Simulador de Realidade Virtual
Arvorísmo

Daniel Franco Gomes

Dissertação de Mestrado

Orientador na empresa: Eng. Filipe Matias
Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro

U.PORTO
FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

2019-06-21

Resumo

Esta dissertação incide sobre o projeto de um simulador de realidade virtual da atividade de arvorísmo. O projeto foi realizado na empresa RobotSol, enquadrando-se no panorama usual dos restantes projetos da empresa, já que é um projeto à medida de um dispositivo automático para um cliente.

O projeto foi iniciado quando apenas existia uma ideia do conceito geral do simulador definido entre o cliente e a empresa RobotSol, onde foram definidos alguns requisitos iniciais para a realização do simulador. O simulador terá uma estrutura metálica com uma altura de 4 metros e um comprimento de 5 metros. A simulação realizada pelo simulador deverá ser iniciada com a passagem por uma ponte suspensa realizada por uma passadeira rolante com oscilação, seguida por um movimento aéreo do utilizador realizado por dois sistemas de enrolamento de cabos que suportam o utilizador através de um arnês. Um cilindro elétrico linear movimentaria um dos sistemas de enrolamento de cabos horizontalmente.

O desenvolvimento inicial do projeto consistiu na procura de sistemas com particularidades semelhantes ao que deveria ser desenvolvido e da tecnologia de realidade virtual. Foram avaliados principalmente vários simuladores de realidade virtual de funções diversas, sistemas de movimentação de cargas e plataformas de oscilação. Com a pesquisa realizada várias propostas foram avaliadas e novos requisitos inerentes do projeto foram determinados, sendo assim obtidos os conceitos finais fundamentais de realização dos diferentes elementos do simulador de realidade virtual.

O conceito de oscilação da passadeira rolante assentou na sobreposição de duas rotações independentes e perpendiculares entre si ambas sobre o plano horizontal. Para a realização destas rotações foram utilizadas três estruturas, estrutura base, estrutura intermédia e estrutura superior. Uma das rotações é assim realizada entre a estrutura base e a estrutura intermédia e a segunda rotação perpendicular à anterior é realizada entre a estrutura intermédia e a estrutura superior.

O conceito do movimento aéreo foi principalmente baseado nos sistemas de movimentação de cargas, respeitando a proposta inicial. Utiliza assim um carro de translação sobre uma lança para o movimento de translação do utilizador e dois sistemas de enrolamento de cabos montados sobre o carro de translação responsáveis pelo movimento vertical.

Com os conceitos definidos foi desenvolvido um modelo 3D no *software Inventor*, comummente utilizado na empresa. O simulador foi desenvolvido através do dimensionamento e montagem de todos os componentes *standard* e componentes desenvolvidos, como blocos maquinados, chapas de corte a laser ou ainda conjuntos soldados.

Foi obtido um modelo final do simulador que cumpre com os requisitos iniciais e todos aqueles que foram determinados durante o estudo do simulador. No final da realização do projeto foi avaliado o resultado final. Esta avaliação não é conclusiva devido à dificuldade de previsão das características mais relevantes do simulador, no entanto resultou em duas propostas de alteração que poderão ser avaliadas futuramente.

Abstract

Virtual Reality Simulator - high rope course

The object of this dissertation is a virtual reality simulator of a high rope course. This project was developed at RobotSol, taking part in the normal functions of the company, since it is an automatic device specifically designed for a client.

The project started with a shallow concept determined between the client and RobotSol. The basic requirements were a structure of 4 meter high and 5 meter long. The simulation would comprise a passage through a suspended bridge simulated by an oscillating treadmill and an aerial movement achieved by two hoist devices supporting the user through a harness. An electric linear actuator would move horizontally one of the hoist devices.

Firstly, a study about virtual reality technology was realized and a search for systems with similar particularities with the device in development was conducted. The scope of the research was mainly virtual reality simulators, material handling equipment, and oscillating platforms. With the new information, several proposals were defined and evaluated and new project requirements defined. From these proposals, the final concepts for the simulator were achieved.

The oscillating platform concept is based upon the superposition of two independent rotations, both parallel to the horizontal plane and perpendicular to each other. For this, three structures are needed which were named base structure, intermediate structure, and top structure. One of the rotations is realized between the base and intermediate structures and the second rotation, perpendicular to the previous one, is realized between the intermediate and top structures.

The aerial movement of the user was based on the material handling equipment, with respect for the initial proposal. A trolley over a boom is used for the horizontal movement of the user. For the vertical movement, the two hoist devices are supported on the trolley.

After the definition of concepts, a 3D model of the whole simulator was developed on Inventor. All the standard components were selected and the specific ones were developed, as machined blocks or laser cut sheet metal components and welded structures that compose the main support of the simulator.

In the end, a model of the simulator that incorporates the functions and requirements established was achieved. The final model was evaluated, although the characteristics relevant for the simulator were still difficult to determine. Nevertheless, two main alterations that should more deeply be evaluated were proposed.

Agradecimentos

Tive a oportunidade de realizar esta dissertação numa empresa inovadora, que em muito me ajudou a perceber o meu futuro e a perceber qual a melhor forma de evoluir e aplicar os meus conhecimentos atuais. Agradeço assim à RobotSol pela oportunidade.

Aos colaboradores do departamento de projeto mecânico, agradeço pela integração que me proporcionaram desde o início e pelo apoio que me deram no projeto em todas as imensas questões que coloquei sem nunca negarem o apoio. Todos ajudaram mas em especial agradeço o tempo do Eng. Rafael Sousa e Eng. Vítor Almeida que disponibilizaram muito tempo a responder às minhas questões sempre com enorme atenção.

Agradeço ao meu orientador na empresa, Eng. Filipe Matias, que apesar da dificuldade de tempo manteve um esforço grande para me apoiar quando necessário, mas principalmente agradeço pela atenção e consideração pelas minhas propostas e correções sempre nos momentos certos da forma certa.

Agradeço ao meu orientador na FEUP, Prof. Doutor Paulo Tavares de Castro, pela grande dedicação que demonstrou no apoio à realização do projeto e da dissertação. Dando liberdade mas ao mesmo tempo apoiando em tudo o que era pedido e procurando ajudar em todos os momentos.

Aos meus pais, agradeço principalmente por confiarem em mim, no que eu sou capaz e que no final iria alcançar o objetivo, correspondendo ao que eles sempre me proporcionaram durante todos os anos da minha formação. Apostando em mim e dando me todas as ferramentas para eu alcançar os meus objetivos, sem nunca me negarem nada. À minha irmã, agradeço por sempre traçar um exemplo de esforço e dedicação, levando-me a querer mais de mim.

No âmbito da dissertação agradeço ao meu pai pelo apoio e tempo disponibilizado no teste prático do projeto e à minha irmã pelo apoio no desenvolvimento da organização espacial do projeto.

"Life is not a game...
you want to lose."

Conteúdo

1 Introdução **1**
1.1 Apresentação da empresa RobotSol 1
1.2 Objetivos do projeto 3
1.3 Estrutura da dissertação 4

2 Revisão de literatura **5**
2.1 Realidade Virtual 5
2.2 Simuladores de Realidade Virtual 7
2.3 Plataformas com oscilação 12
2.4 Realidade Virtual aplicada a montanhas russas 12
2.5 Sistemas de movimentação de cargas 13
2.5.1 Cordas sintéticas 14
2.5.2 Tambores de enrolamento de cabos 17
2.6 Tecnologia de suporte do utilizador 20

3 Conceito do Simulador de Realidade Virtual **23**
3.1 Conceito do movimento aéreo 24
3.2 Conceito da passadeira rolante com oscilação 29
3.3 *Layout* final 33

4 Estudo e desenvolvimento mecânico do Simulador de Realidade Virtual **37**
4.1 Carro de translação 37
4.2 Estrutura de suporte 56
4.3 Passadeira rolante com oscilação 61

5 Resultado Final **73**
5.1 Propostas para a simulação 75

6 Avaliação do projeto **79**

A Fichas técnicas dos motores elétricos **83**
A.1 Motor elétrico do sistema de enrolamento de cabos traseiro 84
A.2 Motor elétrico do sistema de enrolamento de cabos frontal 85
A.3 Motor elétrico do sistema de atuação linear do carro 86
A.4 Motor elétrico do movimento oscilatório da passadeira rolante 87

B Capacidades de carga dos patins lineares da empresa *Bosch Rexroth* **89**

C Ficha técnica do tapete transportador **91**

Acronyms and Symbols

RV	Realidade Virtual
VR	Virtual Reality
NSP	Normalized Sheave Pressure
AGV	Autonomous Guided Vehicle
CEO	Chief Executive Officer
PME	Pequena e média empresa
CAD	Desenho assistido por computador
FNS	Flanged, normal, standard height
SNS	Slimline, normal, standard height

Lista de Figuras

2.1 Componentes dos óculos de realidade virtual e processamento da imagem, [1]. . . 6
2.2 Óculos de Realidade Virtual, Oculus Rift, [2]. 7
2.3 Passadeira multi-direcional *Infinadeck*, [3]. 9
2.4 *Omnidirection VR Treadmill* da empresa *KatWalk*, [4]. 9
2.5 Robô de cabos para movimento de pessoas criado pelo *Max Planck Institut for Biological Cybernetics*, [5]. 10
2.6 Simulador da empresa *Yaw VR*, [6]. 11
2.7 Cúpula atuada por rodas omnidirecionais do simulador da empresa *Feel Three*, [7]. 11
2.8 Rodas omnidirecionais e forma de aplicação no simulador da empresa *Feel Three*, [7]. 11
2.9 Plataforma com oscilação de seis eixos, [8]. 12
2.10 Utilização de óculos de realidade virtual numa montanha russa, [9]. 13
2.11 Gráfico da resistência à fadiga de diferentes tipos de cabos a diferentes valores de NSP (*Normalized Sheave Pressure*), [10]. 15
2.12 Exemplo de tambor obtido por fundição, [11]. 17
2.13 Exemplo de tambor de construção soldada, [11]. 18
2.14 a) Arnês de escalada, [12]; b)Arnês de segurança, [13]. 20
2.15 Mosquetão da empresa *Black Diamond*, [12]. 21

3.1 Proposta inicial para o movimento aéreo com dois sistemas de enrolamentos de cabos e um cilindro linear elétrico. 24
3.2 Diagrama de equilíbrio de forças do corpo suportado por dois sistemas de enrolamento de cordas. 25
3.3 Esquema do conceito de braço vertical para o movimento de elevação. 26
3.4 Esquema do conceito do sistema de enrolamento de cabos para o movimento vertical suportado num carro de translação. 27
3.5 *Setup* da experiência do sistema de elevação por cabos. 28
3.6 Utilização do *Setup* da experiência do sistema de elevação por cabos. 29
3.7 Direções de rotação sobre o plano horizontal da passadeira rolante. 30
3.8 Plataforma de oscilação com quatro pontos de apoio moveis verticalmente. . . . 31
3.9 Esquema do sistema de oscilação de plataforma não funcional com rotação aplicada e identificação de sentido de atuação necessário para o seu correto funcionamento. 31
3.10 Esquema de ligação entre as três estruturas da passadeira rolante. 32
3.11 Layout global do simulador de realidade Virtual. 35

4.1 Diagrama de forças do movimento acelerado ascendente aplicado por um só tambor do sistema de enrolamento de cabos. 38
4.2 Força aplicada na corda pelo segundo sistema de elevação. 40

4.3 Desenho demonstrativo da solução final obtida para o tambor de enrolamento de cabos. 44
4.4 Montagem do sistema de elevação. 45
4.5 Representação das forças simplificadas atuantes no veio do tambor e diagrama de momento fletor e momento torsor. 45
4.6 Sistemas de elevação traseiro à esquerda e Sistema de elevação frontal. 47
4.7 Estrutura soldada do carro de translação. 48
4.8 Estrutura soldada do carro de translação, representação de dimensões. 49
4.9 Representação das forças a considerar sobre um patim linear e componentes de capacidade de carga, adaptado do catálogo de sistema de guias lineares da Bosch Rexroth, [14]. 49
4.10 Montagem dos patins lineares na estrutura soldada. 50
4.11 Montagem das duas polias do sistema de atuação linear, polia motora e polia não motora. 52
4.12 Esticador da correia montado no carro de translação. 53
4.13 Condições fronteira da estrutura soldada do carro. 54
4.14 Distribuição das tensões na estrutura soldada do carro de translação. 54
4.15 Distribuição dos deslocamentos na estrutura soldada do carro de translação. . . . 55
4.16 Carro de translação. 55
4.17 Pilar de suporte da lança. 57
4.18 Estrutura soldada da lança. 58
4.19 Montagem do sistema de translação e do carro de translação sobre a lança. 58
4.20 Conjuntos soldados das escadas de acesso e da estrutura base da passadeira rolante. 58
4.21 Estrutura metálica do simulador de Realidade Virtual. 59
4.22 Representação da estrutura metálica. 59
4.23 Tensão equivalente de von Mises na estrutura com a aplicação de uma força vertical de 6258 N e uma força horizontal de 1200 N. 60
4.24 Deslocamentos da estrutura com a aplicação de uma força vertical de 6258 N e uma força horizontal de 1200 N. 61
4.25 a) Conjunto soldado da estrutura superior da passadeira com oscilação e b) estrutura superior da passadeira rolante completa. 62
4.26 Representação da ligação entre a estrutura superior e a estrutura inferior. 63
4.27 Diagrama de forças e momento fletor aplicados no veio de ligação das duas estruturas. 63
4.28 a) Conjunto soldado da estrutura intermédia e b) estrutura intermédia. 64
4.29 Conjunto atuador de ligação entre a correia e a estrutura superior em rotação. . . 65
4.30 Montagem da estrutura superior e da estrutura intermédia. 65
4.31 Representação esquemática do movimento rotativo da estrutura superior. 66
4.32 Diagrama de forças do conjunto veio e chumaceira linear. 67
4.33 Montagem da estrutura de base com a estrutura intermédia. (a imagem apresenta um corte de parte da estrutura de base para mais fácil visualização). 69
4.34 Representação esquemática do movimento rotativo da estrutura intermédia. . . . 69
4.35 Passadeira rolante com oscilação. 70

5.1 Simulador de Realidade Virtual desenvolvido. 74
5.2 Esquema para definição do controlo da posição do utilizador através do comprimento das cordas. 76

Lista de Tabelas

4.1 Comparação de diferentes cabos relativamente à carga máxima para diferentes diâmetros [15], [16], [17]. 41
4.2 Cálculo dos valores de *N*, coeficiente de segurança, e *NSP*, medida adimensional, da corda sintética *BOB® 12 Strand* para diferentes diâmetros. 42
4.3 Momento fletor suportado pela chumaceira linear para três posições de rotação da estrutura superior. 68

Capítulo 1

Introdução

1.1 Apresentação da empresa RobotSol

A RobotSol é uma empresa de robótica industrial especializada no fabrico de soluções robotizadas à medida do cliente, de equipamentos e linhas para a indústria em geral, usando principalmente soluções flexíveis, como robôs industriais e AGVs - robôs cuja movimentação se baseia no seguimento de um conjunto de trajetórias definidas no pavimento do armazém, geralmente pintadas no chão ou através de um fio condutor enterrado.

A empresa foi criada em 2011 pelo seu fundador Manuel Sousa, formado em Engenharia Eletrotécnica e de Computadores, que apresentava no seu curriculum uma experiência de 10 anos na área da engenharia robótica e que delineou um conceito de negócio que tem por base uma ideia de desenvolvimento de soluções integradas com características singulares e à medida do cliente. Atualmente, além de CEO, desempenha funções de *Sales Manager*. Em 2017, e devido ao interesse que a RobotSol despertou no mercado, o Grupo *Pathena* passou a integrar a sua estrutura acionista para alavancar o seu crescimento e o seu desenvolvimento.

O sucesso da empresa é patente desde a sua criação que apenas com um ano de vida teve um incremento de recursos humanos, passando para 5 colaboradores. Fruto do seu desenvolvimento mudou de instalações, alargou a estrutura organizacional e, após 4 anos de funcionamento, apresentava um quadro de recursos humanos de 11 trabalhadores, numa estrutura alargada para 6 departamentos e com perspetiva de internacionalização de negócio. Em 2016 passaram a ser 8 departamentos, 22 trabalhadores e com previsão de crescimento que sustentava a curto/médio prazo uma nova mudança de instalações, efetivada no início de 2017. No final de 2017 por necessidades de crescimento do negócio, mudou novamente, agora para umas instalações com 4.000 m^2, tendo iniciado o ano de 2018 já com 51 colaboradores. Atualmente conta com um quadro de 63 colaboradores distribuídos por 11 departamentos.

A atividade da empresa no setor tem vindo em crescendo e a excelência dos seus produtos e serviços conduziram o reconhecimento dos mercados. Nos anos de 2013 a 2016 recebeu o Prémio Ibérico nº1 KUKA e em 2015 a RobotSol foi admitida na Rede PME Inovação COTEC. Já em 2018 recebeu o reconhecimento do IAPMEI com a atribuição do estatuto de PME Líder.

Na atividade diária da empresa, destacam-se as funções inerentes à área da engenharia (mecânica e eletrotécnica) com prevalência de competências na área de desenho mecânico, programação e gestão de projeto. Existem ainda quadros superiores técnicos na área da contabilidade (competências na área financeira e contabilística), recursos humanos (competências alocadas ao desenvolvimento e gestão dos recursos humanos da organização) e qualidade (competências na qualidade de produção e organização). Um segundo nicho de funções está orientado para as qualificações técnicas especializadas na área da eletrónica e mecânica, registando-se um conjunto de competências na assemblagem e teste das máquinas produzidas.

Os clientes da RobotSol estão presentes nos mais diversos tipos de Indústria, onde já se desenvolveram soluções de:

Indústria Automóvel - manipulação; Indústria Alimentar - *Picking*; Indústria dos Plásticos - Paletização e despaletização; Indústria Metalomecânica - Soldadura Mig/Mag; Indústria Farmacêutica - Soldadura por resistência; Indústria da Madeira - corte por Laser, jato de água ou fresa; Indústria do Papel - Aplicação de colas e silicones; Indústria Cerâmica - Alimentação de máquinas; Indústria do Vidro - Formação de caixas e tabuleiros; Indústria de fundição - lavagem e lubrificação;

Os projetos da RobotSol, sendo soluções à medida do cliente, são desenvolvidos numa fase inicial entre o departamento comercial e o cliente, onde o conceito geral é determinado. Após o conceito geral ser aceite pelo cliente, os departamentos de projeto mecânico, automação e robótica e projeto elétrico, trabalham em conjunto para a validação deste conceito na fase de investigação e desenvolvimento. Após a validação do conceito, os vários departamentos de desenvolvimento trabalham em paralelo no desenvolvimento dos projetos. Nesta fase é necessária alguma comunicação entre os departamentos para o progresso constante e coerente do projeto.

O fabrico dos componentes que constituem cada célula do projeto é normalmente realizado externamente à exceção das estruturas soldadas compostas por perfis, que normalmente são realizadas internamente, procedendo-se ao corte de perfis *standard* e soldadura dos mesmos. Apesar da RobotSol apresentar capacidade interna de maquinação esta é usada principalmente em pequenos ajustes de componentes ou situações prioritárias.

Após o fabrico dos componentes procede-se à montagem das células na Robotsol. Com a montagem é verificado o correto funcionamento da célula, sendo realizados quaisquer ajustes necessários ou melhorias possíveis. Quando todas as funcionalidades e requisitos do projeto se encontram satisfeitos e o seu correto funcionamento verificado, é executado o transporte e montagem nas instalações do cliente. Podem ainda ser realizadas atividades de formação aos colaboradores do cliente sobre o funcionamento da célula em questão e é realizado um acompanhamento próximo do correto funcionamento de cada célula ao longo do tempo.

Durante a realização do projeto, estive integrado no departamento de projeto Mecânico que é responsável pela investigação e desenvolvimento da solução pretendida pelo cliente do ponto de vista mecânico. A principal ferramenta utilizada para o desenvolvimento do projeto é o *software*

de CAD 3D, *Inventor* da *Autodesk*. O departamento conta com 9 colaboradores que desenvolvem os diferentes projetos em conjunto, distribuindo as diferentes tarefas como for mais apropriado.

1.2 Objetivos do projeto

O projeto a desenvolver no âmbito desta dissertação é, à semelhança dos outros projetos normalmente desenvolvidos pela empresa, uma estrutura automatizada para responder a uma necessidade de um cliente. Não é, ao contrário dos outros projetos usualmente realizados pela empresa, uma aplicação para a indústria de fabrico ou logística, mas sim para a indústria de entretenimento. Neste caso, o objetivo é realizar um simulador de realidade virtual da atividade de arvorísmo.

A atividade de arvorísmo consiste em percursos acrobáticos entre árvores, através de plataformas suspensas, usando slides, trapézios ou saltos em cordas normalmente a uma altura que ronda os 15 metros de altura. Nesta atividade, não é só importante a altura a que se realiza, como os obstáculos que se ultrapassam, como o contacto com a natureza e a paisagem em redor.

O arvorísmo é assim uma atividade radical, que nem toda a gente é capaz de realizar. Num parque temático com este tipo de atividades, há assim diversas pessoas que apenas acompanham outras que realmente pretendem realizar a atividade. O simulador tem assim como principal objetivo permitir que essas pessoas, incapazes da atividade radical de arvorísmo, possam ter uma experiência próxima da real, sem sentirem a sua segurança ameaçada.

Para esse fim, o simulador será constituído por uma estrutura, capaz de movimentar o utilizador e simular a passagem deste, pelos obstáculos de um percurso de arvorísmo. A parte visual e auditiva será realizada através de uns óculos de realidade virtual.

Os óculos de realidade virtual irão assim apresentar um vídeo onde os obstáculos de um percurso de arvorísmo são ultrapassados, representando os próprios obstáculos e o ambiente circundante. A estrutura do simulador, que será o principal objeto de estudo desta dissertação, deverá ser capaz de imprimir ao utilizador os movimentos correspondentes à ultrapassagem desses obstáculos representados no vídeo.

O percurso a simular será constituído em primeiro lugar por um passeio numa ponte suspensa. Após a passagem pela ponte deverá existir um movimento aéreo do utilizador, que estará suspenso por cordas. A passagem pela passadeira rolante e o movimento aéreo deverão estar de acordo com o vídeo apresentado nos óculos de realidade virtual.

Para a sequência de eventos descrita anteriormente, um *layout* básico inicial da estrutura foi também definido entre o cliente e a empresa RobotSol. Foi definida a dimensão da estrutura, que deverá ter aproximadamente 4 metros de altura e 5 metros de comprimento. A passagem pela ponte suspensa será simulada por uma passadeira rolante com oscilação nos dois eixos horizontais. A passadeira constituirá assim, tal como a ponte, o início do percurso. Após a passadeira segue-se o movimento aéreo. Neste movimento o utilizador é suportado através de um arnês, ligado a uma corda que é enrolada num tambor. O tambor será atuado por um motor elétrico com variador de frequência e freio que irá permitir o movimento ascendente e descendente do utilizador. Um eixo horizontal de 2 metros afastará a pessoa da passadeira e uma segunda corda com o mesmo modo de

funcionamento da primeira, mas colocada na parte da frente do utilizador será usada para controlar a posição horizontal do utilizador. Após o movimento aéreo o utilizador deverá colocar-se numa posição definida e será pousado para finalizar de forma segura a experiência. O simulador deverá ainda dispor de 3 níveis de intensidade que poderão ser selecionados a qualquer momento.

O projeto consiste principalmente na avaliação da proposta inicial, definição de requisitos que possam ser identificados, fixação da proposta final e desenvolvimento mecânico dessa mesma proposta.

1.3 Estrutura da dissertação

A dissertação é iniciada pela introdução, capítulo 1, no qual é apresentada a empresa onde o projeto foi realizado e os objetivos iniciais do projeto proposto.

Na sequência da introdução, esta dissertação está organizada de forma a representar o método seguido durante o projeto para o desenvolvimento do mesmo. O capítulo 2 consiste na apresentação dos pontos mais relevantes da pesquisa realizada.

No capítulo 3 são abordados os conceitos para a realização do projeto que derivaram da pesquisa realizada e a apresentação do conceito final obtido.

No capítulo 4 é apresentado o desenvolvimento mecânico do conceito desenvolvido. Neste capítulo são apresentadas as soluções construtivas aplicadas, os dimensionamentos de alguns componentes mais relevantes e o estudo da resistência mecânica das estruturas desenvolvidas.

No capítulo 5 é apresentado o resultado final com a apresentação do *layout* global obtido e de algumas necessidades e modos de utilização do dispositivo.

No capítulo 6 é apresentada uma avaliação do projeto desenvolvido e soluções alternativas para dois aspetos particulares.

Por fim é apresentada a bibliografia utilizada e são apresentados anexos de complemento a algumas informações apresentadas durante a dissertação.

Capítulo 2

Revisão de literatura

2.1 Realidade Virtual

A realidade virtual tem como objetivo a imersão total do utilizador num mundo virtual, diferente daquele em que o utilizador se apresenta nesse mesmo momento.

O conceito e mesmo aplicações da realidade virtual estão presentes há muito tempo. Desde simples jogos de arcada ou salas de cinema com realidade virtual integrada ou mesmo aplicações profissionais, como o treino de cirurgiões. Mas a tecnologia sempre se apresentou demasiado dispendiosa e com qualidade reduzida, o que limitou muito o seu uso. No entanto, os desenvolvimentos recentes principalmente impulsionados pela indústria dos *smartphones*, permitiram uma redução do preço da tecnologia de realidade virtual e um grande aumento da qualidade da experiência.

Existem diversos tipos de realidade virtual quanto ao nível de imersão. Especificamente, a realidade virtual que tem interesse para esta dissertação, é a realidade virtual de imersão total.

A imersão total é obtida pelo uso de óculos de realidade virtual, que são compostos principalmente por um ecrã que deve ser colocado perto dos olhos do utilizador, para que o mesmo visualize apenas o que é apresentado por esse ecrã. A imagem apresentada segue o movimento rotacional executado pelo utilizador, representando assim um espaço 3D expansível e não a perspetiva de um certo ponto específico.

De uma forma geral e resumida, o *Software* transforma um espaço 3D numa imagem constituída por duas vistas distorcidas, uma para cada olho. Quando esta imagem, apresentada no ecrã é visionada pelo utilizador através das lentes, este observa um panorama 3D expansível. Os óculos de realidade virtual têm normalmente vários ajustes do ecrã e das lentes para que diferentes pessoas se possam adaptar. Os componentes principais, ajustes e funcionamento global dos óculos de realidade virtual podem ser observados na Figura 2.1.

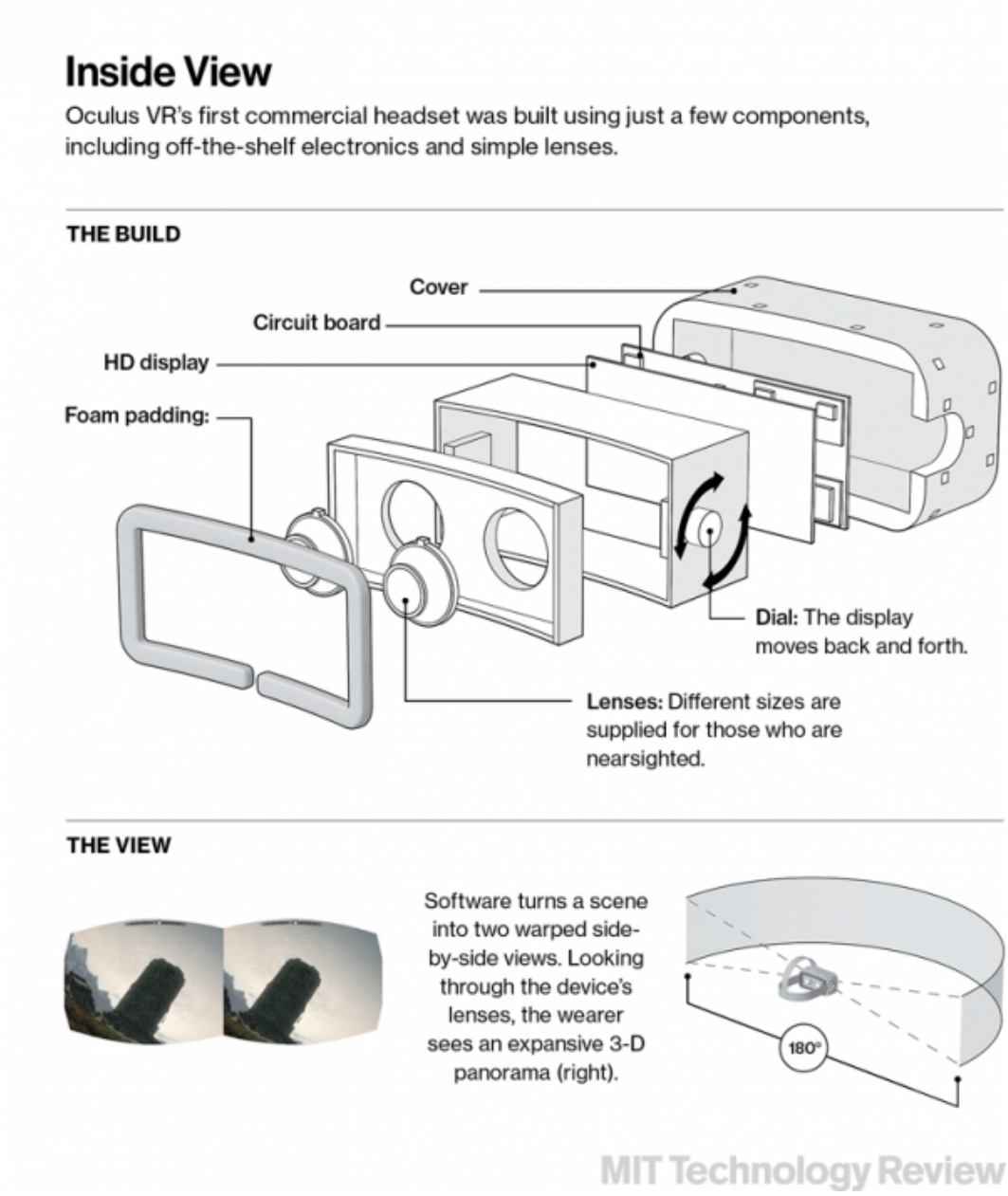


Figura 2.1: Componentes dos óculos de realidade virtual e processamento da imagem, [1].

No mercado existem inúmeros óculos de realidade virtual. Desde os mais simples, constituídos apenas por estruturas de plástico onde se coloca um *smartphone* que por sua vez é usado como ecrã e processador ao mesmo tempo, passando pelos óculos de realidade virtual intermédios que utilizam da mesma forma um *smartphone*, mas com maior conforto, melhor adaptabilidade, melhores lentes e sistema de som integrado.

Os óculos de realidade virtual de gama alta apresentam ecrãs próprios de alta definição, processador de imagem dedicado, sensores de posição e movimento, câmaras exteriores e utilizam como principal unidade de processamento um computador. Um exemplo de óculos de realidade virtual de gama alta está apresentado na Figura 2.2, [1], [18].



Figura 2.2: Óculos de Realidade Virtual, Oculus Rift, [2].

A tecnologia encontra-se neste momento em processo de afirmação no mercado, estando a ser desenvolvidas diversas aplicações na área do entretenimento que poderão impulsionar o uso extensivo dos óculos de realidade virtual. Os desenvolvimentos estão a ser impulsionados não só por *start-ups*, que utilizam o caráter inovador da tecnologia, como também por grandes empresas do mundo tecnológico como Sony, HTC e Samsung, [19], [20], [21]. Os desenvolvimentos mais recentes desta tecnologia e as aplicações mais concretas apresentam-se na área dos vídeo jogos, onde o utilizador é colocado num mundo virtual, tal como num vídeo jogo comum, mas realiza as atividades na primeira pessoa e com um nível de imersão extremamente elevado.

2.2 Simuladores de Realidade Virtual

Um simulador é um dispositivo que permite a simulação de algo. Assim a função real de um simulador depende principalmente daquilo que é intenção de simular e qual o objetivo final dessa simulação. Por exemplo, os simuladores de voo mais comuns têm como objetivo final o treino de pilotos, sendo assim compostos por um *cockpit* semelhante ao que será encontrado no aparelho que se pretende pilotar. Os utensílios do *cockpit* serão o mais funcionais possível em relação a um avião virtual que irão controlar e um ecrã representa a possível vista para o exterior desse avião virtual que está a ser pilotado no interior do simulador. Por outro lado, existem simuladores de voo cuja intenção não é simular o controlo de um avião real mas sim provocar no utilizador a sensação de viajar num avião real. Estes simuladores deverão assim provocar no utilizador movimentos que se assemelhem aos movimentos do avião.

O simulador de realidade virtual desta dissertação, como já referido, tem como função principal a simulação da passagem por um percurso de arvorísmo. Os simuladores que deverão ser tidos em conta, para uma revisão bibliográfica, serão aqueles que se dedicam à simulação de movimento de determinadas experiências físicas.

No entanto a experiência que se pretende replicar é muito diferente daquelas que os simuladores já existentes pretendem simular. Não existe assim nenhum simulador deste tipo, tanto quanto é do meu conhecimento.

Recentemente, a realidade virtual foi aplicada a diversos tipos de simuladores, ou seja, os ecrãs convencionais de pouco nível de imersão, foram substituídos pelos óculos de realidade virtual. Com a imersão total provocada pelos óculos de realidade virtual, os simuladores tornaram-se ainda mais realistas, a experiência mais rica e interessante, aumentando assim o seu interesse para a indústria do entretenimento.

E é na indústria do entretenimento, mais especificamente dos vídeo jogos, que a maior parte das novas aplicações está a ser desenvolvida. Os vídeo jogos do estilo simulador sempre foram bem-sucedidos. Os casos mais comuns são a simulação de automobilismo ou pilotagem de aviões. Mas como todos os vídeo jogos se definem pela execução de experiências interessantes que normalmente não são executadas pelas pessoas em geral, então todos os tipos de vídeo jogo têm a ganhar com a utilização dos óculos de realidade virtual, pela maior imersão proporcionada ao utilizador. Com a intenção do nível de imersão ser cada vez maior, diversos dispositivos foram criados para se associarem ao uso dos óculos de realidade virtual. Estes dispositivos têm como objetivo aumentar o nível de imersão do utilizador, quer através do estimulo de mais sentidos para além da visão e audição, como pela possibilidade do utilizador ter um controlo sobre diversos graus de liberdade no interior do vídeo jogo.

Um exemplo prático e um bom objeto de estudo para o simulador desenvolvido nesta dissertação são os dispositivos *omnidirectional VR treadmill*, passadeiras rolantes multidirecionais. Estes dispositivos, tal como uma passadeira convencional, permitem que o utilizador "se mova", sem realmente sair do mesmo espaço físico. Transferindo esse movimento para um mundo virtual, o utilizador poderá movimentar-se nesse mesmo mundo virtual da mesma forma que se movimenta na passadeira multidirecional.

Na avaliação destes dispositivos deverá ser tido em conta que, para o simulador realizado nesta dissertação, o objetivo não é permitir o livre movimento do utilizador mas sim impor esse movimento. Os pontos a avaliar nestes dispositivos serão então as soluções construtivas das plataformas de movimento, posicionamento e modo de segurança do utilizador.

As *omnidirectional VR treadmill* atuais são variadas e com diferentes soluções construtivas. A empresa *start-up Infinadeck* [3] apresenta uma solução de plataforma que deriva diretamente das passadeiras rolantes unidirecionais mais comuns. Mantém um tapete rolante com o mesmo modo de funcionamento, mas este tapete é seccionado na direção perpendicular ao seu movimento e são adicionados a cada secção pequenos tapetes que se movimentam na direção perpendicular ao tapete principal. O movimento diagonal é assim obtido pelo movimento conjugado do tapete principal e dos diversos tapetes na direção perpendicular ao anterior.

Esta passadeira multidirecional, representada na Figura 2.3, contêm uma barra circular que se posiciona em volta do utilizador. Esta barra serve de suporte ao utilizador para a falta de equilíbrio provocada pela falta de perceção do espaço real em volta.



Figura 2.3: Passadeira multi-direcional *Infinadeck*, [3].

Outras soluções construtivas mais comummente utilizadas pelos fabricantes de passadeiras multidirecionais para vídeo jogos de realidade virtual são compostas por uma superfície lisa, sem qualquer movimento. Neste caso os pés do utilizador devem deslizar relativamente à superfície. Para tal, o coeficiente de atrito é reduzido quer pela utilização de cobertura dos sapatos, sapatos dedicados ou mesmo uma superfície de coeficiente de atrito muito reduzido. Na sua maioria, estas superfícies são côncavas, para que o utilizador se encontre sempre no centro da plataforma e o deslizamento dos pés relativamente à superfície seja mais efetivo, havendo no entanto algumas soluções em que esta superfície é plana.

A empresa *KatVR* [4] utiliza esta solução de plataforma de movimento na sua *omnidirectional VR treadmill, Kat Walk*. No entanto, no âmbito do simulador a realizar, a solução mais interessante desta empresa é o suporte do utilizador que é realizado por um arnês ligado à estrutura da plataforma. Tal como representado na Figura 2.4.



Figura 2.4: *Omnidirection VR Treadmill* da empresa *KatWalk*, [4].

O arnês tem como funções orientar o utilizador mantendo-o no centro da plataforma e melhorar o equilíbrio deste. O suporte executa ainda outras funções relativas aos vídeo jogos para os quais este dispositivo é utilizado mas essas funções não são relevantes para esta dissertação.

Os simuladores com movimento aéreo de pessoas são muito escassos, existem apenas algumas soluções inovadoras. A empresa *Start-up MMOne Project* criou um simulador extremamente versátil semelhante a um robô industrial de seis eixos, mas de dimensão e potência bastante elevada já que tanto o peso a movimentar como as velocidades pretendidas são bastante elevados. O braço robotizado movimenta na sua extremidade um banco onde o utilizador se posiciona imobilizado por um cinto de segurança.

Um robô de cabos para movimento de pessoas foi desenvolvido pelo *Max Planck Institut for Biological Cybernetics* [5]. Este robô, apresentado na Figura 2.5, consiste numa estrutura de tubos de carbono especialmente concebidos para o efeito ligados a 8 cabos de aço atuados por guinchos elétricos de alta potência com um total de 348 kW, permitindo acelerações até 1,5 G.

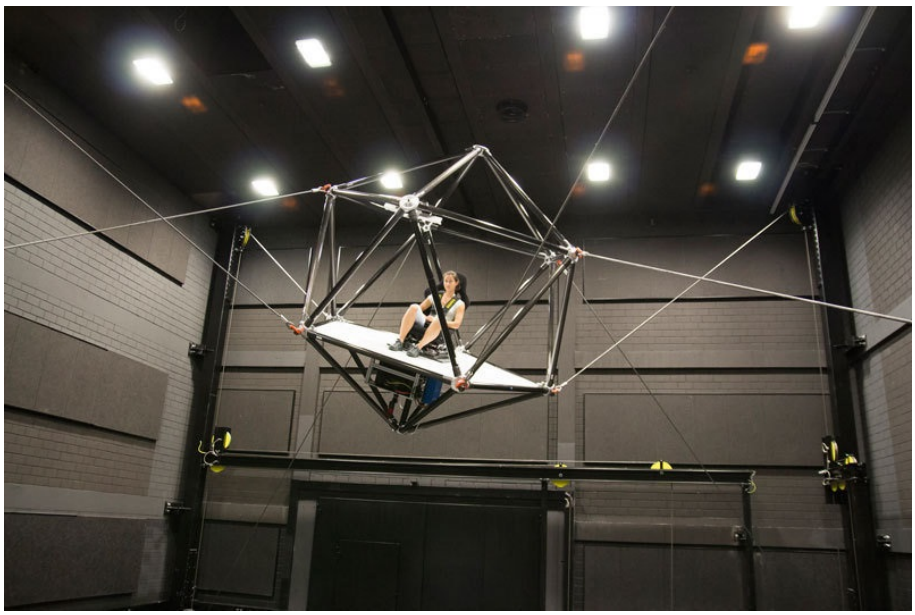


Figura 2.5: Robô de cabos para movimento de pessoas criado pelo *Max Planck Institut for Biological Cybernetics*, [5].

Os 8 cabos estão colocados na estrutura em pontos específicos de forma a que quando tencionados, apliquem forças na estrutura opostas entre si suportando a estrutura num ponto fixo do espaço. Depois, através do enrolamento e desenrolamento conjunto e em sincronia dos diversos cabos a estrutura pode ser movimentada de um ponto a outro do espaço ou mesmo sofrer uma rotação em qualquer direção.

As empresas *Yaw VR* e *Feel Three* criaram dois simuladores de realidade virtual capazes de proporcionar no utilizador movimentos de rotação em qualquer uma das três direções. O simulador da empresa *Yaw VR* é de pequenas dimensões e com ângulos de rotação menores comparativamente com o simulador criado pela empresa *Feel Three*. A Figura 2.6 apresenta o simulador da empresa *Yaw VR* enquanto as Figuras 2.7 e 2.8 apresentam o modo de funcionamento do simulador da empresa *Feel Three*.

Tanto quanto é do meu conhecimento, ambos funcionam com o mesmo principio. Uma cúpula voltada para cima onde, no seu interior se posiciona o utilizador, é suportada por três atuadores angulares que deslizam sem escorregamento sobre a superfície da cúpula aplicando o movimento pretendido, [6], [7], [22].



Figura 2.6: Simulador da empresa *Yaw VR*, [6].

No caso da empresa *Feel Three* os atuadores angulares são rodas omnidirecionais. Estas rodas atuam numa direção, tal como as rodas comuns, mas permitem o deslizamento sem atrito na direção perpendicular, sendo assim muito úteis para a aplicação em questão. Este tipo de rodas é comummente utilizado em robôs que pretendem movimentar-se em diversas direções sem restrições.

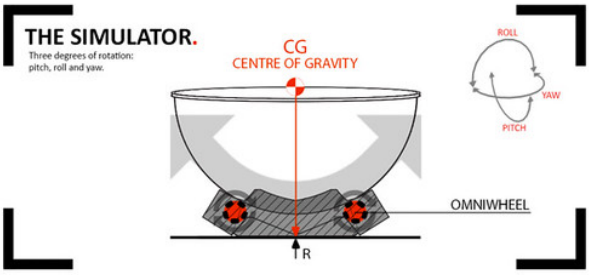


Figura 2.7: Cúpula atuada por rodas omnidirecionais do simulador da empresa *Feel Three*, [7].

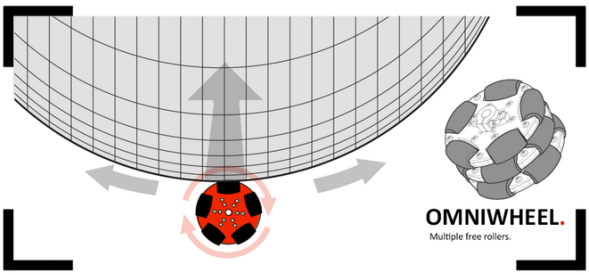


Figura 2.8: Rodas omnidirecionais e forma de aplicação no simulador da empresa *Feel Three*, [7].

2.3 Plataformas com oscilação

Como descrito anteriormente, é necessária a realização de uma passadeira com oscilação. No tópico de simuladores de realidade virtual já foram abordados dois sistemas com soluções construtivas que permitem a obtenção de uma plataforma com vários graus de liberdade de rotação. O robô de cabos criado pelo *Max Planck Institut for Biological Cybernetics* e os dois simuladores das empresas *Yaw VR* e *Feel Three*.

Foram ainda procuradas aplicações de plataformas com graus de rotação iguais aos pretendidos para a passadeira com oscilação. A plataforma de seis eixos apresentada na Figura 2.9 foi realizada pela *Progressive Automations*. Esta plataforma utiliza seis atuadores lineares elétricos. Esta é uma configuração comum de plataformas de oscilação denominadas de Plataformas de *Stewart*. Estas plataformas apresentam controlo sobre todos os graus de liberdade, tanto de deslocamentos lineares como angulares.

O seu modo de funcionamento consiste na utilização de seis atuadores lineares. Para permitir os graus de liberdade necessários a cada um dos atuadores, estes são conectados nos seus dois extremos por rótulas. A atuação através de um sistema de controlo apropriado, dos seis atuadores lineares, permite a obtenção do movimento da plataforma pretendido em qualquer um dos seis graus de liberdade, [8].

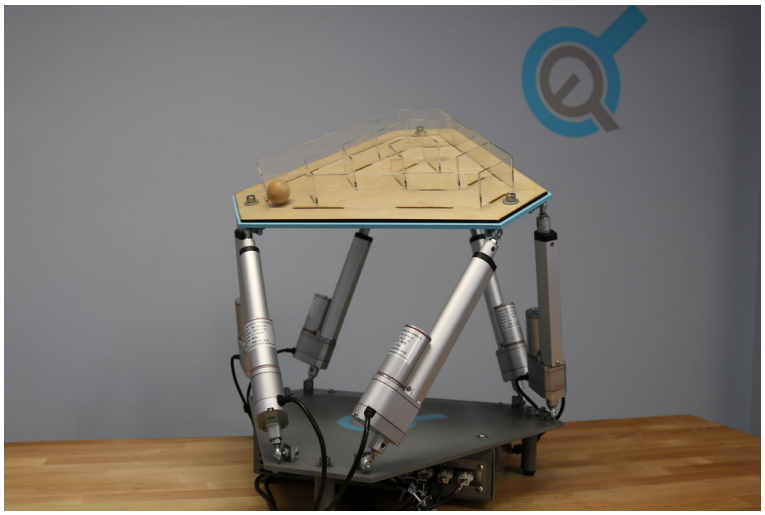


Figura 2.9: Plataforma com oscilação de seis eixos, [8].

2.4 Realidade Virtual aplicada a montanhas russas

Uma aplicação com semelhanças à pretendida por este simulador são as montanhas russas de realidade virtual.

As montanhas russas estão presentes há já muito tempo para a indústria do entretenimento em parques de diversões. Mas desde 2015, diversas destas atrações nos principais parques de diversões do mundo foram melhoradas através da implementação da tecnologia de realidade virtual.

O conceito baseia-se simplesmente na utilização de óculos de realidade virtual numa montanha russa. Nestes óculos é apresentado um vídeo que corresponde aos movimentos da montanha russa ao longo do seu percurso. Tal como é desejado para o simulador de realidade virtual apresentado nesta dissertação.

O mundo virtual onde os passageiros se movem ao longo do percurso da montanha russa, não é exatamente igual aquele que eles realmente executam. O percurso realizado pelos passageiros pode ser aumentado em grande escala relativamente à montanha russa real. A velocidade pode ser acelerada e nas curvas o ângulo pode ser alterado. O mesmo poderá ser executado para o vídeo de realidade virtual que será usado no simulador de arvorísmo, [23], [24] [9].



Figura 2.10: Utilização de óculos de realidade virtual numa montanha russa, [9].

Como indicado anteriormente, a implementação de realidade virtual em montanhas russas foi iniciada em 2015. Desde essa altura o número de montanhas russas com realidade virtual tem aumentado consideravelmente, [23]. Daqui podemos verificar que a conjunção de movimento real realizado por uma estrutura externa conjugada com a representação desse movimento num mundo virtual utilizando a tecnologia de realidade virtual é do interesse do público do entretenimento e dos parques temáticos que se dedicam a esta indústria.

2.5 Sistemas de movimentação de cargas

Os sistemas de movimentação de cargas foram estudados pela semelhança em conceito do movimento aéreo pretendido de uma carga. Neste caso a carga que deve ser transportada é uma pessoa e o objetivo não é a movimentação de um ponto a outro mas sim o próprio movimento.

Vários sistemas de movimentação de cargas normalmente utilizados em operações de logística foram avaliados, com ênfase nos sistemas de elevação de cargas como gruas e guinchos elétricos visto serem os mais relevantes para esta aplicação.

As gruas são normalmente dispositivos de grande porte constituídos pela estrutura de suporte e pelos sistemas de elevação e translação. Os tipos de estrutura e sistemas de movimentação são diversos, existindo uma grande variedade de tipos de gruas. As gruas podem inicialmente ser

divididas em três grupos, móveis, estacionárias e estacionárias de revolução. No contexto do simulador poderemos de imediato negligenciar as gruas móveis focando-nos nas gruas estáticas. As gruas estacionárias de revolução apresentam uma gama de movimentos que poderia ser vantajosa quanto à experiência do utilizador. No entanto, esta gama de movimentos aumentaria a complexidade do sistema tanto do ponto de vista de controlo como estrutural e não está prevista nos requisitos iniciais. As gruas estacionárias são principalmente caracterizadas por uma lança onde um carro com sistema de guindaste se movimenta em translação. Assim é já obtido o movimento nas duas direções pretendidas no simulador de realidade virtual a realizar. Estas gruas são posteriormente divididas pela forma de suporte da lança e a forma de movimentação da mesma. Estes casos não são relevantes, devido a não existir necessidade do movimento realizado pela lança, [25].

As principais características de um sistema de elevação são a sua capacidade de carga, velocidade de movimento, alcance longitudinal em ambas as direções horizontais e altura de elevação. A capacidade de carga, é a carga máxima que o sistema de elevação é capaz de elevar em segurança. A velocidade de movimento é definida consoante os requisitos do sistema, tipo de utilização (*duty*), e capacidade efetiva de elevação necessária. Em gruas convencionais a velocidade de elevação, dependendo principalmente da capacidade de elevação e outros fatores do processo, raramente excede 25 a 30 m/min. A velocidade do carro de translação é normalmente na gama de 35 a 50 m/min. Para grandes volumes de cargas a velocidade de elevação pode aumentar para a gama de 90 a 120 m/min e para o carro de translação pode ser de 240 a 360 m/min. A velocidade de translação é escolhida com grande dependência da distância a percorrer. Grandes velocidades de translação não se adequam a pequenas distâncias já que dessa forma o sistema não terá tempo de chegar à velocidade normal de funcionamento e estará permanentemente em regime de aceleração ou desaceleração. Os tipos de utilização caracterizam a grua quanto à velocidade de elevação e à frequência e duração dos ciclos de funcionamento.

A maioria das gruas é composta, como referido, por um carro de translação onde é montado o sistema de elevação. O carro desliza sobre carris montados na lança da grua, sendo assim responsável por permitir o movimento horizontal da carga ao longo da lança. Estes carros têm várias soluções construtivas, tanto de carris e elementos deslizantes como modo de atuação. A principal distinção entre o tipo de carros deve-se ao modo de atuação. No primeiro grupo temos os carros com rodas motoras, em que o sistema de atuação está diretamente montado sobre o carro. No segundo grupo temos os carros que são atuados por cabos ou correntes onde o sistema de atuação é exterior ao carro, [26], [11].

2.5.1 Cordas sintéticas

Nos sistemas de elevação o componente móvel que atua e suporta diretamente a carga é um cabo, normalmente cabo de aço. Nestes sistemas, o uso de cordas sintéticas foi iniciado através do uso de cordas de *nylon* e poliéster de alta tenacidade, cordas combinando os dois tipos de fibras, ou ainda cordas de poliéster e polipropileno ou polipropileno e polietileno. Posteriormente foram desenvolvidas fibras de alta qualidade, permitindo a criação de cordas cada vez mais fortes. As

principais vantagens para a utilização de fibras sintéticas são o peso reduzido, ausência de corrosão e baixa rigidez.

Quanto à fadiga, a resistência de uma corda sintética em aplicações de tensão pura é uma ordem de grandeza superior aos cabos de aço, podendo ainda providenciar uma capacidade de carga por unidade de peso 10 vezes superior a estes. Existem ainda acabamentos superficiais com a capacidade de aumentar a durabilidade e a manutenção da resistência mecânica.

Muitas aplicações que envolvem cabos, requerem a passagem do cabo por polias de diferentes tipos. As fibras sintéticas não apresentam dano significativo em aplicações de passagens periódicas numa direção por uma polia. No entanto múltiplas passagens de um só ponto da corda pela polia nos dois sentidos provoca o rápido aquecimento da mesma provocando mecanismos de dano não esperados. Neste tipo de aplicações os cabos de aço apresentam mais vantagens relativamente às cordas sintéticas, sendo necessário, para o uso de cordas sintéticas, o aumento do diâmetro da corda, aumentando assim também as polias ou tambores do sistema, [27], [10].

A empresa *Cortland Company* criou um tipo de corda sintética, BOB® 12X12, *Braid Optimized for Bending*, especialmente otimizada para este tipo de aplicações. A resistência desta fibra relativamente a esse tipo de esforço comparativamente a outros tipos de cabos pode ser observada na Figura 2.11. Os dados deste gráfico resultam de um teste de fadiga constituído por dois ciclos de dobragem de uma secção do cabo sobre uma polia de aço. Um ciclo de fadiga consiste assim da sequência de reto-dobrado-reto-dobrado-reto por parte dessa secção do cabo.

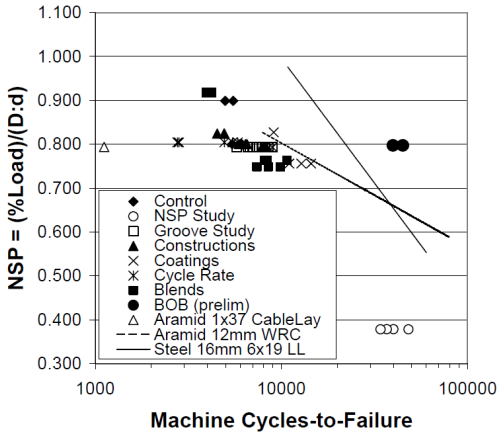


Figura 2.11: Gráfico da resistência à fadiga de diferentes tipos de cabos a diferentes valores de NSP (*Normalized Sheave Pressure*), [10].

O tratamento de dados foi realizado tendo por base uma equação normalizada comummente utilizada na indústria de cabos de aço. Esta equação é obtida considerando os esforços estáticos atuantes sobre uma polia carregada por um cabo que são dados pela Equação 2.1.

$$Esforco\ na\ polia = \frac{2T}{D \cdot d} \tag{2.1}$$

onde,

T, tensão aplicada na corda;

D, diâmetro da polia;

d, diâmetro da corda;

Dividindo ambos os lados da equação pela tenção de cedência do material, U, obtém-se β, o parâmetro da pressão na polia de Drucker-Tachau. Posteriormente pode-se ainda dividir o denominador e numerados por d^2.

$$\beta = \frac{2 \cdot T}{U \cdot (D \cdot d)} \tag{2.2}$$

$$\beta = \frac{2 \cdot \frac{T}{d^2}}{U \cdot \frac{D}{d}} \tag{2.3}$$

A tensão aplicada na corda sobre o quadrado do diâmetro da mesma, $\frac{T}{d^2}$, relaciona-se linearmente com o esforço aplicado na corda e podemos assumir que a quebra ocorre quando o esforço excede U. Com isto e removendo constantes arbitrárias obtemos a Equação 2.4.

$$NSP = \frac{\%MBL}{(\frac{D}{d})}, \text{ [10]} \tag{2.4}$$

$$\%MBL = \frac{Carga\ Aplicada}{Capacidade\ de\ carga\ do\ cabo} \cdot 100 \tag{2.5}$$

onde,

D, diâmetro da polia ou tambor;

d, diâmetro do cabo;

$\%MBL$, percentagem de carga aplicada no cabo relativamente à sua capacidade de carga, dada pela Equação 2.5.

Devido às não linearidades da estrutura de cordas sintéticas e outros fatores que afetam a capacidade de carga das cordas, as suposições que levaram à equação 2.4 não são completamente corretas. O *NSP* deve assim ser usado para a previsão apenas de cordas e aplicações semelhantes às utilizadas na obtenção dos dados.

Em termos de comparação, pelo gráfico da Figura 2.11, para um cabo de aço com 0,8 de *NSP* obtemos um numero de ciclos até à rotura de 18000, enquanto para a corda BOB® 12X12 com o mesmo valor de *NSP* e nas mesmas condições obtemos 30000 ciclos até à rotura. No gráfico podemos ainda observar que o numero de ciclos até à rotura do cabo de aço e de uma corda sintética de aramida aumenta exponencialmente com a redução do valor de *NSP*. Não existe no entanto informação sobre esta evolução para a corda BOB® 12X12.

Os resultados presentes na Figura 2.11 resultam de um teste de fadiga de continuo enrolamento e desenrolamento do cabo sobre apenas um ponto desse mesmo cabo. Nas aplicações reais, onde a variação entre enrolamento e desenrolamento acorre a um menor ritmo e sobre um maior comprimento do cabo, o número de ciclos até rotura será várias ordens de grandeza superior.

Quanto ao uso corrente de cabos neste tipo de aplicações onde uma vida extremamente longa é necessária é recomendado o uso de um valor de *NSP* abaixo de 0,2, [10].

2.5.2 Tambores de enrolamento de cabos

Os sistemas de elevação de cargas apresentam normalmente um tambor atuado por um motor elétrico onde o cabo é enrolado. O carro pode conter um ou mais sistemas de elevação de cargas, dependendo do tipo de cargas que se pretende transportar e o tipo de controlo sobre a carga que é necessário.

Na maioria das aplicações de transporte de cargas são utilizados cabos de aço. Os tambores para utilização de cabos de aço apresentam normalmente ranhuras para posicionamento das diferentes espiras de enrolamento do cabo.

Deverão existir sempre 2 ou 3 espiras mortas que nunca se desenrolam, cuja função é reforçar a fixação do cabo no tambor na posição extrema de desenrolamento.

Os tambores podem ser obtidos por fundição ou por conjunto soldado. Os tambores soldados permitem uma redução de espessura e de peso relativamente aos tambores obtidos por fundição, sendo ainda mais económicos para grandes diâmetros. No caso de um tambor soldado, este é executado através de uma chapa laminada e soldado segundo uma geratriz. As Figuras 2.12 e 2.13 apresentam respetivamente um tambor obtido por fundição e um tambor de construção soldada.

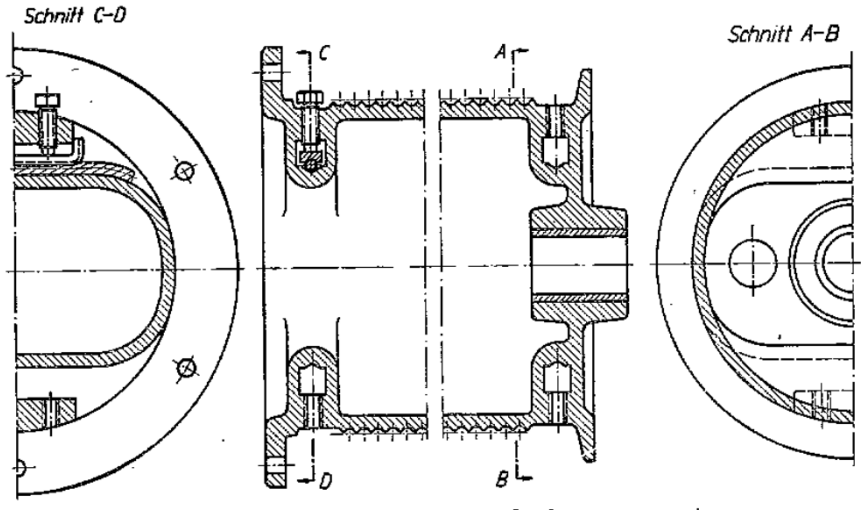


Figura 2.12: Exemplo de tambor obtido por fundição, [11].

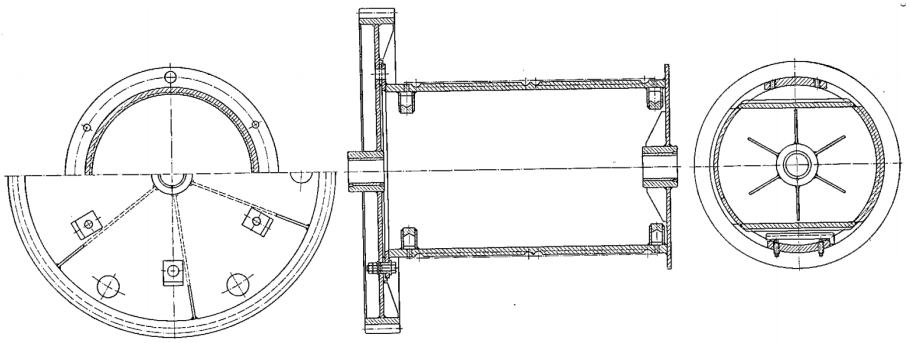


Figura 2.13: Exemplo de tambor de construção soldada, [11].

A largura do tambor depende do número de espiras a enrolar e do diâmetro do cabo. O número de espiras, n, pode ser obtida tendo por base a Equação 2.6.

$$n = \frac{L}{D.\pi} \tag{2.6}$$

onde,

L, comprimento do cabo;

D, diâmetro do tambor.

A largura do tambor, l, deverá ser assim $l = n \cdot p$, onde p é o passo entre as espiras do cabo. Quanto à resistência mecânica do tambor, foram utilizadas as noções apresentadas por Ernst que serão apresentadas de seguida, [11].

Um tambor está sujeito ao esforço de torção devido ao binário a transmitir, a um esforço de flexão pela tração do cabo e um esforço de compressão causado pelo apertar do cabo sobre o tambor. Os esforços de torção são reduzidos e portanto desprezáveis. Quanto aos esforços de flexão, são também normalmente desprezáveis, exceto para tambores excecionalmente longos. Assim a espessura de um tambor depende principalmente do esforço de compressão e flexão. As Equações 2.7 e 2.8 referem-se respetivamente ao esforço de compressão e flexão de um tambor que suporta uma única espira de cabo.

$$\sigma = 0.93 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}}, \ [11] \tag{2.7}$$

$$\sigma_f = 1.61 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}}, \ [11] \tag{2.8}$$

onde,

S, força de tração aplicada no cabo;

D, diâmetro do tambor;

h, espessura da parede cilíndrica do tambor.

Em serviço normal o tambor nunca suportará apenas uma espira. Considerando um tambor completamente coberto por espiras, o esforço de flexão será nulo, já que a tração na corda em

todas as espiras será igual, mantendo assim a compressão constante a toda a volta do tambor. A tensão proveniente da compressão é obtida pela Equação 2.9. No entanto, devido ao atrito entre a corda e o tambor, após a deformação do tambor sobre as espiras iniciais, a tensão de tração da corda não é constante ao longo de todo o enrolamento. Assim a tensão do enrolamento completo tendo em conta esse aspeto é dada pela Equação 2.10.

$$\sigma = \frac{S}{h \cdot s}, \ [11] \tag{2.9}$$

$$\sigma = 0.85 \cdot \frac{S}{h \cdot s}, \ [11] \tag{2.10}$$

onde,

s, é o passo das espiras do cabo enroladas sobre o tambor.

Para um tambor não coberto completamente pelas espiras de corda, o esforço de compressão da zona coberta diminui devido à parte livre do tambor servir de reforço da primeira. Esse esforço de compressão é dado pela Equação 2.11. Neste caso existe um esforço de flexão local, no final da zona de enrolamento, que é dado pela Equação 2.12. Devido a estes dois esforços se sobreporem, é recomendado que no uso do aço S235JR os valores de σ_a e σ_{fa} não ultrapassem o valor de 49 MPa, [11], para um serviço normal. Para um serviço duro com choques e carga máxima constante este valor deve ser reduzido em 20%.

$$\sigma_a = 0.5 \cdot \frac{S}{h \cdot s}, \ [11] \tag{2.11}$$

$$\sigma_{fa} = 0.96 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}}, \ [11] \tag{2.12}$$

É necessário ainda calcular a espessura dos topos do tambor já que estes sofrem um esforço relativo à inclinação do cabo, que pode ser estimado em 10% da força total aplicada no cabo. A tensão resultante deste esforço é obtida pela Equação 2.13.

$$\sigma_f = 1,44 \cdot (1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_M}{D}) \cdot \frac{H}{W^2}, \ [11] \tag{2.13}$$

onde,

H, esforço relativo à inclinação do cabo (10% de S);

W, espessura dos topos;

D, diâmetro do tambor;

D_M, diâmetro do cubo.

Para os tambores soldados é considerado como valor limite de σ_f de 98 MPa. Nos tambores fundidos a espessura dos topos, W, é normalmente igual à espessura do tambor, h.

Se o diâmetro do cubo for muito menor que o diâmetro do tambor, poderá ser necessário o uso de costelas de reforço. Estas costelas não deverão chegar à parte cilíndrica do tambor por

criarem pontos de concentração de tensões nesta zona e poderem assim proporcionar a falha por resistência mecânica do tambor.

2.6 Tecnologia de suporte do utilizador

Devido à necessidade de utilização e suporte do utilizador por um arnês e cordas foram avaliadas as diversas aplicações onde estes dispositivos são usados. O objetivo é perceber os diferentes tipos de equipamento que são usados nestas atividades e quais são as vantagens e propriedades desses equipamentos que poderão ser importantes para o seu uso no simulador. Não é intenção selecionar qual o equipamento que será usado no simulador, mas sim identificar o tipo e quais os componentes que farão parte deste.

O arvorísmo, atividade que se pretende simular, a escalada e outras aplicações diversas utilizam o arnês como elemento de segurança. Nestas aplicações o arnês e correspondentes cordas são apenas dispositivos de segurança passiva que atuam e suportam o utilizador apenas em caso de queda. Na aplicação pretendida, o arnês será usado para o suporte contínuo do utilizador. As principais aplicações de interesse com uso de arnês como elemento de suporte de pessoas é o rapel, *cannoying* e trabalhos em altura.

Existem diversos tipos de arnês apropriados a diferentes tipos de utilização. Os principais tipos de arnês são o arnês de escalada e o arnês de segurança. O arnês de escalada é composto por um conjunto de três cintas interligadas, uma para a zona da cintura e as outras duas para as pernas. O arnês de segurança é normalmente composto pelas mesmas partes que o arnês de escalada adicionando uma parte superior que o liga aos ombros do utilizador. Na Figura 2.14 observamos um arnês de escalada e um arnês de segurança.

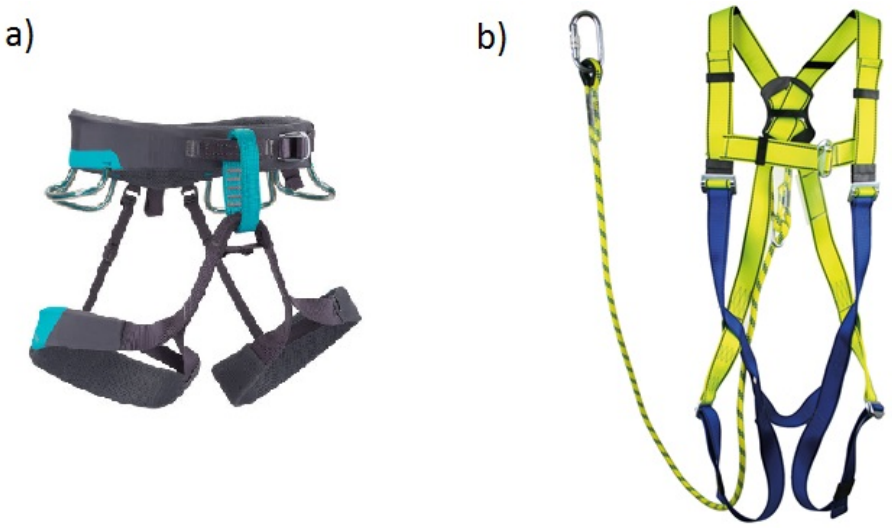


Figura 2.14: a) Arnês de escalada, [12]; b)Arnês de segurança, [13].

De entre cada um destes tipos de arnês existem diversas variações quanto ao posicionamento de pregas, forma de sustentação e suportes adicionais que devem ser avaliados na escolha do arnês

final.

As cordas de escalda são também divididas principalmente em dois tipos. Cordas dinâmicas e cordas estáticas. A principal diferença destes dois tipos de cordas é a sua elasticidade. As cordas dinâmicas têm uma grande elasticidade, sendo principalmente utilizadas para as aplicações de segurança. A sua função é absorver o choque da queda do utilizador através da sua deformação elástica. Para aplicações de suporte contínuo do utilizador são usadas as cordas estáticas, com menor resistência ao choque mas mais apropriadas para a aplicação contínua de tensão tal como sucede nestas aplicações.

A conexão entre as cordas e o arnês é realizado por mosquetões. Mosquetões são peças em aro de metal com uma abertura carregada por uma mola. Um mosquetão está representado na Figura 2.15.



Figura 2.15: Mosquetão da empresa *Black Diamond*, [12].

O mosquetão é a forma de conectar rapidamente a corda a qualquer local fixo ou ao arnês do utilizador.

Capítulo 3

Conceito do Simulador de Realidade Virtual

Na revisão bibliográfica foram abordados assuntos muito distintos entre si com relação apenas a uma certa característica específica do dispositivo final pretendido. A razão principal deve-se à não existência de um simulador ou aplicação de outro tipo que tenha as mesmas características que aquelas apresentadas por este projeto na sua globalidade. Foram assim procuradas aplicações das mais diversas áreas que em conjunto pudessem proporcionar soluções para as diferentes necessidades apresentadas por este simulador.

A não existência de sistemas semelhantes provoca também dificuldades na fixação de requisitos específicos iniciais, devido à falta de conhecimento de possíveis limitações do sistema ou mesmo as possíveis soluções existentes.

É definido que a simulação será iniciada com a passagem de uma ponte suspensa através de uma passadeira com oscilação, seguido de um movimento aéreo do utilizador que é suportado por um arnês. No entanto a sequência precisa da simulação não é definida, nem as velocidades ou amplitudes dos movimentos pretendidos ou ainda qual o tempo de simulação. Este tipo de requisitos deverá ser definido recorrendo à realidade da atividade de arvorísmo, ao conhecimento referente a outro tipo de simulações e às limitações que existirão no desenvolvimento do sistema.

No entanto, a definição dos requisitos desta forma não será precisa, podendo levar ao erro aquando da escolha de uma solução em detrimento de outra, devido à falta de conhecimento da influência final de cada uma das soluções. O simulador deverá assim ser desenvolvido com o objetivo de versatilidade, de forma a ser possível simular os mais diversos movimentos que se relacionem com a atividade de arvorísmo, a diversas velocidades e amplitudes de movimento. Esta versatilidade visa permitir que após a concretização do simulador se possa compreender, de uma forma prática, quais as características mais vantajosas para este tipo de sistema, e que este sistema possa ser adaptado para corresponder a essas mesmas características.

Para o desenvolvimento do sistema é necessário, em primeiro lugar, procurar um conceito final de solução construtiva para todo o sistema. Na definição deste conceito, a simulação será dividida

em duas fases, a simulação da passagem da ponte suspensa, que será realizada por uma passadeira com oscilação, e o movimento aéreo do utilizador.

3.1 Conceito do movimento aéreo

A proposta inicial para a execução deste movimento aéreo consiste na utilização de um sistema de enrolamento de cabos principal, cujo cabo suporta o utilizador por uma prega traseira do arnês. Este cabo controla a posição vertical do utilizador. Um segundo sistema de enrolamento de cabos, em que o cabo atua numa prega frontal do arnês é responsável pela translação horizontal do utilizador. É também proposto um cilindro elétrico com curso de dois metros, cuja função é reposicionar o utilizador relativamente à passadeira rolante, afastando-o desta, já que a simulação se inicia na passadeira rolante e esta poderá obstruir o movimento aéreo do utilizador. Esta proposta é representada esquematicamente na Figura 3.1.

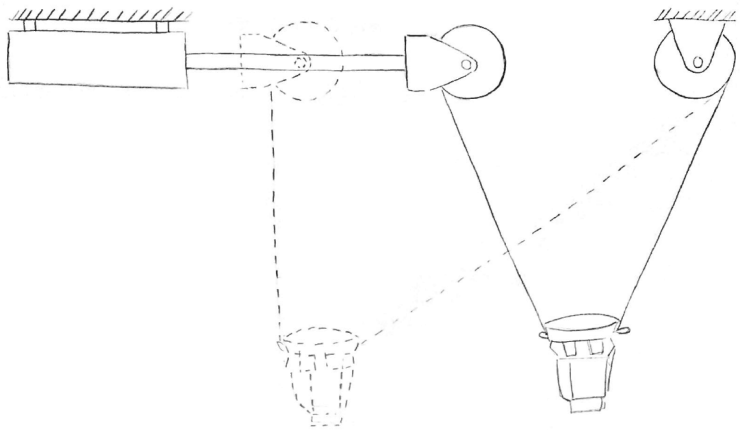


Figura 3.1: Proposta inicial para o movimento aéreo com dois sistemas de enrolamentos de cabos e um cilindro linear elétrico.

O movimento aéreo pretendido é um movimento simples, sendo constituído apenas por duas direções de movimento, horizontal e vertical. No entanto, devido à simulação pretendida, é necessário aplicar o movimento diretamente no utilizador. Para tal será vantajoso, tal como proposto inicialmente, utilizar um arnês atuado por cordas.

A utilização de um arnês é comum em diversas áreas, tanto a nível profissional como recreativo, mas é usado na maioria dos casos como elemento de segurança. O seu uso como elemento de suporte direto é restrito a aplicações específicas como o trabalho em altura, rapel, etc. No entanto, mesmo nas aplicações em que o arnês é o elemento de suporte, o utilizador tem controlo sobre a sua posição. Ou seja, apesar do arnês ser o elemento de suporte, para o mesmo comprimento de corda suspensa, existe liberdade no utilizador quanto à sua rotação relativa ao ponto de suporte da corda, havendo ainda por vezes liberdade quanto à sua posição de translação.

No simulador o utilizador não deverá ter liberdade de movimento, a sua posição deve ser completamente definida, dependendo apenas do comprimento das cordas. Na proposta inicial, a

utilização de duas cordas visa esse mesmo efeito de controlo da posição do utilizador. Se apenas colocasse-mos a corda que suporta o arnês pela parte de traz, existiria um ponto estável do utilizador que seria com a corda na posição vertical. Mas existiria alguma instabilidade quanto a esta posição, pois estaríamos perante o funcionamento comum de um pêndulo. Na proposta é colocada uma segunda corda, suportada num ponto à mesma altura que a primeira corda mas à frente do utilizador como mostra a Figura 3.1, suportando esta corda a parte da frente do arnês. Esta corda deverá ter um comprimento mínimo que impeça a verticalidade da corda traseira, puxando o utilizador para uma posição entre as duas retas verticais que passam pelos dois pontos de apoio das cordas. Com esta configuração é esperado que a posição do utilizador esteja completamente definida, sendo que esta dependerá apenas do comprimento relativo das duas cordas. Sendo o comprimento das duas cordas controlado pelo sistema de enrolamento de cabos, podemos assim controlar o movimento aéreo do utilizador pelo enrolamento e desenrolamento sequenciais das cordas. O arnês cumpre ainda uma função de estabilização devido à sua forma de construção, que deverá permitir a estabilização do utilizador na vertical.

Na Figura 3.2 está representado esquematicamente o diagrama de equilíbrio de forças do corpo suportado pelos dois sistemas de enrolamento de cabos.

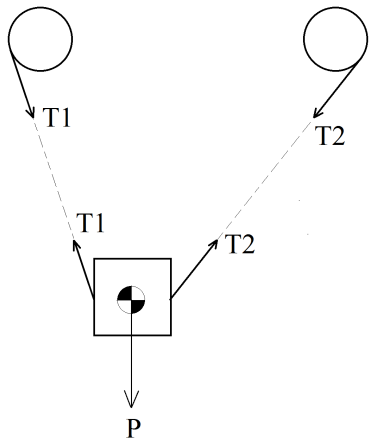


Figura 3.2: Diagrama de equilíbrio de forças do corpo suportado por dois sistemas de enrolamento de cordas.

Em nenhuma aplicação com uso de arnês, das que foram estudadas, a alteração de comprimento das cordas para alterar a posição do utilizador é executada por meios automáticos. São usados meios manuais controlados pelo utilizador. No rapel é apenas usado um travão, controlado pelo utilizador, para regular a velocidade de descida. Na escalada e no trabalho em altura é usada a técnica de *belaying*, em que um segundo utilizador funciona como travão.

No entanto o uso de sistemas de enrolamento de cordas, ou mais comummente cabos, para a movimentação aérea é muito comum nos sistemas de elevação de cargas. Existindo ainda a aplicação apresentada pelo *Max Planck Institute* de um robô de cabos de passageiros. Este tipo de sistemas e os simuladores de realidade virtual foram estudados por forma a avaliar a solução inicial e procurar alternativas a esta.

Tendo por base os sistemas de elevações de cargas por cabos existentes, surgiu a proposta de utilização de um carro que translade no topo da estrutura, atuado por uma correia dentada e motor elétrico. Esta solução permite aumentar a capacidade de controlo de posição em translação horizontal do utilizador sem aumentar a complexidade do sistema. Tal como nos sistemas de elevações de cargas, todo o restante sistema de elevação deverá estar montado no próprio carro, acompanhando assim o utilizador no seu movimento ao longo da estrutura e ser assim capaz de impor a translação vertical de forma mais efetiva.

Quanto ao sistema de elevação em si, foram estudadas duas alternativas. A utilização de uma estrutura semelhante à utilizada na *omnidirectional treadmill Kat Walk*, em que o utilizador é suportado por um arnês solidário a um braço vertical suportado no carro de translação. Assim o movimento de translação horizontal é completamente executado pelo movimento do carro, enquanto o braço controla a posição vertical e pode ainda controlar a rotação perpendicular às duas direções de translação. Os movimentos em qualquer um dos restantes graus de liberdade podem ser diretamente restringidos pela adequada seleção de soluções construtivas.

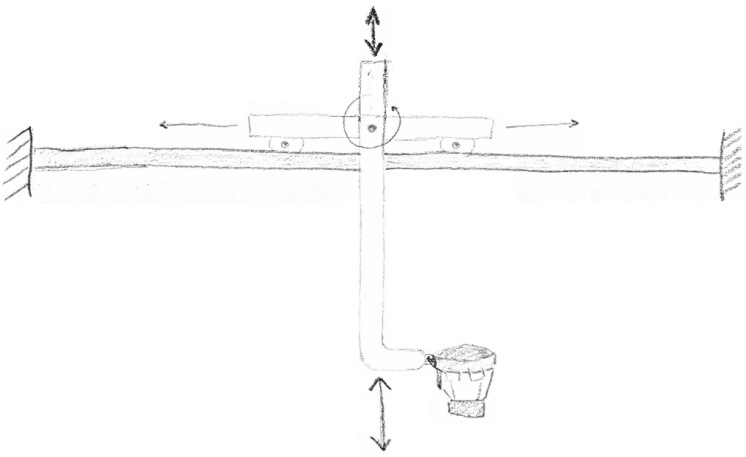


Figura 3.3: Esquema do conceito de braço vertical para o movimento de elevação.

A segunda opção consiste na utilização, tal como na proposta inicial, de dois sistemas de enrolamento de cordas. Estes dois sistemas de cordas estão suportados no carro, alinhados segundo a direção de translação horizontal, encontrando-se o utilizador entre estes dois. Uma das cordas suporta o utilizador por uma aba traseira do arnês e a outra por uma aba frontal. Estes dois sistemas de cordas controlam em conjunto o movimento de translação do utilizador vertical e controlam ainda um movimento de translação horizontal que é relativo ao carro. No entanto o movimento de translação horizontal do utilizador é principalmente controlado pelo movimento do carro, sendo este o movimento horizontal de maior amplitude.

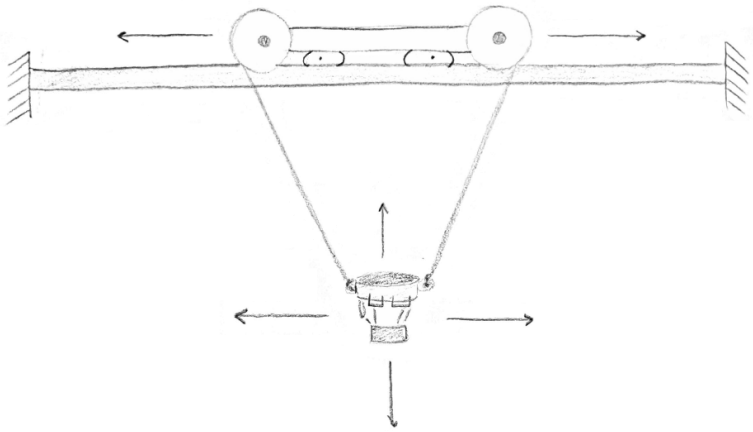


Figura 3.4: Esquema do conceito do sistema de enrolamento de cabos para o movimento vertical suportado num carro de translação.

É então necessário proceder à avaliação das três soluções propostas.

Quanto à proposta inicial representada na Figura 3.1 poderemos comparar apenas com a solução que deriva diretamente desta apresentada na Figura 3.4. A principal diferença entre estas duas soluções é a substituição do cilindro elétrico pelo carro com movimento de translação. Na utilização do cilindro elétrico, este não seria capaz de suportar, por si só, as forças no sentido vertical que seriam aplicadas no tambor que este suporta na extremidade da sua haste. Assim seria necessária uma estrutura de suporte com liberdade de translação que seria atuada pelo cilindro elétrico. A utilização do carro de translação implica assim apenas a substituição do modo de atuação desta estrutura de translação, que passaria de um cilindro elétrico para um conjunto de polias/correia dentada atuado por um motor elétrico. A solução do carro de translação é assim mais simples e versátil quanto ao curso permitido, apresentado ainda um menor custo. Uma desvantagem será a possível redução da precisão do controlo de posição. No entanto, apesar desse controlo de posição ser necessário, a precisão do mesmo proporcionada por uma polia dentada é suficiente para a aplicação em questão.

Estando determinado o uso do carro de translação é apenas necessário o estudo do modo de atuação vertical. Quanto ao sistema do braço vertical, baseado na *omnidirectional treadmill Kat Walk*, como alternativa aos dois sistemas de enrolamento de cordas uma simples análise quanto ao possível resultado final é suficiente.

O braço vertical teria de ter um comprimento igual ou superior ao curso do movimento vertical pretendido. Este curso será sempre superior a 3 metros de comprimento, assim o braço vertical teria sempre um comprimento superior a 3 metros, o que não é considerado vantajoso.

Esta solução imprimiria também uma rigidez acrescida ao movimento do utilizador, comparativamente com o uso de cordas. Tendo em conta a aplicação, a menor rigidez proveniente do uso de cordas como elementos de ligação será mais adequada para a simulação de um movimento aéreo da atividade de arvorísmo.

Para a solução de braço de elevação seria ainda necessário o desenvolvimento de um arnês apropriado, já que os disponíveis no mercado se destinam ao uso com cordas e seriam necessárias características diferentes para o uso com um braço vertical.

O uso do sistema de enrolamento de cabos colocado no carro de translação permite ainda uma maior versatilidade quanto ao movimento de translação. Este sistema mantém a capacidade de executar este movimento tal como era executado na proposta inicial, pela relação do comprimento das cordas, acrescentando o movimento do carro de translação.

Concluí-se assim que a solução de dois sistemas de enrolamento de cabos suportados no carro de translação é a mais adequada para este sistema.

De forma a validar este conceito foi executado um teste prático. Neste teste foram usados dois suportes afastados de aproximadamente 1,5 m, dispostos da mesma forma que os sistemas de enrolamento de cabos serão dispostos no carro de translação. Em cada um destes suportes foi colocada uma corda de escalada posicionada de forma ao seu comprimento poder ser alterado através de atuação manual. Foram no entanto montadas de forma a que a atuação utilizasse o principio de desmultiplicação de força por polias para facilitar a atuação manual. O arnês foi acoplado às cordas por mosquetões. O *setup* utilizado está apresentado na Figura 3.5.



Figura 3.5: *Setup* da experiência do sistema de elevação por cabos.

O *setup* utilizado provou ser eficaz na sua função. Para um comprimento das cordas fixo existe apenas uma posição estável e bem definida do utilizador. A variação do comprimento das duas cordas em simultâneo ou em alternância provocam os movimentos esperados e bem definidos do utilizador de subida e descida ou movimento de translação.

A posição do utilizador é consideravelmente estável. Existe alguma flexibilidade, proveniente das cordas, que permite apenas pequenas rotações em qualquer das direções e pequenas oscilações, mas a posição de estabilidade é bem definida e mesmo aplicando forças externas torna-se extremamente difícil de alterar a posição do utilizador. Não existe assim o perigo de movimentos não previstos excessivos na direção não atuada, sendo o movimento do utilizador completamente definido pela variação de comprimento das cordas.



Figura 3.6: Utilização do *Setup* da experiência do sistema de elevação por cabos.

Foi também examinada a possibilidade das cordas colidirem com o utilizador. Quanto à corda que atua na parte traseira do arnês, esse problema não existe. É possível suportar o utilizador apenas por esta corda, com apenas um aumento da instabilidade. Quanto à corda da frente, existe um limite de aproximação do utilizador da linha imaginária vertical tangente ao ponto de saída da corda do sistema de enrolamento da mesma. Esta distância relaciona-se diretamente com o ângulo que esta corda apresenta com a vertical, que por sua vez depende da altura relativa do utilizador ao carro e da posição horizontal do utilizador também relativa ao carro. Assim deverá ser fixado um valor mínimo para este ângulo que limitará a relação entre a altura e distância horizontal anteriormente especificadas. A programação dos movimentos deverá ter em conta este limite de posição relativa do utilizador ao carro de translação. Este assunto será aprofundado numa secção posterior desta dissertação.

3.2 Conceito da passadeira rolante com oscilação

A simulação é iniciada, como descrito inicialmente, pela travessia de uma ponte suspensa. Para tal é pretendido o uso de uma passadeira rolante com oscilação, onde o utilizador caminha a uma certa velocidade enquanto a plataforma da passadeira oscila. Para a realização da passadeira será usado um tapete transportador *standard*, dimensionado para a aplicação em questão. Quanto ao movimento de oscilação, é necessário o desenvolvimento de uma estrutura capaz de impor ao tapete movimentos de rotação em qualquer direção paralela ao plano horizontal.

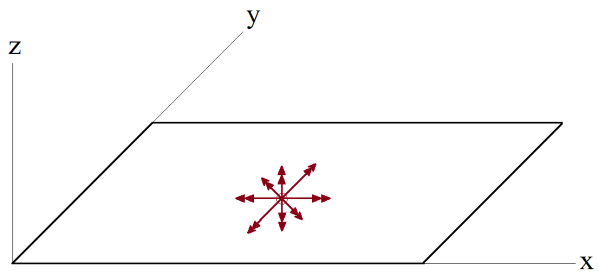


Figura 3.7: Direções de rotação sobre o plano horizontal da passadeira rolante.

Para este movimento oscilatório da passadeira rolante foram avaliadas as soluções construtivas da *Yaw Vr* e da plataforma de *Stewart* apresentados no capítulo 2.

Uma solução baseada na *Yaw VR*, apesar de possível, foi descontinuada devido ao volume da estrutura que inviabilizava o uso de alguns componentes específicos desta solução, nomeadamente a meia esfera que seria necessário realizar e a dificuldade de uso em potência de componentes como rodas omnidirecionais. Os pormenores do conceito baseado na *Yaw VR* não serão abordados nesta dissertação.

A solução encontrada foi baseada na plataforma de *Stewart* com atuadores lineares. Apesar de atuadores hidráulicos ou pneumáticos se apresentarem como uma boa solução de aplicação quanto a versatilidade, potência e consequente velocidade de movimento, a implementação de um sistema hidráulico ou pneumático não é viável devido ao custo, assim como a utilização de cilindros elétricos. A solução passa assim por substituir os atuadores lineares por um conjunto polia/correia dentada atuado por um motor elétrico. Na correia dentada será colocado um grampo solidário com a correia que irá suportar a parte da estrutura que deverá ser atuada. O movimento da correia irá assim controlar a posição do ponto de suporte da parte da estrutura a movimentar executando o movimento de oscilação pretendido.

Com este modo de atuação diversas soluções foram estudadas e não continuadas por não serem funcionais. A maior dificuldade encontrada quanto à solução construtiva deveu-se principalmente à variação da direção de rotação. A necessidade de rotação em qualquer direção do plano horizontal força uma grande versatilidade de posição dos componentes atuadores, quanto a direção de atuação e posição relativa entre o ponto de suporte do sistema de atuação e ponto da estrutura que este atua. Nas plataformas de *Stewart*, os atuadores lineares apresentam vários graus de liberdade nos seus dois pontos de apoio, alterando assim a sua direção de atuação dependendo da posição atual da plataforma.

Para exemplificar esta dificuldade, será agora apresentada uma solução proposta que se revelou não funcional devido a esta mesma questão. A solução baseava-se na utilização de quatro pontos de apoio para a estrutura do tapete. A figura 3.8 pretende representar a plataforma e a disposição dos pontos de apoio com a plataforma na posição horizontal.

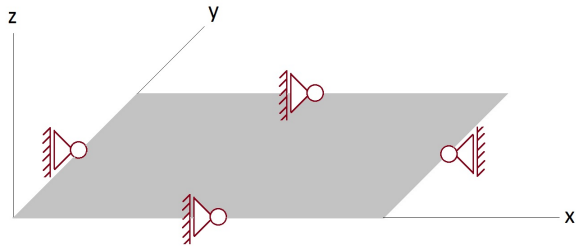


Figura 3.8: Plataforma de oscilação com quatro pontos de apoio moveis verticalmente.

Como se pode verificar estes apoios têm movimento linear vertical, sendo a sua posição definida pelo conjunto de duas polias e correia dentada. Quando se movimenta um par de pontos de apoio em lados opostos, sendo um destes movimentado no sentido descendente e o outro no sentido ascendente, é executada uma rotação na direção perpendicular à linha que une estes dois apoios e que passa pelos dois apoios restantes. Ou seja, na Figura 3.8 se o apoio mais à esquerda subir e o apoio mais à direita descer, mantendo a posição dos dois apoios restantes, a passadeira irá sofrer uma rotação relativamente à horizontal. Esta situação está representada na Figura 3.9.

No entanto, quando já existe rotação da plataforma numa dada direção provocada por um dos pares de apoios, não é possível movimentar os dois apoios restantes. Pois, após a rotação devido ao movimento de um dos pares de apoios, o eixo de rotação para os dois restantes é alterado. Na situação descrita na Figura 3.9 os dois apoios teriam de se movimentar na direção das duas setas representadas.

Seria necessário, que tal como no caso da plataforma de oscilação com atuadores lineares, a direção de atuação fosse possível de ser variada e não forçosamente vertical. Esta variação da direção de atuação, no caso da atuação em utilização, conjunto polias/correia dentada e motor elétrico, não é de simples execução, aumentando em muito a complexidade da solução construtiva necessária. Com os graus de liberdade provocados pela variação de direção de atuação seria ainda necessária a adição de mais pontos de atuação. Como se verifica na plataforma de oscilação que apresenta seis atuadores distintos para que seja possível definir todos os graus de liberdade.

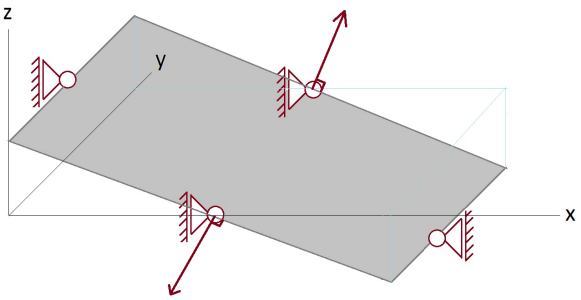


Figura 3.9: Esquema do sistema de oscilação de plataforma não funcional com rotação aplicada e identificação de sentido de atuação necessário para o seu correto funcionamento.

De forma a ultrapassar esta dificuldade e simplificar tanto a solução construtiva como o controlo dinâmico da oscilação da passadeira, a solução encontrada baseou-se na sobreposição de duas rotações independentes. Uma parte da estrutura, a que chamaremos estrutura intermédia, permite e controla a rotação do tapete rolante numa só direção paralela ao plano horizontal. Outra estrutura, estrutura base, de configuração de atuação semelhante à estrutura intermédia, permite e controla a rotação da estrutura intermédia na direção perpendicular à direção de rotação entre a estrutura intermédia e o tapete e também paralela ao plano horizontal. A sobreposição destas duas rotações independentes entre si, permitidas individualmente pela estrutura intermédia e pela estrutura base, permite a rotação do tapete em qualquer direção do plano horizontal.

Esta solução está representada esquematicamente na Figura 3.10. Neste esquema as três estruturas estão apenas representadas por um plano horizontal. Os apoios duplos representados entre a estrutura intermédia e o tapete rolante deverão estar no centro da plataforma relativamente ao eixo dos xx, permitindo assim a rotação entre estas duas estruturas na direção que une os dois apoios.

O apoio simples 1 é o sistema de atuação que deverá estar suportado na estrutura intermédia e que assim controla a rotação entre estas duas estruturas através do seu movimento.

A ligação entre a estrutura de base e a estrutura intermédia é igual à realizada entre a estrutura intermédia e o tapete rolante, mas os apoios são colocados de forma a que a rotação entre estas duas estruturas seja perpendicular à rotação apresentada entre a estrutura intermédia e o tapete rolante. O apoio simples 2 é o sistema de atuação que deverá estar suportado na estrutura de base.

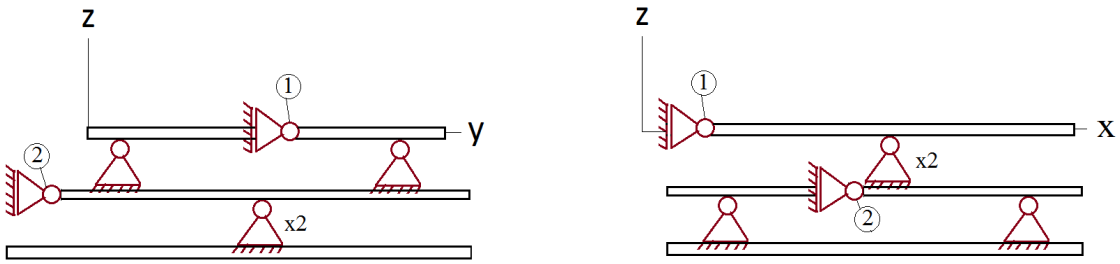


Figura 3.10: Esquema de ligação entre as três estruturas da passadeira rolante.

Os dois apoios duplos que correspondem à ligação entre as duas estruturas permitem apenas um grau de liberdade de rotação. A ligação é realizada por um veio que será acoplado de forma rígida a uma das duas estruturas e através de chumaceiras de rolamentos planos à segunda estrutura. A utilização de rolamentos planos deve-se ao suporte de uma carga que poderá ser elevada com rotações de ângulo reduzido. Ou seja, não existirá nunca uma rotação completa mas sim pequenas rotações com menos de 10º que se alternam em termos do sentido de rotação. Quanto à atuação da rotação, apoios simples 1 e 2, será usado um conjunto polias/correia dentada montado na vertical como referido anteriormente. Este conjunto será atuado por um motor elétrico e será solidário com a parte inferior, sendo esta parte inferior a estrutura fixa relativamente à rotação em questão. A parte da estrutura com oscilação será acoplada à correia. Este acoplamento deverá permitir uma rotação e um movimento linear entre a estrutura em rotação e a polia.

Apesar do uso de passadeiras rolantes ser comum e não apresentar qualquer dificuldade, foi identificado um problema quanto à utilização da passadeira rolante nas circunstâncias do simulador já referido momentaneamente no capítulo 2. Enquanto no uso comum de uma passadeira rolante, o utilizador se encontra consciente da sua posição relativa à passadeira e ajusta assim a sua velocidade de forma a permanecer dentro dos limites da passadeira, o mesmo não acontece aquando do uso dos óculos de realidade virtual. Com os óculos de realidade virtual o utilizador não será capaz de corrigir a sua própria posição relativa à passadeira. A questão que pode ser colocada é se no caso da passadeira se encontrar perfeitamente sincronizada com o vídeo quanto à velocidade de movimento, o utilizador será capaz de igualar essa velocidade.

Para verificar o efeito, foi realizado um teste prático numa passadeira convencional a diferentes velocidades e utilizando vários vídeos de realidade virtual que se adequassem à situação. O teste prático demonstrou que facilmente o utilizador, tanto perde a posição na direção de caminhar, como na direção perpendicular a esta. O utilizador perde ainda algum sentido de equilíbrio.

Todos estes problemas são resolvidos, se o utilizador for capaz de reconhecer continuamente a sua posição relativa à passadeira. Desta forma um simples apoio fixo, onde o utilizador se possa suportar, permite o perfeito equilíbrio e controlo da posição por parte do utilizador. Um apoio deverá assim ser incorporado na lateral da passadeira ao alcance da mão do utilizador.

A velocidade da passadeira foi também avaliada neste teste prático, tendo sido determinado que uma velocidade de 2,5 km/h será apropriada para a utilização no simulador.

3.3 *Layout* final

Estão agora definidos os conceitos da passadeira com oscilação e do movimento aéreo. O *layout* final deverá assim concentrar estes dois conceitos e alguns requisitos tanto definidos pela empresa como identificados posteriormente.

Um desses requisitos restringe a organização global da estrutura. O simulador deverá ser possível de ser transportado num camião completamente montado, ou em secções simples de serem montadas em qualquer local e estar pronto a ser utilizado. A envergadura da estrutura é de 5 metros de comprimento e 4 metros de altura. Tendo em conta esta envergadura o transporte do simulador em camião completamente montado não é possível.

O simulador sendo um sistema de entretenimento não deve apresentar um *design* industrial. Por isto entenda-se que a distribuição dos componentes deve ser cuidada no sentido de permitir toda a sua oclusão da imagem global do simulador por elementos de ornamentação que serão posteriormente integrados. É também pretendido que espetadores possam observar na medida do possível a simulação a decorrer.

Como já referido a simulação é iniciada na passadeira rolante com oscilação. A entrada no simulador deverá assim ser feita por escadas até à passadeira que se encontrará a 1 m de altura. O utilizador entrará no simulador já com o arnês vestido sendo as cordas presas a este quando o utilizador já se encontra na passadeira rolante. Do ponto de vista de controlo deverá ser marcado

o inicio da simulação nesta fase, já que os diferentes utilizadores não terão as mesmas dimensões e a amplitude dos movimentos deve adaptar-se a essas diferenças de altura.

Aquando do movimento da passadeira, por questões de segurança as cordas, não estando a suportar o utilizador nesse momento, devem servir como limitadoras de posição, restringindo através do comprimento da corda de traz o quanto o utilizador avança na passadeira e pela corda da frente o quanto este recua na mesma. A deslocação lateral será limitada pelos suportes utilizados para a orientação do utilizador quanto à sua posição relativa.

Após a simulação da ponte suspensa, a passadeira é imobilizada e o inicio do movimento aéreo deve ter em conta a proximidade desta. A segurança do utilizador durante o movimento aéreo é um dos principais requisitos a ter em conta no desenvolvimento do *layout* da estrutura. Não deve existir qualquer proximidade de componentes ao local onde o utilizador se encontra e este deve estar principalmente protegido da zona de enrolamento de cabos. Todas as alterações que aumentem o nível de segurança do sistema no caso de falha de certos componentes devem também ser equacionadas. Um exemplo desta situação é a colocação do carro montado pela parte superior da estrutura que permite que mesmo no caso de falha dos carris este não caia de forma catastrófica.

No chão do simulador estará uma piscina de pequenas bolas de plástico. Estas pequenas bolas de plástico têm como função principal a finalização da simulação. Aquando do final do movimento aéreo, o carro será imobilizado numa posição apropriada bem como as cordas. Após a indicação ao utilizador da finalização da simulação este será pousado de forma apropriado na piscina de bolas. As bolas poderiam ainda ser uma segurança passiva de uma possível queda do utilizador, no entanto é considerado que a piscina de bolas não é um sistema de segurança efetivo para uma possível queda de mais de 3 m de altura. A segurança deverá passar principalmente pela prevenção da queda do utilizador mesmo na ocorrência da falha mecânica de um componente. Por exemplo, assegurar que mesmo aquando da quebra de um dos cabos, o segundo cabo deverá ser capaz por si só de manter a segurança do utilizador.

Os conceitos definidos inicialmente e todos estes requisitos concluem num possível *Layout* global da estrutura representado na Figura 3.11.

Neste *layout* esta presente a integração dos dois conceitos desenvolvidos, movimento aéreo e oscilação da passadeira rolante. O movimento aéreo é, como referido, composto pelo carro de translação sobre uma lança, atuado por um sistema de polias e correia sincronizadora. No carro estão montados dois sistemas de enrolamento de cabos que suportam e movimentam o utilizador. A passadeira rolante está apresentada esquematicamente numa extremidade da estrutura devido a ser o ponto de início. A piscina de bolas de plástico está também representada tal como as escadas de entrada para a passadeira rolante.

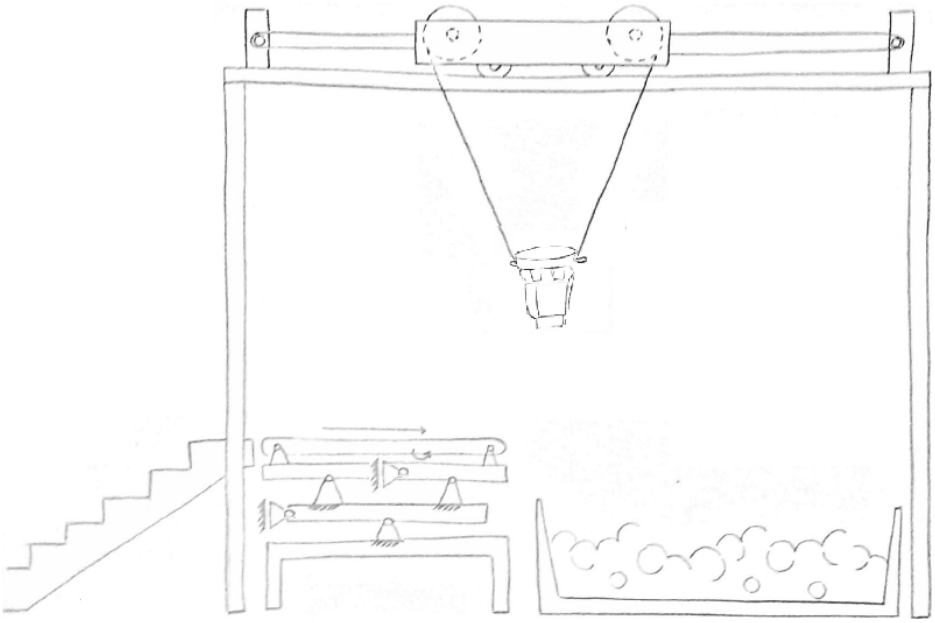


Figura 3.11: Layout global do simulador de realidade Virtual.

Capítulo 4

Estudo e desenvolvimento mecânico do Simulador de Realidade Virtual

Neste capitulo será desenvolvida a solução construtiva e dimensionamento dos diversos componentes do simulador de realidade virtual. O simulador será dividido em vários subconjuntos para que a abordagem seja simplificada e mais clara.

O primeiro subconjunto tratado será o carro de translação, que terá integrado o sistema de elevação. O segundo subconjunto será a estrutura de suporte composta pelos dois pilares e pela lança superior, que integra o sistema de atuação linear do carro de translação e onde posteriormente será naturalmente montado o carro de translação. E por último, a estrutura de oscilação da passadeira rolante e a própria passadeira rolante.

4.1 Carro de translação

Em primeiro lugar será apresentada a definição e dimensionamento do sistema de elevação. O sistema de elevação será suportado no carro de translação e será constituído por dois tambores de enrolamentos de cabos atuados cada um por um motor elétrico. Os tambores foram previamente definidos como tendo 300 mm de diâmetro e o simulador deverá ser dimensionado para utilizadores com uma massa máxima de 150 kg.

As forças que estarão aplicadas no sistema de elevação, dependerão não só da carga a suportar, como também das acelerações que poderão ser provocadas por este mesmo sistema. Nenhum valor da aceleração máxima que o sistema deverá ser capaz de impor foi estabelecida como requisito inicial, nomeadamente a aceleração pretendida no sentido ascendente, que é o caso de maior esforço para este sistema. Assim, para o dimensionamento do sistema deveremos primeiro determinar qual será a aceleração máxima aplicada no sentido ascendente. Esta aceleração será principalmente dependente dos motores selecionados.

Como visto na experiência prática do modo de suporte do utilizador, o utilizador não pode ser suportado apenas pela corda da frente, enquanto tal é possível para a corda traseira. Existe ainda um limite de proximidade do utilizador à corda frontal, existindo um ângulo mínimo que

esta deverá realizar com a vertical que será calculado posteriormente nesta dissertação. Será assim apropriado que se utilize a corda traseira, como corda principal de atuação de um movimento ascendente em aceleração elevada. Já que esta se poderá apresentar, quase ou mesmo perfeitamente vertical, permitindo uma maior eficiência da transmissão de força para o movimento vertical. A corda frontal poderá apoiar este movimento, mas terá sempre um maior ângulo sendo assim menos eficiente. A principal função e requisito mínimo para a segunda corda será então a definição da posição horizontal do utilizador relativamente ao carro.

Os motores elétricos a utilizar serão motores de indução. Estes motores são de uso comum, apresentando grande amplitude de aplicações. Será necessário o uso destes motores com variador de frequência e um *encoder* integrado no motor, já que é necessário o controlo sobre a posição e velocidade do utilizador.

Não existindo qualquer sistema deste género, não existe referência quanto à aceleração que pode ser aplicada no utilizador através de um arnês, ou qual a aceleração mínima para uma simulação eficaz. A escolha foi realizada tendo por base a versatilidade, procurando permitir uma aceleração máxima elevada não limitando assim o sistema. No entanto uma grande aceleração necessitaria de um motor com uma potência muito elevada. Pelo que, através de várias iterações, foi selecionada uma aceleração máxima que não resultasse num motor elétrico de proporções demasiado elevadas.

Para o dimensionamento do motor traseiro foi simplesmente considerado um movimento acelerado perfeitamente vertical de uma massa de 150kg.

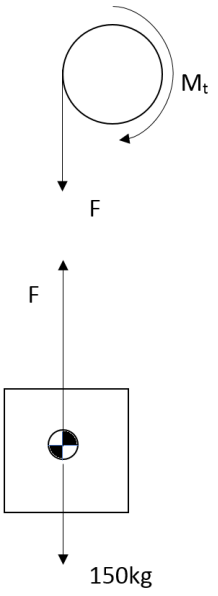


Figura 4.1: Diagrama de forças do movimento acelerado ascendente aplicado por um só tambor do sistema de enrolamento de cabos.

$$M_t = F \cdot r \tag{4.1}$$

onde,

M_t, binário que deverá ser aplicado pelo motor sobre o tambor;

F, Força de tensão na corda;

r, raio do tambor, 150 mm.

$$F = m \cdot (g + a) \tag{4.2}$$

g, aceleração da gravidade, 9,8 m/s^2;

a, aceleração aplicada no corpo;

m, massa do corpo, 150 kg.

$$P = M_t \cdot \omega \tag{4.3}$$

P, potência transmitida ao tambor e portanto potência do motor;

ω, velocidade de rotação do tambor em rad/s.

$$\omega = \frac{v}{p} \cdot 2 \cdot \pi \tag{4.4}$$

v, velocidade vertical do corpo;

p, perímetro do tambor, $300 \cdot \pi$ mm.

A aceleração máxima selecionada foi de $2,4$ m/s^2, o que resulta numa força F de 1830 N e um consequente binário no tambor, M_t de 274,5 Nm. No entanto a potência do motor depende ainda da velocidade máxima de rotação, w, do tambor à qual este binário deverá ser aplicado. Esta velocidade, w, depende da velocidade máxima alcançada pelo utilizador, v, que pode ser calculada através da Equação 4.5, que resulta das equações de movimento também apresentadas.

Para a obtenção desta velocidade foi calculada a velocidade do utilizador, após o curso de 1 m com uma aceleração de 2,4 m/s ^{2}.

$$v = a \cdot t$$
$$x = \tfrac{1}{2} \cdot a \cdot t^2$$

$$v = \sqrt{2 \cdot x \cdot a} \tag{4.5}$$

onde,

v, velocidade final;

x, curso percorrido em aceleração;

a, aceleração do corpo.

Com $x = 1$ m, $a = 2,4$ m/s^2 a velocidade final será, $v = 2,2$ m/s, o que resulta numa velocidade de rotação do tambor de $\omega = 14,6$ rad/s, que corresponde a 139,5 rpm.

A potência necessária a transmitir ao tambor de enrolamento de cabos e consequente potência do motor para estas condições é de 4009,3 W.

O motor com redutor acoplado foi selecionado recorrendo ao configurador *online* da empresa *SEW Eurodrive*. O motor selecionado apresenta uma potência de 4 kW, um binário nominal no veio de saída do redutor de 275 Nm e uma velocidade nominal no mesmo veio de 138 rpm. As características do motor do sistema de elevação traseiro apresentam-se na Secção A.1 do Anexo A.

O segundo motor, correspondente ao sistema de enrolamento de cabos frontal, será principalmente utilizado para a definição da posição do utilizador. O cálculo da sua potência foi realizado considerando a situação apresentada na Figura 4.2.

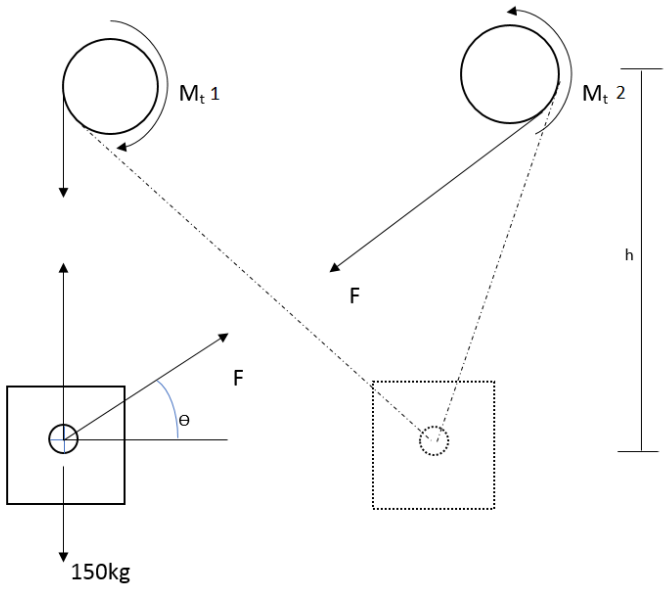


Figura 4.2: Força aplicada na corda pelo segundo sistema de elevação.

A força F representada depende não só da massa e aceleração pretendida como também do ângulo θ também representado. Que por sua vez, para a situação representada, depende da altura, h, a que o utilizador se encontra e da distância entre os dois centros dos tambores representados. No entanto a posição horizontal do utilizador poderá variar relativamente aos sistemas de elevação, variando também o ângulo θ. Na Figura 4.2, a posição do utilizador está representada na posição mais à esquerda possível, podendo assim movimentar-se apenas para a direita, aumentando o ângulo θ, até à posição representada pelas linhas a tracejado.

Como é claro de observar para um estado estático, quanto maior o ângulo θ maior será a força F. A posição crítica para o estado estático será assim a posição mais à direita. No entanto, para um estado estático não será usada a potência do motor.

O motor deveria ser dimensionado para a aceleração que poderá ser necessária para movimentar o utilizador até à posição mais à direita. No entanto o valor desta aceleração não é relevante, pois o movimento de translação será principalmente executado pelo carro de translação. Este movimento pode ainda ser alcançado sem o uso de potência do motor frontal, travando o motor mantendo assim o cabo da frente com o mesmo comprimento e desenrolado o cabo traseiro.

Não existe assim um valor mínimo de binário necessário para a função fundamental deste sistema de enrolamento de cabos. Mas este deverá ser capaz de elevar isoladamente, mesmo que a uma velocidade reduzida, o utilizador. Para tal o binário mínimo a transmitir ao motor é dado simplesmente por $M_t = m \cdot g \cdot r$, que resulta da avaliação de uma situação igual à Figura 4.1 e onde m é a massa do utilizador de 150 kg, g é a aceleração da gravidade e r é o raio do tambor de 150 mm.

O binário do tambor terá assim um valor mínimo de 221 Nm. Quanto à velocidade de rotação máxima do tambor, esta deverá apresentar também um valor mínimo, para que este consiga corresponder a velocidades impostas pelo motor traseiro, ou permitir uma descida rápida do utilizador.

O motor dianteiro foi selecionado recorrendo novamente ao configurador *online* da empresa *SEW Eurodrive*. O motor selecionado apresenta uma potência de 3 kW, um binário nominal no veio de saída do redutor de 245 Nm e uma velocidade nominal no mesmo veio de 115 rpm. As características do motor do sistema de elevação dianteiro apresentam-se na Secção A.2 do Anexo A. O binário deste motor imporá na corda uma força de tração máxima de 1630 N.

Os sistemas de enrolamento de cabos utilizam normalmente cabo de aço. No entanto, o cabo de aço é pesado e difícil de manusear, sendo ainda necessária a utilização de luvas apropriadas aquando do manuseamento do mesmo. Desta forma, um cabo de aço não se apresenta como uma solução viável para o suporte do utilizador, surgindo como alternativa as cordas sintéticas, que são comummente utilizadas para a substituição do cabo de aço em muitas aplicações.

As cordas sintéticas da *Cortland Company* foram avaliadas para a aplicação no simulador. A tabela 4.1 apresenta uma comparação entre duas cordas sintéticas desta empresa e um cabo de aço da empresa *Hendrik Veder Group*.

Tabela 4.1: Comparação de diferentes cabos relativamente à carga máxima para diferentes diâmetros [15], [16], [17].

	Carga máxima		
Diâmetro	Cabo de Aço	Corda Sintética	
	6-strand - 7x19	Vectran® 12 Strand	*BOB® 12 Strand*
6 mm	2.6 T	3,6 T	3.5 T
12 mm	10.4 T	14.2 T	12.7 T
16 mm	18.5 T	23.2 T	23.3 T

A corda sintética Vectran® 12 Strand tem boa resistência à fadiga provocada por abrasão, estado de pura tensão ou encurvamento, tendo ainda fluência negligenciável. É uma corda de fácil manuseamento, podendo ainda ser aplicados acabamentos superficiais diferentes para aplicações especificas, [16].

A corda sintética BOB®, já apresentada na revisão de literatura é principalmente desenvolvida para a resistência do enrolamento cíclico sobre polias e tambores. Nesta aplicação em especifico, devido à amplitude de movimentos ser reduzida e ao grande diâmetro do tambor de enrolamento de cabos, existirá a possibilidade deste modo de fadiga se acentuar. Pois a mesma secção da corda

será continuamente enrolada e desenrolada sobre o tambor em movimentos repetitivos de ascensão e descida do utilizador.

Como a segurança do utilizador depende em grande medida da fiabilidade dos cabos de suporte, será utilizada a corda *BOB® 12 Strand* para assegurar uma grande resistência à fadiga deste constante enrolamento e desenrolamento da corda sobre o tambor.

A situação mais crítica para o cabo será o movimento ascendente com a aceleração máxima aplicada pelo motor sobre uma carga de 150 kg. Esta força tem o valor de 1830 N, que equivale a 187 kg. Como mostra a Tabela 4.1, a capacidade de carga da corda sintética *BOB® 12 Strand* para 6, 12 e 16 mm é respetivamente 3500, 12700 e 23300 kg, [17].

Em aplicações dinâmicas de sistemas de elevação é comum o uso de coeficientes de segurança até 20. No entanto deve ainda ser avaliada a resistência à fadiga por enrolamentos sequenciais utilizando as noções apresentadas na revisão de literatura sobre cordas sintéticas. Para este estudo foi utilizada a Equação 4.6 já apresentada, onde *NSP* corresponde a um parâmetro adimensional, que relaciona a carga aplicada na corda com a capacidade de carga máxima desta e a relação de diâmetros entre a corda e o tambor.

$$NSP = \frac{\%MBL}{(\frac{D}{d})} \tag{4.6}$$

onde,

D, diâmetro do tambor, 300 mm;

d, diâmetro do cabo.

$$\%MBL = \frac{Carga\ Aplicada}{Capacidade\ carga\ do\ cabo} \cdot 100 \tag{4.7}$$

Tabela 4.2: Cálculo dos valores de *N*, coeficiente de segurança, e *NSP*, medida adimensional, da corda sintética *BOB® 12 Strand* para diferentes diâmetros.

d (mm)	Capacidade de Carga (kg)	Carga Aplicada (kg)	n	%MBL	$\frac{D}{d}$	NSP
6	3500		18,7	5,34	50	0,107
12	12700	187	67,9	1,47	25	0,059
16	23300		124,6	0,80	18,8	0,043

Quanto ao coeficiente de segurança, *n*, o diâmetro de 6 mm apresenta um valor bastante elevado, próximo do limite superior do que é recomendado pela literatura. Os dois diâmetros subsequentes apresentam valores muito elevados do coeficiente de segurança. Quanto ao valor de *NSP*, como referido na revisão de literatura, quando se pretende uma vida excecionalmente longa do cabo em aplicações de fadiga como esta, deve-se usar um valor de *NSP* inferior a 0,2. Este valor é verificado com larga margem para os três diâmetros. No entanto por falta de dados quanto às cordas sintéticas, especificamente o desconhecimento do número efetivo de ciclos até rotura para

os valores de *NSP* que estas apresentam para esta aplicação, não será possível calcular a vida útil da corda a utilizar.

Pelos resultados obtidos, o diâmetro de 6 mm seria suficiente. No entanto, será selecionado o diâmetro de 12 mm. Esta seleção deve-se principalmente ao diâmetro de 12 milímetros ser um diâmetro comum das cordas utilizadas na escalada, o que transmitirá também uma maior sensação de segurança ao utilizador, ao contrário do que sucederia com um diâmetro de 6 mm. Os utensílios de escalada estarão também mais apropriados para o uso com este diâmetro de corda.

É ainda necessária a definição do comprimento da corda, que deverá ter um valor apropriado à descida do utilizador até ao nível do chão, necessitando assim de 4 metros de comprimento na posição completamente desenrolada. É ainda necessária a manutenção de 2 a 3 espiras sobre o tambor na posição de completamente desenrolada. Assim o comprimento real da corda será de 4 metros mais três vezes o perímetro do tambor, $4+3\cdot D\pi$, com $D = 300$ mm. O que resulta num cumprimento de corda final arredondado de 7 metros.

Após a seleção da corda podemos iniciar o estudo do tambor de enrolamento de cabos. O número de espiras é calculado pela Equação 2.6 apresentada na revisão de literatura e agora rescrita.

$$n = \frac{L}{D \cdot \pi}$$

Obtemos por esta equação, com um diâmetro de tambor de D = 300 mm e um comprimento de corda L= 7000 mm, o número de n= 7,4 espiras. Deveremos então considerar 8 espiras. A largura, l, do tambor é dada por $l = n \cdot d$. Com o diâmetro do cabo d= 12 mm, a largura do tambor será de 96 mm.

O tambor não terá ranhuras para o alojamento das espiras da corda, como é comum em aplicações de tensão em cabos de aço. A principal razão é o custo de um tambor com ranhuras e o facto de estarmos perante o uso de corda que é de mais comum utilização sem ranhuras. A corda poderá ainda apresentar uma maior deformação quando tracionada e comprimida contra o tambor, podendo assim aumentar a sua largura e consequentemente aumentar o passo das espiras da corda enrolada no tambor. A largura do tambor foi aumentada para 108 mm, permitindo uma largura extra de uma espira de corda.

O tambor terá assim uma largura de 108 mm e um diâmetro de 300 mm. Devido a estas dimensões o tambor deverá ser obtido por construção soldada. As espessuras do tambor foram calculadas utilizando as Equações 2.11 e 2.12 para a parte cilíndrica e a Equação 2.13 para a espessura dos topos do tambor, que tem por base a abordagem de Ernst [11] e que foram apresentadas no capítulo 2. Estas equações são agora rescritas.

$$\sigma_a = 0.5 \cdot \frac{S}{h \cdot s}$$

$$\sigma_{fa} = 0.96 \cdot S \cdot \sqrt[4]{\frac{1}{D^2 \cdot h^6}}$$

$$\sigma_f = 1,44 \cdot (1 - \frac{2}{3} \cdot \frac{D_M}{D}) \cdot \frac{H}{W^2}$$

A força de tração máxima da corda, S, como já referido é de 1830 N. O passo do cabo, s, é de 12 mm. O diâmetro do tambor, D, 300 mm e o diâmetro do cubo, D_M, 30mm. O diâmetro D_M do cubo depende do veio de suporte do tambor que será calculado posteriormente nesta secção.

Fixando o valor máximo de $\sigma_a = \sigma_{fa} = 39$ MPa, como descrito na revisão de literatura, e resolvendo as Equações 2.11 e 2.12 obtemos h= 1,95 mm para o esforço de compressão e h= 1,89 mm para o esforço de flexão. Para os topos, fixando $\sigma_f = 100$ MPa e resolvendo a Equação 2.13, obtemos W= 1,57 mm.

Estes valores foram obtidos com base nas equações descritas e limitações quanto a tensões máximas que estão estipuladas para o aço S235JR. Sobre estes valores foi acrescentado um coeficiente de segurança de 2, resultando assim uma espessura da parte cilíndrica, h, de 4 mm e uma espessura dos topos, W, também de 4 mm. Para estas espessuras o esforço de compressão, σ_a, tem o valor de 19,1 MPa, o esforço de flexão, σ_{fa}, 12,7 MPa e para os topos obtemos uma tensão, σ_f, de 15,4 MPa.

Devido à diferença de diâmetros entre o cubo e o tambor foram colocadas costelas de reforço entre o cubo e as chapas de topo. Como referido na revisão de literatura, a parte cilíndrica deverá ser realizada através de uma chapa de espessura de 4 mm, soldando-a sobre uma geratriz. A Figura 4.3 pretende representar a solução final obtida para o tambor de enrolamento de cabos.

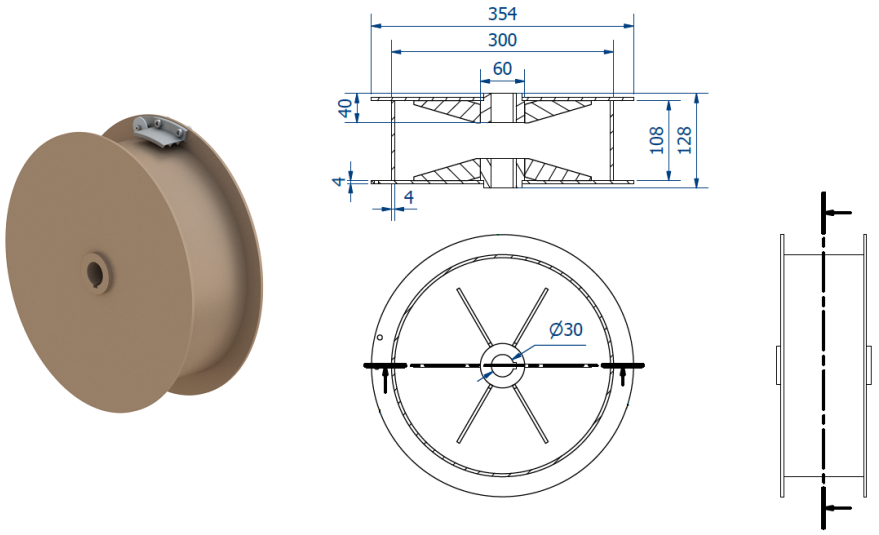


Figura 4.3: Desenho demonstrativo da solução final obtida para o tambor de enrolamento de cabos.

Na representação tridimensional do tambor está também representado o bloco de fixação da corda a cinzento, que apresenta três ranhuras com passo de 13 mm para as três espiras mortas do tambor. A fixação da extremidade é realizada por um parafuso à volta do qual a corda realiza meia volta. O parafuso, através de uma anilha maquinada, comprime a corda contra a parede do bloco.

Estando assim definido o tambor é agora necessário proceder ao dimensionamento dos restantes componentes do sistema de elevação. Serão usados os mesmos componentes para a montagem dos dois tambores para simplificação do sistema, apesar da potência do motor ser diferente.

A montagem do tambor será realizada através de um veio suportado em duas chumaceiras posicionadas em lados opostos do tambor. O motor estará posicionado do lado oposto de uma das chumaceiras e um acoplamento fará a ligação entre o veio do motor e o veio do tambor. O veio transmitirá o momento ao tambor através de duas chavetas. Esta montagem está esquematicamente representada na Figura 4.4.

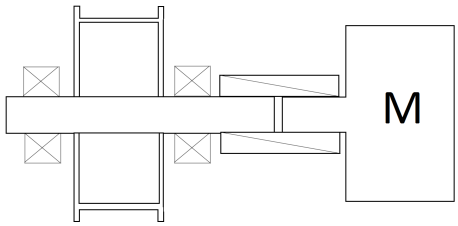


Figura 4.4: Montagem do sistema de elevação.

A situação crítica para o veio de suporte do tambor é aquando da aplicação da tensão máxima sobre o cabo já calculada anteriormente de F = 1830 N e do momento torsor de 275 Nm aplicado pelo motor. O tambor tem 128 mm de largura entre os seus extremos, sendo ainda necessária a colocação de dois casquilhos de espaçamento entre o tambor e as chumaceiras. Os casquilhos têm 12,7 mm de largura e as chumaceiras 48,4 mm de zona de suporte do veio. O veio pode assim ser calculado considerando dois apoios duplos, espaçados de 201,8 mm, duas forças verticais, F, espaçadas de 88 mm e um momento torsor, M_T de 275 Nm aplicado num dos apoios duplos.

As forças aplicadas no veio e os esforços no veio devido ao momento fletor e momento torsor distribuem-se como mostra a Figura 4.5.

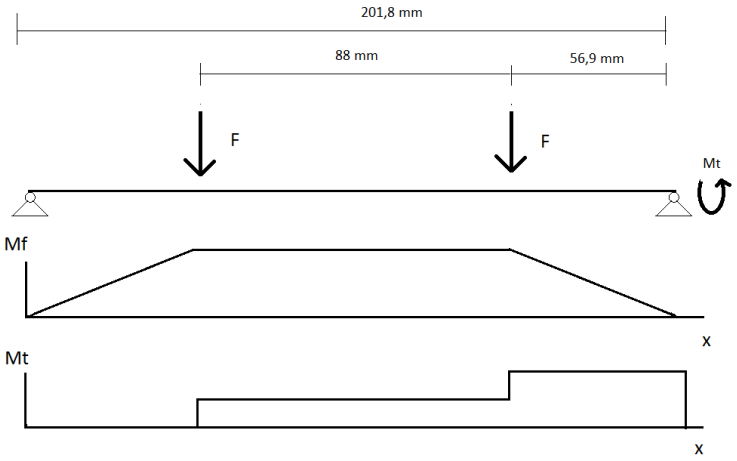


Figura 4.5: Representação das forças simplificadas atuantes no veio do tambor e diagrama de momento fletor e momento torsor.

O valor da força F, será a divisão da força aplicada pela corda sobre o tambor de 1830 N pelos dois apoios do tambor, resultando em F = 915 N. Esta força será majorada de um coeficiente de 1,5, para precaver desequilíbrios na distribuição da força pelos dois apoios, assim F =1372,5 N.

O momento fletor máximo, $M_{F_{max}}$, é obtido entre os dois pontos de aplicação das forças, sendo o seu valor calculado pela Equação 4.8.

$$M_{F_{max}} = F \cdot a \tag{4.8}$$

onde,

F, valor da força aplicada, 1372,5 N;

a, distância entre ponto de apoio e ponto de aplicação da força mais próxima, 56,9 mm.

O momento fletor máximo no veio é assim 78,1 Nm.

O momento torsor é máximo entre o apoio duplo, onde é aplicado o momento torsor, até ao primeiro apoio do tambor, que é o local de aplicação da força onde também o momento fletor é máximo sendo esse o ponto crítico do veio. O momento torsor, M_t, máximo será 275 Nm.

Para o cálculo da tensão equivalente nesse ponto será usada a Equação 4.12, resultante da teoria de tensão octaédrica de von Mises, Equação 4.9.

$$\sigma = \sqrt{\sigma^2 + 3 \cdot \tau^2} \tag{4.9}$$

Para o momento fletor a tensão máxima é dada por:

$$\sigma_{max} = \frac{M_f}{W_a} \tag{4.10}$$

Para o momento torsor a tensão de corte máxima é dada por:

$$\tau_{max} = \frac{M_t}{W_p} \tag{4.11}$$

Onde para um veio, W_a e W_p são dados respetivamente por $W_p = \frac{\pi \cdot d^3}{32}$ e $W_a = \frac{\pi \cdot d^3}{16}$.

Substituindo estas duas equações na Equação 4.9 resulta:

$$\sigma_{max} = \frac{16}{\pi \cdot d^3} \sqrt{4 \cdot M_F^2 + 3 \cdot M_T^2} \tag{4.12}$$

onde,

d, diâmetro do veio;

M_f, momento fletor do ponto crítico, 78,1 Nm;

M_T, momento torsor do ponto crítico, 275 Nm.

Para um diâmetro de veio de 30 mm obtemos uma tensão de 94,6 MPa. Selecionando como material do veio o aço DIN CK45 com uma tensão de cedência de 323,6 MPa, definida no catálogo da empresa Ramada Aços, obtemos um coeficiente de segurança de 3,4.

A flecha máxima do veio, na mesma condição apresentada anteriormente, será dada pela Equação 4.13 para o ponto a meio vão do veio, $\frac{l}{2}$.

$$Y_{max} = \frac{F \cdot a}{6 \cdot E \cdot I} \cdot (3 \cdot (\frac{l}{2})^2 + a^2 - 3 \cdot l \cdot \frac{l}{2}) \tag{4.13}$$

onde,

E, módulo de rigidez do aço, 210 GPa;

I, momento de inercia à flexão, $I = \frac{\pi \cdot d^4}{64}$, que com d=30 mm é 3,976E-08 m^4;

E como já definido anteriormente,

l= 201,8 mm;

a= 56,9 mm;

F= 1372,5 N.

Nestas condições obtemos uma flecha de 0,04 mm.

As chavetas foram dimensionadas ao corte e ao esmagamento para um binário de 275 Nm no veio de 30 mm. As chavetas têm assim uma largura de 8 mm e uma altura de 7 mm necessitando de um comprimento mínimo de 16 mm considerando uma tensão limite elástico de 323,6 MPa do aço CK45. A chaveta presente no acoplamento deverá efetivamente suportar os 275 Nm, no entanto as duas chavetas do tambor dividirão o esforço entre si. As chavetas usadas terão 40 mm para o acoplamento e 36 mm para os dois cubos do tambor. Apresentando assim as chavetas um coeficiente de segurança superior a 2.

As chumaceiras foram selecionadas recorrendo ao *software online do Schaeffler Group*. Como restrições foi usado o diâmetro do veio, a carga máxima aplicada sobre as chumaceiras de 1372,5 N e a solução construtiva que mais se adequava a esta montagem. Foi selecionada a chumaceira LASE30-XL-N, que apresenta uma carga dinâmica máxima, C_r, de 20700 N.

O acoplamento entre os dois veios foi selecionado, da empresa R+W, o modelo BKL de acoplamentos de precisão com uma capacidade de binário máximo de 300 Nm.

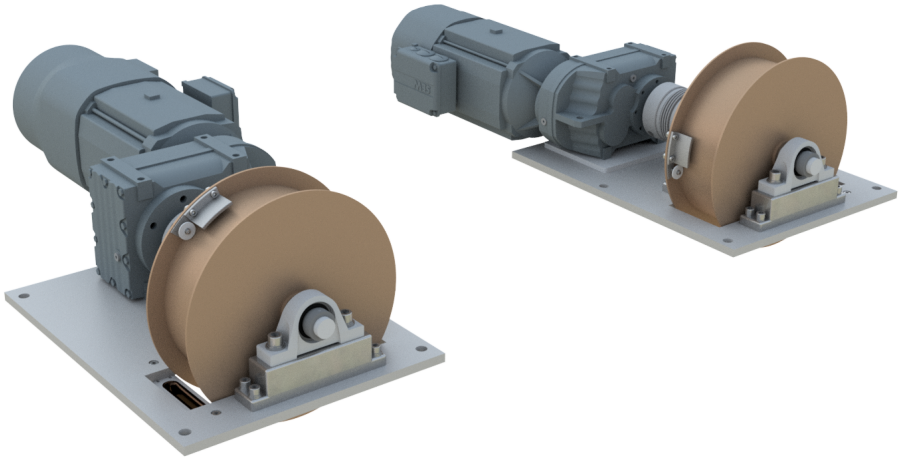


Figura 4.6: Sistemas de elevação traseiro à esquerda e Sistema de elevação frontal.

O sistema de elevação anteriormente desenvolvido deverá ser montado numa estrutura soldada que constituirá o carro de translação. A estrutura soldada deverá assim ser capaz suportar as forças aplicadas devido ao movimento da carga de 150 kg e ao peso dos componentes de elevação.

A estrutura soldada deverá ainda incorporar o sistema de deslocamento linear sobre a lança. Nos sistemas de elevação de cargas é comum a utilização de carros compostos por rodas motrizes para o seu deslocamento linear. No entanto para este simulador será utilizada a solução de um sistema de atuação exterior ao carro. Será usado um conjunto polia correia dentada, em que uma das polias é atuada por um motor elétrico. A correia será fixa ao carro através de um grampo transmitindo o movimento linear ao carro através deste.

Para o deslocamento linear, visto não serem necessárias rodas motrizes, será usado um sistema de patins da *Bosch Rexroth*. Esta solução permite uma maior precisão quanto ao deslocamento linear, tanto no controla da posição através da correia dentada, como pela precisão de alinhamento providenciada pelo sistema de patins lineares.

A estrutura soldada obtida apresenta-se na Figura 4.7. A estrutura é composta por perfis tubulares de secção retangular da norma EN 10210-1. Os perfis utilizados têm secção reta retangular de dimensões 80x40 e espessura de 3 mm. O material dos perfis é o aço de construção EN S355 J2 H. Este aço apresenta uma tensão de cedência mínima de 355 MPa. Aos perfis tubulares são soldadas chapas, também de aço EN S355 J2. Estas chapas têm como principal função reforçar as zonas de ligação aos componentes e permitir uma profundidade de rosca apropriada, já que o tubo apresenta apenas 3 mm de espessura.

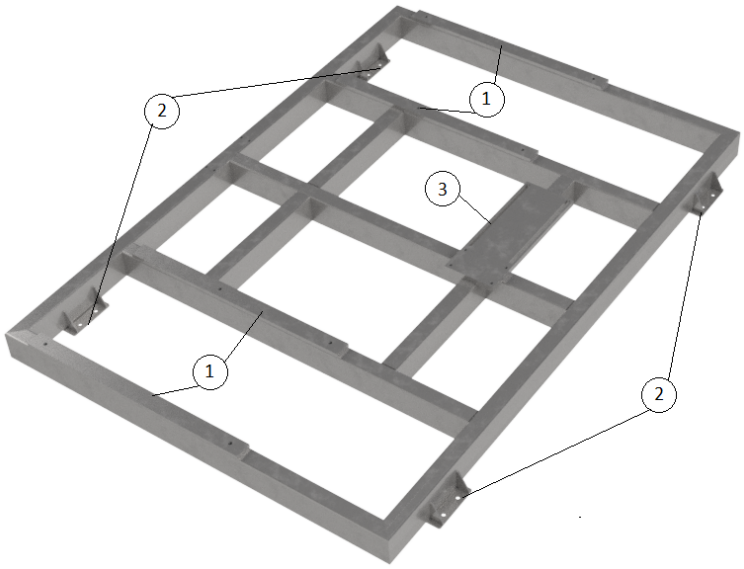


Figura 4.7: Estrutura soldada do carro de translação.

As chapas 1), serão as chapas de montagem dos sistemas de elevação. As chapas 2), dos patins lineares da *Bosch Rexroth* e o bloco 3) é um componente do esticador de correia que será apresentado ainda nesta secção.

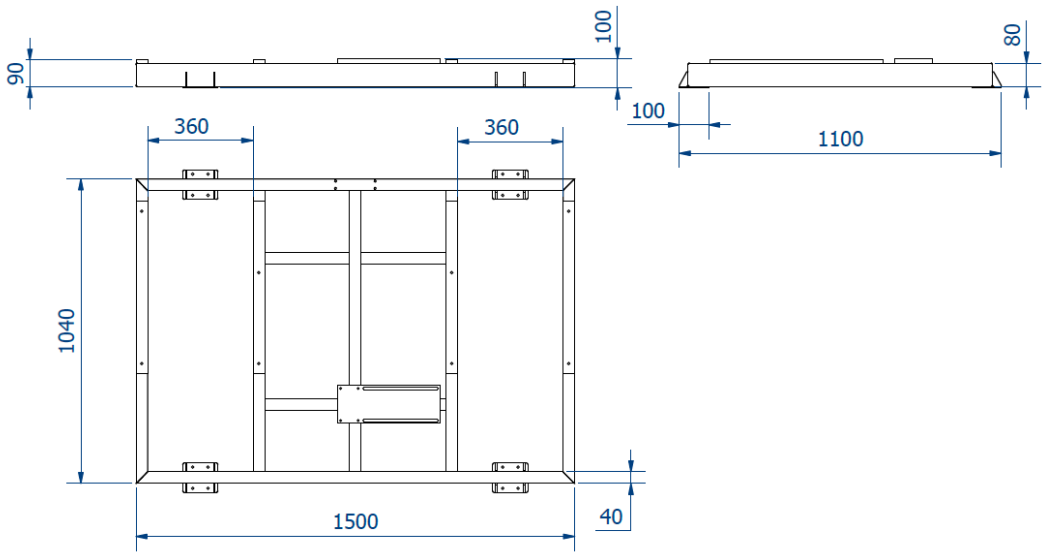


Figura 4.8: Estrutura soldada do carro de translação, representação de dimensões.

Os patins do sistema de guias lineares deverão ser dimensionados tendo por base as indicações do fabricante, *Bosch Rexroth*, presentes no catálogo dos sistemas de guias lineares, [14]. Na Figura 4.9 apresentam-se as diferentes forças a que o patim linear poderá ser sujeito e a indicação das diferentes componentes da capacidade de carga dos patins referentes a cada direção de atuação das forças. Das forças representadas, a única força aplicada sobre os patins lineares, nesta aplicação, com valor significativo será a força vertical Fz, devida ao peso do carro de translação e às acelerações aplicadas sobre o utilizador no sentido vertical.

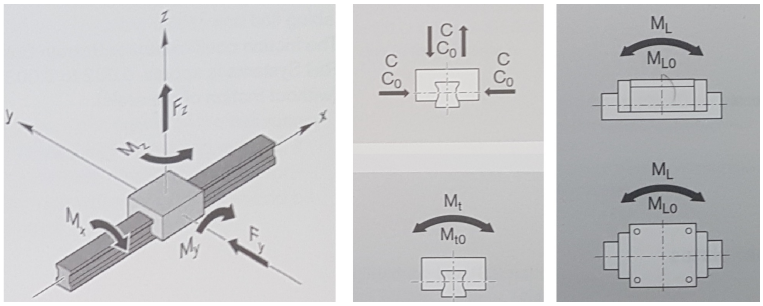


Figura 4.9: Representação das forças a considerar sobre um patim linear e componentes de capacidade de carga, adaptado do catálogo de sistema de guias lineares da Bosch Rexroth, [14].

A estrutura soldada tem uma massa total de 64 kg, cada um dos sistemas de elevação tem 44,2 kg, sem o respetivo motor. Os dois motores apresentam uma massa total de 76,2 kg e 56,9 kg. A massa dos restantes componentes foi negligenciada. A massa total do carro de translação é assim de 285,5 kg, resultando numa carga vertical de 2797,9 N sobre os patins lineares devida ao peso do carro. A situação de maior carga sobre os patins lineares será, no caso do movimento vertical acelerado. Anteriormente foi utilizado o valor de 1830 N para cada sistema de elevação como a carga total, no entanto neste caso ambos os sistemas poderão estar sobre a sua tensão máxima

correspondente. A força máxima aplicada por cada um dos sistemas de elevação, traseiro e frontal, são respetivamente 1830 N e 1630 N. A carga máxima total a atuar sobre os patins é assim a carga devida ao peso do carro de translação e da carga aplicada por cada sistema de elevação sobre o utilizador. Resultando o valor de 6257,9 N.

Serão usados 4 patins lineares, que suportarão esta carga em conjunto. Como um plano é definido apenas por três pontos, a força total será dividida por esses mesmos três pontos de apoio como suposição da carga máxima suportada por cada patim linear. Cada patim suportará assim 2086,0 N.

Os coeficientes dinâmico e estático são dados pelas Equações 4.14 e 4.15. Para aplicações de manuseamento de materiais, caso mais semelhante a esta aplicação, o coeficiente dinâmico deverá ser superior a 5 e o coeficiente estático deverá ser superior a 3.

$$coeficiente \quad dinamico = \frac{C}{F_{max}} \tag{4.14}$$

Como $F_{0max} = F_{max}$

$$coeficiente \quad estatico = \frac{C_0}{F_{max}} \tag{4.15}$$

As cargas dinâmicas e estáticas adquirem o mesmo valor, já que a carga vertical aplicada pelo carro sobre os patins não depende do movimento de translação do carro. Os valores mínimos de C e C_0 resultantes das Equações 4.14 e 4.15, utilizando os coeficientes já descritos, são respetivamente 10429,8 N e 6257,9 N.

Para esta aplicação, sem nenhuma necessidade especifica quanto a espaço, forma de montagem, velocidade excessiva, etc., são mais apropriados os patins de uso corrente FNS. Consultando as cargas dinâmicas destes patins seria indicado o uso dos patins lineares com dimensão 20. No entanto foram selecionados os patins lineares de dimensão 30 devido às grandes proporções da estrutura e pelo facto do custo, associado a um aumento desta proporção dos patins lineares, não ser elevado. As capacidades de carga dos patins lineares dependendo da sua dimensão podem ser consultadas no Anexo B.

A Figura 4.10 representa a montagem dos patins lineares na estrutura do carro de translação apresentada anteriormente.

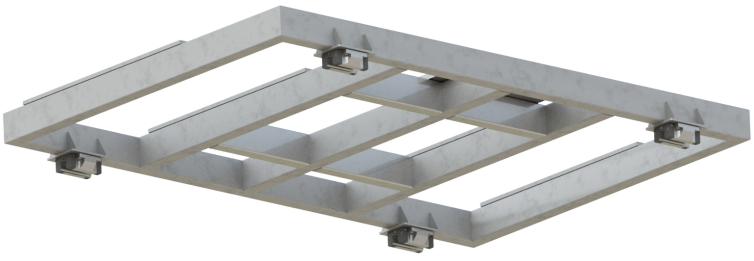


Figura 4.10: Montagem dos patins lineares na estrutura soldada.

O carro, como já referido, será atuado por um sistema de polias e correia dentada. As forças atuantes sobre a correia serão apenas a tensão instalada na mesma e as forças das acelerações que

esta deverá aplicar sobre o carro. As acelerações por sua vez dependem do motor selecionado e do diâmetro da polia.

$$F = m \cdot a \tag{4.16}$$

$$B = F \cdot r \tag{4.17}$$

onde,

F, força de tração aplicada sobre a correia e assim a força transmitida ao carro;

a, aceleração do carro;

m, soma da massa do carro de translação e da massa do utilizador;

r, raio da polia;

B, binário transmitido à polia.

A seleção do motor e do diâmetro da polia foram realizados através de várias iterações, relacionando a aceleração máxima obtida, velocidade máxima alcançada ao longo do curso realizado e requisito de potência do motor. O motor com redutor, selecionado recorrendo ao configurador online da empresa *SEW Eurodrive*, tem uma potência de 1,5 kW, um binário nominal no veio de saída do redutor de 23 Nm e uma velocidade nominal de saída do mesmo veio de 618 rpm. Estas e as restantes características deste motor apresentam-se na Secção A.3 do Anexo A. A polia selecionada tem um diâmetro primitivo de 77,7 mm.

Com o motor e o diâmetro da polia selecionados, aplicando o binário nominal do motor, a força de tração da correia será de 592 N. Para uma massa de 285,5 kg do carro e 150 kg do utilizador, 435,5 kg no total, a aceleração máxima é de 1,36 m/s^2.

A velocidade máxima alcançada pelo carro de translação foi calculada considerando uma aceleração ao longo de 2000 mm, já que o curso máximo percorrido pelo carro é de 3000 mm. A velocidade máxima é 2,33 m/s que corresponde a 573 rpm da polia. Esta velocidade foi obtida pela Equação 4.5 já utilizada para o mesmo efeito.

A correia dentada selecionada é uma correia AT 10-50 da empresa Rolisa, constituída por poliuretano e reforçada com cabos em aço, que apresenta uma largura de 50 mm. A carga de tração máxima desta correia é de 8050 N. Este valor é muito superior à carga de tração máxima de 592 N já referida. No entanto é de notar que esta correia terá um comprimento total próximo de 10000 mm. A correia poderá ainda ser solicitada estaticamente, visto que será necessário o bloqueio do carro de translação em determinadas posições onde serão executados movimentos do utilizador através dos sistemas de elevação. Nesta situação a correia poderá ser ciclicamente tracionada. O excessivo sobredimensionamento da correia pretende assim aumentar a vida útil da mesma. Uma pré-tensão elevada da correia poderá também permitir o aumento da vida útil da correia diminuindo o dano sofrido pelo esforço de tração cíclico durante o estado estático do carro.

As duas polias deste sistema, correspondentes ao diâmetro referido e à correia dentada selecionada, têm como designação, polia 66 AT 10 25 também da empresa Rolisa. Estas polias foram

montadas através de duas chumaceiras que suportam o veio, em lados opostos da polia, tal como os tambores de enrolamento de cabos. No caso da polia motora, o motor é acoplado ao veio exteriormente a uma das chumaceiras por um acoplamento. Para o calculo do veio foi considerada uma barra suportada em dois apoios duplos distados de 129,7 mm com uma força de 592 N aplicada no centro. O momento fletor máximo deste veio é dado por $M_f = F \cdot l/2$, resultando M_f = 38,4 Nm. O momento torso máximo é M_T = 23 Nm. Utilizando novamente a Equação 4.9 tal como para o veio dos tambores de enrolamento de cabos, obtemos uma tensão equivalente de 55,1 MPa para um veio de diâmetro de 20 mm. O material do veio, tal como os veios do sistema de elevação, é o aço CK45 com uma tensão de cedência de 323,6 Nm. O coeficiente de segurança é assim 5,9 e a flecha máxima é 0,016 mm no local de aplicação da carga.

As chumaceiras selecionadas são o modelo LASE20-XL-N da empresa Schaeffler com uma capacidade de carga estática radial de 6600 N. O acoplamento usado para a ligação entre o veio da polia motora e o motor, tal como para os sistemas de elevação, é o acoplamento de precisão BKL da empresa R+W mas com um binário máximo de 30 Nm.

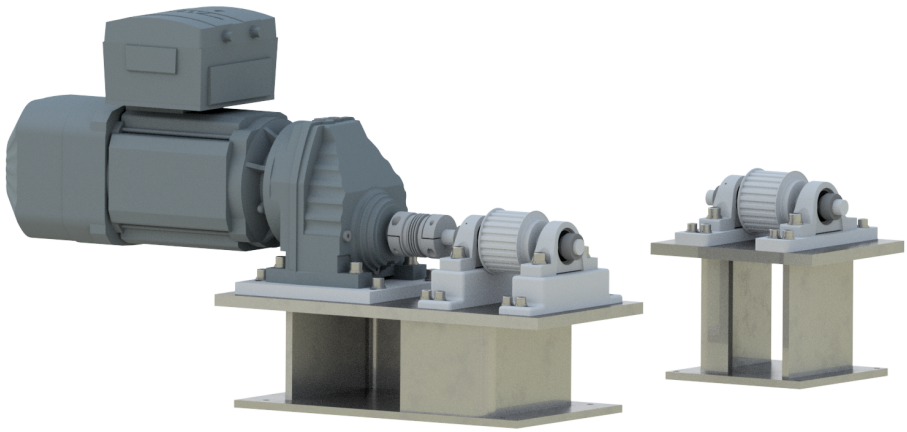


Figura 4.11: Montagem das duas polias do sistema de atuação linear, polia motora e polia não motora.

Para a montagem da correia dentada é necessário tencionar a correia e fixar um ponto da mesma ao carro de translação. Devido ao comprimento da correia ser de aproximadamente 9880 mm, será usada uma correia aberta, sendo assim ainda necessária a fixação das duas pontas da correia.

Foi criado um esticador de correia que é montado no carro de translação, obtendo assim a tensão necessária para a correia dentada e a fixação do carro à mesma, bem como a fixação das duas pontas da correia. A fixação das duas pontas da correia ao esticador é executada por dois grampos *standard* apropriados para esta correia. O esticador apresenta-se na Figura 4.12. Cada um dos grampos é montado sobre um bloco de face superior lisa. A ponta da correia é fixa entre o grampo e o bloco. Um dos blocos é fixo na chapa inferior que está soldada na estrutura do carro. O segundo bloco tem posição linear variável ao longo dos rasgos da chapa inferior. Um veio roscado

que atravessa um furo passante no bloco fixo e é roscado no segundo bloco, é usado para alterar a posição deste último, esticando assim a correia.

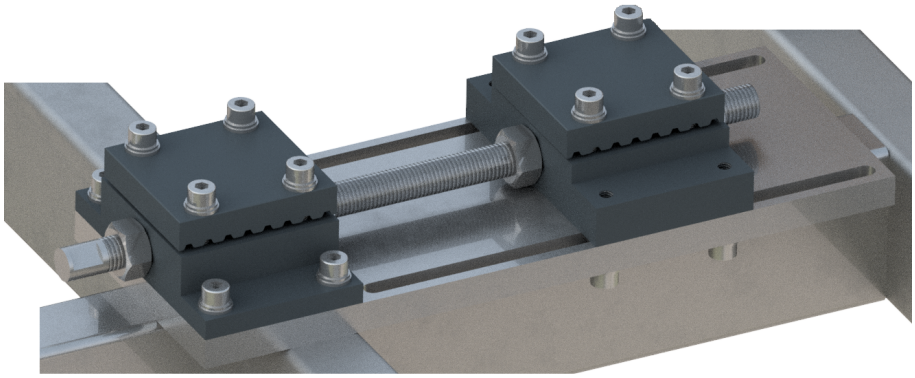


Figura 4.12: Esticador da correia montado no carro de translação.

A estrutura soldada do carro de translação apresentada anteriormente foi alvo de uma simulação por método dos elementos finitos através do *software Inventor*. A utilização deste *software* deve-se principalmente à forma expedita como é possível obter os resultados já que toda a estrutura foi desenvolvida em *Inventor*. A simulação pretende apenas verificar se existe algum ponto crítico na estrutura com grande concentração de tensões e avaliar a amplitude das flechas existentes.

Para a simulação foram posicionadas as duas chapas de suporte dos sistemas de elevação para que a simulação seja mais precisa. Sobre estas chapas foram aplicadas as forças devidas ao peso dos motores e as forças relativas ao peso e atuação dos tambores aplicadas na base dos suportes das chumaceiras.

Na Figura 4.13 estão representadas as condições fronteira consideradas para a simulação da estrutura soldada do carro de translação.

Nas chapas, soldadas à estrutura, onde são montados os patins lineares foi considerado na face inferior um apoio simples com liberdade na direção de deslocamento do carro. Esta direção, sobre a qual o carro tem liberdade de deslocamento, foi restringida através de uma das faces do bloco soldado pertencente ao esticador da correia, já que a posição linear do carro é definida pela correia sincronizadora que é acoplada ao carro através do esticador.

Na chapa do sistema de elevação traseiro a força devida ao motor, força 1, tem o valor de 746,8 N, esta força é dividida em duas componentes aplicadas no centro das duas áreas de apoio do motor sobre a chapa. A força aplicada pelos suportes de chumaceiras, força 2, devida ao peso do tambor e força de tração na corda de 1830 N, tem um valor total de 2263,2 N e é dividida pelas duas áreas de contacto dos suportes de chumaceira com a chapa.

Na chapa do sistema de elevação frontal a força devida ao motor, força 3, tem o valor de 557,6 N. A força aplicada pelos suportes de chumaceiras, força 4, devida ao peso do tambor e força de tração na corda de 1630 N, tem um valor total de 2063,16 N e é dividida pelas duas áreas de contacto dos suportes de chumaceira com a chapa.

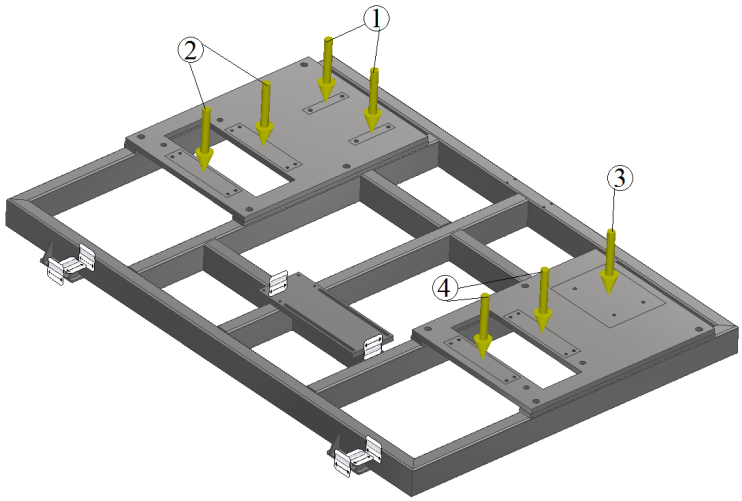


Figura 4.13: Condições fronteira da estrutura soldada do carro.

Na Figura 4.14 é apresentada a distribuição da tensão equivalente de von Mises na estrutura soldada e nas chapas de suporte por mapa de cores. Como podemos verificar a tensão máxima apresenta um valor máximo de 34,05 MPa. Os principais locais de concentração de tensão apresentam-se nas conexões das chapas com a estrutura soldada e na zona de suporte dos patins lineares. O coeficiente de segurança é de 10,4 para uma tensão de cedência de 355 MPa do aço S355J2.

Na Figura 4.15 é apresentada a distribuição dos deslocamentos. O valor máximo apresentado é de 0,19 mm na zona de aplicação da força de um dos suportes de chumaceira do sistema de elevação traseiro.

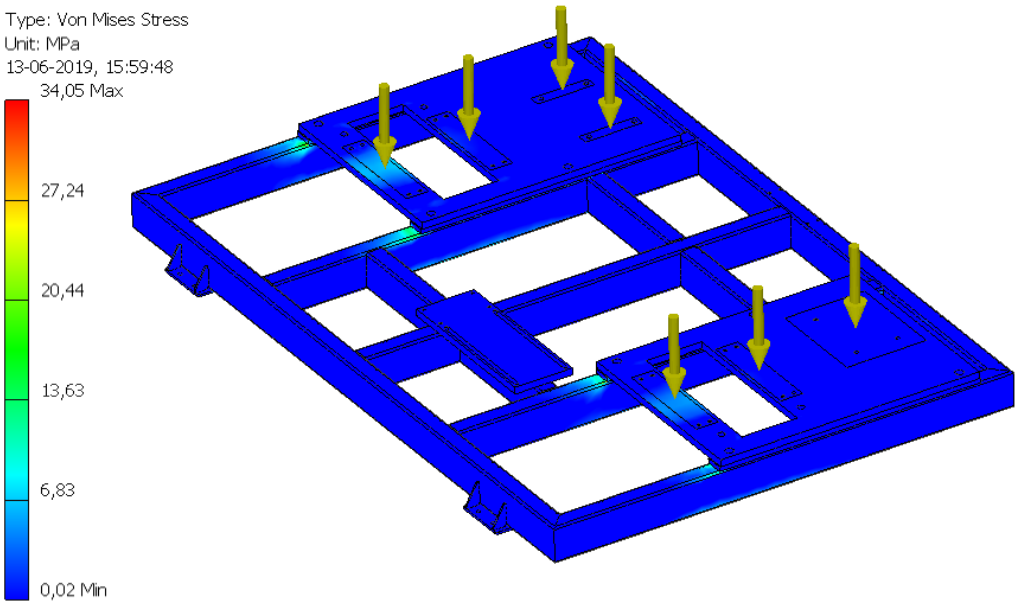


Figura 4.14: Distribuição das tensões na estrutura soldada do carro de translação.

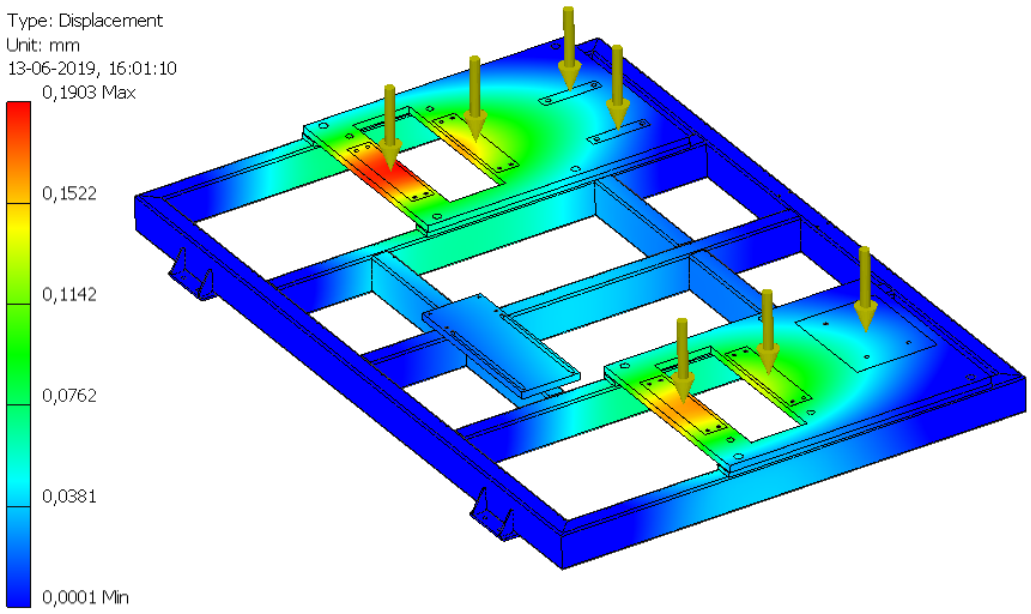


Figura 4.15: Distribuição dos deslocamentos na estrutura soldada do carro de translação.

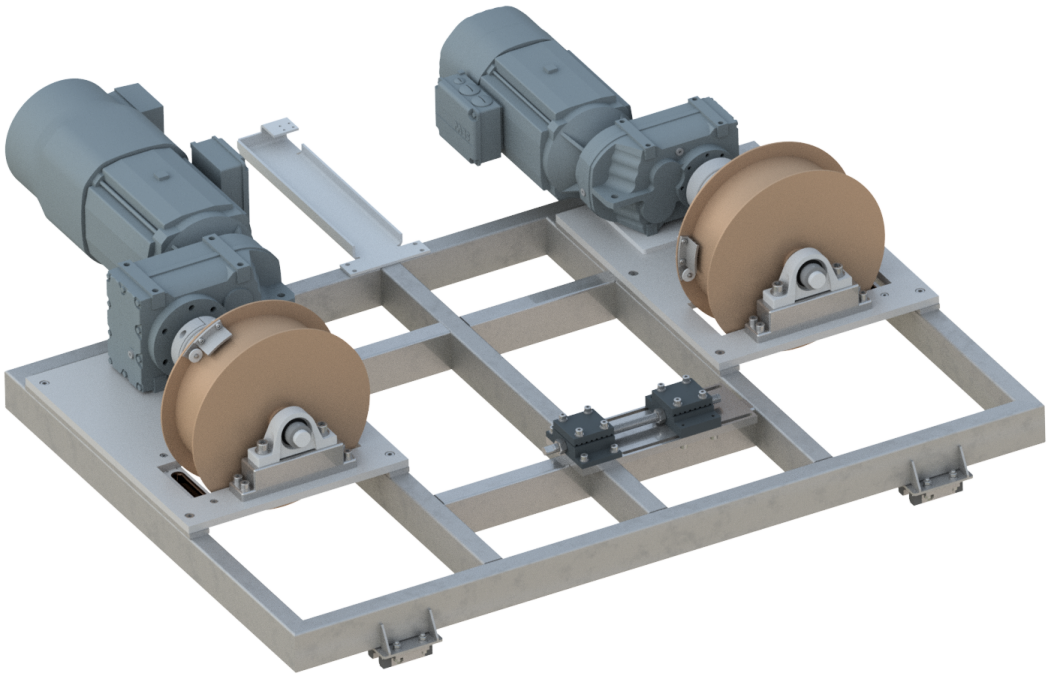


Figura 4.16: Carro de translação.

4.2 Estrutura de suporte

Como apresentado no *layout* final, o simulador será constituído por uma estrutura metálica que servirá de suporte ao carro de translação e atuação do mesmo. Esta estrutura metálica deverá ainda permitir a colocação da passadeira com oscilação, permitir o acesso a esta e fornecer o local onde estarão todos os sistema de controlo do simulador e onde se encontrará o controlador deste, que deverá ser capaz de apoiar o utilizador na entrada e na saída do simulador no que se refere à colocação das cordas e ao retirar das mesmas.

Os requisitos globais foram já apresentados, nomeadamente a envergadura da estrutura metálica, que deverá ter 4 metros de altura e 5 metros de comprimento. Quanto ao *design* estrutural, o simulador não deverá apresentar uma grande quantidade de componentes estruturais visíveis devido a não ser uma célula industrial mas sim um dispositivo de entretenimento. Também devido a ser um dispositivo de entretenimento, apesar da função que desempenha sobre o utilizador ser o ponto principal, é requerido que os espetadores sejam capazes de visualizar a simulação que está a decorrer. A estrutura deverá ser assim o mais aberta possível, eliminando dentro do possível bloqueios visuais dos espetadores que se encontram no exterior da estrutura.

Como referido anteriormente o simulador deve ser transportável em camião sem necessitar de montagem excessiva no local de utilização. Para tal, o simulador será divisível em 4 grandes componentes. A lança, onde o carro de translação e a atuação linear do mesmo serão montados, dois pilares que suportarão a lança e por último a passadeira rolante com oscilação que poderá ser acoplada a um dos pilares. Para a execução da estrutura da lança e dos dois pilares serão usados perfis tubulares com a norma DIN 10210-2 de secção reta quadrangular 120x120 mm com 6 mm de espessura. O material dos perfis é o aço de construção EN S355 J2 H.

Partindo principalmente das diferentes funcionalidades da estrutura e dos requisitos apresentados, a solução final foi obtida por um método iterativo, recorrendo a simulações por método dos elementos finitos no *software Inventor* para a verificação das tensões e das flechas encontradas nas diferentes estruturas desenvolvidas. Nesta dissertação, será apenas apresentada a solução final da estrutura e o estudo desta por método de elementos finitos no *software Inventor*.

A estrutura metálica é constituída principalmente por dois pilares e uma lança. Os pilares suportam a lança nos seus dois pontos extremos. Desta forma todo o comprimento da estrutura estará desobstruído de obstáculos. Os pilares foram desenvolvidos em forma de pórtico, apresentando dois prumos verticais que suportam um tubo superior e dois travamentos inclinados que têm como principal função aumentar a resistência dos pilares a esforços longitudinais. Na Figura 4.17 está representado o pilar completo. Este é constituído por três conjuntos soldados. O primeiro conjunto soldado é constituído por dois prumos verticais, o tubo superior, quatro costelas de reforço e um travamento transversal a 900 mm de altura. Os dois restantes conjuntos soldados são os travamentos longitudinais que são aparafusados sobre chapas soldadas em cada um dos prumos verticais. Os travamentos longitudinais são principalmente compostos por um tubo inclinado de 15º e um travamento a 900 mm de altura.

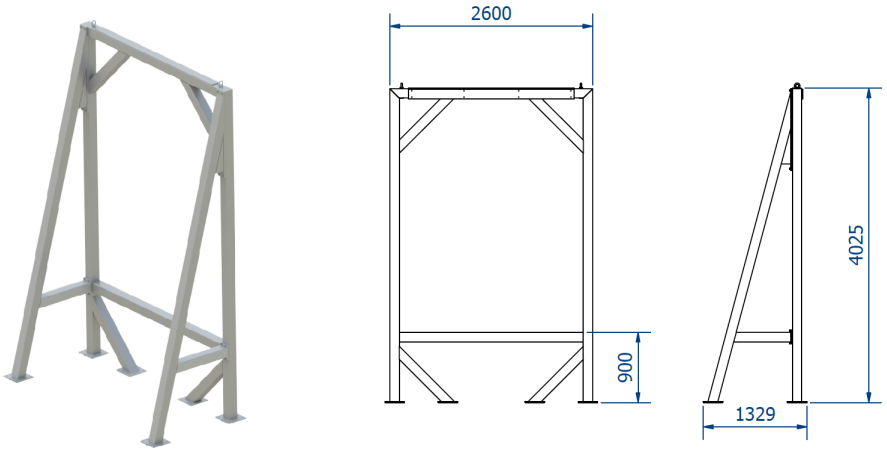


Figura 4.17: Pilar de suporte da lança.

A lança tem como principal função o suporte do carro de translação. Na lança serão montados os carris lineares onde os patins do carro de translação irão ser montados. Estes carris terão o comprimento da lança e um espaçamento entre si dependente da largura do carro.

Na Figura 4.18 está representada a estrutura metálica soldada da lança. Foram usados dois perfis tubulares de 5000 mm sobre os quais é soldada uma barra. Os carris são depois aparafusados sobre esta barra. Estes tubos têm de ser posicionados paralelamente entre si a uma distância dependente da largura do carro. Para o aumento da rigidez destes tubos à flexão, devido aos esforços provocados pelo carro foram adicionados dois tubos paralelos a estes, colocados exteriormente em lados opostos. Entre os perfis de suporte dos carris e os perfis de reforço foram colocados travamentos transversais.

Nos dois topos dos quatro perfis, em ambos os lados da lança, foi soldado uma cantoneira DIN 1028 de dimensão 150x150x12 mm. Este perfil é usado para facilitar a montagem da estrutura sobre os pilares. A aba do perfil posicionada na vertical será apoiada na chapa soldada sobre a lateral do tubo superior do pilar e a aba horizontal será apoiada na chapa soldada à face superior do mesmo tubo. Esta solução permite um fácil posicionamento da lança sobre os pilares e uma montagem que bloqueia diretamente duas direções de movimento, as duas direções mais exigentes deste simulador. A terceira direção e a fixação da posição da lança relativamente aos pilares é obtida por ligações roscadas entre o perfil em L e duas chapas soldadas sobre o perfil tubular superior de cada pilar.

São ainda soldadas duas chapas sobre a estrutura em cada um dos topos. Estas chapas estão soldadas sobre o perfil em L e nos dois perfis tubulares que suportam os carris do carro de translação. As chapas destinam-se à montagem dos dois conjuntos de polias já apresentados que fazem parte do sistema da atuação linear do carro.

Na Figura 4.19 podemos observar a montagem do carro e do sistema de atuação do mesmo sobre a lança. Neste conjunto apresentam-se alguns componentes não referidos como os fins de curso do carro de translação e a calha articulada para os cabos dos motores elétricos presentes no carro de translação.

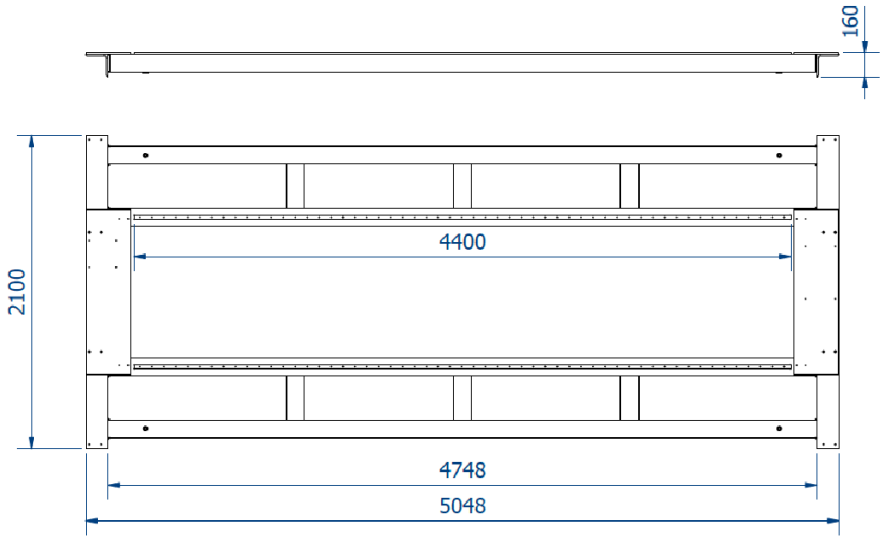


Figura 4.18: Estrutura soldada da lança.

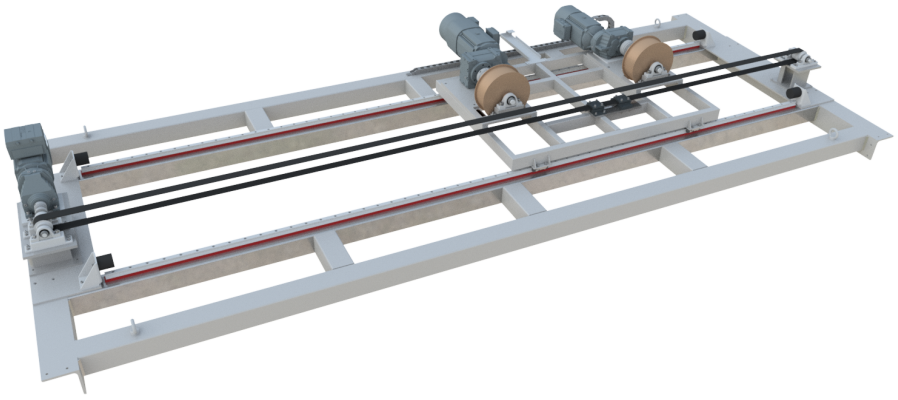


Figura 4.19: Montagem do sistema de translação e do carro de translação sobre a lança.

Num dos pilares da estrutura são ainda montados, através de ligações roscadas, as escadas de acesso ao simulador e a estrutura de base da passadeira rolante.

Toda a estrutura é fixa ao exterior através das sapatas presentes nos pilares. A fixação é realizada recorrendo a buchas que fixam a estrutura a uma laje de cimento. O nivelamento da estrutura é alcançado por pinos roscados também nas sapatas dos pilares.



Figura 4.20: Conjuntos soldados das escadas de acesso e da estrutura base da passadeira rolante.

A estrutura metálica desenvolvida apresenta-se nas Figuras 4.21 e 4.22.

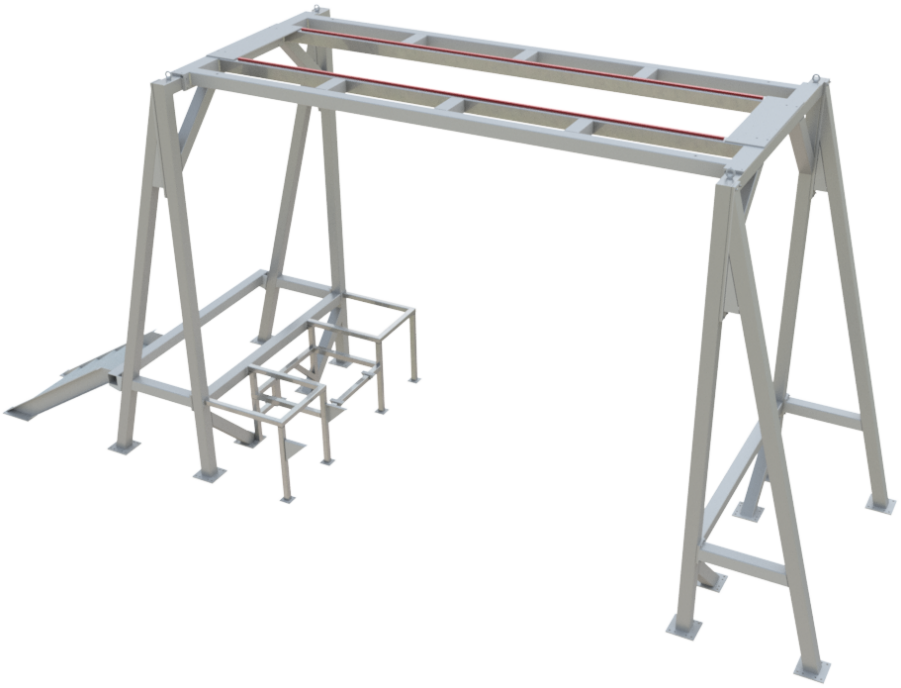


Figura 4.21: Estrutura metálica do simulador de Realidade Virtual.

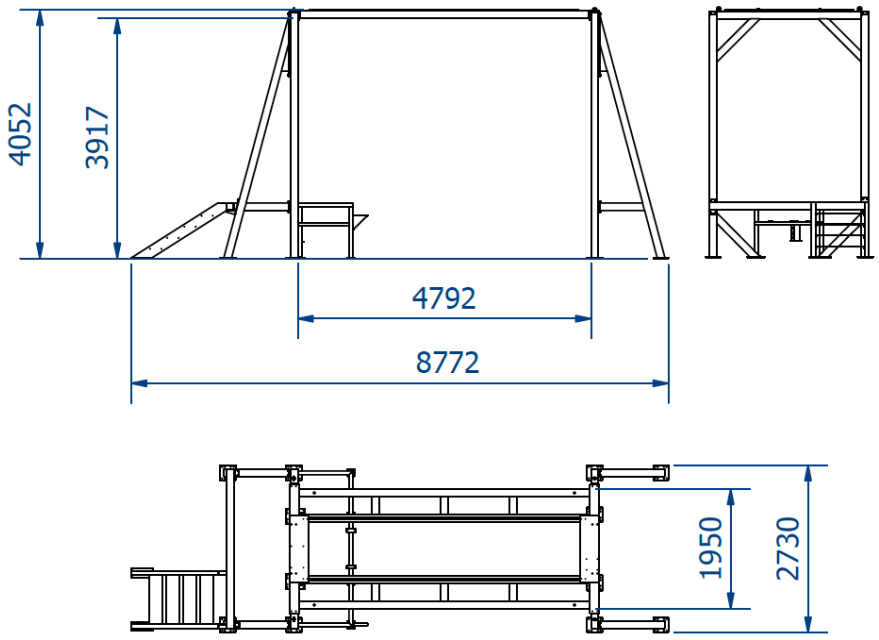


Figura 4.22: Representação da estrutura metálica.

Para a avaliação da resistência mecânica da estrutura foram executadas simulações pelo método dos elementos finitos, recorrendo ao *software Inventor*. A simulação foi executada sem os componentes correspondentes às escadas e à estrutura base da passadeira.

A estrutura está ligada ao exterior nas sapatas dos pilares por encastramento. As forças aplicadas na estrutura são provenientes do carro de translação e do sistema de atuação deste. Aquando do movimento ascendente acelerado, o carro, aplica uma força vertical sobre a lança de 6257,9 N. Apesar desta força ser distribuída pelos 4 patins, será considerada a sua aplicação no centro da lança, ponto onde a influência desta força será mais crítica para a estrutura do que a situação real.

A força aplicada pelo sistema de atuação do carro, foi considerada como sendo duas forças horizontais em cada uma das chapas de suporte deste sistema de atuação. Estas forças têm o sentido do movimento do carro e correspondem à força aplicada pelo sistema de translação sobre o carro. Têm assim um valor de 600 N cada.

Na Figura 4.23 é apresentada a distribuição da tensão equivalente de von Mises na estrutura metálica para a situação crítica. Os deslocamentos para a mesma situação estão apresentados na Figura 4.24.

A tensão equivalente de von Mises máxima para a solicitação apresentada é de 120 MPa. Para o aço S355 J2 com uma tensão de cedência mínima de 355 MPa, esta tensão equivale a um coeficiente de segurança de aproximadamente 3. Este valor de tensão apresenta-se apenas em locais de concentração de tensões, sendo a tensão global em toda a estrutura muito menor. O local de maior concentração de tensões é na ligação superior entre os travamentos longitudinais e o prumo vertical.

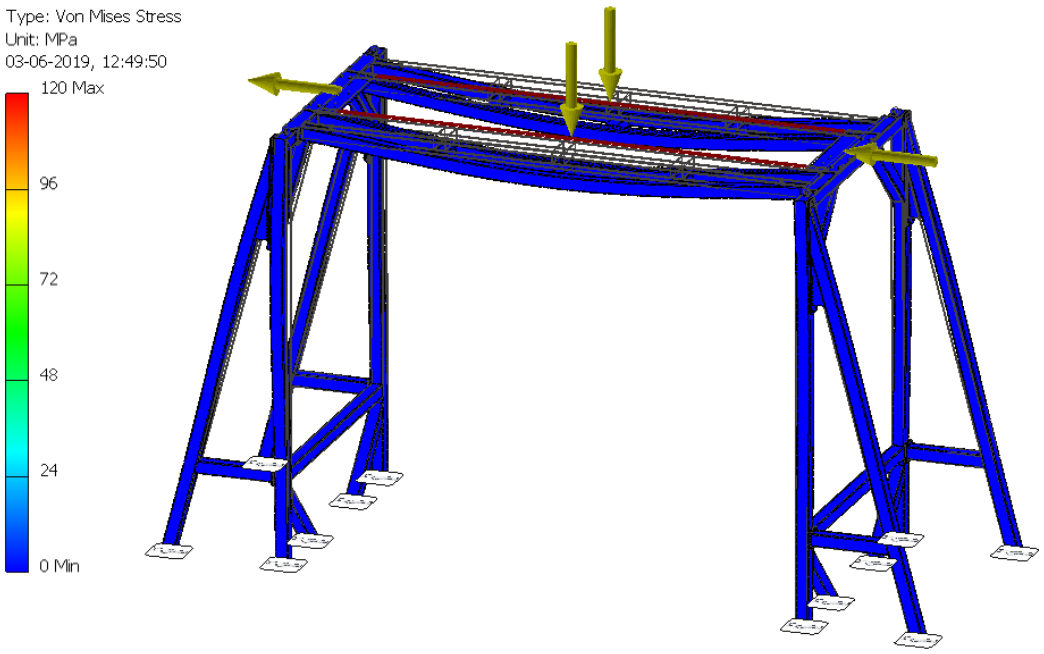


Figura 4.23: Tensão equivalente de von Mises na estrutura com a aplicação de uma força vertical de 6258 N e uma força horizontal de 1200 N.

O deslocamento máximo obtido encontra-se como esperado a meio vão da lança, local de aplicação da força vertical, e tem o valor de aproximadamente 1 mm. O vão apresenta um comprimento de 4792 mm, sendo assim um deslocamento de apenas 1 mm, um deslocamento muito reduzido.

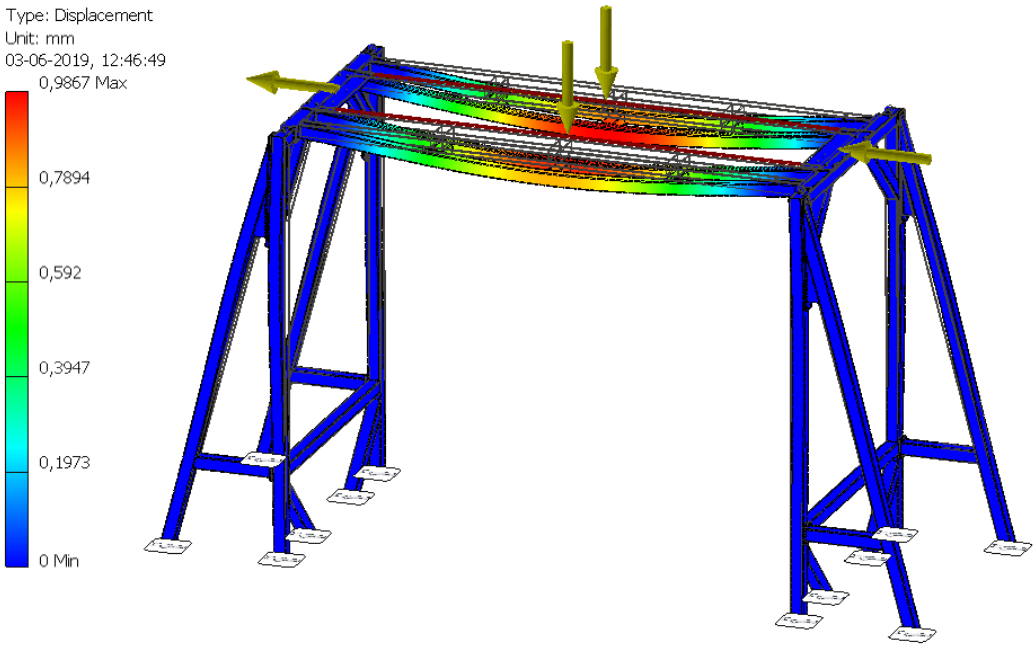


Figura 4.24: Deslocamentos da estrutura com a aplicação de uma força vertical de 6258 N e uma força horizontal de 1200 N.

4.3 Passadeira rolante com oscilação

A passadeira rolante com oscilação é dividida em duas partes principais, o tapete rolante e a estrutura que irá provocar a oscilação.

Para o tapete rolante deverá ser usado um tapete transportador, não sendo assim necessário o seu desenvolvimento, apenas a sua seleção para a aplicação em questão. O tapete a utilizar deverá ser o mais compacto possível de forma a permitir a sua integração na estrutura de oscilação. A largura do tapete deverá ser de 600 mm e o comprimento de 1500 mm, que são as dimensões comuns das passadeiras rolantes de lazer. Como os tapetes de transporte são utilizados para o transporte de produtos, o seu dimensionamento é realizado por massa do produto, comprimento do produto, número de produtos no tapete num dado instante, material do produto, inclinação do tapete e velocidade do tapete. Outros requisitos quanto ao modo construtivo do tapete são também selecionáveis.

O tapete foi selecionado utilizando o configurador *online* da empresa *Easy Conveyors*, onde foram introduzidos os requisitos desta aplicação para o modelo *Belt Conveyor EBS 40-I1*.

Para o uso na passadeira rolante com oscilação a massa do produto é de 150 kg no caso de maior solicitação. O comprimento do produto selecionado foi 300 mm, visto ser o comprimento aproximado da sola de um sapato de uma pessoa com altura superior a 175 cm. O número de produtos no tapete será de um. Pois apesar de ser possível o contacto dos dois pés com o tapete num dado instante, essa situação corresponde a um menor peso em cada apoio, levando assim a uma situação menos crítica. O material do produto considerado foi borracha, já que o que entra em contacto com a tela do tapete é a sola do sapato. Como a passadeira tem oscilação esta irá ter uma inclinação num dado instante. A inclinação máxima na direção do movimento do tapete é de 5º. A velocidade do tapete, que foi determinada durante a experiência prática do uso dos óculos de realidade virtual numa passadeira rolante foi de 2,1 km/h, que equivale a 35 m/min.

O tapete transportador obtido e as suas caraterísticas principais encontram-se no Anexo C.

A estrutura de oscilação, como referido na apresentação do conceito, é dividida em três partes principais, estrutura superior, que contem o tapete rolante, estrutura intermédia e estrutura de base. Os ângulos de rotação foram definidos no decorrer do desenvolvimento da estrutura de oscilação, avaliando a capacidade da estrutura para proporcionar um dado ângulo e o efeito que esse ângulo poderia ter na experiência do utilizador. A estrutura superior tem uma rotação de 10º em relação com a estrutura intermédia em cada uma das direções, tendo assim uma gama de 20º. A estrutura intermédia tem uma rotação de 5º em relação à estrutura de base também em cada uma das direções de rotação, tendo assim uma gama de 10º.

Para a estrutura superior foi criada uma estrutura soldada sobre a qual o tapete industrial é montado. Esta estrutura está apresentada na Figura 4.25 isoladamente e com o tapete industrial montado sobre a mesma.

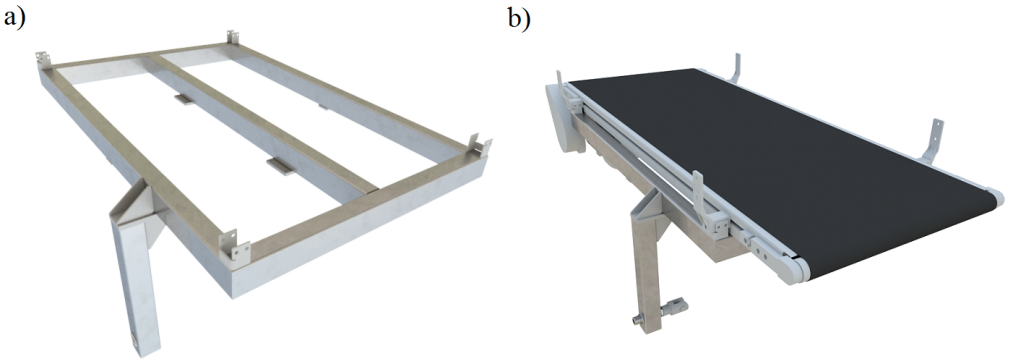


Figura 4.25: a) Conjunto soldado da estrutura superior da passadeira com oscilação e b) estrutura superior da passadeira rolante completa.

Esta estrutura é acoplada à estrutura intermédia através de um veio. O acoplamento deste veio à estrutura superior é realizado recorrendo a abraçadeiras de tubo e à estrutura inferior recorrendo a chumaceiras de rolamentos planos.

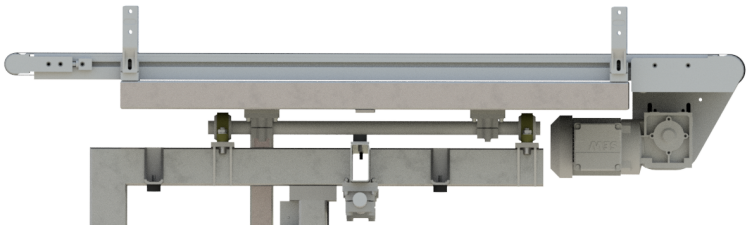


Figura 4.26: Representação da ligação entre a estrutura superior e a estrutura inferior.

O veio pode ser calculado assumindo uma barra suportada em dois apoios duplos, sendo estes apoios as duas chumaceiras planas. A interação da estrutura superior com o veio é definida por duas forças aplicadas nos pontos de suporte das abraçadeiras de tubo.

Para a estrutura superior foi considerado um peso de 75 kg (não foi obtido o peso real do tapete, que é assim assumido como 45 kg) e o utilizador terá no máximo 150 kg, resultando assim uma massa total a suportar de 225 kg. A força aplicada pelo peso de 225 kg, 2205 N, no veio é dividida pelas duas abraçadeiras de tubo no entanto devido ao utilizador não se encontrar sempre perfeitamente no centro do tapete rolante este valor foi majorado por um fator de 1,5, resultando assim duas forças F com o valor de 1654 N.

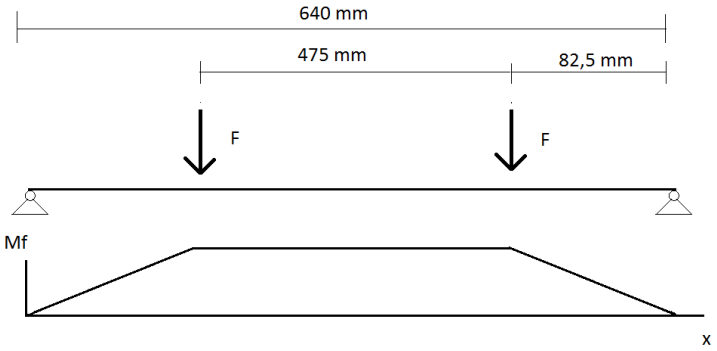


Figura 4.27: Diagrama de forças e momento fletor aplicados no veio de ligação das duas estruturas.

Visto só existir momento fletor a tensão máxima é dada pela Equação 4.18.

$$\sigma_{max} = \frac{M_f \cdot 32}{\pi \cdot d^3} \tag{4.18}$$

$$M_f = F \cdot a \tag{4.19}$$

onde,

M_f, momento fletor;

d, diâmetro do veio;

a, distância entre o apoio duplo e o ponto de aplicação da força mais próxima, 82,5 mm;

F, força aplicada no veio, 1654 N.

O momento fletor máximo é assim 136,5 Nm.

Para um veio de 30 mm de diâmetro obtemos uma tensão máxima de 51,5 MPa.

Utilizando como material do veio o aço CK45 com 323,6 MPa de tensão de cedência obtemos um coeficiente de segurança de 6,3 e uma flecha máxima de 0,81 mm.

A carga aplicada sobre as chumaceiras para as forças consideradas é de 1654 N. As chumaceiras de rolamentos planos foram selecionadas da empresa Norelem com um diâmetro interior de 30 mm e uma força de tração radial estática máxima de curta duração de 8100 N e de longa duração de 4050 N.

A estrutura intermédia é composta principalmente por um conjunto soldado. Este conjunto soldado está apresentado na Figura 4.28 tal como a montagem dos restantes componentes da estrutura intermédia sobre esse mesmo conjunto soldado. Na parte superior deste conjunto são montadas as duas chumaceiras planas de suporte do veio de ligação à estrutura superior já mencionadas.

O sistema de atuação da rotação entre a estrutura intermédia e a estrutura superior é também montado sobre este conjunto soldado. Uma das polias é montada diretamente sobre o veio do motor enquanto a outra é montada num esticador de correia que irá permitir a montagem da correia e aplicação da tensão necessária sobre a mesma. Um carril linear colocado na vertical faz também parte desta montagem.

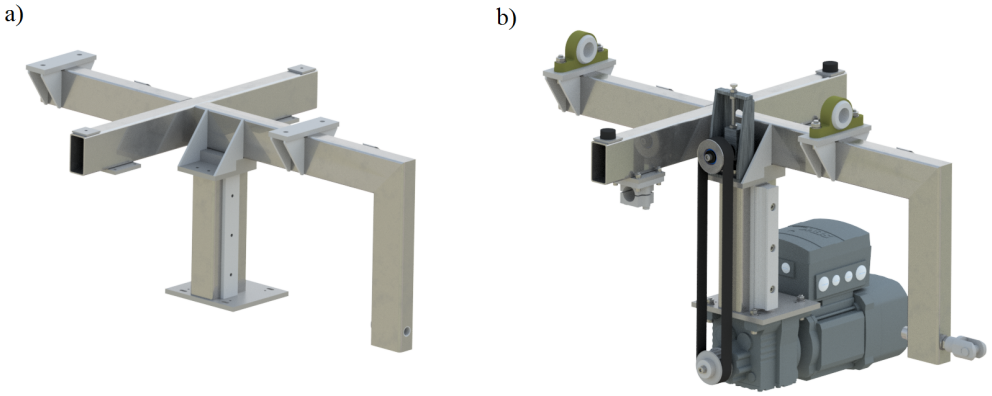


Figura 4.28: a) Conjunto soldado da estrutura intermédia e b) estrutura intermédia.

O elemento atuador é o conjunto representado na Figura 4.29. Este conjunto é constituído por uma chumaceira linear e um patim linear ambos da *Bosch Rexroth* e por um grampo de correia dentada. Estes componentes são montados sobre um bloco de aço maquinados. Este conjunto é montado através do grampo na correia dentada e o seu alinhamento vertical é garantido pela guia linear da estrutura intermédia onde o patim é montado.

O veio pertencente à chumaceira linear é o elemento de ligação à estrutura superior. Este veio permite o deslocamento linear necessário entre o elemento atuador da correia e a estrutura superior. Para o deslocamento angular, também necessário entre estes dois elementos, é necessária uma rótula. Esta rótula foi obtida através de um terminal de rótula com rosca macho e uma forquilha com cavilha de rosca fêmea. O terminal de rótula é roscado no veio da chumaceira linear num furo

roscado no topo deste. A forquilha com cavilha é montada no perfil tubular do conjunto soldado superior, como se pode verificar na Figura 4.28. A forquilha é aparafusada através de um parafuso passante num casquilho de reforço soldado no perfil. Visto ser necessário o controlo da posição do pino da forquilha, é colocada entre esta e a face do perfil uma porca hexagonal.

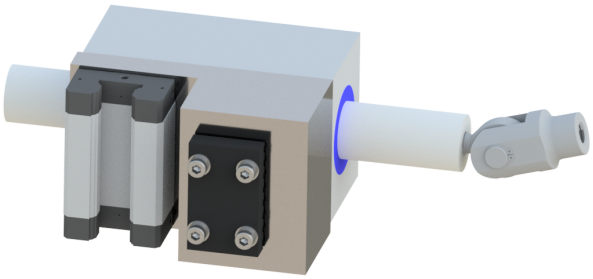


Figura 4.29: Conjunto atuador de ligação entre a correia e a estrutura superior em rotação.

A Figura 4.30 apresenta a montagem da estrutura superior, da estrutura intermédia e do conjunto atuador apresentados nas Figuras 4.25, 4.28 e 4.29.

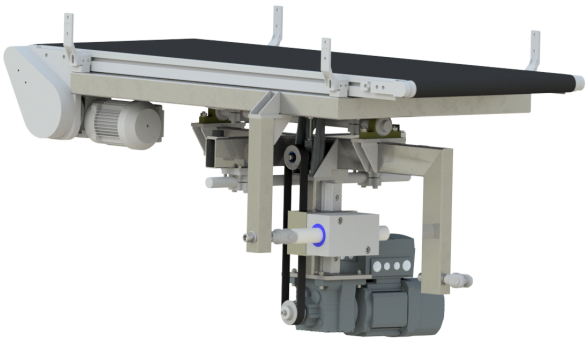


Figura 4.30: Montagem da estrutura superior e da estrutura intermédia.

O movimento rotativo da estrutura superior relativamente à estrutura intermédia, na montagem apresentada na Figura 4.30 pode ser representado pela Figura 4.31. Nesta figura as linhas a vermelho representam a estrutura superior, enquanto a linha a preto corresponde ao veio da chumaceira linear. Os dois retângulos azuis representam a chumaceira linear que suporta o veio e se move ao longo das linhas azuis a tracejado. A chumaceira linear restringe todos os graus de liberdade do veio exceto o deslocamento linear na direção do eixo do veio e a rotação à volta desse mesmo eixo. A chumaceira linear por sua vez está suportado nas duas direções horizontais pelo patim linear que restringe também todas as rotações. A posição vertical ao longo das linhas a tracejado da chumaceira linear é definida pela correia dentada.

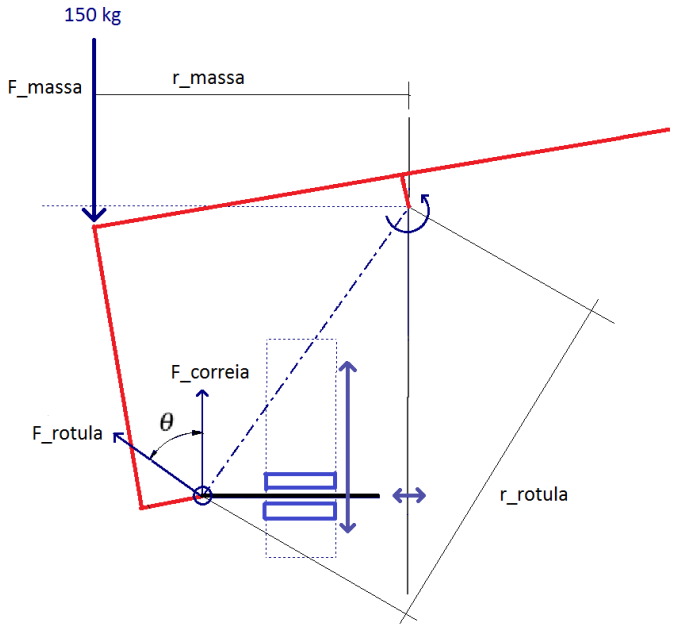


Figura 4.31: Representação esquemática do movimento rotativo da estrutura superior.

Com esta montagem, o veio encontra-se sempre na horizontal, movendo-se no sentido vertical em sintonia com o movimento da correia dentada e livremente no sentido do seu eixo. A força transmitida pelo veio à rótula, $F_{correia}$, será de amplitude e direção igual à força transmitida pela chumaceira linear ao veio e portanto igual à força aplicada pela correia dentada.

As linhas a vermelho da Figura 4.31 representam a estrutura superior, sendo assim rígidas. Podemos assim simplificar a estrutura por um segmento de reta entre o ponto de rotação da estrutura superior e a rótula. Este segmento de reta está representado na figura com linha traço ponto a azul. Na rotação da estrutura o movimento da rótula é assim uma rotação com o mesmo centro da rotação da estrutura superior com raio igual ao segmento de reta anteriormente descrito.

A força efetiva, para a rotação da estrutura superior, será a força F_{rotula}, que é tangente ao movimento de rotação da rótula em torno do veio de ligação das duas estruturas. Esta força será dada pela Equação 4.20.

$$F_{rotula} = F_{correia} \cdot \cos(\theta) \tag{4.20}$$

onde,

θ, ângulo entre a vertical e a tangente ao movimento de rotação da rótula.

O centro de gravidade da estrutura é aproximadamente no centro de rotação da mesma. Para a situação limite será apenas necessário considerar um utilizador de 150 kg posicionado no ponto mais afastado possível do centro de rotação. O tapete apresenta uma largura de 600 mm, assim este ponto terá um raio de 300 mm.

Por equilíbrio de momentos, Equação 4.21, aplicados no centro de rotação da estrutura e utilizando a Equação 4.20, obtemos a Equação 4.22.

$$\sum M_t = F_{rotula} \cdot r_{rotula} + F_{massa} \cdot r_{massa} = 0 \tag{4.21}$$

$$F_{correia} = -\frac{F_{massa} \cdot r_{massa}}{r_{rotula} \cdot \cos(\theta)} \tag{4.22}$$

onde,

F_{massa}, força aplicada pela massa do utilizador num movimento acelerado ascendente;

r_{massa}, raio de rotação do ponto de aplicação da força F_{massa}, 0,3 m;

r_{rotula}, raio do movimento de rotação da rótula, 0,408 m.

Para o cálculo da força aplicada pela massa do utilizador, F_{massa}, foi considerada uma aceleração de 0,28 m/s^2 que resultou de várias iterações onde foi avaliada a aceleração obtida, a frequência de rotação do movimento e a potência do motor necessária. O valor da força aplicada pela massa será assim de F_{massa}=1512 N.

A maior força, $F_{correia}$, será alcançada para o maior valor de θ possível que é 55º.

O valor da força máxima a aplicar pela correia é assim 1924 N.

Para o dimensionamento da chumaceira linear e do patim linear que o suporta, foi considerado o diagrama de forças apresentado na Figura 4.32. Neste diagrama a chumaceira linear é considerado como um apoio estático do veio, que apenas tem como graus de liberdade o seu deslocamento linear na direção do seu eixo e rotação sobre o mesmo eixo.

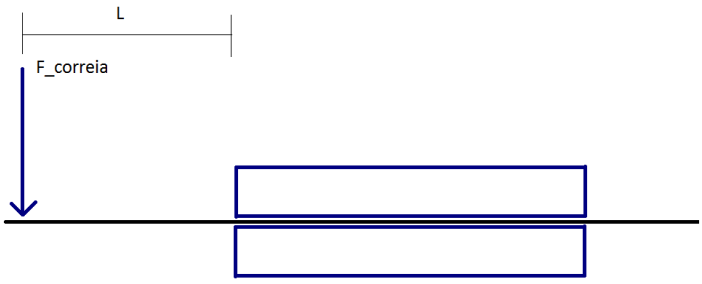


Figura 4.32: Diagrama de forças do conjunto veio e chumaceira linear.

A chumaceira linear suporta assim o momento fletor aplicado pela força na rótula, $F_{correia}$ e uma força vertical de intensidade e direção igual e sentido oposto a $F_{correia}$. As forças sobre a chumaceira linear são assim $F_{correia}$ e $M_f = F_{correia} \cdot L$, em que L é a distância entre a rótula e a face da chumaceira linear.

A distância L varia com o movimento de rotação da estrutura superior, mudando também o ângulo θ que reduz a força $F_{correia}$ para valores de L sucessivamente maiores. Para se verificar qual o momento fletor máximo este foi calculado para as duas posições extremas de rotação e para a posição horizontal da estrutura superior.

Tabela 4.3: Momento fletor suportado pela chumaceira linear para três posições de rotação da estrutura superior.

Posição	L (m)	θ (º)	F_{rotula} (N)	M_f (Nm)
-10 º	0,058	55	1939	112
0º	0,112	45	1572	176
10 º	0,158	35	1357	214

O momento fletor máximo que a chumaceira linear deve ser capaz de suportar é de 214 Nm e a força máxima de 1939 N. A chumaceira linear selecionada é da empresa *Bosch Rexroth, Linear Set R1085, Closed type* com um veio de 40 mm de diâmetro. Esta chumaceira linear apresenta uma carga dinâmica e estática limite na direção de solicitação de respetivamente 16360 N e 11140 N. As capacidades de carga dinâmica e estática quanto ao momento aplicado são respetivamente de 576 Nm e 374 Nm.

O patim linear que suporta a chumaceira linear suporta também este momento fletor, M_f, de 214 Nm. Para este caso o patim linear a utilizar será o modelo SNS também da empresa *Bosch Rexroth*, de dimensão 35, que apresentam uma capacidade de carga dinâmica e estática quanto ao momento aplicado respetivamente de 440 Nm e 565 Nm. Estes valores podem ser consultados no Anexo B.

Os componentes terminal de rótula e forquilha com cavilha foram selecionados da empresa Norelem com uma dimensão de veio de rotação de 16 mm. Este conjunto apresenta uma capacidade de carga dinâmica e estática de respetivamente 52,7 kN e 32 kN. Deverão suportar a força máxima aplicada sobre a rótula de 1939 N.

A polia selecionada tem um diâmetro de 61,8 mm. O binário a transmitir à polia deverá ser assim de 60 Nm para a força máxima na correia de 1939 N. O motor foi selecionado recorrendo mais uma vez ao configurador *online* da empresa *SEW Eurodrive*. O motor com redutor, atuador do movimento de oscilação da passadeira rolante, tem 0,55 kW de potência e apresenta um binário nominal de saída do veio do redutor de 66 Nm e uma velocidade de rotação do mesmo veio de 79 rpm. As restantes características deste motor podem ser consultadas na Secção A.4 do Anexo A.

A correia selecionada é uma correia sincronizadora T10 com uma largura de 25 mm de poliuretano com cabos de aço, tendo assim uma capacidade de carga máxima de 2560 N, superior à força máxima aplicada de 1939 N. Esta correia foi selecionada do catálogo da empresa Rolisa e tem um comprimento primitivo de 1150 mm.

A polia com 61,8 mm de diâmetro, apropriada para a correia selecionada é a polia 40 T 10 20, também selecionada do catálogo da empresa Rolisa.

Na Figura 4.33 está representada a montagem entre a estrutura intermédia e a estrutura base. O sistema de suporte e atuação entre estas duas estruturas é semelhante ao sistema anteriormente apresentado para a ligação entre a estrutura superior e a estrutura intermédia. Foi procurada a utilização dos mesmos componentes para as duas rotações.

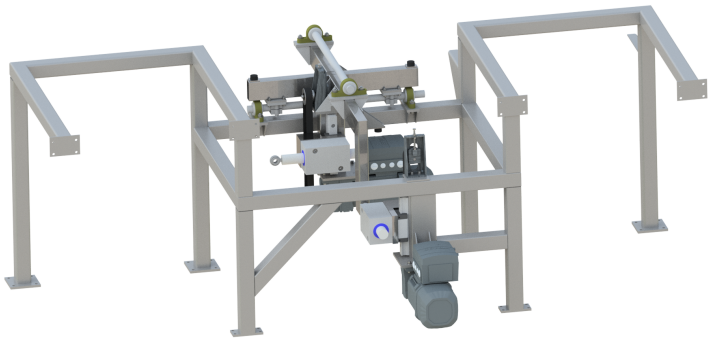


Figura 4.33: Montagem da estrutura de base com a estrutura intermédia. (a imagem apresenta um corte de parte da estrutura de base para mais fácil visualização).

O cálculo do veio é realizado da mesma forma que o anterior, no entanto a massa a ser suportada é superior pela integração da estrutura intermédia. A massa do conjunto estrutura superior e utilizador é de 225 kg. A estrutura intermédia, incluindo o motor elétrico tem uma massa de 43 kg. A massa total a suportar pelo veio é assim de 268 kg. Foram utilizados o diagrama da Figura 4.27 e as Equações 4.18 e 4.19 com um comprimento entre apoios, l, de 600 mm e uma distância entre um dos pontos de aplicação da força e o apoio mais próximo, a, de 72,5 mm. As forças F aplicadas sobre o veio, utilizando a mesma metodologia de majorar por 1,5, apresentam um valor de 1969,8 N. O momento fletor resultante é assim 142,8 Nm e a tensão máxima correspondente para um veio de 30 mm é 53,9 MPa, que para o material do veio, aço CK45, com tensão limite elástico de 323 MPa resulta num coeficiente de segurança de 6,0 e uma flecha máxima no centro do veio de 0,75 mm.

A força máxima aplicada sobre as chumaceiras planas é também de 1969,8 N. Foram assim usadas as mesmas chumaceiras da estrutura intermédia com uma força de tração radial estática máxima de curta duração de 8100 N e de longa duração de 4050 N.

O movimento rotativo entre estas duas estruturas está representado na Figura 4.34.

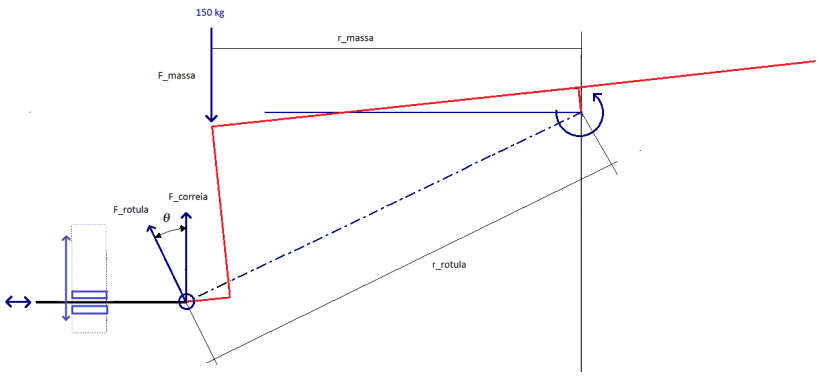


Figura 4.34: Representação esquemática do movimento rotativo da estrutura intermédia.

Todas as considerações são mantidas relativamente ao movimento entre a rotação da estrutura superior e a estrutura intermédia. O tapete apresenta um comprimento de 1500 mm, assim o ponto mais afastado do centro terá um raio de 750 mm, resultando $r_{massa} = 0,75$ m. Considerando a mesma aceleração de 0,28 m/s^2 o valor da força aplicada pela massa será de $F_{massa} = 1502$ N. O raio de rotação da rótula é $r_{rotula} = 678,5$ mm e o maior ângulo θ, que representa a situação limite, é 25º. Utilizando a Equação 4.22 obtemos uma força a aplicar pela correia e a ser transmitida à rótula através do veio da chumaceira linear de 1842,8 N.

A chumaceira linear está como referido anteriormente sujeito à força $F_{correia}$ e ao momento fletor que é obtido por $M_f = F_{correia} \cdot L$ em que L é a distância entre a rótula e a face da chumaceira linear. Neste caso a maior força está também associada ao maior L, sendo a maior força $F_{correia} = 1842,8$ e o maior L= 80 mm. O momento fletor máximo na chumaceira linear é assim $M_f = 147$ Nm.

As forças a serem suportadas pelos componentes da estrutura de base (chumaceira linear, patim linear, componentes da rótula, polia e correia sincronizadora), como agora verificado, são de valor inferior aos verificados para os mesmos componentes da estrutura intermédia mas muito próximos. Assim é possível e vantajoso a utilização dos mesmos componentes para as duas estruturas. O mesmo sucede para o motor elétrico, sendo assim usado o mesmo motor com potência de 0,55 kW.

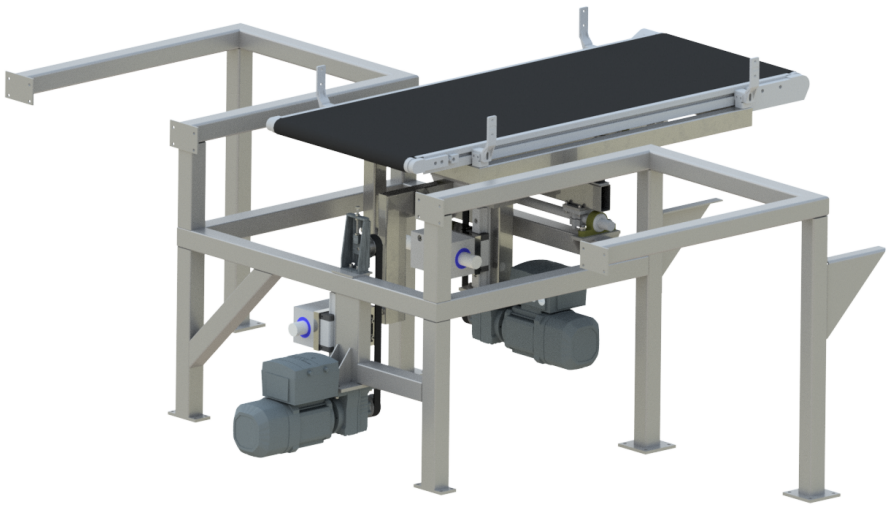


Figura 4.35: Passadeira rolante com oscilação.

Deve ser notado que o ângulo de rotação da estrutura não é diretamente proporcional relativamente ao deslocamento linear vertical da correia e consequente ângulo de rotação da polia. O deslocamento vertical executado pela correia para um dado ângulo ϕ de rotação da estrutura, no caso do sentido ascendente é dado por $l = \sin(\theta) - \sin(\theta - \phi)$, no sentido descendente é dado por $l = \sin(\theta + \phi) - \sin(\theta)$, sendo θ o ângulo entre a vertical e a tangente ao movimento de rotação da rótula como definido anteriormente. O que resulta numa diferença entre o ângulo de rotação da estrutura para a mesma distância de deslocamento da correia dependente do ângulo θ. Partindo da

posição horizontal, no movimento de rotação entre a estrutura superior e a estrutura intermédia, para os 10 graus de rotação no sentido ascendente será necessária uma rotação da polia de 101,4 graus e no sentido oposto 85,3 graus. Para o movimento de 5 graus entre a estrutura base e a estrutura intermédia serão 105 graus e 101,6 graus de rotação da polia para cada um dos sentidos.

Capítulo 5

Resultado Final

A Figura 5.1 apresenta o simulador de realidade virtual até ao ponto em que foi desenvolvido durante esta dissertação. A imagem apresenta o *layout* global do simulador com todos os componentes desenvolvidos e já apresentados. Neste *layout* estão ainda representados o utilizador na sua posição inicial e o controlador no local do painel de controlo do simulador.

A plataforma criada no pilar de entrada e na estrutura base da passadeira rolante foi realizada através de chapa gota com 5/7 mm de espessura. Os degraus da escada e o degrau de acesso à piscina de bolas são também realizados com chapa gota da mesma espessura.

Nesta plataforma o utilizador tem fácil acesso ao ponto de início da simulação, a passadeira rolante, e o controlador tem acesso ao ponto de controlo e liberdade de movimento para apoiar o utilizador na colocação das cordas. Existe ainda passagem para a piscina de bolas, podendo assim o controlador apoiar o utilizador no retirar das cordas no final da simulação. A piscina de bolas encontra-se representada apenas esquematicamente por não ser contemplada neste projeto.

O lado oposto da passadeira rolante relativamente à passagem para a piscina de bolas destina-se ao quadro elétrico e todos os componentes de controlo do simulador que ainda serão necessários de desenvolver. Este espaço está disposto de forma a ser adaptável e numa posição próxima dos motores elétricos da passadeira rolante com oscilação e da zona de saída dos cabos elétricos da lança.

Na passadeira rolante foram colocados suportes, tal como foi definido como necessário no desenvolvimento do conceito da mesma. São apenas uma proposta e uma demonstração do que é necessário, já que a sua função é principalmente de segurança do utilizador e para permitir o equilíbrio do mesmo. O desenvolvimento final destes apoios deverá ter em conta a opinião do cliente e a sua funcionalidade como elemento de segurança. A proposta atual consiste na utilização de duas barras verticais retangulares, aparafusadas à estrutura do tapete rolante e que suportam um tubo superior acolchoado. Entre as barras e o tubo superior foi colocada uma rede, que deverá assemelhar-se a uma rede de uma ponte suspensa de arvorísmo.

O corrimão apresentado é também exemplificativo como forma de indicar onde elementos com esta função deverão ser colocados.

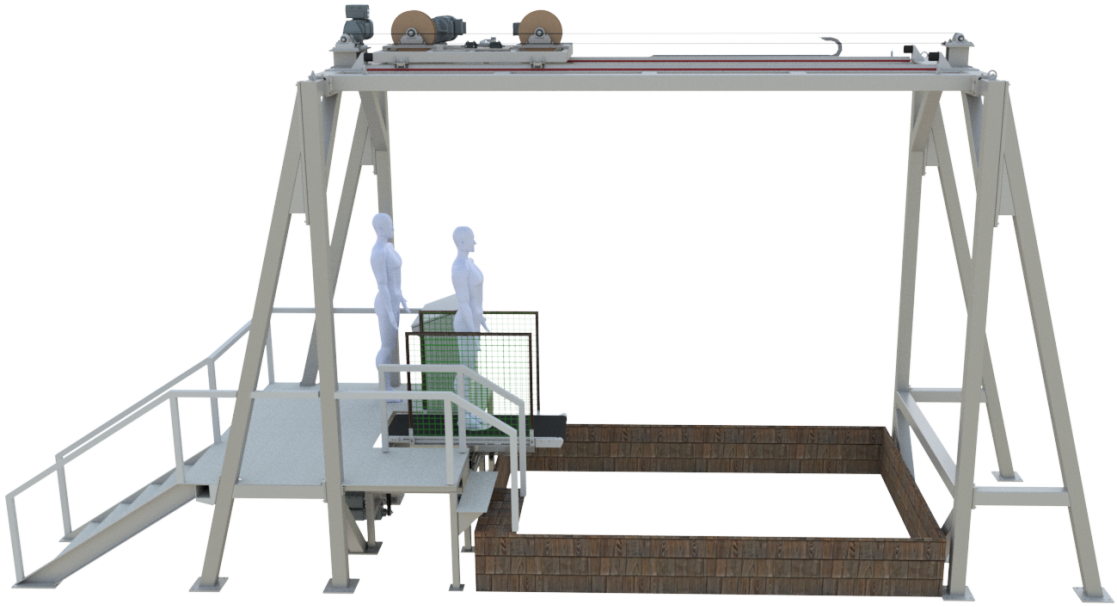


Figura 5.1: Simulador de Realidade Virtual desenvolvido.

Os requisitos iniciais da estrutura metálica foram alcançados. A estrutura é transportável em quatro grandes componentes cuja montagem limita-se a ligações roscadas entre esses mesmos componentes. Não existem obstáculos próximos da zona do movimento aéreo do utilizador. A estrutura metálica é simples e poderá facilmente ser ocultada para efeitos estéticos e a simulação é observável do ponto de vista de espetadores que estejam no exterior da mesma.

Do ponto de vista de simulação foi obtida uma passadeira rolante com oscilação em qualquer direção de rotação do plano horizontal através da conjugação de duas rotações independentes perpendiculares entre si. As amplitudes dessas rotações são diferentes para cada direção, apresentando para a rotação paralela ao sentido de movimento do tapete rolante 10º e para a rotação perpendicular a essa 20º de amplitude máxima. A rotação com 10º de amplitude tem um tempo mínimo de 0,70 s, para uma rotação entre a horizontal e um dos pontos extremos, 5º relativamente à horizontal. A rotação com 20º de amplitude, na mesma condição mas com posição final de 10º relativamente à horizontal, tem um tempo mínimo de 0,62 s. O que corresponde respetivamente a uma velocidade máxima de rotação da passadeira de 7,1 º/s e 16,1 º/s para uma aceleração de 0,28 m/s^2.

Quanto ao movimento aéreo, apresenta um curso de translação de 3000 mm e um curso vertical de aproximadamente 1500 mm limitado principalmente pelo requisito inicial de uma estrutura com 4 m de altura, a altura da piscina de bolas e a altura do utilizador. A aceleração máxima do movimento aéreo de translação é de 1,36 m/s^2, para um utilizador de 150 kg. Considerando uma rampa de travagem igual à rampa de aceleração no curso de 3000 mm obtemos uma velocidade máxima de 2,0 m/s, 7,3 km/h e um tempo total de translação de 3 s. O movimento vertical no sentido descendente é limitado pela aceleração da gravidade, mas essa aceleração poderá não ser viável de ser aplicada dependendo da capacidade de travagem dos motores elétricos e das

forças que irão atuar no utilizador nessa situação poderem ser demasiado elevadas. No sentido ascendente a aceleração máxima com utilização dos dois motores elétricos do sistema de elevação em simultâneo é de 21,7 m/s^2, 2 G. Esta aceleração é obtida considerado um utilizador de 150 kg, a aplicação do binário nominal de cada motor resultando nas forças de tração das cordas de 1833 N e 1633 N e considerando o utilizador na posição mais recuada relativamente ao carro de translação e à altura da passadeira que resulta na aplicação da força de 1833 N na vertical e a força de 1633 N com um ângulo de 29º relativamente à vertical.

5.1 Propostas para a simulação

Os utilizadores não terão todos as mesmas dimensões, podendo existir diferenças significativas. Poderá assim ser necessária a realização de um *setup* inicial em cada simulação, marcando o zero do sistema. A proposta é que após a colocação das cordas e com o utilizador no centro da passadeira rolante, os sistemas de enrolamento de cabos recolham as cordas até estas estarem ligeiramente tencionadas, mas sem elevar o utilizador. O comprimento das cordas nesse momento define o ponto zero do sistema. Os limites dos movimentos durante a simulação podem ser definidos através da posição deste ponto para as dimensões máximas de qualquer utilizador que se podem definir como 2 metros de altura e também 2 metros de envergadura dos braços em extensão completa. Desta forma independentemente da altura do utilizador este estará sempre dentro dos limites da estrutura do simulador.

Após a definição do ponto zero, a simulação pode ser iniciada. Como definido por um requisito inicial, deverão existir três níveis de intensidade que irão principalmente variar na amplitude e aceleração dos movimentos impostos ao utilizador por regulação das rampas de aceleração dos motores elétricos. O tempo da simulação pode também variar para os diferentes níveis.

A simulação será iniciada pela passadeira rolante. Poderá ser boa prática iniciar o movimento da passadeira ainda com as cordas tencionadas, para que o utilizador se aperceba mais facilmente desse movimento e o acompanhe. Passados alguns segundos as cordas devem ser desenroladas dando maior liberdade ao utilizador sobre a passadeira rolante. O comprimento das cordas desenrolado deverá ser suficiente para providenciar a liberdade necessária mas também restringir o deslocamento horizontal máximo do utilizador. A corda frontal será limitadora da posição mais recuada do utilizador e a corda traseira limitadora da posição mais avançada do mesmo relativamente ao centro da passadeira. Com os limites definidos a oscilação da passadeira pode ser iniciada.

Para iniciar o movimento aéreo, a oscilação da passadeira deverá parar, as cordas enroladas até ao ponto zero e por fim o tapete rolante poderá parar. Após a paragem do tapete rolante o utilizador deverá ser elevado até uma altura apropriada para que os seus pés deixem de tocar no tapete rolante. Este movimento deverá ser lento para não criar choques entre o utilizador e o arnês na passagem do peso do utilizador do tapete para o arnês. O carro de translação poderá de seguida movimentar-se, afastando o utilizador da passadeira rolante.

O movimento aéreo poderá ser composto de diferentes combinações entre o enrolamento e desenrolamento das cordas e movimentação do carro de translação. A altura e posição horizontal do utilizador relativamente ao carro dependem do comprimento das duas cordas de suporte em simultâneo. É assim necessário compreender como varia a altura e posição horizontal com a variação do comprimento das cordas. A Figura 5.2 representa o suporte do utilizador pelas duas cordas e apresenta as variáveis dependentes do comprimento das cordas.

O manequim que representa o utilizador foi envolvido num paralelepípedo com 300 mm de largura e 1800 mm de altura para simplificação. As variáveis que pretendemos controlar é a distância *B* e a altura *h*'.

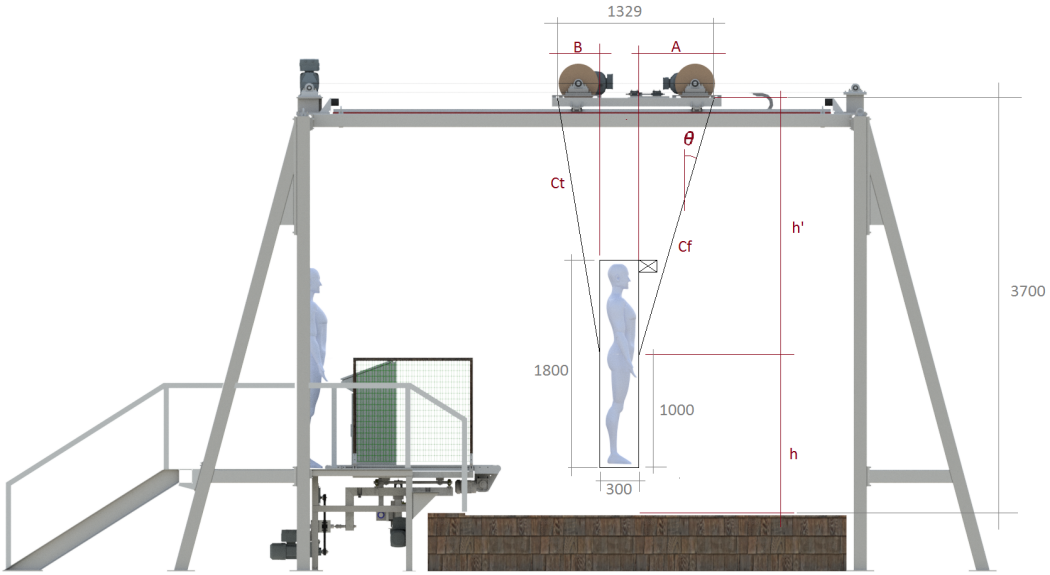


Figura 5.2: Esquema para definição do controlo da posição do utilizador através do comprimento das cordas.

Na Figura 5.2 são definidas as variáveis que serão utilizadas nas equações que se seguem, onde:

C_t, comprimento da corda traseira;

C_f, comprimento da corda frontal;

h', distância vertical do carro ao ponto de fixação da corda no arnês do utilizador;

h, distância vertical do topo da piscina de bolas aos pontos de fixação da corda no arnês do utilizador;

B, distância horizontal entre o ponto de saída de enrolamento da corda traseira ao seu ponto de fixação no arnês do utilizador;

A, distância horizontal entre o ponto de saída de enrolamento da corda frontal ao seu ponto de fixação no arnês do utilizador;

θ, ângulo limite entre a corda da frente e a vertical para impedir colisão da corda com o utilizador.

O comprimento das cordas C_t e C_f é dado em função de h' e B, pelas Equações 5.1 e 5.5.

$$C_t = \sqrt{h'^2 + B^2} \tag{5.1}$$

$$C_f = \sqrt{h'^2 + A^2} \tag{5.2}$$

$$A = 1329 - 300 - B \tag{5.3}$$

$$A = 1029 - B \tag{5.4}$$

$$C_f = \sqrt{h'^2 + (1029 - B)^2} \tag{5.5}$$

A variação do comprimento das cordas é obtida pelo enrolamento e desenrolamento dos tambores. Os ângulos de desenrolamento do tambor traseiro W_1 e frontal W_2, serão definidos pelas Equações 5.6 e 5.7.

$$W_1 = \frac{\delta C_t}{D \cdot \pi} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{2 \cdot \delta C_t}{D} \tag{5.6}$$

$$W_2 = \frac{\delta C_f}{D \cdot \pi} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{2 \cdot \delta C_f}{D} \tag{5.7}$$

onde,

δC_t, variação de comprimento da corda traseira;

δC_f, variação de comprimento da corda frontal;

D, diâmetro primitivo da corda enrolada sobre o tambor, 306 mm.

Com a definição do ponto zero descrita anteriormente obtemos os comprimentos C_t e C_f iniciais, C_{ti} e C_{fi}. Definindo a altura *h'* e *B* para a qual queremos movimentar o utilizador definimos também o comprimento das cordas, C_t e C_f, para esse ponto através das Equações 5.1 e 5.5. A variação do comprimento das cordas será assim dado pala diferença entre o comprimento inicial e o comprimento final, do qual obtemos o ângulo de rotação dos tambores pelas Equações 5.6 e 5.7 que é necessário realizar para a movimentação do utilizador até ao ponto pretendido.

No paralelepípedo que envolve o manequim representativo do utilizador na Figura 5.2, no ponto superior direito, está desenhado um retângulo com uma cruz que pretende representar a posição máxima dos óculos de realidade virtual do utilizador. Durante a experiência prática de suporte do utilizador pelas duas cordas, este revelou-se o ponto onde a corda frontal poderia interferir com o utilizador. Para que tal não suceda deverá ser definido um valor mínimo para o ângulo θ. Utilizando o desenho representado na figura, para diferentes dimensões dos utilizadores o ângulo θ mínimo foi definido em 15º.

$$\theta = \tan \frac{A}{h'} \tag{5.8}$$

$$\theta < \tan \frac{1029 - B}{h'} \tag{5.9}$$

A Equação 5.9 limita a relação entre a altura *h'* e a posição horizontal *B* para o ângulo θ mínimo.

Os movimentos aéreos poderão ser definidos através da definição de diversos pontos sucessivos através das variáveis *h'* e *B* e do movimento de translação do carro.

Para simplificação, a variável *B* poderá ser fixada, posicionando o utilizador no centro do carro ou ligeiramente recuado relativamente a este ponto. Neste caso a variação da posição horizontal do utilizador será completamente definida pelo carro de translação e o sistema de elevação alterará apenas a posição vertical do utilizador.

O movimento aéreo deverá ser finalizado com o utilizador no centro da piscina de bolas. Neste momento o utilizador é informado da finalização da simulação e deve colocar-se numa posição apropriada para ser baixado e pousado sobre as bolas.

No final da simulação as cordas encontram-se na posição de maior desenrolamento e é necessário proceder ao seu enrolamento cerca de 2 a 3 espiras para iniciar a próxima simulação. Nesta fase a única tensão sobre as cordas é o seu próprio peso que poderá não ser suficiente para o correto enrolamento das mesmas, já que a tensão sobre um cabo é necessária para o seu correto enrolamento sobre um tambor. Foi procurada uma solução mecânica para aplicar tensão na corda nesta situação mas não foi encontrada nenhuma solução viável no contexto deste problema. Assim, se tal for necessário, o controlador deverá segurar nas cordas durante o seu enrolamento para aplicar tensão nas mesmas e apoiar assim o seu correto enrolamento sobre os tambores.

Capítulo 6

Avaliação do projeto

Esta dissertação incidiu sobre um projeto inovador com utilização de uma tecnologia em grande evolução. O ambiente geral do projeto consistiu assim numa procura de soluções através de outras áreas. Uma das maiores dificuldades encontrada foi a definição de requisitos. Numa fase inicial, sem qualquer meio de comparação pela inexistência de dispositivos semelhantes, as limitações e possibilidades para a realização do simulador não eram claras.

O desenvolvimento do projeto passou assim numa fase inicial por uma grande quantidade de iterações entre diferentes soluções construtivas. Algumas das soluções foram inclusivamente apresentadas nesta dissertação de forma a ilustrar o esforço dedicado a encontrar a melhor solução possível para cada funcionalidade do dispositivo.

Após a fixação dos conceitos iniciais o desenvolvimento do simulador passou pela seleção de vários elementos *standard*, como chumaceiras, perfis estruturais, patins lineares, etc., e ainda o desenho 3D de diversos componentes. No desenvolvimento dos componentes em modelação 3D foi tomado em conta o processo de fabrico mais apropriado para cada componente dependendo da sua funcionalidade, forma e resistência necessárias. Os componentes foram principalmente desenvolvidos considerando os processos de fabrico de corte de chapa a laser, quinagem de chapa, maquinação e para as estruturas de suporte foram principalmente utilizados conjuntos soldados.

O resultado final consiste numa proposta concreta de produção do simulador de realidade virtual do ponto de vista mecânico. Para a finalização do simulador seria ainda necessária a determinação e seleção dos diferentes componentes de controlo necessários para o simulador. Nomeadamente a escolha dos variadores de frequência apropriados para os motores selecionados, o controlador dos variadores de frequência, botoneiras de emergência, início, fim e seleção do nível de intensidade da simulação (requisito inicial). Todo o projeto elétrico de cablagem e quadro elétrico seria também necessário.

Numa avaliação final verifica-se que o sistema de atuação da passadeira rolante é complexo e poderá não ser a melhor solução. Na seleção dos componentes de ligação entre a correia e a parte da estrutura a movimentar foi verificada a existência de grandes esforços o que impôs o aumento da envergadura dos componentes *standard* selecionados. Uma possível solução que não era clara no desenvolvimento do conceito é a utilização de dois atuadores elétricos. A utilização

destes componentes foi negligenciada devido ao seu grande custo e à necessidade de utilização de seis atuadores para a criação de uma plataforma de *Stewart* convencional. No entanto, mantendo o conceito desenvolvido de sobreposição de duas rotações através de três estruturas independentes, através de exatamente a mesma montagem entre as três estruturas, apenas serão necessários dois atuadores elétricos montados na sua extremidade com duas rótulas. O sistema será claramente simplificado com esta alteração, mas os custos deverão ser avaliados de forma a relacionar a solução apresentada nesta dissertação com a solução agora proposta. Outro modo de atuação a considerar será a substituição do conjunto polias/correia por um fuso, mantendo no entanto a necessidade de todos os outros componentes como a chumaceira linear.

No carro de translação, foram utilizados dois motores elétricos com 4 kW e 3 kW de potência. A necessidade de utilização das duas cordas e portanto dos dois tambores de enrolamento de cabos é clara para que a posição do utilizador seja definida. No entanto a utilização de dois motores diferentes apenas é necessária para a variação da posição horizontal do utilizador relativamente ao carro. Como visto anteriormente o controlo da posição do utilizador pelo comprimento das cordas é complexo e caso a variação da posição horizontal do utilizador relativamente ao carro não seja uma característica relevante poderá ser considerado o uso de um só motor que atua os dois sistemas de enrolamento de cabos.

Estas alternativas e outras que poderiam ser consideradas não são de fácil avaliação, pois mesmo após a finalização do projeto, não são claras as características mais vantajosas deste simulador. Seria efetivamente necessária a sua construção e a execução de testes práticos para ser percetível o grau de eficácia do conceito e respetivas soluções construtivas desenvolvidos durante esta dissertação. O que verifica a dificuldade de definição dos requisitos do sistema sentida durante o desenvolvimento do projeto e, por essa razão, a necessidade da versatilidade que foi imposta na seleção entre as diferentes alternativas ao longo do projeto.

Na globalidade foi realizado um projeto de um simulador de realidade virtual que cumpre com os requisitos iniciais e com muitos outros requisitos não definidos que foram estimados durante o desenvolvimento do projeto. O simulador apresenta versatilidade em diversos movimentos para que, após a sua construção, se possa variar as sequências de simulação quanto à amplitude, velocidade e forma dos movimentos. Obtendo no final uma simulação eficaz da atividade de arvorísmo.

Bibliografia

[1] Simon Parkin. Oculus Rift - MIT Technology Review, 2014. URL https://www.technologyreview.com/s/526531/oculus-rift/.

[2] Oculus, 2019. URL https://www.oculus.com/.

[3] Infinadeck | The only true VR omnidirectional treadmill. URL https://www.infinadeck.com/.

[4] KATVR - Walk into Virtual Reality. URL http://katvr.com/.

[5] Seilroboter mit Passagier | Max-Planck-Gesellschaft, 2015. URL https://www.mpg.de/9395107/seilroboter.

[6] YawVR. URL https://www.yawvr.com/.

[7] Mark Towner, Dylan Bevan, and Frederik Borre. Feel Three : Virtual Reality Motion Simulator by Feel Three — Kickstarter. URL https://www.kickstarter.com/projects/feelthree/feel-three-virtual-reality-motion-simulator.

[8] Progressive Automations. Six axis platform using linear actuators (Stewart platform). URL https://www.instructables.com/id/Six-Axis-Platform-Using-Linear-Actuators-Stewart-P/.

[9] Daniel Michaels. Roller Coasters Ride Into Dizzying Realm of Virtual Reality. *The Wall Street Journal*, 2016. URL https://www.wsj.com/.

[10] F. Sloan, R. Nye, and T. Liggett. Improving bend-over-sheave fatigue in fiber ropes. pages 1054–1057. Institute of Electrical and Electronics Engineers (IEEE), 7 2008. doi: 10.1109/oceans.2003.178486.

[11] Hellmut Ernst. *Aparatos de elevacion y transporte Vol. 1*. Editorial Blume, Barcelona, 1970.

[12] Ethos Harness - Women's - Black Diamond Climbing Gear. URL https://eu.blackdiamondequipment.com/en/climbing-gear.

[13] Safety Harness Kit For Access Platform / SafetyLiftinGear. URL https://www.safetyliftingear.com/.

[14] Bosch Rexroth AG. *Ball Rail Systems*. 2011.

[15] Steel wire rope 4. Steel wire rope Index. URL https://www.hendrikvedergroup.com/_asset/_public/Hendrik-Veder-Group/Downloads/9094-01-HVG-Catalogus_TAB_4-Steel-wire-rope.pdf.

[16] Vectran ® 12 Strand & 12x12. Technical report. URL https://www.cortlandcompany.com/sites/default/files/downloads/media/technical-literature-vectran-12-strand-12x12-tech-sheet_3.pdf.

[17] BOB ® 12x12 Strand Elongation (%). Technical report. URL https://www.cortlandcompany.com/products/synthetic-rope-and-strength-members/theatrical-rigging-lines.

[18] realitytechnologies. What is Virtual Reality (VR)? Ultimate Guide to Virtual Reality (VR) Technology. URL https://www.realitytechnologies.com/virtual-reality/.

[19] VIVE™ | Discover Virtual Reality Beyond Imagination. URL https://www.vive.com/eu/.

[20] Samsung Gear VR with Controller - The Official Samsung Galaxy Site. URL https://www.samsung.com/global/galaxy/gear-vr/.

[21] MMOne Project. URL http://www.mm-company.com/.

[22] Dominic Brennan. Compact Motion Simulator 'Yaw VR' Reaches Kickstarter Funding Goal – Road to VR, 2018. URL https://www.roadtovr.com/portable-motion-simulator-yaw-vr-launches-kickstarter/.

[23] Kristen Clark. Virtual Reality Roller Coasters Are Here (and Everywhere). *IEEE Spectrum*, 2016. URL https://spectrum.ieee.org/geek-life/reviews/virtual-reality-roller-coasters-are-here-and-everywhere.

[24] Arthur Levine. Six Flags VR coasters: Watch how it works. *USA TODAY*, 2016. URL https://eu.usatoday.com/story/travel/experience/america/2016/03/03/six-flags-virtual-reality-roller-coasters-2016/81224838/.

[25] Siddhartha Ray. *Introduction to Materials Handling*, volume 64. New Age international Publishers, 1998. doi: 10.1016/S0065-2113(08)60505-2.

[26] M.P. Alexandrov. *Materials Handling Equipment*. Mir Publishers, Moscow, 1981.

[27] G. Foster. Advantages of fiber rope over wire rope. *Journal of Industrial Textiles*, pages 67–75, 2002.

Anexo A

Fichas técnicas dos motores elétricos

A.1 Motor elétrico do sistema de enrolamento de cabos traseiro

Product information

SEW EURODRIVE

Catalog designation

F57DRN112M4BE5/EI71/V

Product data

Rated motor speed	[1/min]	: 1464
Output speed	[1/min]	: 138
Overall gear ratio		: 10.64
Output torque	[Nm]	: 275
Service factor SEW-FB		: 2.20
Mounting position		: M5
Base / top coat		: 7031 Blue gray (51370310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 270
Cable entry/connector position		: X
Output shaft	[mm]	: 35x70
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	: 6120
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 2.35
Motor power	[kW]	: 4
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 88.6 / 89.4 / 88.7
CE mark		: Yes
Motor voltage	[V]	: 230/400
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 13.8 / 7.9
Cos Phi		: 0.81
Thermal class		: 155(F)
Motor protection type		: IP55
Design requirement		: IEC
Motor mass moment of inertia	[10^{-4} kgm²]	: 197.27
Net weight	[Kg]	: 76.2
Braking torque	[Nm]	: 55
Brake voltage	[V]	: 230
Brake control		: BGE1.5



Additional feature

Output shaft: 35x70 mm
Thermal class 155(F)
Brake BE5 single brake (standard brake) (230 V, 55 Nm)
EI71 built-in encoder, 4-pole connection, 1 P/U HTL
V- Forced cooling fan IP 66, 220..575 V 50/60 Hz
Degree of protection IP 55
Brake control BGE- Electronic brake actuation 230 V or 400 V

A.2 Motor elétrico do sistema de enrolamento de cabos frontal

Product information

SEW EURODRIVE

Catalog designation

F47DRN100L4BE5/EI71/V

Product data

Rated motor speed	[1/min]	: 1456
Output speed	[1/min]	: 115
Overall gear ratio		: 12.66
Output torque	[Nm]	: 245
Service factor SEW-FB		: 1.60
Mounting position		: M6
Base / top coat		: 7031 Blue gray (51370310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 270
Cable entry/connector position		: X
Output shaft	[mm]	: 30x60
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	: 4690
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 1.7
Motor power	[kW]	: 3
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 87.3 / 88.3 / 87.8
CE mark		: Yes
Motor voltage	[V]	: 230/400
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 11.2 / 6.4
Cos Phi		: 0.76
Thermal class		: 155(F)
Motor protection type		: IP55
Design requirement		: IEC
Motor mass moment of inertia	[10^{-4} kgm²]	: 127.88
Net weight	[Kg]	: 56.9
Braking torque	[Nm]	: 40
Brake voltage	[V]	: 230
Brake control		: BGE1.5



Additional feature

Output shaft: 30x60 mm
Thermal class 155(F)
Brake BE5 single brake (standard brake) (230 V, 40 Nm)
EI71 built-in encoder, 4-pole connection, 1 P/U HTL
V- Forced cooling fan IP 66, 220..575 V 50/60 Hz
Degree of protection IP 55
Brake control BGE- Electronic brake actuation 230 V or 400 V

A.3 Motor elétrico do sistema de atuação linear do carro

Product information

SEW EURODRIVE

Catalog designation

RX57DRN90L4BE2/MSW/CK0/TF/EI71

Product data

Rated motor speed	[1/min]	: 1461
Output speed	[1/min]	: 618
Overall gear ratio		: 2.37
Output torque	[Nm]	: 23
Service factor SEW-FB		: 3.00
Mounting position		: M1
Base / top coat		: 7031 Blue gray (51370310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 270
Cable entry/connector position		: X
Output shaft	[mm]	: 20x40
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	: 2340
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 0.6
Motor power	[kW]	: 1.5
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 84.6 / 86.1 / 85.6
CE mark		: Yes
Motor voltage	[V]	: 400
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 3.4
Cos Phi		: 0.74
Thermal class		: 155(F)
Motor protection type		: IP55
Design requirement		: IEC
Motor mass moment of inertia	[10^{-4} kgm²]	: 82.22
Net weight	[Kg]	: 37.6
Braking torque	[Nm]	: 20
Brake voltage	[V]	: 230
Brake control		: BG1.5



Additional feature

Output shaft: 20x40 mm
Brake BE2 single brake (standard brake) (230 V, 20 Nm)
EI71 built-in encoder, 4-pole connection, 1 P/U HTL
Fan guard design Plastic
Motor protection 3 TF temperature sensors (without trip device)
MOVI-SWITCH® Motor with MOVI-SWITCH® 2S (with direction of rotation reversal)
AS-Interface
Degree of protection IP 55
Brake control BG - Simple rectifier

A.4 Motor elétrico do movimento oscilatório da passadeira rolante

Product information

SEW EURODRIVE

Catalog designation

R27DRN80MK4BE1/MSW/CK0/TF/EI71

Product data

Rated motor speed	[1/min]	: 1435
Output speed	[1/min]	: 79
Overall gear ratio		: 18.08
Output torque	[Nm]	: 66
Service factor SEW-FB		: 1.95
Mounting position		: M3
Base / top coat		: 7031 Blue gray (51370310)
Position of connector/terminal box	[°]	: 90
Cable entry/connector position		: X
Output shaft	[mm]	: 25x50
Permitted output overhung load with n=1400	[N]	: 2730
Lubricant quantity 1st gear unit	[Liter]	: 0.5
Motor power	[kW]	: 0.55
Duration factor		: S1-100%
Efficiency class		: IE3
Efficiency (50/75/100% Pn)	[%]	: 78.55 / 81 / 80.8
CE mark		: Yes
Motor voltage	[V]	: 400
Motor voltage 50Hz	[V]	: 380-415Y
Wiring diagram		: R13
Frequency	[Hz]	: 50
Rated current	[A]	: 1.32
Cos Phi		: 0.75
Thermal class		: 155(F)
Motor protection type		: IP55
Design requirement		: IEC
Motor mass moment of inertia	[10^{-4} kgm²]	: 20.99
Net weight	[Kg]	: 17.7
Braking torque	[Nm]	: 7
Brake voltage	[V]	: 230
Brake control		: BG1.5



Additional feature

Output shaft: 25x50 mm
Multi-range voltage Yes
Brake BE1 single brake (standard brake) (230 V, 7 Nm)
EI71 built-in encoder, 4-pole connection, 1 P/U HTL
Fan guard design Plastic
Motor protection 3 TF temperature sensors (without trip device)
MOVI-SWITCH® Motor with MOVI-SWITCH® 2S (with direction of rotation re
AS-Interface
Degree of protection IP 55
Brake control BG - Simple rectifier

Anexo B

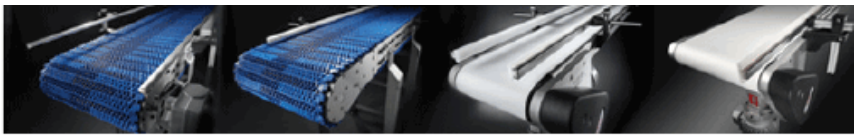
Capacidades de carga dos patins lineares da empresa *Bosch Rexroth*

Product overview, ball runner blocks with load capacities and moments

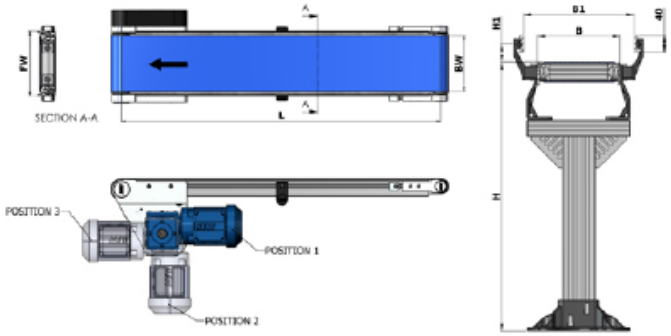
Ball runner block			Page		Size	15	20	25	30	35	45	55	65
						Load capacities (N) and load moments (Nm)							
Standard, heavy-duty, ball runner block[7] made of steel[3] Resist NR[4] Resist CR[6]		**FNS R1651[3][6] R2001[4]**	**48[3] 99[4]**	**106[6]**	**C** [1]	**9 860**	**23 400**	**28 600**	**36 500**	**51 800**	**86 400**	**109 000**	**172 000**
					C [2]	8 850	22 200	26 700	34 800	49 400	82 400	–	–
					C_0 [1]	**12 700**	**29 800**	**35 900**	**48 100**	**80 900**	**132 000**	**174 000**	**280 000**
					C_0 [2]	10 800	27 700	32 300	44 700	75 200	123 000	–	–
		**SNS R1622[3][6] R2011[4]**	**54[3] 99[4]**	**106[6]**	**M_t** [1]	**95**	**300**	**410**	**630**	**1 110**	**2 330**	**3 480**	**6 810**
					M_t [2]	85	280	380	600	1 060	2 220	–	–
					M_{t0} [1]	**120**	**380**	**510**	**830**	**1 740**	**3 560**	**5 550**	**11 100**
					M_{t0} [2]	100	350	460	780	1 620	3 320	–	–
		**SNH R1621[3][6]**	**60[3]**		**M_L** [1]	**68**	**200**	**290**	**440**	**720**	**1 540**	**2 320**	**4 560**
					M_L [2]	62	190	270	420	700	1 480	–	–
					M_{L0} [1]	**87**	**260**	**360**	**580**	**1 130**	**2 350**	**3 690**	**7 400**
					M_{L0} [2]	76	240	330	540	1 060	2 210	–	–
		**FLS R1653[3][6] R2002[4]**	**50[3] 99[4]**	**106[6]**	**C** [1]	**12 800**	**29 600**	**37 300**	**46 000**	**66 700**	**111 000**	**139 000**	**223 000**
					C [2]	11 500	28 200	34 800	43 800	63 600	106 000	–	–
					C_0 [1]	**18 400**	**41 800**	**52 500**	**66 900**	**116 000**	**190 000**	**245 000**	**404 000**
					C_0 [2]	15 600	38 800	47 300	62 200	108 000	177 000	–	–
		**SLS R1623[3][6] R2012[4]**	**56[3] 99[4]**	**106[6]**	**M_t** [1]	**120**	**380**	**530**	**800**	**1 440**	**3 010**	**4 410**	**8 810**
					M_t [2]	110	360	500	760	1 370	2 870	–	–
					M_{t0} [1]	**180**	**540**	**750**	**1 160**	**2 500**	**5 120**	**7 780**	**16 000**
					M_{t0} [2]	150	500	670	1 080	2 320	4 770	–	–
		**SLH R1624[3][6]**	**62[3]**	**106[6]**	**M_L** [1]	**120**	**340**	**530**	**740**	**1 290**	**2 730**	**3 960**	**8 160**
					M_L [2]	110	330	500	710	1 230	2 630	–	–
					M_{L0} [1]	**180**	**490**	**740**	**1 080**	**2 240**	**4 660**	**6 990**	**14 800**
					M_{L0} [2]	150	460	670	1 010	2 090	4 370	–	–
Standard ball runner block[7] made of steel[3] Resist NR[4] Resist CR[6]		**FKS R1665[3][6] R2000[4]**	**52[3] 99[4]**	**106[6]**	**C** [1]	**6 720**	**15 400**	**19 800**	**25 600**	**36 600**	–	–	–
					C [2]	6 030	14 700	18 500	24 400	34 900	–	–	–
					C_0 [1]	**7 340**	**16 500**	**21 200**	**28 900**	**49 300**	–	–	–
					C_0 [2]	6 230	15 300	19 100	26 900	45 800	–	–	–
		**SKS R1666[3][6] R2010[4]**	**58[3] 99[4]**	**106[6]**	**M_t** [1]	**65**	**200**	**280**	**440**	**790**	–	–	–
					M_t [2]	58	190	260	420	750	–	–	–
					M_{t0} [1]	**71**	**210**	**300**	**500**	**1 060**	–	–	–
					M_{t0} [2]	60	200	270	470	980	–	–	–
					M_L [1]	**29**	**83**	**130**	**200**	**340**	–	–	–
					M_L [2]	27	81	120	200	330	–	–	–
					M_{L0} [1]	**32**	**89**	**140**	**230**	**460**	–	–	–
					M_{L0} [2]	28	84	130	220	430	–	–	–
		**FNN R1693[3][6][8]**	**64[3]**	**106[6]**	**C** [1]	–	**14 500**	**28 600**	–	–	–	–	–
					C_0 [1]	–	**24 400**	**35 900**	–	–	–	–	–
		**SNN R1694[3][6][8]**	**68[3]**	**106[6]**	**M_t** [1]	–	**190**	**410**	–	–	–	–	–
					M_{t0} [1]	–	**310**	**510**	–	–	–	–	–
					M_L [1]	–	**100**	**290**	–	–	–	–	–
					M_{L0} [1]	–	**165**	**360**	–	–	–	–	–
		**FKN R1663[3][6][8]**	**66[3]**	**106[6]**	**C** [1]	–	**9 600**	**19 800**	–	–	–	–	–
					C_0 [1]	–	**13 600**	**21 200**	–	–	–	–	–
		**SKN R1664[3][6][8]**	**70[3]**	**106[6]**	**M_t** [1]	–	**120**	**280**	–	–	–	–	–
					M_{t0} [1]	–	**170**	**300**	–	–	–	–	–
					M_L [1]	–	**40**	**130**	–	–	–	–	–
					M_{L0} [1]	–	**58**	**140**	–	–	–	–	–
Super steel ball runner blocks[3] Resist CR[6]		**FKS 1661[3][6]**	**88[3]**	**107[6]**	**C** [1]	**3 900**	**10 100**	**11 400**	**15 800**	**21 100**	–	–	–
					F_{max} [1]	**1 500**	**3 900**	**4 400**	**6 100**	**8 100**	–	–	–
		**SKS 1662[3][6]**	**90[3]**	**107[6]**	**M_t** [1]	**39**	**130**	**170**	**270**	**450**	–	–	–
					M_{tmax} [1]	**15**	**50**	**65**	**105**	**175**	–	–	–

Anexo C

Ficha técnica do tapete transportador



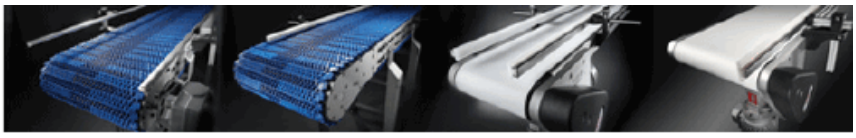




Part number
EBS 40-I1-600x1500-2M8 U0-V5 A--1: Front-BL-nos-Br-1-AL-SRPC

Description
Conveyor Belt EBS 40-I1

Product Attribute	Value
Metrics	Europe (mm)
Length (A)	1500
Width type	Standard
Width (B)	600
Product weight Kg/pcs (pounds/pcs)	150
Product length	300
Number of products on conveyor	1
Product material	Plastic
Environment	Dry
Position of conveyor	Incline
Support	No
Start height of the conveyor	0
End height of the conveyor	130.7
Angle of conveyor	5
Wanted speed mtrs/min (foot/min)	35
Accumulation	No
Number of products to accumulate	-
Material	PVC



Product Attribute	Value
Characteristics	All is okay
Friction	Middle
Material	2M8 U0-V5 A
Product temperature range	-10 - 60
Motor requirements	
Torque (Nm)	15.27
Motor speed (RPM)	162
Input power (kW)	0.26
Motor position	1: Front
Motor side	L: Left
Side Rail	Fixed type 1 AL
Number of spacers on each side	0
Side Rail Profile	With PE cover
Height Side Rail (H1)	43.5
Width between Side Rails (B1)	607.6
Height Fixed Side Rail (H1)	-