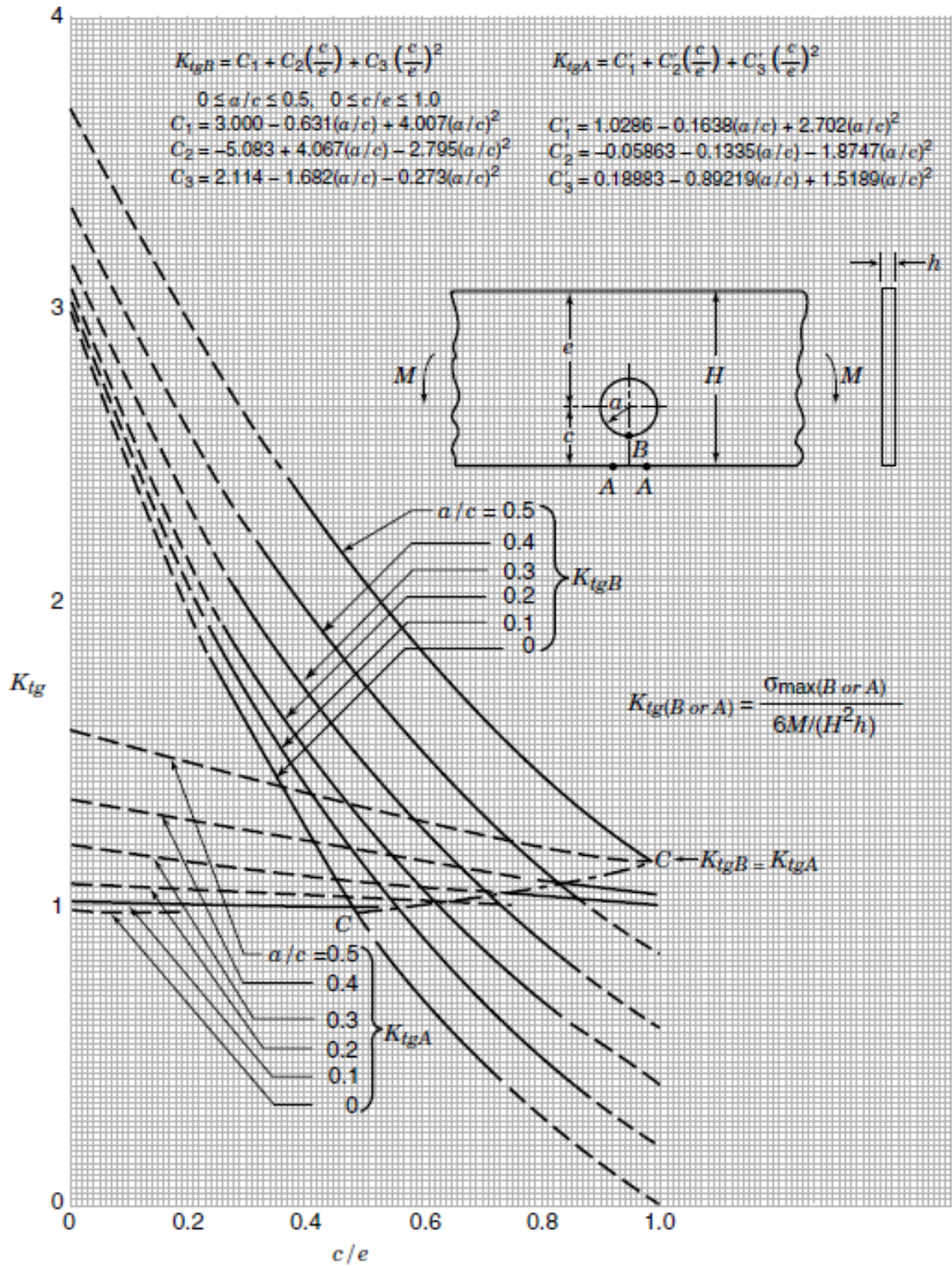


Figura AN-I.2: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para uma placa em carregamento de flexão simples. (Pilkey & Pilkey, 2008).

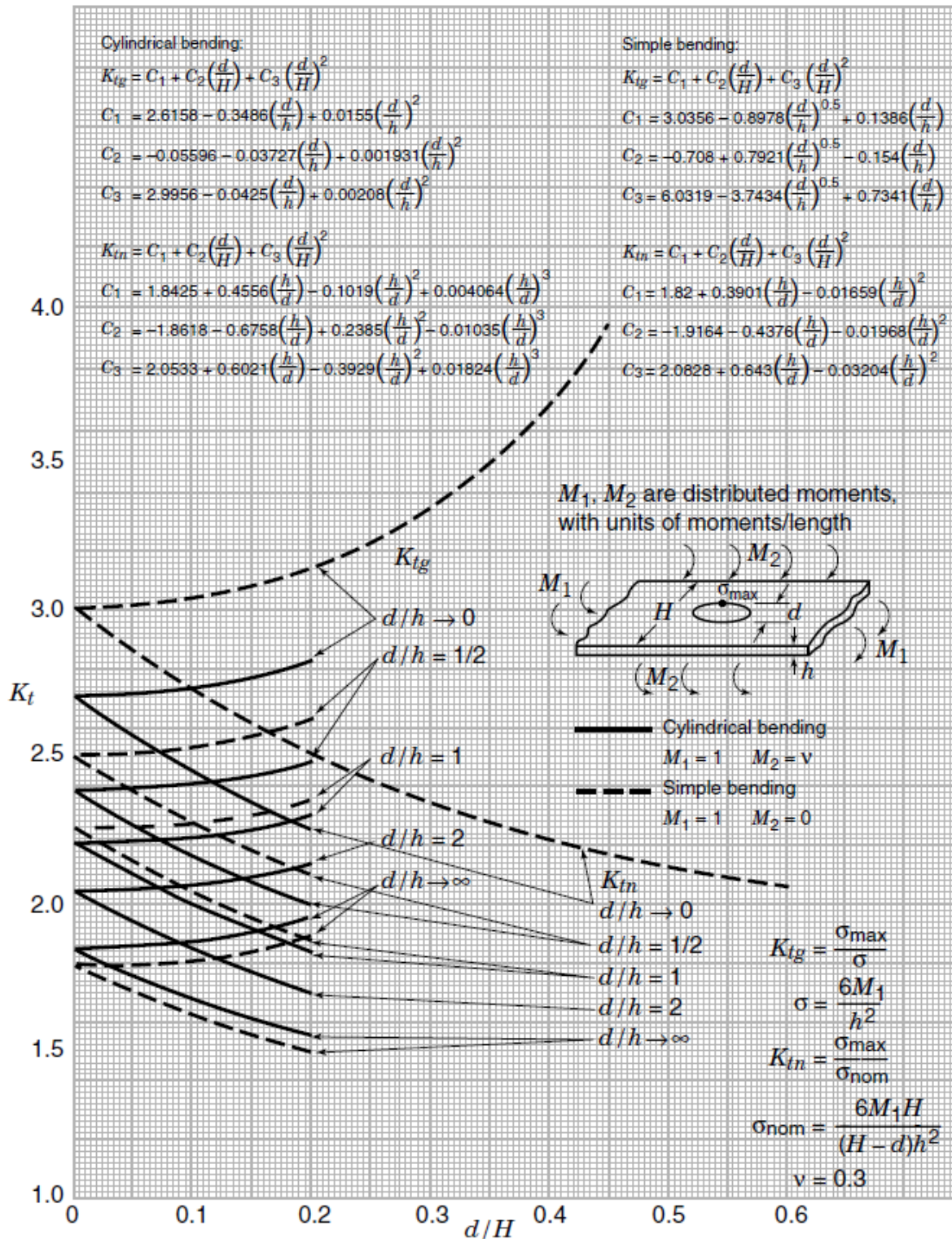


Figura AN-I.3: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para uma placa em carregamento de flexão combinada ou cilíndrica. (Pilkey & Pilkey, 2008).

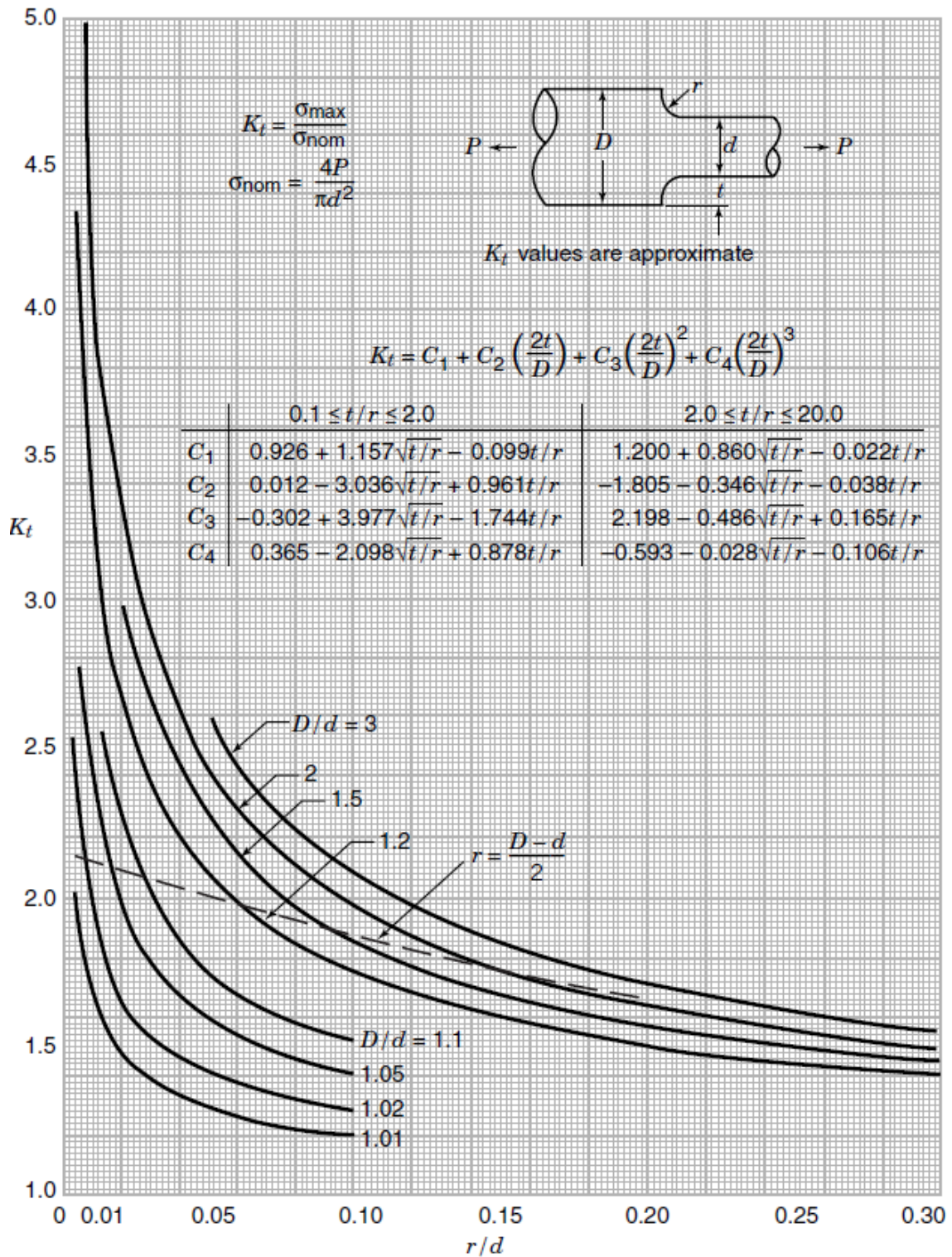


Figura AN-I.4: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para um eixo com redução de diâmetro com carregamento axial. (Pilkey & Pilkey, 2008).

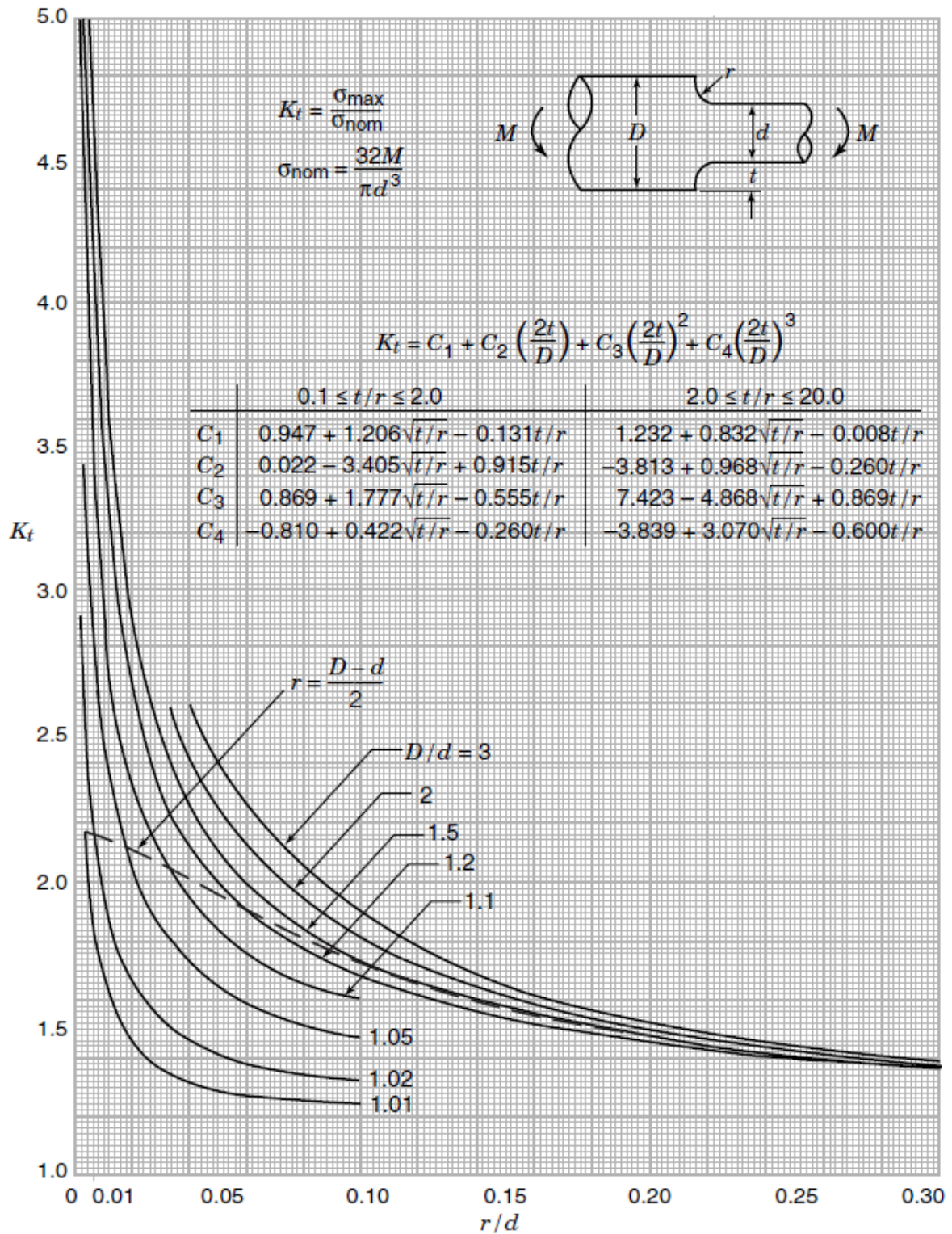


Figura AN-I.5: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para um eixo com redução de diâmetro com carregamento de flexão simples (Pilkey & Pilkey, 2008).

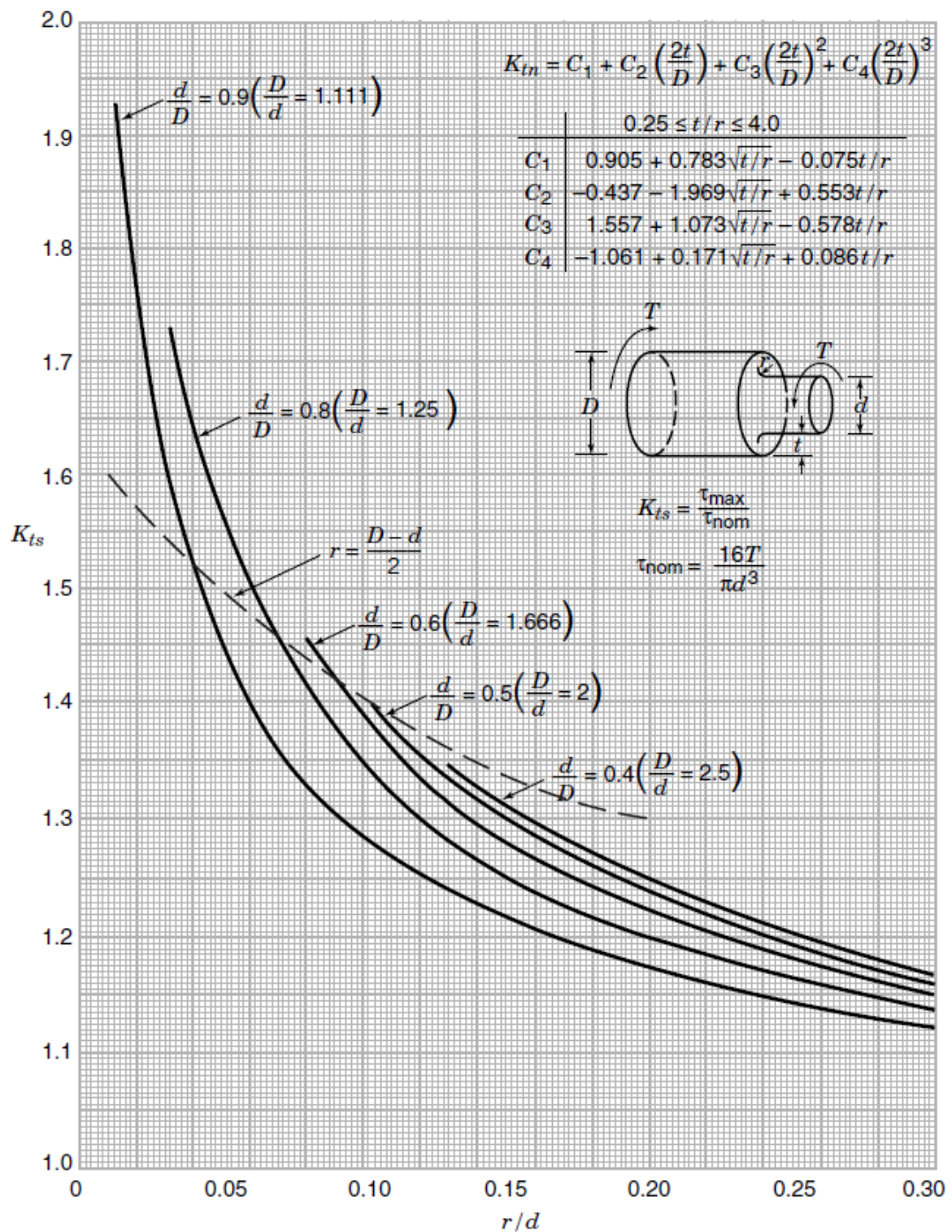


Figura AN-I.6: Diagrama e aproximação analítica para o fator de concentração de tensões para um eixo com redução de diâmetro com carregamento de torsão (Pilkey & Pilkey, 2008).