

Desenvolvimento e Validação Experimental de uma Solução de *Pavement Energy Harvesting* para Conversão da Energia Cinética de Pessoas em Energia Elétrica

Nuno Rafael Miranda Veríssimo

Dissertação de Mestrado

Orientador na *Pavnex*: Dr. Francisco Duarte

Orientador na FEUP: Prof. Paulo Tavares de Castro



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2020

Dedico este trabalho aos meus pais e irmão.

Resumo

A contínua demanda e necessidade energética impõe diversas considerações incluindo novas formas de obtenção da energia elétrica necessária ao funcionamento pleno do dia a dia das pessoas. Atualmente as tecnologias de *energy harvesting* têm aumentado a sua vulgarização, nomeadamente formas renováveis, de referir vento, marés e sol. Deste modo, o ser humano nas suas atividades diárias gasta energia, tornando-a não renovável, ou seja, é dissipada. Assim sendo, aplicando tecnologias de *energy harvesting* aos peões torna-se vantajoso de tal modo que se consegue gerar energia elétrica através de uma energia que seria desperdiçada.

O foco principal cabe em analisar os trabalhos desenvolvidos neste âmbito do *pavement energy harvesting*, em que se englobam tecnologias piezoelétricas, eletromecânicas, solares e as suas combinações. Além destas tecnologias, serão também mostrados diversos sistemas aplicados no ser humano de modo a obter energia graças ao movimento de diversas articulações existentes no corpo, nomeadamente exoesqueletos. Assim sendo, na revisão do estado de arte encontra-se uma panóplia de tecnologias, em âmbito de investigação, artigos científicos e patentes. Além de se encontrar diversas soluções existentes é necessário definir quantitativamente a força exercida numa superfície pelo peão.

De seguida estuda-se mecanicamente as soluções patenteadas pela Pavnext, incluindo modelação matemática e sua simulação. Obtidos os sistemas mecânicos corretamente implementados é necessário fazer uma validação dos mesmos. Recorrendo aos protótipos existentes na Pavnext solicitam-se cada um deles aos diferentes carregamentos normalmente aplicados pelos peões durante a sua marcha, ou até mesmo, corrida. Validados os sistemas, procede-se à otimização das suas variáveis com o objetivo de obter a energia elétrica gerada máxima, atendendo, que, inicialmente, se fazem simulações para perceber a influência de cada uma das variáveis no valor final de saída do sistema.

Tendo por base os valores obtidos na otimização procede-se ao projeto mecânico dos sistemas com melhor valor de energia elétrica gerada, por comparação dos valores obtidos pelos modelos e valores experimentais. O projeto mecânico envolve a escolha e dimensionamento de todos os componentes, bem como a sua disposição e, claro, escolha de materiais além de considerações funcionais, como por exemplo, escolha do mecanismo de balanço da plataforma, obrigando-a a permanecer na horizontal, independentemente da posição do carregamento. Inicialmente os protótipos utilizariam, na sua globalidade, elementos fabricados em materiais metálicos, quer aço quer ligas de alumínio. Neste sentido, uma preocupação no projeto dos novos sistemas seria a implementação, sempre que possível, de materiais poliméricos.

Findo o projeto mecânico dos sistemas mais vantajosos, testa-se a possibilidade de implementação de células fotovoltaicas, averiguando a melhoria de eficiência bem como a comparação de geração de energia por parte do sistema mecânico, por si só, e a energia obtida apenas pelas células solares.

Abstract

The continuous demand and need for energy impose several considerations, including new ways of obtaining the electrical energy necessary for the full functioning of people's daily lives. Currently, energy harvesting technologies, as wind, tides, and solar have increased their diffusion. In this way, the human being in his daily activities expends energy, making it non-renewable, that is, it is dissipated. Therefore, applying energy harvesting technologies to pedestrians is advantageous in such a way that it is possible to generate electrical energy through energy that would be wasted.

The focus is to analyze the works developed in this field of pavement energy harvesting, which includes piezoelectric, electromechanical, solar technologies, and their combinations. Therefore, in the review of the state-of-the-art using research outcomes as scientific articles and patents, there is a panoply of technologies considered. In addition to finding several existing solutions, it is necessary to define quantitatively the force applied on a surface by the pedestrian.

The solutions patented by Pavnext are mechanically studied, including mathematical modeling and their simulation. Once the mechanical systems are correctly implemented, it is necessary to validate them. Using the prototypes available at Pavnext, each one is requested to carry the different loads normally applied by pedestrians during their march, or even race. Once the systems are validated, the optimization of their variables is carried out in such a way as to obtain the maximum generated electrical energy. So, initially, simulations are carried out in such a way as to understand the influence of each of the variables on the final value of system output.

Based on the values obtained in the optimization, the mechanical design of the systems with the highest value of generated electrical energy is proceeded, by comparing the values obtained by the models and experimental values. The mechanical design involves the choice and sizing of all components, as well as their arrangement and, of course, choice of materials in addition to functional considerations, such as the choice of the platform's swing mechanism, forcing it to remain on horizontal, regardless of the loading position. A new consideration to have involves changing the material used initially in the prototypes, that is, in this work, necessary to use components with polymeric materials, easily obtained by injection.

After the mechanical design of the most advantageous systems, the possibility of implementing photovoltaic cells is tested, verifying the efficiency improvement as well as the comparison of energy generation by the mechanical system, by itself, and the energy obtained only by solar cells.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, agradeço ao Francisco Duarte, orientador da dissertação na Pavnext, toda a disponibilidade e paciência que demonstrou ao longo da realização da dissertação, de todos os conselhos que passou e de todas as propostas sugeridas para a realização do trabalho. Agradeço, igualmente, a todos os membros que, tal como eu, realizaram os seus trabalhos na Pavnext, por todas as conversas de relaxamento durante o estágio.

Agradeço ao professor Paulo Tavares de Castro, orientador nesta dissertação na FEUP, toda a disponibilidade e apoio que demonstrou, não só durante a realização deste trabalho, mas também ao longo do meu percurso académico.

Agradeço de forma sentida aos meus pais e irmão por todo o companheirismo e força que me deram durante todo o meu percurso, de facto, sem o seu apoio incondicional o mesmo não seria possível. Um especial apreço a todos os meus colegas com quem partilhei estes 5 anos de curso. Agradeço, em especial, aos meus amigos mais antigos, pelo companheirismo e amizade partilhados durante todo este tempo.

Conteúdos

RESUMO	IV
ABSTRACT	VI
AGRADECIMENTOS	VIII
CONTEÚDOS	X
LISTA DE ABREVIATURAS	XIV
LISTA DE NOTAÇÕES	XVI
ÍNDICE DE FIGURAS	XX
ÍNDICE DE TABELAS	XXVI
CAPÍTULO 1.....	1
1.1 INTRODUÇÃO	1
1.1.1 <i>Energy Harvesting</i>	2
1.2 ENQUADRAMENTO DO PROJETO E MOTIVAÇÕES	3
1.3 PAVNEXT	4
1.4 OBJETIVOS DO PROJETO.....	5
1.5 PLANO DE TRABALHO	5
1.6 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	6
CAPÍTULO 2.....	7
TECNOLOGIA DE <i>ENERGY HARVESTING</i> APLICADA AOS PEÕES: ESTADO DE ARTE.....	7
2.1 INTRODUÇÃO	7
2.2 TECNOLOGIA APLICADA AOS PAVIMENTOS	8
2.2.1 <i>Tecnologia piezoelétrica em pavimentos</i>	8
2.2.2 <i>Tecnologia híbrida</i>	12
2.2.3 <i>Tecnologia eletromecânica</i>	12
2.2.4 <i>Tecnologia solar</i>	15
2.3 TECNOLOGIA APLICADA AOS PEDESTRES	15
2.3.1 <i>Exoesqueletos</i>	15
2.3.2 <i>Tecnologia piezoelétrica</i>	18
2.3.3 <i>Tecnologia eletromecânica</i>	19
2.3.4 <i>Tecnologia eletromagnética</i>	21
2.4 FONTE DE ENERGIA	22
CAPÍTULO 3.....	29
SISTEMAS ELETROMECÂNICOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA MECÂNICA DE PESSOAS EM ENERGIA ELÉTRICA	29
3.1 INTRODUÇÃO	29
3.2 SISTEMA I – ENGRENAGEM PINHÃO-CREMALHEIRA	30
3.3 SISTEMA II – SISTEMA DE ALAVANCA	31
3.4 SISTEMA III – SISTEMA DE BIELA.....	34
3.5 SISTEMA IV – SCA	36
3.6 ANÁLISE ENERGÉTICA DOS SISTEMAS	38
3.7 ANÁLISE ELÉTRICA	39
3.7.1 <i>Gerador elétrico</i>	39
3.7.2 <i>Carga elétrica</i>	40
3.7.3 <i>Análise energética</i>	40

CAPÍTULO 4.....	43
SIMULAÇÃO DOS SISTEMAS ELETROMECÂNICOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA MECÂNICA DE PESSOAS EM ENERGIA ELÉTRICA.....	43
4.1 INTRODUÇÃO	43
4.2 VARIÁVEIS INICIAIS	43
4.3 SIMULAÇÃO INICIAL DOS SISTEMAS	44
4.4 RESULTADOS EXPERIMENTAIS	51
4.5 OTIMIZAÇÃO DOS SISTEMAS	53
CAPÍTULO 5.....	57
PROJETO MECÂNICO DOS SISTEMAS ELETROMECÂNICOS DE CONVERSÃO DE ENERGIA MECÂNICA DE PESSOAS EM ENERGIA ELÉTRICA.....	57
5.1 INTRODUÇÃO	57
5.1.1 <i>Moldação por injeção</i>	57
5.1.2 <i>Determinação do número de ciclos</i>	58
5.2 SISTEMA RAP.....	59
5.2.1 <i>Dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira</i>	59
5.2.2 <i>Dimensionamento de veios</i>	61
5.2.2.1 Dimensionamento do veio do gerador.....	61
5.2.2.2 Dimensionamento da transmissão polia-correia	63
5.2.2.3 Dimensionamento do veio de ligação polia-pinhão	65
5.2.2.4 <i>Análise à fadiga</i>	66
5.2.3 <i>Dimensionamento dos casquilhos</i>	68
5.2.4 <i>Escolha do rolamento linear</i>	69
5.2.5 <i>Dimensionamento das molas de compressão</i>	70
5.2.6 <i>Escolha da embraiagem unidirecional</i>	70
5.2.7 <i>Projeto final do RAP</i>	71
5.3 SISTEMA SCA.....	71
5.3.1 <i>Dimensionamento das bielas</i>	71
5.3.2 <i>Dimensionamento dos apoios das bielas</i>	74
5.3.3 <i>Dimensionamento das engrenagens</i>	76
5.3.3.1 Dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira	76
5.3.3.2 Dimensionamento da engrenagem do andar de redução.....	77
5.3.4 <i>Dimensionamentos dos veios</i>	78
5.3.4.1 Veio de ligação pinhão-alavanca	78
5.3.4.2 Veio do gerador.....	79
5.3.4.3 <i>Análise à fadiga</i>	80
5.3.5 <i>Dimensionamento dos casquilhos</i>	80
5.3.6 <i>Dimensionamento dos pinos de articulação</i>	81
5.3.7 <i>Escolha dos patins</i>	83
5.3.8 <i>Dimensionamento das molas</i>	83
5.3.9 <i>Escolha dos rolamentos lineares</i>	84
5.3.10 <i>Escolha da embraiagem unidirecional</i>	84
5.3.11 <i>Dimensionamento das chavetas</i>	84
5.3.12 <i>Verificação dos elementos de suporte e guiamento</i>	85
5.3.13 <i>Verificação da plataforma</i>	87
5.3.14 <i>Projeto final do SCA</i>	89
5.4 ENERGIA FINAL DOS SISTEMAS.....	89
5.5 IMPLEMENTAÇÃO DE CÉLULAS FOTOVOLTAICAS	92
5.5.1 <i>Verificação da plataforma</i>	95
5.6 ESTUDO DA OTIMIZAÇÃO DA SOLUÇÃO FOTOVOLTAICA.....	97
CAPÍTULO 6.....	101
6.1 CONCLUSÕES.....	101
6.2 TRABALHO FUTURO	103
REFERÊNCIAS	105

ANEXO A: SCRIPTS DE MATLAB	109
ANEXO B: DIAGRAMA DE BLOCOS IMPLEMENTADO EM SIMULINK®	112
ANEXO C: INTERFACE PARA O UTILIZADOR	113
ANEXO D: DIMENSIONAMENTO DE VEIOS	114
ANEXO E: RELATÓRIOS DO KISSOFT PARA O DIMENSIONAMENTO DAS RODAS DENTADAS.....	150
ANEXO F: CATÁLOGOS	212
ANEXO G: ELEMENTOS DE LIGAÇÃO PARA O SISTEMA SCA E RAP	214

Lista de Abreviaturas

ABS	Acrilonitrila butadieno estireno
AC	Corrente Alternada
ASME	<i>American Society of Mechanical Engineers</i>
CM	Centro de massa
CO ₂	Dióxido de Carbono
DC	Corrente Contínua
EH	<i>Energy Harvesting</i>
GF	Fibra de vidro (<i>Glass fiber</i>)
GHG	<i>Greenhouse Gas</i>
ID	Identificação do tipo de movimento associado ao pedestre
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IRENA	<i>International Renewable Energy Agency</i>
IW	Roda de Inércia
PA	Poliamida
PC	Polycarbonato
PE	Polietileno
PEH	<i>Pavement Energy Harvesting</i>
PET	Politereftalato de etileno
POM	Polióxido de Metileno / Poliacetal
PP	Polipropileno
PS	Poliestireno
PTFE	Politetrafluoretileno
Q	Qualidade mecânica
RAP	Sistema Pinhão-Cremalheira (<i>Rack and Pinion</i>)
SCA	Sistema mecânico <i>Slider Crank</i> com implementação de alavanca
SG	<i>Square and Ground</i>
Var	Varição relativa em percentagem de uma dada propriedade
WHO	<i>World Health Organization</i>

Lista de Notações

Δl	Elongação [m]
A	Área [m ²]
ah_0	Altura zero do sol, no nascer e no pôr do sol [rad]
b	Base de uma dada secção [m]
b_{cb}	Coefficiente de fricção mecânico da embraiagem unidirecional
b_{fr}	Coefficiente de fricção dos patins nas calhas
b_{gen}	Coefficiente de fricção do gerador elétrico
b_{rol}	Coefficiente de fricção dos rolamentos lineares
C_s	Fator de segurança
D	Dia do ano
d	Diâmetro [m]
d_1	Excentricidade do sistema de alavanca [m]
d_2	Comprimento da avalanche [m]
E	Energia [J]
e	Espessura [m]
E_y	Módulo de Elasticidade de um material [GPa]
E_a	Tensão elétrica induzida pela armadura do gerador [V]
E_{De}	Energia entregue no veio do gerador [J]
E_{Ge}	Energia gerada no sistema elétrico [J]
E_{Ge}^M	Energia gerada no gerador elétrico determinada pelos modelos simulados [J]
E_{Ge}^P	Energia gerada no gerador elétrico determinada nos ensaios experimentais [J]
E_{Ha}	Energia cedida pelo pedestre na atuação da plataforma [J]
E_{Lo}	Energia consumida pela resistência elétrica [J]
ET	Binário resistivo do gerador elétrico [Nm]
E_{Tr}	Energia transmitida pelo sistema mecânico [J]
E_v	Energia perdida pelo pedestre e introduzida no sistema mecânico [J]
F	Força [N]
F_{biela}	Força aplicada em cada biela [N]
F_k	Força mecânica exercida pela mola de compressão [N]
F_{los}	Força resistiva nos elementos em contacto devido ao escorregamento [N]
F_{max}	Força máxima aplicada para uma dada solicitação [N]
F_{op}	Força de oposição [N]
F_p	Pré-tensão [N]

$F_{p,spec}$	Força transmitida por dente e por unidade de espessura [N/cm]
F_r	Força resultante [N]
F_{SMi}	Força transmitida pelo elemento mecânico i [N]
F_{SMis}	Força de oposição exercida sob o elemento mecânico i [N]
F_u	Tensão efetiva [N]
g	Aceleração gravítica [m/s^2]
h	Altura [m]
h_{cr}	Altura vertical da plataforma à cremalheira do sistema mecânico de biela [m]
h_{cr}^{in}	Altura vertical da plataforma à cremalheira do sistema mecânico de biela [m]
I	Corrente elétrica [A]
$I_{0,hor}$	Radiação solar incidente numa superfície horizontal, num dia [$J/m^2/dia$]
I_a	Corrente induzida pelo gerador elétrico [A]
I_{Lo}	Corrente induzida na carga elétrica [A]
J_{gen}	Momento de inércia do gerador elétrico [$kg\ m^2$]
J_{IW}	Momento de inércia da roda de inércia [$kg\ m^2$]
J_l	Momento de inércia do sistema mecânico de alavanca [$kg\ m^2$]
J_P	Momento de inércia do sistema mecânico pinhão [$kg\ m^2$]
J_{ra}	Momento de inércia do sistema mecânico cremalheira [$kg\ m^2$]
J_{sh}	Momento de inércia do sistema mecânico veio [$kg\ m^2$]
k	Raio de giração [m]
k_a	Constante elétrica do gerador
k_h	Rigidez da mola de compressão do PEH [N/m]
l	Comprimento [m]
l_{cr}	Comprimento da biela [m]
M	Massa do pedestre [kg]
m	Módulo de uma roda dentada [m]
M_F	Momento Fletor [Nm]
M_f	Momento fletor aplicado [Nm]
M_t	Momento torsor aplicado [Nm]
n	Coefficiente que indica apoios nas extremidades, numa situação de compressão
N	Número de bielas
n_a	Número de espiras ativas numa mola
n_f	Coefficiente de segurança à fadiga para o dimensionamento de molas
n_t	Número total de espiras numa mola
P	Potência elétrica [W]
p	Pressão exercida [Pa]

P_{Ge}	Potência gerada no gerador [W]
P_{Lo}	Potência consumida no circuito elétrico [W]
r_1	Raio da engrenagem 1 no sistema mecânico [m]
r_2	Raio da engrenagem 2 no sistema mecânico [m]
R_a	Resistência elétrica da armadura do gerador [Ω]
R_{Lo}	Resistência da carga elétrica do circuito [Ω]
r_p	Raio do pinhão [m]
r_v	Raio do veio [m]
S	Coefficiente de segurança
t	Dimensão do escatel do veio [m]
T_{SM}	Binário mecânico que aciona o gerador [Nm]
U	Tensão elétrica [V]
U_a	Tensão elétrica gerada [V]
U_{Lo}	Tensão gerada na carga elétrica [V]
V	Esforço transversal [N]
x_{cr}	Deslocamento horizontal da biela [m]
x_h	Deslocamento vertical da plataforma [m]
x_h^{max}	Deslocamento vertical máximo atingível pela plataforma [m]
x_k	Deslocamento sofrido na mola de compressão [m]
x_{l1}	Deslocamento no sistema de alavanca (no elemento de comprimento d_1) [m]
x_{l2}	Deslocamento no sistema de alavanca (no elemento de comprimento d_2) [m]
x_{ra}	Deslocamento sofrido na cremalheira [m]
x_{sp}	Deslocamento horizontal da biela no sistema de biela [m]
x_{sp}^{in}	Posição horizontal inicial da biela [m]
z	Número de dentes
Z_m	Número de dentes da polia
α	Ângulo de pressão de uma engrenagem [$^\circ$]
δ	Declinação [$^\circ$]
η	Eficiência de conversão de energia [%]
η_{Co}	Eficiência de conversão da energia E_{Ge} em E_{Lo} [%]
η_{De}	Eficiência de conversão da energia E_{Tr} em E_{De} [%]
η_{Ele}	Eficiência de conversão da energia E_{De} em E_{Lo} [%]
η_{Ge}	Eficiência de conversão da energia E_{De} em E_{Ge} [%]
η_{Ha}	Eficiência de conversão da energia E_v em E_{Ha} [%]
η_{Mec}	Eficiência de conversão da energia E_{Ha} em E_{De} [%]
η_{RPEH}	Eficiência de conversão da energia E_{Ha} em E_{Lo} [%]

η_{Tot}	Eficiência de conversão da energia E_v em E_{Lo} [%]
η_{Tr}	Eficiência de conversão da energia E_{Ha} em E_{Tr} [%]
θ	Posição angular de um componente [rad]
θ_{cr}	Posição angular da biela [rad]
θ_{cr}^{in}	Posição angular inicial da biela [rad]
θ_{IW}	Posição angular da IW [rad]
θ_l	Posição angular da alavanca [rad]
θ_P	Posição angular do pinhão [rad]
θ_{ra}	Posição angular da cremalheira no sistema de alavanca [rad]
θ_{z1}	Posição angular da roda dentada 1 no sistema mecânico [rad]
θ_{z2}	Posição angular da roda dentada 2 no sistema mecânico [rad]
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Massa Volúmica [kg/m^3]
σ_{adm}	Tensão máxima admissível [Nm]
σ_{ced}	Tensão de cedência do material [MPa]
σ_{eq}	Tensão equivalente do material atendendo a um dado carregamento [MPa]
σ_{f0}	Tensão limite de fadiga [MPa]
σ_{rot}	Tensão de rotura do material [MPa]
τ	Tensão de corte para uma sollicitação [MPa]
φ	Latitude [°]

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Variação da concentração de CO ₂ na atmosfera, ao longo dos anos, 1970 - 2018, para diferentes regiões do mundo, [5].	2
Figura 1.2 - Evolução da concentração de CO ₂ total no mundo, ao longo dos anos, 1900-2014, [6].	2
Figura 1.3 - Protótipo de <i>pavement energy harvesting</i> utilizando uma solução de alavanca.	4
Figura 1.4 - Sistema de PEH patenteado pela Pavnext aplicado aos veículos, vista frontal, para realização de testes.	4
Figura 1.5 - Sistema de PEH patenteado pela Pavnext aplicado aos veículos, vista lateral, incluindo sistema de aquisição.	4
Figura 2.1 - Visão detalhada do sistema representando o sentido descendente da plataforma, com rotação no sentido anti-horário do veio principal, com o sistema acoplado, [34].	12
Figura 2.2 - Visão detalhada do sistema com o movimento ascendente ou total deslocamento descendente, o que indica um desacoplamento do veio principal por ação da embraiagem unidirecional, [34].	13
Figura 2.3 - Modelo eletromecânico de PEH, [34].	13
Figura 2.4 - Representação esquemática de uma solução através de implementação de alavanca, [37].	14
Figura 2.5 - Representação esquemática de uma solução através de implementação de engrenagem pinhão-cremalheira, [38].	15
Figura 2.6 – Esq: Ilustração do exoesqueleto, contendo a mochila e as duas partes da bota. Dir: Representação do exoesqueleto a instalar na perna do pedestre, [42].	16
Figura 2.7 – Protótipo aplicado a pedestres do sexo masculino com elétrodos sEMG [<i>surface electromyography</i>] no músculo reto femoral (RF) e bíceps femoral (BF): representação frontal (A), traseira (B) e lateral (C), [43].	17
Figura 2.8 – Perfil de potência do tornozelo para diversas situações, [45].	17
Figura 2.9 – Energy Harvesting Biomecânico. (A) Montagem do sistema no pedestre; (B) Representação do sistema mecânico; (C) Diagrama esquemático do sistema mecânico exposto, [48].	18
Figura 2.10 - Modelação esquemática do sistema PEH em causa: a) quando acoplado; b) quando desacoplado, [61].	20
Figura 2.11 - Design e princípio de funcionamento do sistema de PEH: a) Sistema mecânico proposto; b) Visão detalhada do sistema mecânico; c) Visão detalhada da embraiagem unidirecional, [61].	20
Figura 2.12 – Representação do modelo de Energy Harvesting: a) Representação do modelo tridimensional; b) Representação do sistema no sapato do pedestre, [62].	20
Figura 2.13 – Representação do mecanismo de deslizamento com análise das forças atuantes: a) configuração totalmente não atuada; b) configuração totalmente atuada, [62].	21
Figura 2.14 – Representação esquemática da transmissão cinemática e do circuito elétrico equivalente, [62].	21

Figura 2.15 - Ilustração da trajetória do centro de massa (CM) durante o movimento humano, [67].	22
Figura 2.16 - Forma da curva observada quando uma pessoa pisa a plataforma, numa posição agachada, e se levanta de seguida, [66].	23
Figura 2.17 - Forma da curva observada quando um peão salta do chão para a plataforma e depois a pisa normalmente, [66].	23
Figura 2.18 - Exemplo de uma história em função tempo da força vertical exercida por um peão a 4,5 km/h. Nota-se que neste caso, existe adição das componentes de força exercida por cada um dos pés, [68].	24
Figura 2.19 - Curvas representando a força vertical, adimensionalizada pelo peso do pedestre, em função da velocidade de marcha, expressa em percentagem do tempo decorrido, para o sexo masculino e feminino [65].	24
Figura 2.20 - Curvas verticais tridimensionais descrevendo a força vertical exercida em função do tempo, para cada um dos pés, esquerdo e direito, para corrida e caminhada, [65].	24
Figura 2.21 - Representação das curvas força vertical em função do tempo, para diferentes velocidades: a)2.5 km/h; b)4.5 km/h; c)5.5 km/h, no caso da representação dos resultados experimentais e da função aproximada recorrendo à análise de Fourier, [68].	26
Figura 2.22 - Curvas típicas da força vertical em função do tempo para diferentes modos de caminhada, [65].	26
Figura 2.23 – Aproximação das curvas - força vertical em função do tempo, para os diversos modos de caminhada, para um peão com uma massa de 80 kg. Representação em MatLab®.	27
Figura 3.1 - Representação do sistema que implementa a solução pinhão-cremalheira, ligado a uma IW, [9].	30
Figura 3.2 - Distribuição das forças para o sistema que implementa a engrenagem pinhão-cremalheira: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].	30
Figura 3.3 - Representação do sistema que implementa a solução de alavanca, ligado a uma IW, [9].	32
Figura 3.4 - Distribuição das forças para o sistema que implementa alavanca: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].	32
Figura 3.5 - Representação do sistema que implementa a solução de biela e engrenagem pinhão-cremalheira, ligado a uma IW, [9].	34
Figura 3.6 - Distribuição das forças para o sistema que implementa biela e engrenagem pinhão-cremalheira: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].	34
Figura 3.7 - Verificação das constatações de incremento de carga em função de uma diminuição do deslocamento: a) Deslocamento da cremalheira em função do deslocamento da plataforma; b) Relação do deslocamento da cremalheira e do deslocamento da plataforma; c) Relação da força exercida na cremalheira em função do deslocamento da plataforma.	36
Figura 3.8 - Representação do sistema que implementa a solução de biela, engrenagem pinhão-cremalheira e alavanca, ligado a uma IW, [adaptado de [9]].	38
Figura 3.9 – Representação do circuito com um gerador DC e uma carga resistiva, [9].	39

Figura 4.1 - Influência da variação da massa do pedestre no deslocamento da plataforma, para um valor da rigidez da mola de 15 N/mm, no sistema RAP.	46
Figura 4.2 - Influência da variação da rigidez de cada uma das molas no deslocamento da plataforma, para uma massa do pedestre igual a 80 kg, no sistema RAP.	46
Figura 4.3 - Influência da variação da massa da placa no deslocamento da plataforma, para uma massa do pedestre igual a 80 kg e rigidez da mola 15 N/mm, no sistema RAP.....	47
Figura 4.4- Variação do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$	48
Figura 4.5 - Variação do rácio do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$	48
Figura 4.6 - Relação da razão da força FSM2 em função da carga implementada, pelo pedestre, para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$	48
Figura 4.7 - Variação do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.	49
Figura 4.8 - Variação do rácio do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.....	49
Figura 4.9 - Relação da razão da força FSM2 em função da carga implementada, pelo pedestre, para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.....	49
Figura 5.1 - Representação esquemática do funcionamento de uma embraiagem unidirecional (imagem invertida, face à referência, [74]).....	59
Figura 5.2 - Representação do veio do gerador, do carregamento (força de engrenamento) e das suas dimensões representativas.	62
Figura 5.3 - Diagrama de momentos fletores, para as dimensões impostas e carregamento, para o veio do gerador.	62
Figura 5.4 - Representação esquemática da configuração e dimensões de uma transmissão polia-correia, [78].	63
Figura 5.5 - Representação de uma polia e dimensões características, [78].	65
Figura 5.6 - Representação do veio de ligação polia-pinhão, do carregamento (força de engrenamento) e das suas dimensões representativas.	65
Figura 5.7 - Gráfico tensão vs número de ciclos, gráfico S-N, para diversos materiais poliméricos, [84].....	67
Figura 5.8 - Representação esquemática de um casquilho.	68
Figura 5.9 - Representação em corte e dimensões representativas de um casquilho <i>Iglidur® G Form S</i>	69
Figura 5.10 - Configuração e representação de dimensões características para o rolamento linear KH30.	69
Figura 5.11 - Representação de uma mola em compressão, com algumas dimensões características a serem consideradas, [79].....	70
Figura 5.12 - Configuração da mola determinada para o sistema, Square and Ground End, [79].	70
Figura 5.13 - Representação da embraiagem unidirecional HFL.	71

Figura 5.14 - Representações frontal (à esquerda) e traseira (à direita) do sistema RAP projetado.	71
Figura 5.15 - Diagrama de corpo livre de uma biela.	72
Figura 5.16 - Diagrama de corpo livre de uma biela.	73
Figura 5.17 - Esquema da força de corte e área resistente, para a biela.	74
Figura 5.18 - Esquema da força de corte e área resistente, para o apoio da biela.	75
Figura 5.19 - Esquema da força de corte e área resistente, para o apoio da biela no suporte do patim.	75
Figura 5.20 - Dimensões caracterizadoras do veio da ligação do pinhão à alavanca.	78
Figura 5.21 - Representação em corte e dimensões representativas de um casquilho Iglidur® G Form S.	81
Figura 5.22 - Esquema de uma montagem de um pino de articulação.	82
Figura 5.23 - Representação do patim da Igus® TW-01-15.	83
Figura 5.24 - Representação da calha da Igus® TS-01-15.	83
Figura 5.25 - Representação da embraiagem unidirecional HFL.	84
Figura 5.26 - Representação em corte dos elementos de suporte e guiamento da tampa.	85
Figura 5.27 - Estado de tensão para o elemento 1.	86
Figura 5.28 - Campo de deslocamentos para o elemento 1.	86
Figura 5.29 - Estado de tensão para o elemento 2.	86
Figura 5.30 - Campo de deslocamentos para o elemento 2.	86
Figura 5.31 - Campo de tensões na plataforma, em liga de alumínio.	87
Figura 5.32 - Campo de deslocamentos na plataforma, em liga de alumínio.	88
Figura 5.33 - Campo de deslocamentos na plataforma, em POM 25% GF, para uma espessura de 8 mm.	88
Figura 5.34 - Representação do modelo final do sistema SCA.	89
Figura 5.35 - Distribuição das células solares pela plataforma e correspondentes dimensões.	93
Figura 5.36 - Energia gerada diariamente, ao longo dos 365 dias do ano, para as 36 células fotovoltaicas, usando vidro como proteção e uma espessura de 10 mm.	94
Figura 5.37 - Energia gerada diariamente, ao longo dos 365 dias do ano, para as 36 células fotovoltaicas, usando acrílico como proteção e uma espessura de 3 mm.	94
Figura 5.38 - Representação da plataforma com as células fotovoltaicas implementadas.	94
Figura 5.39 - Representação do deslocamento vertical no conjunto das duas camadas.	95
Figura 5.40 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.	96
Figura 5.41 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.	96
Figura 5.42 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com vidro na camada que possui as células.	96

Figura 5.43 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com vidro na camada que possui as células.....	97
Figura 5.44 - Representação transversal da nova proposta de implementação das células fotovoltaicas.	97
Figura 5.45 - Vista superior da nova proposta de implementação das células fotovoltaicas. ..	97
Figura 5.46 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.	98
Figura 5.47 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.	98
Figura 5.48 - Sistema SCA final, com aplicação das células fotovoltaicas.....	99
Figura B. 1 - Diagrama de blocos implementado em Matlab® Simulink.....	112
Figura C. 1 - Interface de inserção de dados em Matlab® Simulink.....	113

Índice de Tabelas

Tabela 1.1 - Características das tecnologias mais utilizadas de <i>energy harvesting</i> . Obs.: * Numa aplicação na sola de um sapato de um pedestre; ** Para uma taxa temporal de temperatura de 85 °C/s; *** Para uma corrente de 400 A e um condutor com 4 cm; **** Velocidade de 5 m/s; ***** Velocidade de 3 l/s , [7].....	3
Tabela 2.1 - Propriedades de certos materiais piezoelétricos, [24].	10
Tabela 3.1 – Equações que regem o sistema que implementa a engrenagem pinhão-cremalheira, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].	31
Tabela 3.2 - Equações que regem o sistema que implementa alavanca, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].	33
Tabela 3.3 - Equações que regem o sistema que implementa biela e engrenagem pinhão-cremalheira, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].	35
Tabela 3.4 - Equações que regem o sistema que implementa biela, engrenagem pinhão-cremalheira e alavanca, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].	37
Tabela 4.1 - Variáveis a alterar na modelação dos sistemas mecânicos.....	44
Tabela 4.2 - Representação simbólica de cada um dos movimentos possíveis para o pedestre.	45
Tabela 4.3 - Simulações da energia gerada para o sistema RAP.....	45
Tabela 4.4 - Simulações da energia gerada para o sistema de alavanca.....	47
Tabela 4.5 - Simulações da energia gerada para o sistema <i>Slider Crank</i>	50
Tabela 4.6 - Simulações da energia gerada para o sistema SCA com um estágio de redução, com a implementação de uma alavanca, para uma razão de transmissão de 2.	50
Tabela 4.7 - Simulações da energia gerada para o sistema SCA com um estágio de redução, com a implementação de uma alavanca, para uma razão de transmissão de 3.....	51
Tabela 4.8 - Variáveis que caracterizam o sistema Alavanca utilizado nos ensaios experimentais e nas simulações.	52
Tabela 4.9 - Variáveis que caracterizam o sistema SCA utilizado nos ensaios experimentais e nas simulações.	52
Tabela 4.10 - Valores dos ensaios experimentais e dos resultados da simulação, nos sistemas RAP, Alavanca e SCA.....	53
Tabela 4.11 – Dimensões características para o sistema RAP, otimizadas para a energia máxima possível.	54
Tabela 4.12 - Dimensões características para o sistema de Alavanca, otimizadas para a energia máxima possível.	54
Tabela 4.13 - Dimensões características para o sistema <i>Slider Crank</i> , otimizadas para a energia máxima possível.	54
Tabela 4.14 - Dimensões características para o sistema SCA, otimizadas para a energia máxima possível.....	55

Tabela 5.1 - Propriedades de alguns materiais poliméricos termoplásticos, [CES EduPack ®].	58
Tabela 5.2 - Propriedades dos materiais utilizados no dimensionamento de certos componentes mecânicos. Obs.: 1 - CELCON® CE66FC GV1/25 POM; 2 - CELCON® GB10 POM. ...	58
Tabela 5.3 - Propriedades dos materiais utilizados no dimensionamento das engrenagens, [KissSoft ®].	60
Tabela 5.4 - Resultados das simulações em KissSoft ® para o projeto da engrenagem, para três diferentes materiais.	60
Tabela 5.5 - Raios do pinhão para os três diferentes materiais testados.	61
Tabela 5.6 - Dimensões características do veio do gerador.	62
Tabela 5.7 - Diâmetro e tensão equivalente do veio do gerador para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.	63
Tabela 5.8 – Dimensões da polia 21T5/30-2 – AF.	65
Tabela 5.9 - Dimensões caracterizadoras do veio da ligação da polia ao pinhão.	66
Tabela 5.10 - Diâmetro e tensão equivalente do veio de ligação polia-pinhão para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.	66
Tabela 5.11 - Coeficientes de segurança à fadiga no dimensionamento dos veios do sistema RAP.	68
Tabela 5.12 - Pressões instaladas em cada um dos apoios [1- à esquerda; 2- à direita] para cada um dos veios, veio do gerador e veio polia-pinhão.	68
Tabela 5.13 - Dimensões e características do casquilho (1) - Iglidur® GFM – 081614 – 05; (2) - Iglidur® GFM – 1213 – 03	69
Tabela 5.14 - Dimensões do rolamento linear KH30, da Schaeffler.	69
Tabela 5.15 - Dimensões das quatro molas de compressão para o sistema RAP, considerando o carregamento sugerido.	70
Tabela 5.16 - Dimensões da embraiagem unidirecional HFL 1426.	71
Tabela 5.17 - Cenários calculados para dois materiais distintos e duas secções.	72
Tabela 5.18 - Cenários calculados para dois materiais distintos e duas secções.	74
Tabela 5.19 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento da biela e para o material POM.	75
Tabela 5.20 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento dos apoios da biela e para POM.	75
Tabela 5.21 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento dos apoios inferiores da biela e para o material POM.	76
Tabela 5.22 - Resultados das simulações em KissSoft ® para o projeto da engrenagem pinhão-cremalheira, para dois diferentes materiais.	76
Tabela 5.23 - Coeficientes de segurança associados ao dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira, para o aço e POM.	77
Tabela 5.24 - Resultados das simulações em KissSoft ® para o projeto da engrenagem do andar de redução, para dois diferentes materiais.	77

Tabela 5.25 - Coeficientes de segurança associados ao dimensionamento da engrenagem do andar de redução, para o aço e POM.	77
Tabela 5.26 - Dimensões características do veio de ligação do pinhão à alavanca.	78
Tabela 5.27 - Diâmetro e tensão equivalente do veio de ligação do pinhão à alavanca para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.	79
Tabela 5.28 - Dimensões características do veio do gerador.	79
Tabela 5.29 - Diâmetro e tensão equivalente do veio do gerador para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.	79
Tabela 5.30 - Coeficientes de segurança à fadiga no dimensionamento dos veios do sistema SCA.	80
Tabela 5.31 - Pressões instaladas em cada um dos apoios [1- à esquerda; 2- à direita] para cada um dos veios, veio do gerador e veio pinhão-alavanca.	80
Tabela 5.32 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 08010 – 05.....	81
Tabela 5.33 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 0667 – 045.....	81
Tabela 5.34 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 1618 – 09.....	81
Tabela 5.35 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GSM – 0608 – 08.....	81
Tabela 5.36 - Propriedades mecânicas de dois materiais, aço classe 12.9 e aço inox R316, para aplicação em pinos de articulação.	82
Tabela 5.37 - Determinação dos coeficientes de segurança aplicado aos pinos de articulação, atendendo à aplicação de três diferentes materiais, Aço e Aço Inox e POM 25% GF.....	82
Tabela 5.38 - Dimensões das quatro molas de compressão para o sistema SCA, considerando o carregamento sugerido.....	83
Tabela 5.39 - Dimensões da embraiagem unidirecional HFL 1022.....	84
Tabela 5.40 - Valores máximos de tensão e deslocamento em função da espessura do elemento 2.	87
Tabela 5.41 - Valor do deslocamento máximo ocorrido na plataforma para diferentes valores de espessura, para o POM 25% GF.	89
Tabela 5.42 - Dimensões dos modelos otimizados e projetados, para o sistema RAP, e suas energias geradas.....	90
Tabela 5.43 - Dimensões dos modelos otimizados e projetados, para o sistema SCA, e suas energias geradas.....	91
Tabela 5.44 - Coeficientes de transmissibilidade da radiação solar, em função da espessura, para vidro, [86].	92
Tabela 5.45 - Coeficientes de transmissibilidade da radiação solar, em função da espessura, para o acrílico <i>ACRYLITE GP Sheet</i> , [87].	92
Tabela 5.46 - Propriedades dos materiais utilizados na aplicação das células fotovoltaicas. ..	95
Tabela G. 1 - Listagem dos elementos de fixação dos elementos do sistema SCA.....	214
Tabela G. 2 - Listagem dos elementos de fixação dos elementos do sistema RAP.	214

*“Quanto mais aumenta o nosso conhecimento,
mais evidente fica a nossa ignorância.”*

John F. Kennedy

Capítulo 1

1.1 Introdução

Todos os avanços gigantescos que a humanidade deu em termos de civilização e tecnologia podem ser atribuídos fundamentalmente à capacidade de aproveitar e utilizar energia. Globalmente, utiliza-se cerca de 10^8 joules de energia a cada ano. As necessidades energéticas estão cada vez a aumentar, atendendo ao rápido crescimento populacional e o gasto global de energia deverá atingir cerca de 777×10^8 de joules até o ano 2040. Estes são números alucinantes e não é de admirar que questões de escassez de energia destacam-se na formulação de políticas globais, [1].

Apesar dos progressos significativos nos últimos anos, o mundo está aquém das metas globais de energia estabelecidas nos Objetivos de Desenvolvimento Sustentável (ODS) das Nações Unidas para 2030. Garantir uma energia acessível, confiável, sustentável e moderna para todos até 2030 permanece possível, mas exigirá esforços mais sustentados, especialmente para alcançar algumas das populações mais pobres do mundo e melhorar a sustentabilidade energética, de acordo com um novo relatório produzido pela International Energy Agency (IEA), *International Renewable Energy Agency* (IRENA) e a *World Health Organization* (WHO). Um progresso notável foi alcançado no acesso à energia nos últimos anos, com o número de pessoas sem eletricidade a cair para aproximadamente 840 milhões, de 1000 milhões em 2016 e 1200 milhões em 2010, [2, 3].

A tendência global de emissões de GHG aumentou desde o início do século XXI quando comparado às três décadas anteriores, principalmente devido ao aumento das emissões de CO_2 de economias emergentes. Como resultado, a concentração atmosférica de gases de efeito estufa aumentaram substancialmente, impulsionando o efeito estufa natural, o que pode afetar negativamente a vida na Terra. As emissões de CO_2 , são os principais responsáveis pelo aquecimento global, ainda em contínuo aumento a nível mundial, figura 1.2, apesar dos acordos de mitigação das alterações climáticas. No entanto, as emissões de CO_2 na União Europeia diminuíram nas últimas duas décadas, figura 1.1, [4].

As energias renováveis representaram 17,5% do consumo total global de energia em 2016, contrariamente a 16,6% em 2010. As energias renováveis têm aumentado a sua aplicação na geração de eletricidade, mas menor no consumo de energia para aquecimento e transporte. É necessário um aumento substancial de energia renovável para que os sistemas de energia se tornem acessíveis, confiáveis e sustentáveis, com foco nos usos modernos, [2].

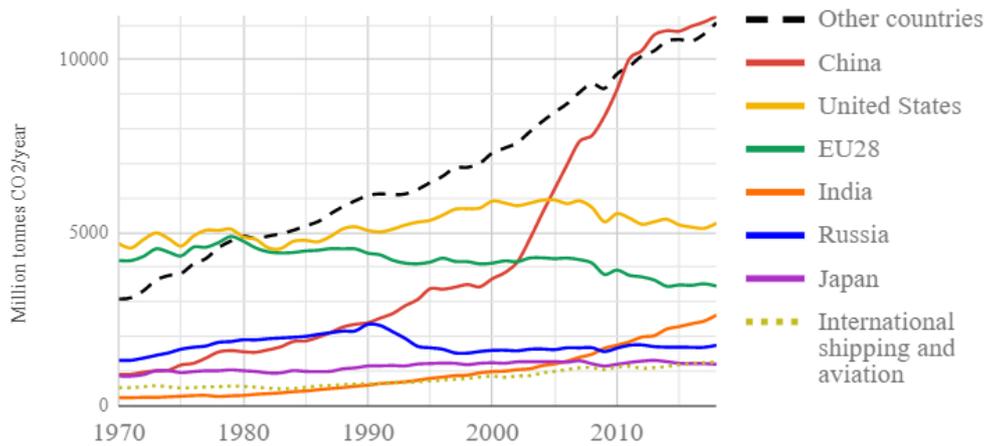


Figura 1.1 - Variação da concentração de CO₂ na atmosfera, ao longo dos anos, 1970 - 2018, para diferentes regiões do mundo, [5].

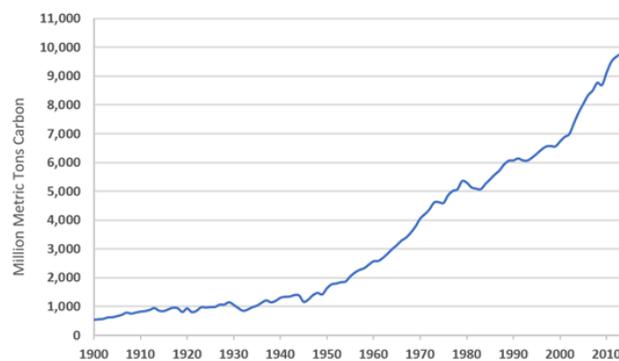


Figura 1.2 - Evolução da concentração de CO₂ total no mundo, ao longo dos anos, 1900-2014, [6].

1.1.1 Energy Harvesting

De forma a contornar essa falta de energia há forma de se optar por fontes de energia ambientalmente sustentáveis, como a solar. Além disso, existem grandes quantidades de energia no ambiente, que não são utilizadas em grande parte, [1].

O conceito de *energy harvesting* envolve o processo de apreensão e conversão de energia do ambiente em eletricidade. Essa energia pode ser usada imediatamente ou armazenada para uso futuro, [1, 7]. Assim sendo, tornou-se um interessante crescente nos últimos anos. Neste sentido pode-se fazer um aproveitamento de energia macro e micro. Em termos de energia macro há muitos anos que se observa a sua implementação, como por exemplo o aproveitamento da energia eólica. No entanto pode ser igualmente vantajoso o aproveitamento de energia micro. Destas últimas salientam-se o movimento, a vibração ou a energia mecânica, através de tecnologia eletromecânica, eletromagnética, eletrostática ou piezoelétrica, térmica, solar e gradiente de pressão, que englobam um outro grupo de energias, [8].

Deve-se considerar que o principal objetivo do *energy harvesting* não é produzir energia em larga escala, mas economizar a energia obtida num dispositivo de armazenamento e usá-la posteriormente na operação diária de um sistema. Em resumo, os principais objetivos da tecnologia de *energy harvesting* inclui a eliminação ou redução da dependência de baterias, o aumento da vida útil, permanência da funcionalidade e redução

do desperdício energético. Na tabela 1.1 estão representadas algumas formas de *energy harvesting*, incluindo energias geradas e eficiências típicas, [7].

Tabela 1.1 - Características das tecnologias mais utilizadas de *energy harvesting*. *Obs.:* * Numa aplicação na sola de um sapato de um pedestre; ** Para uma taxa temporal de temperatura de 85 °C/s; *** Para uma corrente de 400 A e um condutor com 4 cm; **** Velocidade de 5 m/s; ***** Velocidade de 3 l/s, [7].

Harvester	Modo de operação	Potência	Eficiência
Fotovoltaico	Efeito fotovoltaico	Exteriores: 15 mW/cm ² Interiores: 10 – 100 μW/cm ²	≈ 40
Piezoelétrico	Efeito piezoelétrico	330 μW/cm ³ *	≈ 40
Eletromagnético	Lei de Faraday	Humanos: 4 μW/cm ³ Indústria: 306 μW/cm ³	≈ 67
Eletrostático	Vibrações	50 – 100 μW/cm ³	9.5 – 23.6
Piroelétrico	Ciclo Olsen	3.5 μW/cm ³ **	1 – 3.5
Termoelétrico	Efeito de Seebeck	Humanos: 100 μW/cm ³ Indústria: 100 μW/cm ³	10 – 15
Magnético	Leis de Ampere, Maxwell e Faraday	1.8 mW/cm ³ ***	0.1325
Vento e água	Lei de Faraday	1.16 mW/cm ³ **** 4.91 μW/cm ³ *****	0.61 – 17.6 1.7 – 29.5

1.2 Enquadramento do projeto e motivações

O aumento dos consumos de energia, em constante crescimento, leva a consequências nefastas ao meio ambiente e ao homem em geral. Neste sentido, devem-se tomar medidas de *energy harvesting*, nomeadamente, da energia dissipada pelas pessoas no seu contínuo dia a dia. Deste modo, torna-se desafiante conhecer e implementar novas tecnologias que permitem o aproveitamento e aprovisionamento deste tipo de energia, em energia elétrica. Assim sendo, esta energia é, por exemplo, aproveitada para iluminação de rua ou para iluminação de sinalização, podendo ser aplicável na monitorização do pedestre. Uma nova forma de aplicação deste tipo de tecnologias pode ser em salões de dança ou mesmo em ginásios, ou espaços de prática de exercício, pois nestas circunstâncias a energia cedida ao sistema em si é de maior valor levando a uma maior energia produzida, respetivamente.

1.3 Pavnext

Pavnext é uma start-up portuguesa que desenvolveu e patenteou solução de *pavement energy harvesting* quer para aplicações em veículos quer para peões. Tratam-se de soluções puramente eletromecânicas em que a plataforma sofre um deslocamento vertical descendente, fazendo rodar um veio ligado ao gerador, atuando-o, gerando energia eléctrica. A figura 1.3 representa um dos modelos que a Pavnext desenvolveu e patenteou, utilizando uma solução mecânica de alavanca, que em certa parte se assemelha à mais utilizada, engrenagem pinhão-cremalheira.

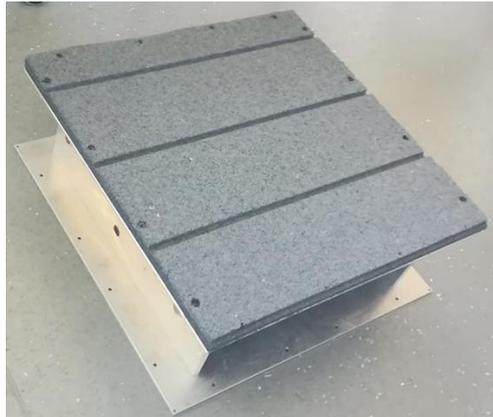


Figura 1.3 - Protótipo de *pavement energy harvesting* utilizando uma solução de alavanca.

No entanto, fora do tema presente, a Pavnext desenvolve, neste momento, módulos de *energy harvesting* para veículos, figuras 1.4 e 1.5. Além disso, foi o trabalho de tese de doutoramento de Duarte F., [9]. Estas soluções permitem obter energia pelo acionamento do sistema, fazer monitorização e assegurar segurança rodoviária, através de redução da velocidade.

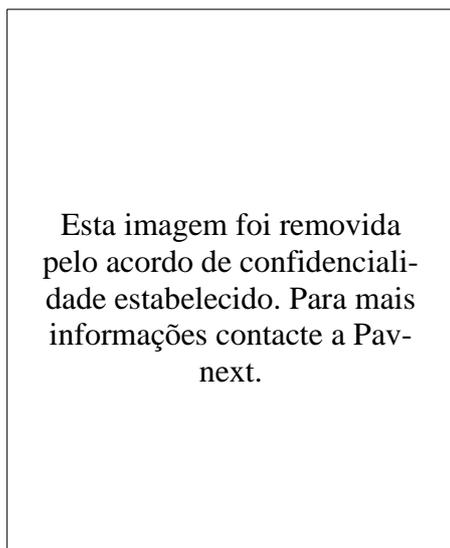


Figura 1.4 - Sistema de PEH patenteado pela Pavnext aplicado aos veículos, vista frontal, para realização de testes.

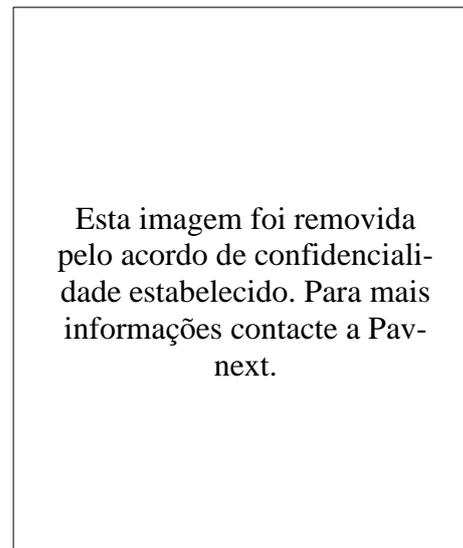


Figura 1.5 - Sistema de PEH patenteado pela Pavnext aplicado aos veículos, vista lateral, incluindo sistema de aquisição.

Implementando o sistema mostrado nas figuras 1.4 e 1.5 conseguem-se potências energéticas, quando atuados por peões, na ordem dos 120 W, valor testado experimentalmente. Deve-se ter em especial atenção que como a inércia do mecanismo é mais elevada são necessárias duas pessoas para atuar o sistema, o que, em termos práticos não poderá acontecer, no entanto, a aplicação está fora do âmbito do tráfego pedonal, mas sim tráfego rodoviário.

1.4 Objetivos do projeto

O principal objetivo do projeto é o desenvolvimento e projeto de uma solução já implementada, mas para uma outra aplicação. Deste modo, pretendia-se que se projetasse um sistema otimizado para uma solicitação de um peão, não de um veículo, pois, nestas circunstâncias, o sistema poderia não ser solicitado por um pedestre.

Dos principais objetivos do projeto realçam-se:

- i. Revisão da literatura das diferentes soluções existentes;
- ii. Estado de arte de soluções PEH e EH;
- iii. Análise mecânica de quatro diferentes sistemas mecânicos;
- iv. Análise do carregamento aplicado pelo peão numa superfície;
- v. Simulação dos sistemas mecânicos;
- vi. Validação dos sistemas através de ensaios experimentais;
- vii. Otimização dos sistemas mecânicos;
- viii. Projeto mecânico;
- ix. Simulação dos sistemas projetados;
- x. Aplicação de células fotovoltaicas;
- xi. Conclusões.

1.5 Plano de trabalho

Inicialmente recolhe-se toda a informação acerca de soluções já desenvolvidas para esta aplicação e cargas aplicadas pelos peões. Num segundo momento, é feita uma análise dos sistemas já desenvolvidos pela Pavnext, incluindo a sua implementação e simulação dos modelos e consequente validação experimental. Estando o sistema validado é necessário otimizar-lo para cada um dos diversos tipos de carregamentos mais comuns nos pedestres.

Realizado o processo de otimização surge a necessidade de executar o projeto mecânico de todos os componentes, atendendo à necessidade de se utilizar materiais distintos aos utilizados no projeto inicial do protótipo, sendo que se deverão comparar as duas soluções distintas. Em último instante, testou-se uma possível aplicação de células fotovoltaicas, com consequente comparação dos resultados na sua aplicação e no sistema mecânico, por si só.

1.6 Estrutura da dissertação

A dissertação está dividida em 6 capítulos.

Capítulo 1 – Descrição do contexto, do local de realização da dissertação, objetivos do projeto e metodologias.

Capítulo 2 – Estado de arte de algumas das tecnologias de EH aplicada aos peões e força exercida pelos mesmos durante a marcha ou corrida.

Capítulo 3 – Descrição dos modelos mecânicos dos sistemas testados.

Capítulo 4 – Simulações dos sistemas, validação recorrendo a dados experimentais e sua otimização.

Capítulo 5 – Projeto mecânico dos sistemas RAP e SCA, aplicação de células fotovoltaicas e simulação dos sistemas projetados.

Capítulo 6 – Conclusões e comparações dos sistemas testados com diversos equipamentos ilustrados no estado de arte.

Capítulo 2

Tecnologia de *Energy Harvesting* Aplicada aos Peões: Estado de Arte

2.1 Introdução

O crescente aumento da população a nível mundial incrementa o problema da contínua necessidade energética, [10]. Essas necessidades têm de ser, obviamente, colmatadas. A geração de eletricidade é o processo de conversão de uma forma de energia em energia elétrica. A forma mais comum e fácil de produzir energia elétrica é queimar gás natural ou outros compostos petrolíferos, produzindo efeitos nefastos para o meio ambiente em geral, [11]. Existem várias fontes no ambiente como por exemplo vibrações, campos magnéticos, gradientes térmicos e de luz, que podem ser utilizadas para gerar eletricidade através da combinação com materiais disponíveis, incluindo materiais piezoelétricos, eletromagnéticos, térmicos e semicondutores, [12].

Apesar das energias renováveis estarem a aumentar a sua implementação, poderá ser vantajoso o aproveitamento de energia dissipada pelo ser humano. Essa energia é perdida sempre que, diariamente, um peão circula a pé ou executa as suas atividades diárias. Existem muitos estudos em vigor a respeito do benefício em ser utilizada esta energia dissipada, energia cinética em termos gerais, para gerar eletricidade, [11].

A solução mais comum são pavimentos com tecnologia piezoelétrica utilizados em zonas com algum tráfego pedonal incrementando a potência gerada. Também é possível adicionar à solução anterior painéis solares levando a que numa situação de tráfego baixo é ainda possível geração de energia elétrica, através de um gerador ligado ao sistema, podendo abastecer, por exemplo, um sistema de iluminação de ajuda ao trajeto do peão, [11].

A *Pavegen*, uma start-up inglesa, desenvolveu um pavimento que executa esse mesmo processo, converter a energia cinética em energia elétrica. Esta afirma que um homem, em termos médios, ingere 2640 calorias por dia, o equivalente a 11 MJ e os processos corporais normais exigem cerca de 7.53 MJ para um correto funcionamento. [11] Portanto, diariamente existe um excesso de 3.47 MJ, o equivalente a 1 kWh. O pavimento proposto pela *Pavegen*, *Pavegen V3*, é produzido com 95% de materiais reciclados, atendendo a um deslocamento de 5 mm, resultando em até 8 W de energia cinética ao longo do passo, ou mais precisamente, cerca de 3 J, dependendo do período da passada de cada pedestre. De notar que 3 J de energia poderia acender um LED durante 30 segundos, levando a considerações acerca da vantagem de implementação destes sistemas, [13].

2.2 Tecnologia aplicada aos pavimentos

2.2.1 Tecnologia piezoelétrica em pavimentos

Jacques e Pierre Curie encontraram e desenvolveram o conceito de piezoeletricidade em 1880. Descobriram que alguns materiais, encontrados na natureza, como por exemplo o quartzo, possuem propriedades piezoelétricas, sendo os mais utilizados os materiais cerâmicos, pois apresentam melhores eficiências e resistência a choques mais elevada, [14]. As propriedades dos materiais mais utilizados encontram-se na tabela 2.1. No entanto, para exibir este comportamento cada cristal deve ser assimétrico, [15]. A piezoeletricidade é a capacidade de alguns cristais e outros materiais específicos gerarem uma tensão elétrica quando submetidos a uma solicitação, podendo ser uma pressão, uma deformação ou até vibração. Este material tem um dado efeito reversível, ou seja, uma dada solicitação leva à criação de potenciais elétricos, mas também, a geração de uma tensão elétrica faz introduzir variações dimensionais no material, [16].

Assim sendo, a transformação de energia mecânica em energia elétrica resume-se em três etapas. A primeira consiste em captar a energia cinética através da fonte em questão, neste caso o pedestre, a segunda trata-se na transformação da energia mecânica em energia elétrica e por último armazena-se a quantidade de energia elétrica gerada, [12].

A tecnologia de utilização de materiais piezoelétricos é capaz de gerar energia a baixas frequências de excitação, como é o caso do fenómeno de corrida e até mesmo de caminhada. Além deste facto, este sistema apresenta, deste modo, elevadas tensões de saída e baixa corrente. Assim sendo, este sistema “deteta” baixos deslocamentos, o que leva a que exista produção de energia para reduzidas deformações. No entanto, apesar de “detetar” respostas a baixas frequências pode verificar-se uma baixa potência na saída, o que implica menor potência de acionamento do mecanismo desejado. Uma forma de alterar o facto de se obter baixas potências de saída prende-se com a utilização de um amplificador da força aplicada pelo pedestre, aumentando a potência para o quadrado do fator de ampliação, [14].

No mercado já existem soluções que implementam a utilização de materiais piezoelétricos. Duas aplicações mais importantes são a *Pavegen* e a *Energy Floors*.

A *Pavegen* é uma start-up sediada em Londres que implementou a tecnologia com recurso a materiais piezoelétricos no pavimento. Em termos de produção de energia este sistema gera entre 2 e 8 W por cada passada humana, atendendo que cada passo dura, aproximadamente, meio segundo. O primeiro protótipo foi lançado em 2008, sendo que existiu uma evolução para placas triangulares que melhoram o design e o desempenho, dando origem ao pavimento *Pavegen V3*, [17-19].

A *Energy Floors* é uma empresa sediada em Rotterdam, na Holanda. Promovem a implementação de 3 soluções distintas, mas que, no final de contas, têm em consideração a mesma finalidade, geração de energia elétrica através da movimentação de um pedestre. Esta, tem no seu catálogo as soluções *The Dancer*, *The Gamer* e *The Walker*. Na versão mais simplificada, *The Dancer*, utiliza a solução eletromecânica para transformar a energia cinética em energia elétrica. Este utiliza uma forma de cativar os pedestres a utilizar a referida solução através de um “show” luminoso que interatua graças ao movimento de cada pessoa. Deste modo, cada módulo pode gerar entre 2 e 20 joules de energia. O pavimento é comprimido até um máximo de 10 milímetros, levando a que não se crie

um desconforto durante este movimento descendente que aciona então um dado gerador. As soluções *The Gamer* e *The Walker* implementam painéis solares na sua solução construtiva, [17, 20, 21].

No sistema mecânico proposto por Evans et al., [14], foi necessário determinar parâmetros ótimos para satisfazer a maximização da potência devolvida pelo sistema. Foram otimizados o comprimento, o diâmetro, a espessura e o número de elementos piezoelétricos. Para os valores otimizados foi obtida uma potência média de 54.8 mW para um pedestre em passo de caminhada e 147 mW para um pedestre em corrida.

Kim et al., [12], utilizaram um novo material para piezoelétrico, sendo este “*cym-bal*” que nada mais é que um material compósito metal-cerâmico. Para este material e para uma pré-tensão do piezoelétrico de 70 N, através de um sistema hidráulico de acionamento, atingiu-se potências de 53 mW para uma frequência de excitação do sistema de 100 Hz e uma impedância de aproximadamente 250 Ω . Incrementando a frequência de excitação para 200 Hz é possível atingir potências na ordem dos 100 mW.

Triono et al., [16], notaram que seria expectável desenvolver travessias pedonais em zonas em que realmente se justificasse tal implementação. Essa consciencialização recai sobre o facto de em certas zonas se verificar um maior tráfego pedonal em relação ao tráfego rodoviário. Assim é possível implementar uma dada solução de PEH (*Pavement Energy Harvesting*). Nesta perspetiva, conseguiram obter potências de 1.06 mW, quando testado num pedestre de 65 kg de massa. O estudo conclui, ainda, que para “carregar” uma dada bateria de 8800 mAh e 5 V de tensão, necessitava de cerca de 192423 passos durante uma hora. Isso implica, em média, 3207 passos por minuto e um consumo de 0.00528 W/min por cada iluminação, tendo em consideração que o comprimento do passo é 30 cm.

Li et al., [22], desenvolveram um estudo numa escola demonstrando qual a potência elétrica produzida pelos seus estudantes em movimento. Implementou-se, assim, pavimento contendo materiais piezoelétricos em três espaços na escola: entrada principal, cafetaria e receção. Deste modo, obtiveram 1.09 kWh/dia, 0.11 kWh/dia e 1.91 kWh/dia para a entrada principal, cafetaria e receção, respetivamente. Globalmente obtêm-se 3.11 kWh/dia atendendo que existe um total de 33770 e 7236 movimentações, no caso de dia de semana e fim de semana, respetivamente.

Hwang et al., [23], tinham como objetivo projetar uma placa de pavimento piezoelétrico para transformar a energia cinética em energia elétrica. Para o efeito utilizou-se um pavimento que emprega uma transmissão indireta do movimento ascendente da placa nos elementos piezoelétricos, já que estes quebram facilmente quando sujeitos diretamente à fonte de energia. Esta transmissão indireta é feita com recurso a molas e a uma massa de ponta que oscila, em função do deslocamento sofrido. Sob condições ideais em termos mecânicos e elétricos obteve-se uma potência de saída de 55 mW. Contudo, durante o ensaio surgiu o problema de combinar a frequência de ressonância do pavimento com os módulos piezoelétricos.

Tabela 2.1 - Propriedades de certos materiais piezoelétricos, [24].

Tipo de Material	Material exemplificativo	Composição química	Vantagens	Desvantagens
Material piezoelétrico inorgânico	Cerâmicos piezoelétricos	Titanato de Bário (BaTiO ₃)	Amplio uso; Elevada rigidez estrutural	Constante dielétrica instável
		Materiais PZT (PbZrO ₃ – PbTiO ₃)	Alto fator de acoplamento mecânico; Alta eficiência de conversão eletromecânica	Fragilidade
	Materiais cristalinos	Titanato de Chumbo (PbTiO ₃)	Elevada proporção de k_{33} para k_p tendo um k_t alto; Possibilidade de ser obtido na natureza	Toxicidade
Polímeros piezoelétricos	PVDF (Fluoreto de Polivinilideno)	$-(CH_2 - CF_2)_n -$	Elevada resistência mecânica;	Baixo fator de acoplamento eletromecânico
Material compósito piezoelétrico	Compósitos fibra/polímero piezoelétricos	-----	Baixa densidade; Baixa impedância acústica; Flexibilidade	Processo de fabrico complicado

Song, [25], propõe um coletor de energia piezoelétrico para blocos de pavimento, podendo ser instalado num passeio. A energia gerada por este sistema pode ser utilizada para alimentar um indicador de sinal de uma passadeira ou para determinar e processar dados estatísticos. O módulo contém 24 dispositivos piezoelétricos fixados no interior do sistema. Em termos quantitativos, um pedestre de massa 100 kg que passa sobre o sistema gera uma tensão de saída de 38,52 V, uma corrente de 3,85 mA, o que traduz uma potência de 148,3 mW, que por sua vez é dada por $3,7 \text{ W/m}^2$, pois a dimensão dos blocos do pavimento possui uma área de 200 x 200 mm. De notar que a potência elétrica é dada pela equação 2.1.

$$P = U \times I \quad (2.1)$$

Além do exposto anteriormente, Kim et al., [26], desenvolveram outra solução de PEH apoiada na tecnologia piezoelétrica com um material PZN_xC , sendo x a percentagem molar de CuO (óxido de cobre II). Estimou-se, no presente estudo, que o valor de x que melhor se adequa a esta situação é 0,5. Esta solução, quando pisada, gera um pico de potência de 11 mW, para uma resistência de 165 k Ω e para um pedestre de massa 80 kg.

Park et al., [27], desenvolveram dois métodos distintos de obtenção de energia, através da energia cinética emanada pelo Homem. Um primeiro método utiliza elementos piezoelétricos fixados no pavimento sendo acionados sempre que uma pessoa os pisa. Este método é extremamente útil sempre que se exija baixa geração de energia e facilidade no fabrico. O segundo método visa preencher a lacuna que existe entre a elevada frequência de ressonância dos materiais piezoelétricos e a baixa frequência inerente ao movimento humano. Esta análise prevê a energia obtida quando esses materiais são solicitados na sua frequência de ressonância. Neste estudo foram utilizados dois materiais distintos, ambos PZT, no entanto um deles possui um elevado Q (qualidade mecânica). Obteve-se que a melhor opção seria um PZT com mais baixo Q , à qual se obtém cerca de 5 mW de potência por passo.

Cascetta et al., [28], analisaram a energia máxima possível extraída de um PEH sujeito a uma dada excitação pulsada. O PEH era constituído por nove cavidades, ligadas em paralelo entre si, por forma a maximizar a energia extraída do sistema, sendo que cada cavidade era constituída por cinco elementos piezoelétricos, o que no total perfaz 45 elementos. Estes elementos estavam separados por anéis permitindo a vibração entre eles. Deste modo, obteve-se uma energia máxima de saída de 2.3 mJ.

A patente CN 102299664 A, [29], demonstra a implementação de elementos piezoelétricos. O facto de uma placa sofrer um deslocamento atua uma célula piezoelétrica, de tal forma, que esta gere uma dada energia.

Neste exemplo, o autor indica uma produção de 40 a 350 μW quando atuado por pedrestres e de 80 a 2800 μW para uma atuação por parte de veículos.

A patente CN 102324871, [30] A implementa o conceito de flexão de um elemento piezoelétrico, em que esse elemento está apoiado nas extremidades e no momento de atuação do carregamento, um bloco de impacto mais saliente na plataforma impõe uma dada solicitação no elemento, criando um dado estado de deformação, levando à criação de uma tensão, que por sua vez, gera uma dada energia, por exemplo, uma bateria. Um outro exemplo desta aplicação é a apresentada na patente US 20130154441 A1, [31], sendo que é mais vulgarmente utilizada para questões de registo de informação. No entanto, podem ser acoplados geradores, de forma a ser possível absorver energia.

2.2.2 Tecnologia híbrida

Saifan et al., [11], implementaram uma solução que alia não só a utilização a tecnologia piezoelétrica, mas também o aproveitamento da energia solar. O facto de se utilizar um outro tipo de energia prende-se com a circulação aleatória e irregular de pedestres. Assim sendo, sempre que um pedestre não circula e, por sua vez, não se obtêm energia através dessa fonte, o mecanismo, que contém um painel solar, produz energia para uma dada bateria. Os autores obtiveram uma potência média de 0.045 W por passo e para uma pessoa com massa igual a 55 kg. Já em relação à utilização de painéis fotovoltaicos, obteve-se uma potência média de 3 Wh num período de 11 horas, sendo que estes dados foram obtidos num período de Verão, o que implica maior incidência de radiação solar.

Kumar et al., [32], desenvolveram um sistema, que mais uma vez se suporta numa solução híbrida, como a referida anteriormente. Ao testar esta configuração, pela medição de tensão e conhecimento da sua resistência, para calcular a intensidade de corrente, determinou-se a potência gerada apenas num único passo no valor de 0.0498 W/passos. Assim, para fazer acender uma lâmpada de 0.5 W são necessários 11 passos para a fazer acender. Além deste facto, o painel utilizado tem uma potência, igualmente de 0.5 W.

Dalabeih et al., [33], desenvolveram mais um sistema que envolve tecnologia piezoelétrica. Deste modo, procederam à implementação de cinco colunas ligadas em paralelo, de tal modo que, cada uma, contém sete elementos piezoelétricos. Assim, para uma dada densidade de tráfego pedonal na entrada das instalações atingiram-se valores, expectáveis, de 1270 W.

2.2.3 Tecnologia eletromecânica

Liu et al., [34], desenvolveram um sistema, figura 2.3, capaz de produzir energia elétrica com recurso a tecnologia eletromecânica, através do movimento descendente de uma plataforma, conforme demonstrado na figura 2.1. Este sistema necessita de transformar um movimento linear, dado pelo movimento ascendente e descendente da plataforma, em movimento de rotação, transmitidos, inicialmente, a três dos quatros veios. Esta transformação de movimento é dada à implementação de transmissão pinhão-cremalheira.

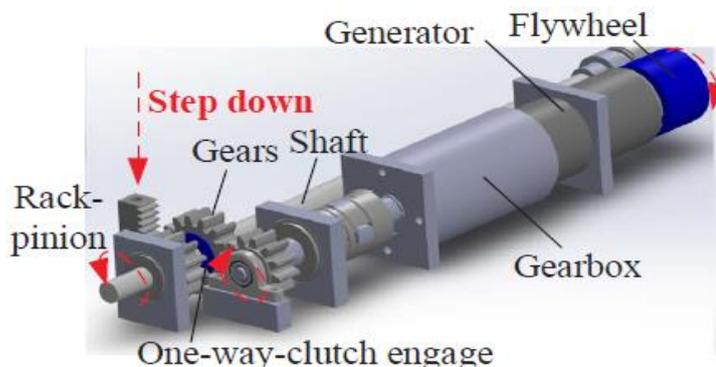


Figura 2.1 - Visão detalhada do sistema representando o sentido descendente da plataforma, com rotação no sentido anti-horário do veio principal, com o sistema acoplado, [34].

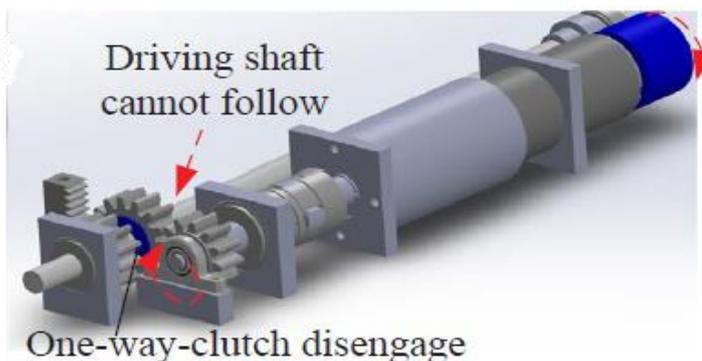


Figura 2.2 - Visão detalhada do sistema com o movimento ascendente ou total deslocamento descendente, o que indica um desacoplamento do veio principal por ação da embraiagem unidirecional, [34].

Uma solicitação no sistema mecânico leva a um movimento descendente da plataforma. Este movimento faz com que os três veios envolvidos tenham um movimento de rotação no sentido anti-horário. Deste modo, através de uma engrenagem, existe transmissão desse movimento de rotação para o veio ligado ao gerador, ou seja, este veio tem um sentido de rotação contrário aos restantes, o que implica um movimento de rotação no sentido horário, [34].

Sempre que se atinja a posição extrema do movimento descendente ou se inicie o movimento de recuo, até à posição inicial, o movimento do veio ligado ao pinhão-cremalheira terá uma rotação horária, induzindo uma mudança no sentido de rotação no veio do gerador. A solução para colmatar este facto, prende-se com a utilização de uma embraiagem unidirecional. Este elemento faz com que no movimento de subida não se verifique transmissão de movimento ao gerador, fazendo com que este seja livre, por ação de um volante de inércia, figura 2.2. O volante de inércia traz vantagens ao sistema mecânico pois, durante o movimento de descida “armazena” energia à qual a utiliza para uma contínua rotação no movimento de subida, mesmo que o veio gerador não esteja acionado. Esta contínua rotação do veio gerador aumenta a potência armazenada, [34].

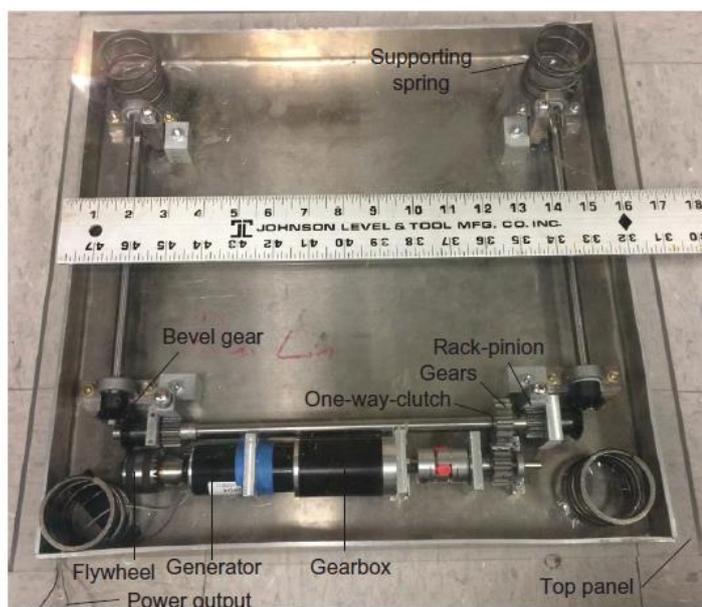


Figura 2.3 - Modelo eletromecânico de PEH, [34].

Analisando experimentalmente o sistema mecânico encontraram-se valores de 2.2 J, para um sistema mecânico sem implementação de volante de inércia e 4.8 J para um sistema mecânico com volante de inércia, indicando um aumento da energia armazenada pela introdução do volante de inércia, [34].

Taliyan et al., [35], desenvolveram um mecanismo de PEH a partir de tecnologia mecânica. O sistema está ligado a uma bateria por forma a armazenar a energia produzida por este. Concluiu-se que, para esta configuração, se obteria, no máximo, 16 W de potência. No entanto, outro estudo foi realizado em que se utilizaram cinco unidades, em série, ligadas a 2 baterias de 12 V e 26 Ah. Para esta segunda configuração conseguiu-se gerar entre 3 e 5 joules, dependendo da massa de cada pedestre. Ainda, este sistema foi desenvolvido para pedestres com massas superiores a 50 kg, no entanto uma massa inferior a este limite implica, como esperado, a geração de menor energia.

Farouk et al., [36], construíram uma nova solução mecânica. Aplicaram o conceito de geração de movimento rotativo em linear através de implementação de um êmbolo e de cambota. Assim sendo, uma das grandes vantagens deste modo prende-se com o facto de ser possível gerar energia através do movimento descendente e do movimento ascendente da plataforma, além de ser fácil o seu processo de fabrico. No entanto, num estado de repouso a plataforma demonstra alguma inclinação e a capacidade de geração é dependente da densidade dos passos pedonais.

A patente WO 2013114253, [37] utiliza, ao contrário dos restantes sistemas, um mecanismo de alavanca para transformar um movimento linear vertical em movimento rotativo. Logo, o facto de a tampa estar ligada a dois veios, um para cada alavanca (elemento 10), com uma dada excentricidade, provocada pelo elemento 23, leva à geração de uma rotação do veio por cada deslocamento, sendo que cada uma das alavancas tem um movimento oposto, aumentando a rotação a transmitir ao gerador, como se ilustra a partir da figura 2.4. Este sistema será tratado mecanicamente, posteriormente, no capítulo 3.

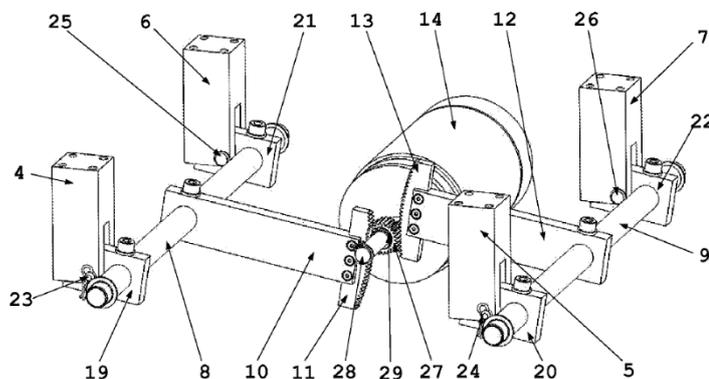


Figura 2.4 - Representação esquemática de uma solução através de implementação de alavanca, [37].

Da mesma forma, a patente WO 2011145U57 A2, [38], utiliza, à semelhança de outras soluções, conversão de movimento de rotação em movimento de translação através de engrenagens pinhão – cremalheira, figura 2.5. Mais, o sistema é constituído, ainda por quatro geradores, por forma a aumentar a potência debitada pelo mecanismo. De modo análogo ao sistema mostrado imediatamente anterior, este será tratado mecanicamente no capítulo 3.

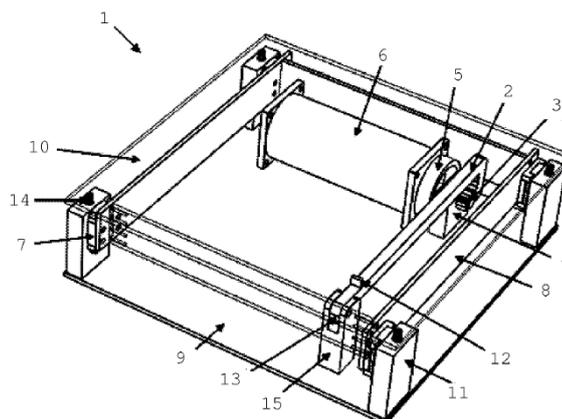


Figura 2.5 - Representação esquemática de uma solução através de implementação de engrenagem pinhão-cremalheira, [38].

2.2.4 Tecnologia solar

A patente US 2005/0199282 A1, [39], discute a implementação de uma solução de painéis fotovoltaicos no pavimento. Implementa uma camada superior mais resistente de modo a suportar carregamento e agentes danificadores externos.

2.3 Tecnologia aplicada aos pedestres

2.3.1 Exoesqueletos

A contínua evolução tecnológica levou ao progressivo desenvolvimento de soluções de exoesqueletos marcando um importante passo na reabilitação, na produção de energia elétrica através do movimento humano, na assistência da locomoção bem como na resistência a diversos exercícios. Os exoesqueletos podem ser facilmente distinguidos em dois tipos: próteses e *orthosis*. A designação prótese traduz num substituto artificial de uma parte ausente humana, no entanto, *orthosis* pressupõe numa estrutura ortopédica que é usada para apoiar ou corrigir deformações de uma pessoa ou para melhorar a funcionalidade de partes móveis de um corpo. Este conceito foi formulado no ano de 1883 mas só em 1936 é que o primeiro exoesqueleto foi desenvolvido, [40].

Xie et al, [41], implementaram uma solução de aproveitamento de energia proveniente do movimento do corpo humano, principalmente através das articulações, em que, durante o seu movimento de rotação é possível atuar e aproveitar a energia elástica de uma mola de torção. Deste modo, atingiram-se valores de potência, para uma velocidade mínima de caminhada de 3,3 km/h de aproximadamente 3 W.

Van Dijk et al, [42], desenvolveram um sistema capaz de ajudar na mobilidade, no entanto também poderá gerar energia elétrica pela aplicação de um gerador. Este sistema foi implementado no tornozelo. O sistema apresentado pelos autores está ilustrado na figura 2.6. Com este sistema, foi obtida uma potência máxima de 80.2 W.

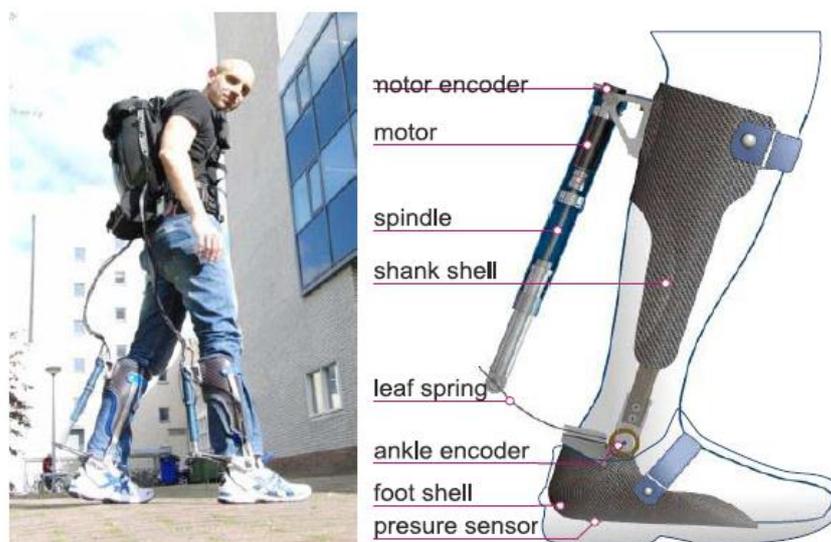


Figura 2.6 – Esq: Ilustração do exoesqueleto, contendo a mochila e as duas partes da bota. Dir: Representação do exoesqueleto a instalar na perna do pedestre, [42].

Ranaweera et al., [43], desenvolveram, em semelhança ao supra referido um sistema capaz de ajudar o movimento de uma pessoa, através da estabilização da rotação do joelho. O sistema proposto está ilustrado na figura 2.7. Ainda, Bosch et al., [44], pretenderam determinar e conhecer todos os efeitos provocados pela implementação de um sistema como os referidos anteriormente. Neste sentido foi estudado o efeito do desconforto provocado pelo exoesqueleto na atividade muscular, que afeta o tempo de resistência associado ao seu uso. Pelo que se encontrou menor atividade muscular e desconforto na região lombar. Além disso, a atividade muscular associada ao quadril, foi também reduzida. O exoesqueleto, no entanto, levou a um maior desconforto na região do peito. Já em relação à tarefa de sustentação estática na posição inclinada mais à frente, observaram-se reduções semelhantes da atividade muscular das costas e das pernas, quando introduzido o exoesqueleto. Nestas circunstâncias o tempo de resistência aumentou para o triplo.

Mais, observaram-se reduções na atividade muscular das costas, na ordem de 35 – 38 %, sendo que não se encontraram evidências de efeitos na ativação do músculo abdominal, mas surgiram reduções no músculo da perna. O desconforto no peito aumentou ao usar o exoesqueleto durante os trabalhos de montagem. As reduções observadas da atividade muscular na região lombar ilustram o bom potencial do exoesqueleto passivo para reduzir as forças musculares internas. A limitação do desconforto é um desafio no projeto dos exoesqueletos e pode ser um grande problema no caminho de uma ampla aplicação no campo industrial. Mesmo um nível mínimo de desconforto pode dificultar a aceitação de implementação do exoesqueleto por parte do utilizador, [44].

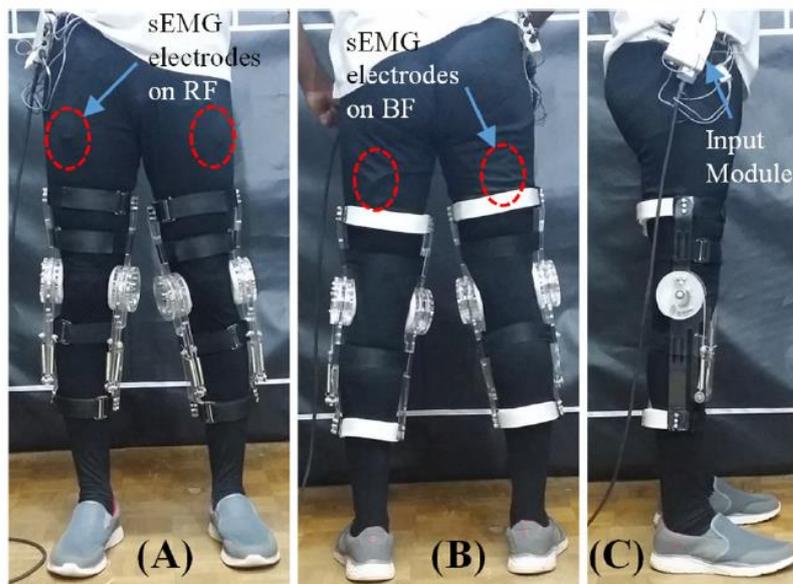


Figura 2.7 – Protótipo aplicado a pedestres do sexo masculino com elétrodos sEMG [*surface electromyography*] no músculo reto femoral (RF) e bíceps femoral (BF): representação frontal (A), traseira (B) e lateral (C), [43].

Mooney e Herr, [45], demonstraram que seria possível desenvolver, ao contrário do referido anteriormente, um sistema capaz de reduzir os custos metabólicos necessários para realizar as diferentes atividades do normal dia-a-dia. Assim, implementando um dispositivo na zona do tornozelo, seria possível diminuir os custos metabólicos em $11 \pm 4\%$, tendo sempre em consideração o conforto a transmitir ao utilizador. A análise dos valores de potência necessários, para as diferentes situações estudadas encontram-se mostradas na figura 2.8.

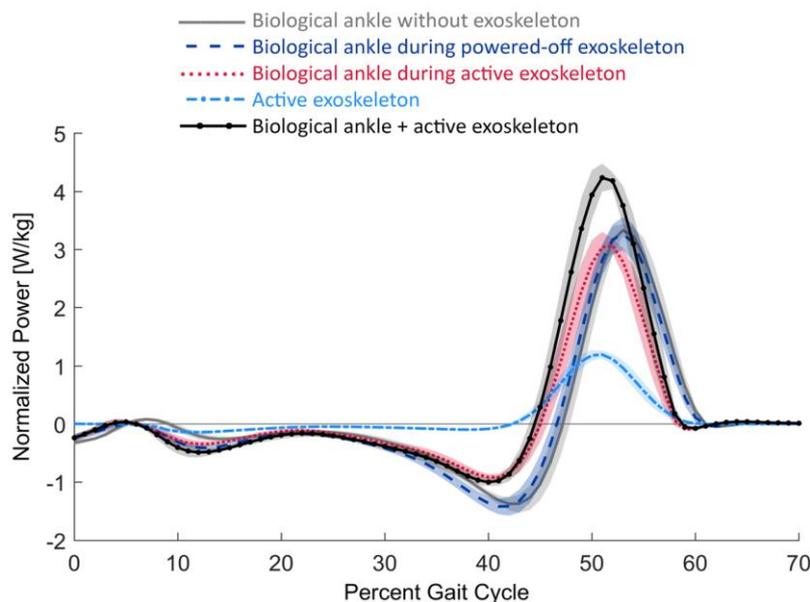


Figura 2.8 – Perfil de potência do tornozelo para diversas situações, [45].

As patentes US 10531965 B2, [46], e US 10561563 B2, [47], traduzem na implementação de um sistema aplicada na articulação do tornozelo. Este sistema leva a uma amplificação da potência, o que indica uma redução do metabolismo, um controlo da rotação da articulação e ainda limita a sua flexão, num momento de possível recuperação.

Um sistema proposto por Donelan et al., [48-50], implementa um sistema mecânico capaz de produzir energia elétrica. Existe um dado conjunto de engrenagens que converte a baixa velocidade e um elevado binário para acionar o gerador, através da introdução de uma embraiagem unidirecional, transmitindo movimento apenas durante a extensão do joelho. Com este sistema é possível obter uma potência de 2.5 W, para uma velocidade de 1.5 m/s. Na figura 2.9 está ilustrado o sistema proposto pelos autores, sendo R_g a resistência interna do gerador, R_L a resistência à carga de saída e $E(t)$ a tensão gerada.

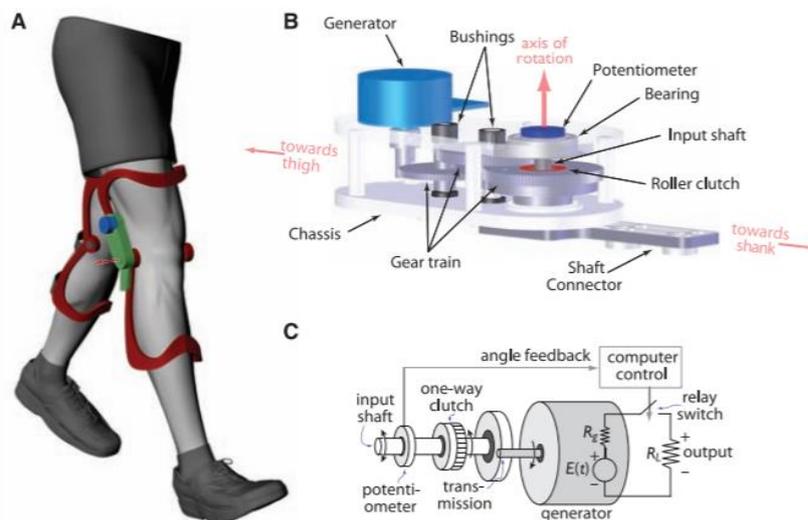


Figura 2.9 – Energy Harvesting Biomecânico. (A) Montagem do sistema no pedestre; (B) Representação do sistema mecânico; (C) Diagrama esquemático do sistema mecânico exposto, [48].

2.3.2 Tecnologia piezoelétrica

O estudo de Antaki et al., [51], permitiu desenvolver e validar um sapato gerador de energia, desenvolvido tendo em consideração as especificações mecânicas, elétricas e ergonômicas. O sistema é constituído por duas barras que alojam piezoelétricos, sendo acionadas por um pulso hidráulico em cada extremidade. Os pistões principais dos amplificadores hidráulicos estão localizados abaixo da articulação tarsometatarsal da região do antepé e do calcanhar e são angulados para se alinharem com as forças máximas de reação do golpe do calcanhar. Assim, um deslocamento de 10 mm do calcanhar ou do antepé traduz-se num deslocamento de 0.29 mm do piezoelétrico. Nesta configuração, foram apresentados valores de potência média entre 156 e 576 mW.

Shenck et al., [52], desenvolveram um modelo de sapatos que inclui no seu interior sistemas de recolha de energia recorrendo a elementos piezoelétricos exploraram então dois métodos distintos. Um primeiro método aproveita a energia dissipada pela simples dobragem da ponta do pé, usando um material polimérico PVDF sendo este flexível e multilaminar montado sobre a palmilha. O segundo método aproveita a energia do golpe do pé na zona do calcanhar, levando a que duas tiras de material curvo, com concavidades opostas, aplicados em lados opostos do dispositivo, “aplainem” de modo a gerar energia quando são fletidas. Nesta configuração a zona do calcanhar é a que proporciona maior potência gerada, na ordem dos 8.4 mW enquanto que a zona da planta do pé gera aproximadamente 1.3 mW. Ainda, a patente WO 2010/042601, [53], implementa uma solução de aplicação de um sistema mecânico idêntico, através de elementos piezoelétricos, como as referências anteriores demonstram.

Quispe et al., [54], implementaram mais uma solução de EH em que utilizam o calçado como forma de obter energia. Assim, para o efeito utilizaram cinco elementos piezoelétricos, três distribuídos pela zona frontal do pé e dois no calcanhar. A potência obtida para um pedestre de 60 kg foi de $67.25 \mu\text{W}$ e $87.79 \mu\text{W}$, no caso de caminhada e corrida. Constatou-se, de igual modo, que para o pé direito se obteria, em média, $86.17 \mu\text{W}$ e para o pé esquerdo $55.13 \mu\text{W}$. Desta forma, quando se aumenta a massa do pedestre, como esperado, a potência produzida aumenta, para um valor médio, em caminhada, de $118.9 \mu\text{W}$.

O estudo de Niu et al., [55], permitiu implementar a possibilidade de utilização de materiais piezoelétricos. A determinação da potência gerada teve por base mecanismos biomecânicos que ajudaram a entender qual a parte humana que serviria para maximizar a potência gerada, baseando-se com maior ênfase em articulações e extremidades humanas. Para este efeito utilizou duas configurações, em modo de solicitação de compressão obtendo valores de potência de 14-16 mW, dependendo do material utilizado, PVDF e PZT, respetivamente, e em modo de flexão gerando valores na ordem 111-133 mW.

Yao et al., [56], propuseram um sistema instalado no joelho, para maximizar o aproveitamento da energia durante o movimento de um pedestre. O dispositivo adota uma configuração de came e um rolo, transferindo o movimento do joelho para o elemento piezoelétrico. Os resultados experimentais mostraram que, para uma resistência de $100 \text{ k}\Omega$, a potência máxima obtida era de 58.2 mW. Além deste estudo, Pozzi et al., [56, 57], projetaram um outro sistema que usa o movimento de balanço das pernas como fonte de energia. O sistema foi instalado próximo à articulação do joelho. O movimento da perna, para a frente e para trás, gera energia elétrica, gerando uma potência máxima de 2.06 mW.

Granstrom et al., [56, 58], instalaram um material piezoelétrico PVDF numa tira de uma mochila. O facto de a tira ser carregada com o peso da mochila leva a que se gere em média 45,6 mW. Uma outra análise por parte de Feenstra et al., [56, 59], permitiu a construção de um novo sistema em que uma fivela é substituída por um atuador piezoelétrico, amplificado mecanicamente. O facto de ser implementado um amplificador, permite que forças pequenas aplicadas possam ser amplificadas em carregamentos maiores, sofridos no atuador. Este sistema, em resultados experimentais, teve resultados médios de potência de 0.4 mW, o que nota valores baixos devido à dificuldade de deformação do elemento piezoelétrico.

Pasquale et al., [60], desenvolveram uma luva capaz de comunicar com um dado sistema, tal como, acender ou apagar uma dada lâmpada, apenas com comandos gestuais. No entanto é capacitada de geração de energia, devido ao movimento dos dedos, através da implementação de elementos piezoelétricos. Os resultados obtidos para cada dedo revelaram uma potência média de $8.3 \mu\text{W}$ o que leva a uma potência média total de $31.9 \mu\text{W}$.

2.3.3 Tecnologia eletromecânica

Liu et al., [61], desenvolveram um sistema eletromecânico que transforma a variação de deslocamento do corpo de um pedestre, pequenas oscilações, em energia elétrica, implementado numa mochila. O facto de existirem tais variações de amplitude leva a que o sistema, através de uma engrenagem pinhão cremalheira, transforme um movimento vertical em movimento de rotação. O sistema engloba também a aplicação de uma embraiagem unidirecional e tal implica que no movimento de retorno, o sistema é desacoplado, e apenas um volante de inércia gera a energia no restante movimento. A solução simplificada está mostrada nas figuras 2.10a e 2.10b, para o caso de sistema acoplado e desacoplado, respetivamente. O sistema pretendido, em vista espacial, está ilustrado na figura 2.11a. O mesmo se conclui que à medida que a

frequência de oscilação aumenta a potência tende a aumentar até à frequência primária de excitação sendo que após este valor existe um decaimento. Mais, a potência aumenta com o aumento da inércia do volante instalado no sistema. Para uma dada frequência de excitação igual à frequência natural do sistema obteve-se uma potência de 0.75 W.

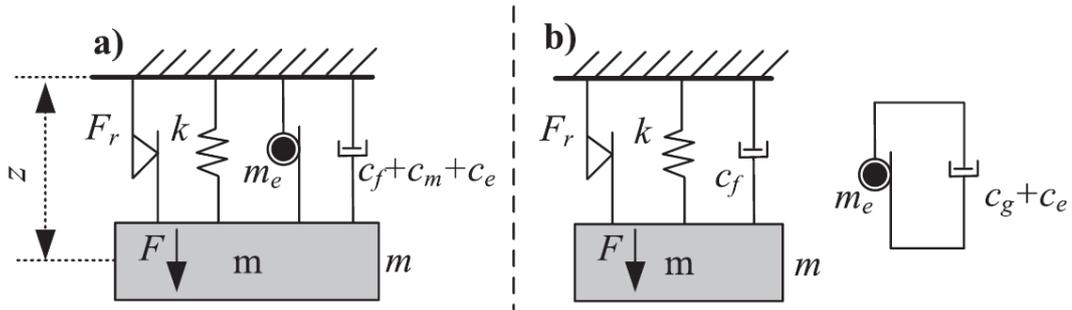


Figura 2.10 - Modelação esquemática do sistema PEH em causa: a) quando acoplado; b) quando desacoplado, [61].

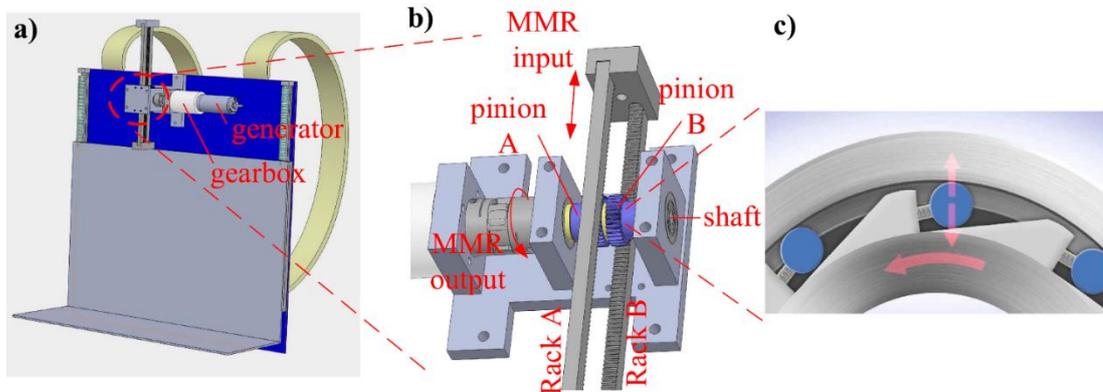


Figura 2.11 - Design e princípio de funcionamento do sistema de PEH: a) Sistema mecânico proposto; b) Visão detalhada do sistema mecânico; c) Visão detalhada da embraiagem unidirecional, [61].

O sistema proposto por Xie, [62], figura 2.12, recorre a uma transformação de movimento vertical em rotativo de forma diferente ao comum utilizado. O sistema possui elementos trapezoidais, na parte superior e inferior, como se pode observar na figura 2.13. Um dos elementos está fixo e quando se aplica um dado carregamento vertical é induzido um movimento horizontal que por sua vez aciona um conjunto de engrenagens, figura 2.14, através de uma engrenagem pinhão cremalheira. Através deste sistema, recorrendo a um estudo experimental foi possível obter uma potência média de 1W.

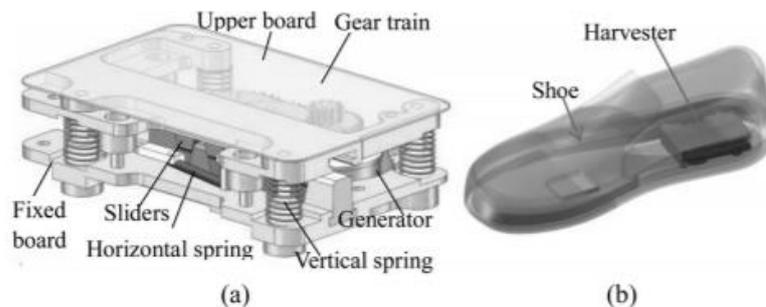


Figura 2.12 – Representação do modelo de Energy Harvesting: a) Representação do modelo tridimensional; b) Representação do sistema no sapato do pedestre, [62].

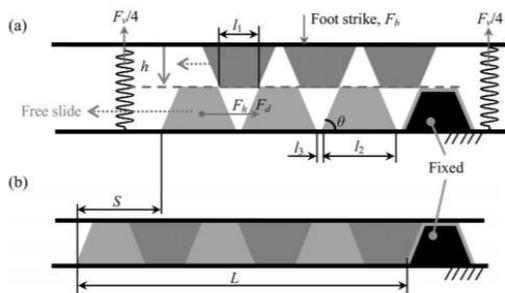


Figura 2.13 – Representação do mecanismo de deslizamento com análise das forças atuantes: a) configuração totalmente não atuada; b) configuração totalmente atuada, [62].

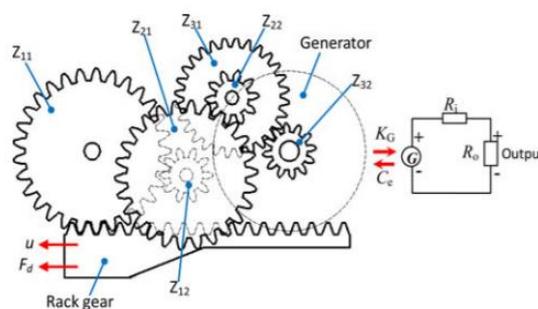


Figura 2.14 – Representação esquemática da transmissão cinemática e do circuito elétrico equivalente, [62].

2.3.4 Tecnologia eletromagnética

Saha et al., [63], desenvolveram um sistema que se baseia no princípio de Faraday, ou seja, na indução eletromagnética. Se um dado condutor se move em relação a um campo magnético, então existe uma dada corrente elétrica que é induzida no material condutor, [9].

Em consequência, implementaram uma bobina, que é um enrolamento filamentar de fio de cobre, no exterior de um tubo de material polimérico, Teflon, sendo que no seu interior são colocados os ímanes móveis, sendo que abaixo do sistema está implementado um íman fixo. Colocou-se o sistema desenvolvido numa cavidade de uma mochila, em que, à medida que o utilizador se movimenta, os ímanes deslocam-se na vertical e induzem uma corrente e, consequentemente, uma dada potência elétrica. O protótipo gerou aproximadamente 0.3 e 2.46 mW de potência, para caminhada e corrida, respetivamente. A potência gerada podia ser aumentada se se utilizasse uma outra bobina, no topo do mecanismo. De facto, a potência gerada é pequena quando comparada com outros mecanismos, no entanto é fácil reconhecer a simplicidade de construção e implementação do sistema, o que leva a concluir que poderia ser possível aumentar a potência gerada pelo simples facto de se introduzirem mais unidades deste sistema em locais do corpo em que a aceleração é mais elevada, [63].

Glynne-Jones et al., [64], desenvolveram um modelo que visa a construção de um gerador eletromagnético baseado numa bobina móvel entre dois ímanes numa primeira configuração e na segunda consistia em implementar 4 ímanes, sendo capaz de gerar níveis de energia maiores. Deste modo, o modelo foi implementado num motor de um carro obtendo uma potência média de 157 μ W e uma potência máxima de pico de 3.9 mW.

2.4 Fonte de energia

O objeto fulcral do presente trabalho de estudo é a determinação e obtenção de um sistema capaz de transformar energia cinética das pessoas em energia elétrica, pelo que se torna primordial estabelecer a evolução da força exercida em função do tempo e de todas as respetivas variáveis. Numerosos estudos demonstraram a natureza complexa das forças dinâmicas induzidas pelo homem e sua dependência de muitos fatores externos, como a massa corporal do indivíduo, propriedades mecânicas da superfície, área de contato com o solo e posição de aterragem do pé no solo, textura e rigidez do calçado, tipo de marcha e variações nos parâmetros temporais e espaciais da marcha. Dos muitos fatores que influenciam a força vertical, a velocidade da marcha foi o foco central de muitas investigações, [65].

As vibrações induzidas pelo homem são uma questão a ter em conta em termos de manutenção e segurança cada vez mais importante no projeto estrutural. A grande maioria dos estudos sobre esses problemas de vibrações afirmaram que as vibrações excessivas foram causadas por uma quase ressonância de um ou mais modos de vibração. A razão para isso é que a faixa de frequências naturais de estruturas geralmente coincide com as frequências dominantes da carga dinâmica induzida pelo homem, [65].

Dada a complexidade de cálculo das forças de reação exercida pelo pedestre, estas são determinadas a partir de ensaios experimentais, representando-se as respetivas curvas, e por simplificação matemática se determinará uma curva aproximada da curva real de excitação, [66].

Uma placa de força é uma placa de metal com um ou mais sensores conectados de modo a fornecer uma saída elétrica proporcional à força na placa. Cada um dos sensores pode ser simplesmente um extensómetro ou um elemento piezoelétrico. Neste exemplo, deverá fazer uma leitura de carregamento para frequências mais elevadas, ao contrário do que o que uma simples balança comum o faz. A frequências inferiores a 100 Hz, a saída de uma placa de força é exatamente proporcional à força aplicada e pode ser monitorizada num osciloscópio ou ligada a um sistema de aquisição de dados para exibição e análise adicional, [66].

A componente vertical da força eleva-se de zero, quando não solicitada, até um valor máximo de aproximadamente Mg , sendo M a massa do pedestre e g a aceleração gravítica, no caso de caminhada, no entanto este valor sofrerá variação dependendo do modo de caminhada, como se verá posteriormente adiante. Depois de se atingir o valor máximo, este decresce até zero. A evolução do carregamento estudado ainda não é muito compreendida nos dias de hoje, mas o facto de se observar um formato de onda deve-se a uma força centrípeta associada ao movimento do centro de massa ao longo do trajeto, figura 2.15, [66].

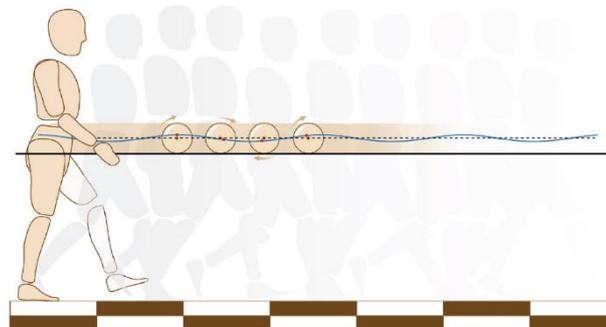


Figura 2.15 - Ilustração da trajetória do centro de massa (CM) durante o movimento humano, [67].

O caso mais simples de tratamento é a situação estática, em que, se registará uma força igual a Mg ($F=Mg$). Caso o centro de massa (CM) baixe, por simples movimento de dobrar os joelhos, a força não permanecerá igual a Mg , em vez disso, diminuirá ($F<Mg$) e depois aumentará ($F>Mg$) antes de retomar o valor Mg . Alternativamente, se alguém pisar a plataforma numa posição mais agachada e, em seguida, permanecer em pé, eleva-se o CM, acelerando-o, desde uma velocidade zero até uma velocidade finita, e depois desacelera até uma velocidade para a nova posição de repouso. Durante todo este movimento, a plataforma regista uma força F dada pela equação 2.2, onde M é a massa do pedestre, g a aceleração gravítica e a a aceleração do CM, [66].

$$F - Mg = Ma \quad (2.2)$$

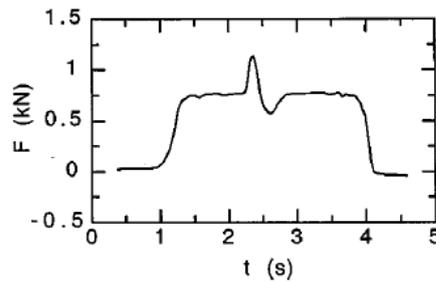


Figura 2.16 - Forma da curva observada quando uma pessoa pisa a plataforma, numa posição agachada, e se levanta de seguida, [66].

A figura 2.16 mostra a representação da força quando um pedestre salta e cai na plataforma, a uma dada altura de alguns centímetros, aterrando com os dois pés em simultâneo. Como se observa, a força eleva rapidamente para um valor significativamente superior a Mg . Essa magnitude de força de impacto é reduzida sempre que se dobrem os joelhos durante o impacto e é aumentada mantendo as pernas retas, [66].

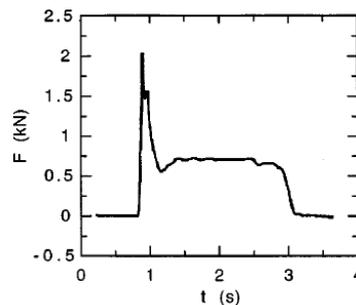


Figura 2.17 - Forma da curva observada quando um pé salta do chão para a plataforma e depois pisa normalmente, [66].

A forma da representação da força vertical é interessante, pois possui dois picos distintos em que $F \approx Mg$ e um decréscimo de força, como anteriormente referido, em que $F < Mg$. Ambos os picos são similares em amplitude ao caminhar em ritmo médio ou lento, mas o segundo pico é menor que o primeiro ao caminhar em ritmo mais acelerado, corrida. A força aumenta de zero quando o peso é transferido da parte traseira para a parte frontal do pé e retorna a zero quando o peso é transferido de volta para o outro pé no final do passo, sendo razoável supor que as funções de ambos os pés sejam idênticas, obtendo-se a resultante mostrada na figura 2.18, [66].

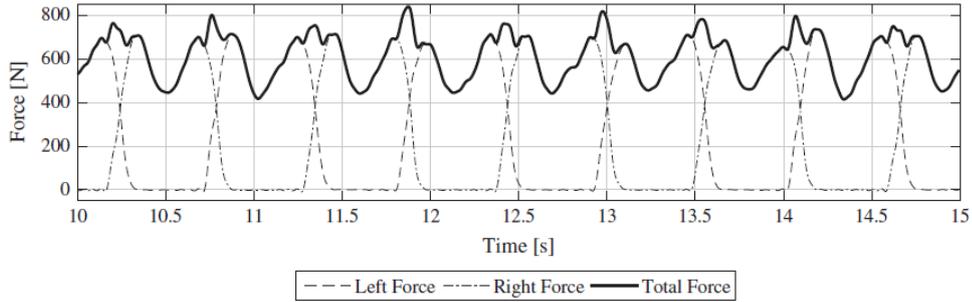


Figura 2.18 - Exemplo de uma história em função tempo da força vertical exercida por um peão a 4,5 km/h. Nota-se que neste caso, existe adição das componentes de força exercida por cada um dos pés, [68].

Os registos da força exercida mostraram que a forma da força de corrida tinha um pico e, portanto, diferia da forma característica de pico duplo da força de caminhada, figura 2.17. Nota-se também, da análise das figuras 2.19 e 2.20, que o aumento do peso do sujeito e da frequência do passo levam a amplitudes de pico mais elevadas. No entanto, a força não era dependente do tipo de calçado e da superfície de caminhada. Além disso, na figura 2.19 estão mostradas diversas curvas, para diferentes velocidades de caminhada, demonstrando a influência do sexo do pedestre, que ao que tudo indica não levará a variações significativas da força exercida, [65].

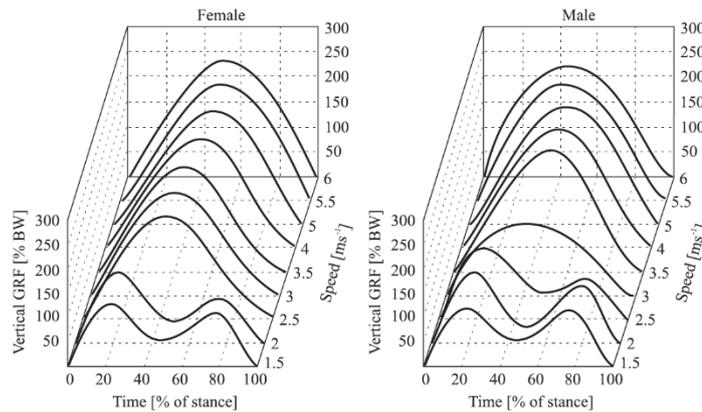


Figura 2.19 - Curvas representando a força vertical, adimensionalizada pelo peso do pedestre, em função da velocidade de marcha, expressa em percentagem do tempo decorrido, para o sexo masculino e feminino [65].

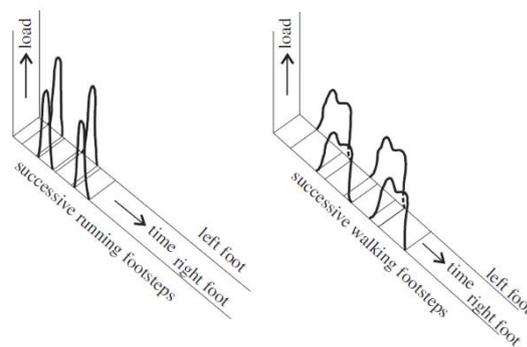


Figura 2.20 - Curvas verticais tridimensionais descrevendo a força vertical exercida em função do tempo, para cada um dos pés, esquerdo e direito, para corrida e caminhada, [65].

Já analisando a corrida, esta difere da caminhada, pois os dois pés estão no ar durante uma parte significativa do ciclo de corrida, não há um instante de tempo em que os dois pés estão no chão em simultâneo, passando a ter uma fração de tempo menor no chão. Ao caminhar, os pés ficam fora do chão por cerca de 40% do tempo, portanto, ambos ficam no chão por um curto período a cada ciclo. Na corrida, cada pé fica fora do chão por cerca de 70% do tempo a uma velocidade de corrida de 5 ms^{-1} , aumentando para cerca de 80% do tempo em 9 ms^{-1} . Na corrida, o pico de força vertical em cada pé, enquanto está no chão, é tipicamente de cerca de duas vezes Mg ao correr em baixa velocidade, aumentando para cerca de 3 vezes maior que Mg ao correr em alta velocidade. A força média vertical do solo, para um ciclo completo de execução, é Mg , uma vez que a aceleração vertical média é zero, [66].

Uma forma matemática de analisar as forças exercidas pelo pedestre é o tratamento através de séries de Fourier, sendo que apenas alguns harmônicos são importantes para a aproximação e os restantes poderão ser desprezados, por ter uma baixa influência na expressão final do carregamento em questão. Na análise de Racic et al, [65], demonstraram que apenas os cinco primeiros harmônicos seriam responsáveis pela correta aproximação da função experimental do caso em estudo.

Assumindo a periodicidade perfeita da caminhada, uma aproximação por análise de séries de Fourier, escreve-se a equação 2.3, [68].

$$F(t) \approx F_f(t) = W + W \sum_{k=1}^5 C_k \cos(2\pi k f_w t - \phi_k) \quad (2.3)$$

Na expressão 2.3 W representa o valor médio da força vertical, comumente designada por peso do pedestre (Mg), C_k e ϕ_k são o fator de carga dinâmica e ângulo de fase dos respectivos k harmônicos, respetivamente, sendo ainda f_w a frequência de excitação da caminhada. As fases ϕ_k ($k=1, \dots, 5$) dependem do tempo inicial do sinal de força periódica. Para comparar facilmente o sinal de força de Fourier com o equivalente experimental, aplica-se uma mudança de tempo t_0 , equação 2.4, a cada um deles. A expressão 2.3 pode ser facilmente simplificada sendo que apenas se pretende estudar a componente dinâmica, anulando a componente estática que facilmente é estudada e dada por W . Deste modo, anulando a componente estática, W , é possível obter a expressão 2.5, [68].

$$t_0 = \frac{\phi_1}{2\pi f_w} \quad (2.4)$$

$$F_f(t) = W \sum_{k=1}^5 C_k (2\pi k f_w t - \Delta\phi_{1,k}) \quad (2.5)$$

... em que $\Delta\phi_{1,k} = \phi_k - k\phi_1 + k'2\pi$ e k' é um inteiro que leva $\Delta\phi_{1,k}$ pertença ao domínio de $[0, 2\pi]$, [68]. Deste modo, da análise da figura 2.21 se denota que existe uma boa aproximação das curvas a partir de uma análise de Fourier.

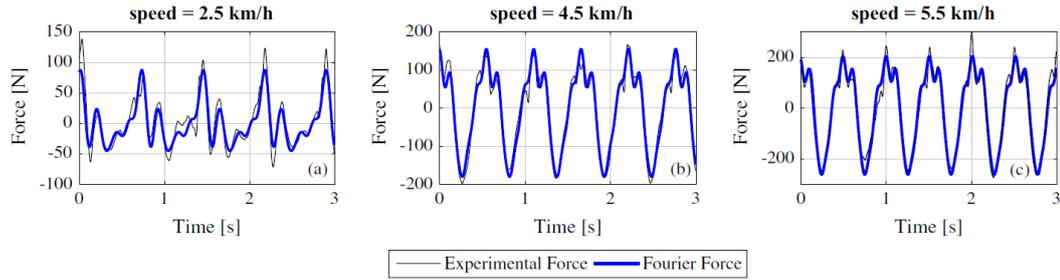


Figura 2.21 - Representação das curvas força vertical em função do tempo, para diferentes velocidades: a)2.5 km/h; b)4.5 km/h; c)5.5 km/h, no caso da representação dos resultados experimentais e da função aproximada recorrendo à análise de Fourier, [68].

Na representação do carregamento imposto ao sistema mecânico foi seguida a informação do trabalho de Racic et al, [65]. Sendo impossível definir todos os parâmetros mostrados na equação 2.5, para todos os harmónicos, ponderou-se utilizar aproximações das representações gráficas mostradas na figura 2.22. Deste modo, para os exemplos de *slow walk*, *normal walk* e *slow jog*, considerou-se que entre os picos não haveria variações significativas, o que induz a aproximação destas curvas a uma função “rampa”. Já a curva *running* foi facilmente aproximada através de uma função trigonométrica imediata. Em termos da representação das curvas *fast walk* e *brisk walk*, em que a variação de força entre os dois picos não pode ser desprezada. Assim sendo, optou-se por desprezar o segundo pico e considerar um contínuo decréscimo da força, com o mesmo declive que esse decréscimo entre picos, até um valor de força igual a “0”. As respetivas aproximações, representadas em MatLab® estão representadas na figura 2.23.

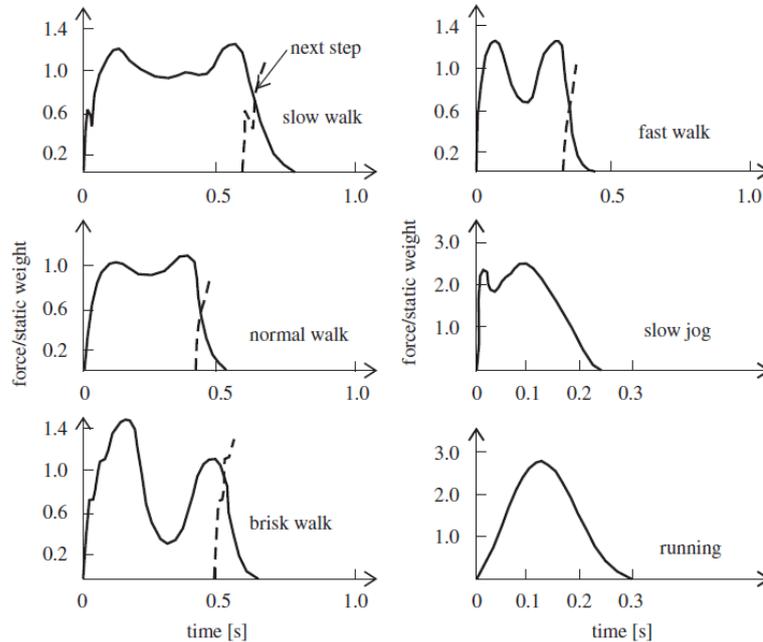


Figura 2.22 - Curvas típicas da força vertical em função do tempo para diferentes modos de caminhada, [65].

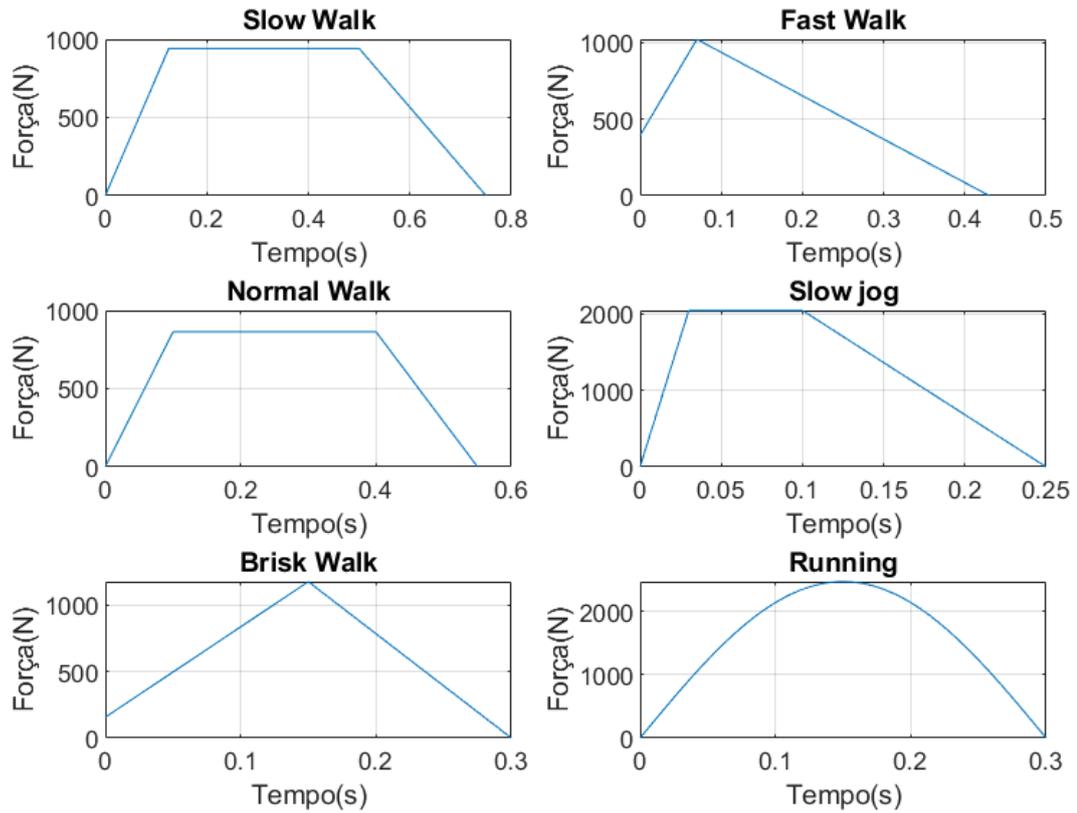


Figura 2.23 – Aproximação das curvas - força vertical em função do tempo, para os diversos modos de caminhada, para um peão com uma massa de 80 kg. Representação em MatLab®.

Capítulo 3

Sistemas Eletromecânicos de Conversão de Energia Mecânica de Pessoas em Energia Elétrica

3.1 Introdução

No capítulo 2 foram mostradas diversas tecnologias capazes de converter energia cinética de pessoas em energia elétrica. Destas tecnologias podem coexistir sistemas de energia micro ou energia macro. Nessas tecnologias eletromecânicas, os sistemas típicos têm os seguintes componentes: uma superfície que recebe energia dos pedestres e entrega energia a um sistema de transmissão, um sistema que transmite energia da superfície para uma unidade de geração elétrica e uma unidade elétrica que converte a energia mecânica em energia elétrica, entregando-a a uma dada aplicação elétrica, [9]. Deste modo, existe um movimento descendente e ascendente da plataforma e existe uma dada transformação desse movimento linear em movimento de rotação, que atuará a unidade elétrica.

Além das tecnologias eletromecânicas, mostradas diversas no capítulo 2, existem sistemas que utilizam elementos piezoelétricos, sendo esta a solução mais escolhida na maioria dos sistemas existentes em estudo nos dias de hoje. No entanto, neste estudo não se fará simulação nem referência prática a estes sistemas pela energia de saída ser de uma ordem reduzida.

Assim sendo, foram utilizadas, neste estudo, três tecnologias que se autocompensam entre si, pois cada uma delas é uma melhoria significativa face à anterior. Destas realçam-se a tecnologia pinhão-cremalheira, mais simples, intitulando-o de sistema I, o sistema de alavanca, sistema II, sendo estes dois sistemas já mencionados no capítulo 2, o sistema biela, sistema III e o sistema SCA, sistema IV.

Os sistemas eletromecânicos transmitem a energia recebida da superfície para os geradores, adaptando o movimento da superfície, que pode ser linear ou rotativo, a um movimento semelhante ou diferente, dependendo das características do gerador. Esses sistemas podem funcionar em escala micro ou macro, com maior eficiência de conversão e produção de energia que os sistemas piezoelétricos, e são o grupo de tecnologias mais desenvolvido nesse campo, [9].

Nesta secção, as soluções existentes serão inicialmente analisadas, sendo extraídas as equações que regem o seu movimento, e modeladas. sendo apresentados e modelados os sistemas mecânicos para converter o movimento linear de uma superfície PEH em movimento rotacional de uma roda de inércia (IW) que está ligada a um gerador rotacional eletromagnético. Por fim, serão definidas as equações que quantificam a energia transmitida e entregue, bem como a eficiência de cada processo, assim como as equações que reiteram eletricamente o gerador.

3.2 Sistema I - Engrenagem Pinhão-Cremalheira

O sistema mais simples a ser desenvolvido tanto em termos práticos como em termos analíticos, é o sistema RAP, que contém unicamente uma engrenagem pinhão-cremalheira. Nesta configuração a cremalheira está diretamente ligada à plataforma, sendo, então, o deslocamento linear da cremalheira igual ao movimento vertical da plataforma. Por sua vez, o pinhão em contacto com a cremalheira está ligado ao veio de acionamento do gerador, atuando-o. Normalmente, o veio do gerador está ligado a uma IW e o pinhão está acoplado numa embraiagem unidirecional. A IW é implementada para incrementar a energia do gerador, por levar a uma acumulação de energia mecânica durante o movimento de desaceleração, sendo menos brusco. A embraiagem unidirecional implementada leva a que só seja transmitido movimento ao veio no movimento descendente da plataforma. Além disto, a rigidez das molas do sistema deverá ser minimizada levando à maximização da quantidade de força mecânica transmitida ao sistema, fazendo com que a plataforma retorne à posição inicial. Uma representação do sistema pode ser observada na figura 3.1, que inclui todos os seus elementos suprarreferidos, [9].

Na figura 3.2 a) estão representados os diagramas de corpo livre do sistema no momento de atuação do carregamento e na figura 3.2 b) estão representadas a distribuição de forças no movimento ascendente da plataforma.

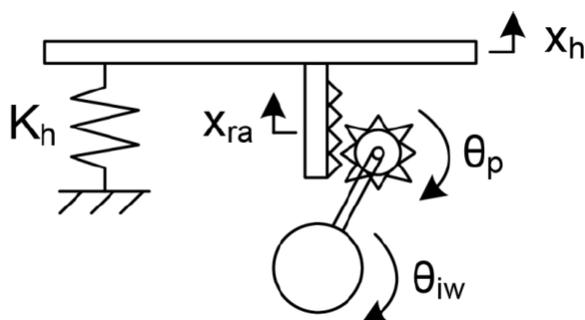


Figura 3.1 - Representação do sistema que implementa a solução pinhão-cremalheira, ligado a uma IW, [9].

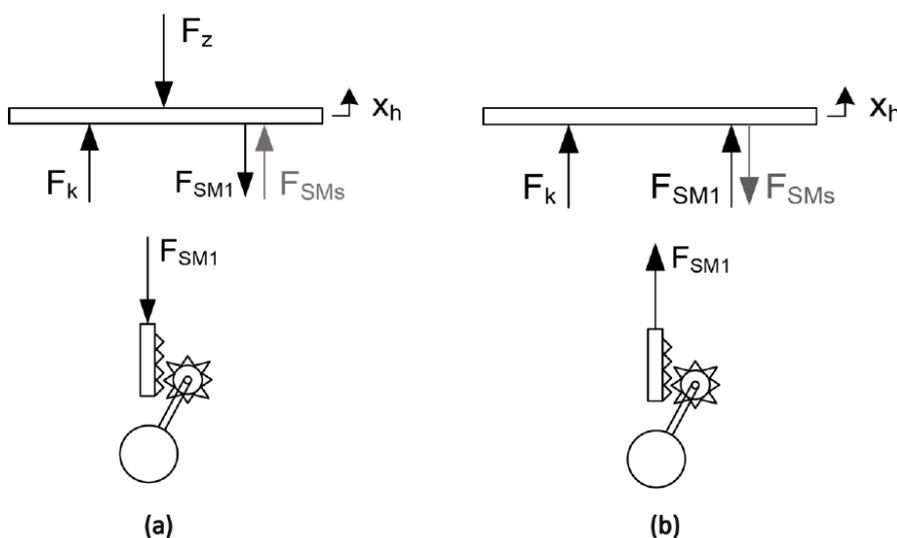


Figura 3.2 - Distribuição das forças para o sistema que implementa a engrenagem pinhão-cremalheira: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].

Através da representação da distribuição das forças ilustradas nas figuras 3.2 a) e 3.2 b) é possível definir as equações que regem o sistema nas três fases do movimento, descida, no momento em que a força exercida é superior à força de oposição da mola, paragem, quando se atinge a altura máxima e a subida, quando se observa que a força de oposição da mola é superior à força exercida pelo peão. As respetivas equações e condições estão representadas na tabela 3.1. De realçar, a variável F_{SM1} representa a força transmitida pela plataforma para o sistema mecânico, enquanto que F_{SMs} representa a força de oposição do sistema mecânico na plataforma.

Tabela 3.1 – Equações que regem o sistema que implementa a engrenagem pinhão-cremalheira, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].

Análise	Tipo de Movimento		
	Descida	Paragem	Subida
Cinemática	$x_h = x_{ra}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p} = \frac{x_h}{r_p}$ $\theta_{iw} = \theta_p = \frac{x_h}{r_p}$	$x_h = x_{ra}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p} = \frac{x_h}{r_p}$	$x_h = x_{ra}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p} = \frac{x_h}{r_p}$
Dinâmica	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [F_{SMs} + k_h x_h - F_z]$ $\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM1} r_p - (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}}$ $\ddot{\theta}_{iw} = \ddot{\theta}_p$	$\ddot{x}_h = \ddot{\theta}_p = 0$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_{iw} - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [-F_{SMs} + k_h x_h]$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_{iw} - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$ $\ddot{\theta}_p = -\frac{F_{SM1} r_p - b_{cb} \dot{\theta}_p}{J_{iw} + J_{gen}}$
Forças	$F_{SM1} = F_z - k_h x_h$ $F_{SMs} = \frac{(J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$	$F_{SM1} = F_{SMs} = 0$	$F_{SM1} = k_h x_h$ $F_{SMs} = \frac{(J_p + J_{sh}) \ddot{\theta}_p}{r_p}$

3.3 Sistema II - Sistema de Alavanca

Um outro sistema mecânico usado para converter movimento linear em movimento de rotativo é o sistema de alavanca. Este sistema tem como vantagem a amplificação de movimento da plataforma, mas tem como contrapartida uma redução de força introduzida, por aumento da força de oposição, sendo necessário um correto dimensionamento, tirando partido da vantagem em detrimento da redução de força.

No sistema anterior foi usada uma determinada engrenagem para transformar o movimento linear em movimento rotativo. Neste sistema o veio que aciona a alavanca, que por sua vez amplifica o movimento, está ligado à plataforma através de uma dada excentricidade d_1 face ao seu centro de rotação. Esta excentricidade leva à origem de um movimento de rotação

através de um movimento linear. Na extremidade da alavanca, de comprimento d_2 , está montado uma cremalheira, com um dado raio, que transmite o movimento de rotação ao pinhão, que por sua vez está ligado ao veio do gerador. Assim como acontecia no sistema anterior, o veio do gerador está ligado a uma IW e, por consequência, o pinhão acoplado a uma embraiagem unidirecional. Similar, a rigidez das molas deve ser minimizada de forma a maximizar a força transmitida ao sistema. Uma representação do sistema pode ser observada na figura 3.3 e a distribuição de forças aquando do carregamento na figura 3.4 a) e no movimento de descida na figura 3.4 b), [9].

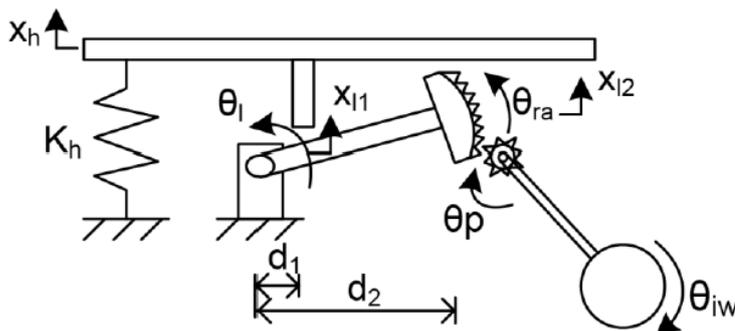


Figura 3.3 - Representação do sistema que implementa a solução de alavanca, ligado a uma IW, [9].

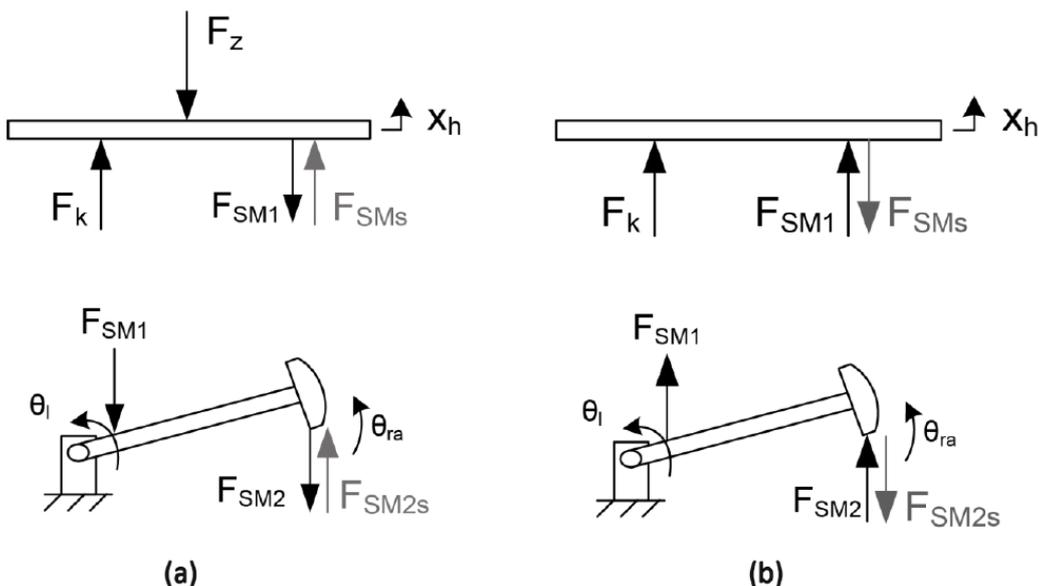


Figura 3.4 - Distribuição das forças para o sistema que implementa alavanca: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].

Do mesmo modo, na tabela 3.2 estão representadas as equações que regem o presente sistema e que, mais tarde, serão implementadas de modo a que seja simulada a aplicação da configuração escolhida. Assim sendo, as variáveis F_{SM1} e F_{SMs} estão elucidadas no sistema anterior. A variável F_{SM2} é a força transmitida na extremidade da alavanca, na engrenagem pinhão-cremalheira, enquanto que F_{SM2s} é a força de oposição do pinhão na alavanca, [9].

Em ambos os sistemas é possível aumentar o movimento e, conseqüentemente, a energia ao gerador através de uma amplificação da rotação do veio do pinhão. Esta implementação aumenta a velocidade do veio a transmitir ao gerador na relação r_1/r_2 , sendo r_1 o raio do pinhão

e r_2 o raio da roda. Se for implementada esta relação deve-se ter em consideração que existe um aumento da velocidade, mas leva a uma redução do binário transmitido, sendo necessário especial cuidado com a escolha dos raios das engrenagens, ou mesmo se é vantajoso a sua implementação. A sua implementação deverá ser expressa uma alteração nas equações que regem o sistema, sendo que nas expressões das acelerações do pinhão e da IW deverá ser aplicada a multiplicação da razão r_1/r_2 , no movimento de descida, e nas restantes deverá multiplicar-se as inércias do gerador e da IW assim como do veio secundário, por $(r_1/r_2)^2$, [9].

Tabela 3.2 - Equações que regem o sistema que implementa alavanca, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].

Análise	Tipo de Movimento		
	Descida	Paragem	Subida
Cinemática	$x_h = x_{l1}$ $x_{l2} = \frac{d_2}{d_1} x_{l1}$ $x_{l2} = d_2 \sin(\theta_l) \Leftrightarrow \theta_l = \sin^{-1}\left(\frac{x_{l2}}{d_2}\right)$ $\theta_{ra} = \theta_l$ $\theta_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{\theta_{ra}}{r_p}$ $\theta_{iw} = \theta_p = \frac{\sin^{-1}\left(\frac{x_h}{d_1}\right)}{r_p}$	$x_h = x_{l1}$ $x_{l2} = \frac{d_2}{d_1} x_{l1}$ $x_{l2} = d_2 \sin(\theta_l) \Leftrightarrow \theta_l = \sin^{-1}\left(\frac{x_{l2}}{d_2}\right)$ $\theta_{ra} = \theta_l$ $\theta_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{\theta_{ra}}{r_p}$ $\theta_{iw} = \theta_p = \frac{\sin^{-1}\left(\frac{x_h}{d_1}\right)}{r_p}$	$x_h = x_{l1}$ $x_{l2} = \frac{d_2}{d_1} x_{l1}$ $x_{l2} = d_2 \sin(\theta_l) \Leftrightarrow \theta_l = \sin^{-1}\left(\frac{x_{l2}}{d_2}\right)$ $\theta_{ra} = \theta_l$ $\theta_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{\theta_{ra}}{r_p}$ $\theta_{iw} = \theta_p = \frac{\sin^{-1}\left(\frac{x_h}{d_1}\right)}{r_p}$
Dinâmica	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [F_{SMs} + k_h x_h - F_z]$ $\ddot{\theta}_l = \frac{1}{J_l + J_{ra}} [F_{SM1} d_1 - F_{SM2s} d_2]$ $\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM2} r_p - (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}}$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{d_2}{d_1} \ddot{\theta}_p$	$\ddot{x}_h = \ddot{\theta}_l = \ddot{\theta}_p = 0$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [-F_{SMs} + k_h x_h]$ $\ddot{\theta}_l = \frac{1}{J_l + J_{ra}} [F_{SM1} d_1 - F_{SM2s} d_2]$ $\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM2} r_p - b_{cb} \dot{\theta}_p}{J_p + J_{sh}}$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$
Forças	$F_{SM1} = F_z - k_h x_h$ $F_{SM2} = \frac{d_1}{d_2} F_{SM1}$ $F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$ $F_{SMs} = \frac{d_2}{d_1} F_{SM2s}$	$F_{SM1} = F_{SM2} = 0$ $F_{SM2s} = F_{SMs} = 0$	$F_{SM1} = k_h x_h$ $F_{SM2} = \frac{d_1}{d_2} F_{SM1}$ $F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh}) \ddot{\theta}_p}{r_p}$ $F_{SMs} = \frac{d_2}{d_1} F_{SM2s}$

3.4 Sistema III - Sistema de biela

Além dos sistemas anteriormente referidos é possível maximizar a energia transferida ao gerador, maximizando a força transmitida com o máximo deslocamento possível. No sistema pinhão-cremalheira toda a força transmitida é igual à força recebida, sendo-lhe descontada a força de oposição das molas. Além disso, o deslocamento linear é similar ao deslocamento rotativo do pinhão e, conseqüentemente, do veio do gerador, estando estes dois deslocamentos distintos relacionados pelo raio do pinhão. No sistema de alavanca existe amplificação do deslocamento, mas existe uma redução da carga transmitida, reduzindo o binário a aplicar no gerador, [9].

Combinando a maximização da força transmitida e da rotação do veio consegue-se um sistema com uma melhor eficiência. A configuração proposta está ilustrada na figura 3.5. Quando se atua no sistema, a plataforma tende a ter um movimento descendente. Este movimento leva a que haja uma alteração do ângulo θ_{cr} , uma diminuição da altura h_{cr} e um aumento de x_{cr} . Este movimento da biela faz movimentar o patim em x_{sp} , que por sua vez faz movimentar a cremalheira em x_{ra} , que será igual ao movimento do patim, atuando o pinhão que está ligado a uma IW e a um gerador. As molas têm um papel idêntico no sistema, como nos sistemas referidos anteriormente. O diagrama de forças no momento do carregamento e na subida estão mostrados nas figuras 3.6 a) e 3.6 b), respetivamente, [9].

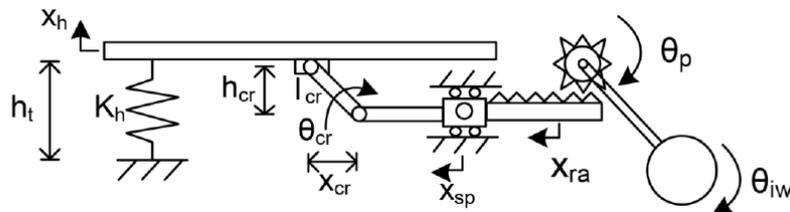


Figura 3.5 - Representação do sistema que implementa a solução de biela e engrenagem pinhão-cremalheira, ligado a uma IW, [9].

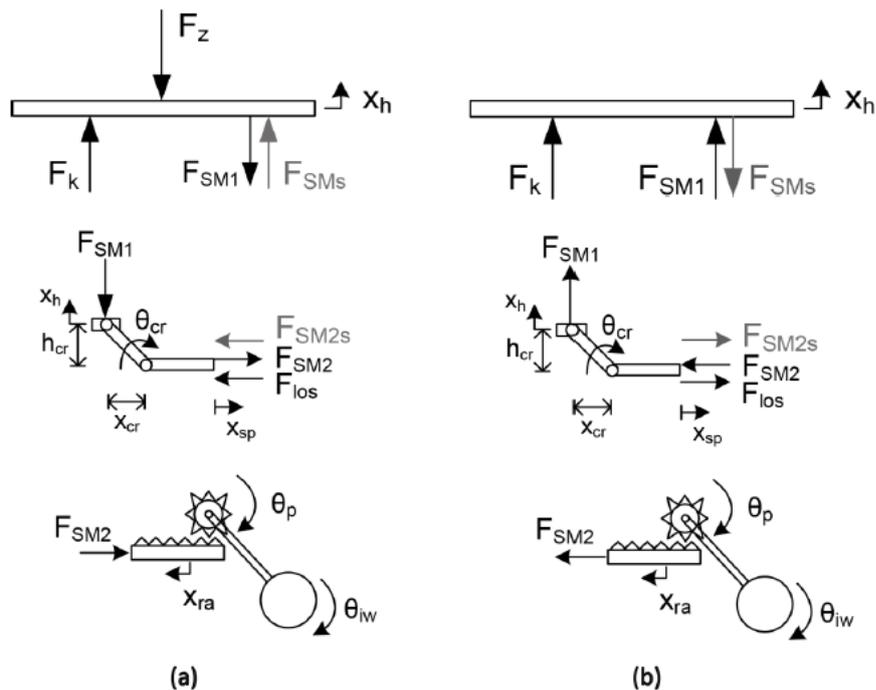


Figura 3.6 - Distribuição das forças para o sistema que implementa biela e engrenagem pinhão-cremalheira: a) situação de descida da plataforma; b) situação de subida da plataforma, sem aplicação do carregamento, [9].

À semelhança dos sistemas anteriores pode-se estabelecer as equações que regem as diferentes situações do movimento. A tabela 3.3 sumaria essas mesmas relações, para cada uma das situações. De notar que F_{SM1} representa a força transmitida pela plataforma no sistema, F_{SM1s} a força de oposição do sistema mecânico na plataforma, F_{SM2} a força transmitida pela biela para o patim, F_{SM2s} a força de oposição do patim na biela.

Tabela 3.3 - Equações que regem o sistema que implementa biela e engrenagem pinhão-cremalheira, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].

Análise	Tipo de Movimento		
	Descida	Paragem	Subida
Cinemática	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$ $\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$ $x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$ $h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$ $x_{ra} = x_{sp}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$ $\theta_{iw} = \theta_p$ $\theta_{iw} = \frac{x_{sp}}{r_p} = \frac{x_{sp}^{in} - l_{cr} \cos \left(\sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}^{in} + x_h}{l_{cr}} \right) \right)}{r_p}$	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$ $\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$ $x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$ $h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$ $x_{ra} = x_{sp}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$ $\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$ $x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$ $h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$ $x_{ra} = x_{sp}$ $x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$
Dinâmica	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [F_{SMs} + k_h x_h - F_z]$ $\ddot{x}_{sp} = \frac{1}{m_{sp}} [F_{SM2} - F_{SM2s} - F_{los}]$ $\ddot{x}_{ra} = \ddot{x}_{sp}$ $\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM2} r_p - (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}}$ $\ddot{\theta}_{iw} = \ddot{\theta}_p$	$\ddot{x}_h = \ddot{x}_{sp} = \ddot{\theta}_p = 0$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [-F_{SMs} + k_h x_h]$ $\ddot{x}_{sp} = \frac{1}{m_{sp}} [F_{SM2} - F_{SM2s} + F_{los}]$ $\ddot{\theta}_p = -\frac{F_{SM2} r_p - b_{cb} \dot{\theta}_p}{J_p + J_{sh}}$ $\ddot{\theta}_{iw} = \frac{-(b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$
Forças	$F_{SM1} = F_z - k_h x_h$ $F_{SM2} = \frac{F_{SM1}}{\tan(\theta_{cr})}$ $F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$ $F_{SMs} = \tan(\theta_{cr}) F_{SM2s} - b_{roi} \dot{x}_h$ $F_{los} = b_{fr} \dot{x}_{sp}$	$F_{SM1} = F_{SM2} = 0$ $F_{SM2s} = F_{SMs} = 0$	$F_{SM1} = k_h x_h$ $F_{SM2} = \frac{F_{SM1}}{\tan(\theta_{cr})}$ $F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$ $F_{SMs} = \tan(\theta_{cr}) F_{SM2s} - b_{roi} \dot{x}_h$ $F_{los} = b_{fr} \dot{x}_{sp}$

A principal razão para a implementação deste sistema prende-se com uma correta transmissão de força, um aumento da relação da força F_{SM2} com a força exercida F_z , e um decréscimo do deslocamento x_{sp} em comparação com o deslocamento x_h . Constata-se da figura 3.7 a) que a partir de um deslocamento x_h de 9.2 mm, se consegue ter um deslocamento x_{sp} menor. Além deste facto, para uma carga exercida hipotética de 1 kN se consegue, no fim do deslocamento da plataforma, uma amplificação de carga de 1.88, figura 3.7 c). Na figura 3.7 b) consegue-se acompanhar o crescimento do deslocamento x_{sp} em função do deslocamento x_h . Todas estas variáveis dependem do comprimento da biela (l_{cr}), do ângulo inicial da biela (θ_{cr}^{in}) e da força exercida pelo pedestre.

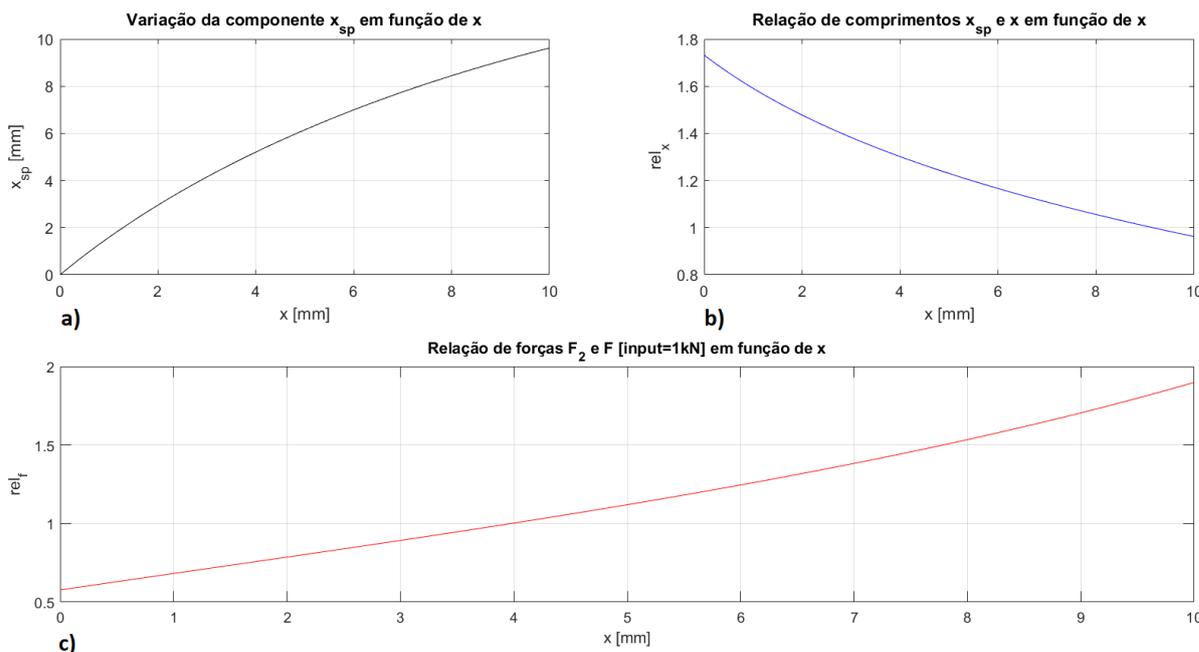


Figura 3.7 - Verificação das constatações de incremento de carga em função de uma diminuição do deslocamento: a) Deslocamento da cremalheira em função do deslocamento da plataforma; b) Relação do deslocamento da cremalheira e do deslocamento da plataforma; c) Relação da força exercida na cremalheira em função do deslocamento da plataforma.

3.5 Sistema IV - SCA

Como visto nos três pontos anteriores, consegue-se progredir nas soluções mecânicas e técnicas de tal modo que se consegue aumentar a energia à saída. Um dessas formas é implementada neste último sistema, em que existe a junção de dois dos sistemas vistos anteriormente, o sistema de biela e o sistema de alavanca. Uma das grandes motivações da evolução prende-se com a boa relação em termos de incremento de força disponibilizada com o aumento do deslocamento. Com o sistema de biela, já referido, consegue-se um aumento da força disponível em função de um decréscimo do deslocamento da cremalheira, enquanto que no sistema de alavanca existe um aumento do deslocamento, em função do decréscimo da força disponibilizada, devido a um incremento, igualmente, das forças de oposição, quer na alavanca, quer na plataforma. A representação do sistema está ilustrada na figura 3.8.

Deste modo, este último sistema implementa essas duas tecnologias, evidenciando-se um aumento da aceleração do pinhão, no veio de gerador, a partir de uma dada relação de engrenamento ótima, face a um incremento a carga disponível entregue na cremalheira. As equações que regem o sistema estão estabelecidas na tabela 3.4, e nada mais é que uma aglutinação das equações do movimento dos dois sistemas já mencionados, ou seja, implementa as equações,

por si só, da tabela 3.3, do sistema de biela, com a aplicação de um aumento da aceleração $\ddot{\theta}_{IW}$, um aumento da força de oposição F_{SMS} e uma diminuição da força F_{SM2} , atendendo que o raio r_1 é maior que r_2 .

Tabela 3.4 - Equações que regem o sistema que implementa biela, engrenagem pinhão-cremalheira e alavanca, nas três situações distintas, descida, paragem e subida da plataforma, [9].

Análise	Tipo de Movimento		
	Descida	Paragem	Subida
Cinemática	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$	$x_{cr} = l_{cr} \cos \theta_{cr}$
	$\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$	$\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$	$\theta_{cr} = \sin^{-1} \left(\frac{h_{cr}}{l_{cr}} \right)$
	$x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$	$x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$	$x_{sp} = x_{sp}^{in} - x_{cr}$
	$h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$	$h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$	$h_{cr} = h_{cr}^{in} + x_h$
	$x_{ra} = x_{sp}$	$x_{ra} = x_{sp}$	$x_{ra} = x_{sp}$
	$x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$	$x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$	$x_{ra} = r_p \theta_p \Leftrightarrow \theta_p = \frac{x_{ra}}{r_p}$
	$\theta_{iw} = \theta_p$	$\theta_{iw} = \theta_p$	$\theta_{iw} = \theta_p$
Dinâmica	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [F_{SMS} + k_h x_h - F_z]$	$\ddot{x}_h = \ddot{x}_{sp} = \ddot{\theta}_p = 0$	$\ddot{x}_h = \frac{1}{m_h} [-F_{SMS} + k_h x_h]$
	$\ddot{x}_{sp} = \frac{1}{m_{sp}} [F_{SM2} - F_{SM2s} - F_{los}]$	$\ddot{x}_{sp} = \frac{1}{m_{sp}} [F_{SM2} - F_{SM2s} + F_{los}]$	$\ddot{x}_{sp} = \frac{1}{m_{sp}} [F_{SM2} - F_{SM2s} + F_{los}]$
	$\ddot{x}_{ra} = \ddot{x}_{sp}$	$\ddot{x}_{ra} = \ddot{x}_{sp}$	$\ddot{x}_{ra} = \ddot{x}_{sp}$
	$\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM2} r_p - (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}}$	$\ddot{\theta}_p = \frac{- (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$	$\ddot{\theta}_p = \frac{F_{SM2} r_p - b_{cb} \dot{\theta}_p}{J_p + J_{sh}}$
	$\ddot{\theta}_{iw} = \frac{r_1}{r_2} \ddot{\theta}_p$	$\ddot{\theta}_{iw} = \frac{r_1}{r_2} \ddot{\theta}_p$	$\ddot{\theta}_{iw} = \frac{- (b_{cb} + b_{gen}) \dot{\theta}_p - ET}{J_{iw} + J_{gen}}$
	$F_{SM1} = F_z - k_h x_h$	$F_{SM1} = F_{SM2} = 0$	$F_{SM1} = k_h x_h$
	$F_{SM2} = \frac{r_2}{r_1} \left[\frac{F_{SM1}}{\tan(\theta_{cr})} \right]$	$F_{SM2} = F_{SM2s} = 0$	$F_{SM2} = \frac{r_2}{r_1} \left[\frac{F_{SM1}}{\tan(\theta_{cr})} \right]$
$F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh} + J_{iw} + J_{gen}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$	$F_{SM2s} = F_{SMs} = 0$	$F_{SM2s} = \frac{(J_p + J_{sh}) \ddot{\theta}_p + ET}{r_p}$	
$F_{SMs} = \frac{r_1}{r_2} \tan(\theta_{cr}) F_{SM2s} - b_{rol} \dot{x}_h$		$F_{SMs} = \frac{r_1}{r_2} \tan(\theta_{cr}) F_{SM2s} - b_{rol} \dot{x}_h$	
$F_{los} = b_{fr} \dot{x}_{sp}$		$F_{los} = b_{fr} \dot{x}_{sp}$	

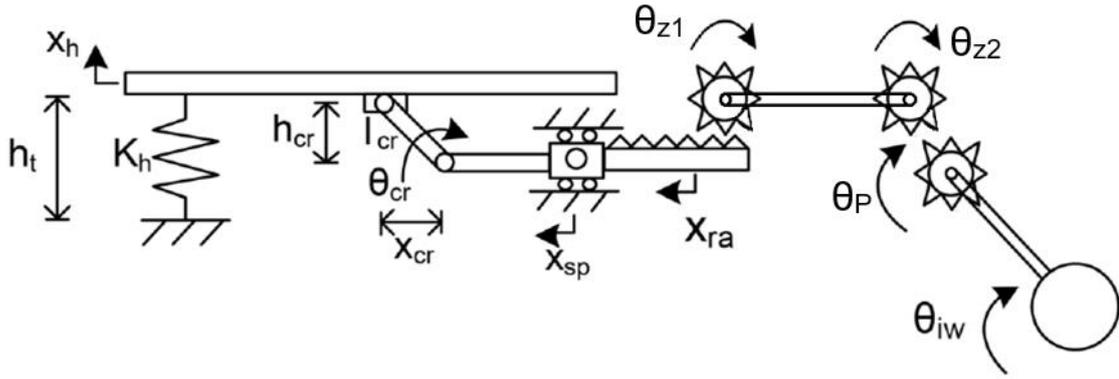


Figura 3.8 - Representação do sistema que implementa a solução de biela, engrenagem pinhão-cremalheira e alavanca, ligado a uma IW, [adaptado de [9]].

3.6 Análise energética dos sistemas

Torna-se necessário determinar quão eficiente é o sistema, de tal modo que se consigam fazer todas as modificações essenciais ao aumento da energia de saída de cada um dos projetos. Quando a saída é um movimento linear, é possível determinar a energia transmitida (E_{Tr}) a partir da equação 3.1, neste caso, para cada um dos sistemas III e IV. No entanto, tendo o sistema I alterar-se-ia na equação 3.1 F_{SM2} por F_{SM1} e ainda ∂x_{sp} por ∂x_h . Considerando o sistema II na equação 3.1 ∂x_{sp} é, agora, ∂x_{l2} .

Assim, a energia transmitida pode ser determinada pela equação 3.2 atendendo à inércia do pinhão (J_P) e a sua velocidade de rotação ($\dot{\theta}_P$). Já a energia do veio do gerador, que nada mais é que a energia acumulada na IW é determinada pela equação 3.3 que relaciona a inércia da IW (J_{IW}) bem como a sua velocidade de rotação ($\dot{\theta}_{IW}$). A determinação destas energias é fundamental para o cálculo da eficiência do sistema e de cada um dos elementos. A equação 3.4 determina a eficiência da transmissão de energia entre o pinhão da engrenagem pinhão-cremalheira (E_{Tr}) e a energia cedida pelo pedestre no acionamento do sistema mecânico (E_{Ha}). A equação 3.5 calcula eficiência na transmissão de energia na engrenagem, ou seja, a energia da IW (E_{IW}) e a energia transmitida (E_{Tr}), [9].

$$\partial E_{Tr} = F_{SM2} \partial x_{sp} \quad (3.1)$$

$$E_{Tr} = \frac{1}{2} J_P \dot{\theta}_P^2 \quad (3.2)$$

$$E_{De} = \frac{1}{2} J_{iw} \dot{\theta}_{iw}^2 \quad (3.3)$$

$$\eta_{Tr} = \frac{E_{Tr}}{E_{Ha}} \quad (3.4)$$

$$\eta_{De} = \frac{E_{De}}{E_{Tr}} \quad (3.5)$$

3.7 Análise elétrica

A energia transmitida ao longo dos elementos mecânicos deve ser convertida em energia elétrica. Para esta conversão, nos sistemas de PEH poder-se-ão utilizar geradores elétricos de corrente contínua (DC) ou geradores síncronos de corrente alternada (AC). De forma a simplificar os modelos elétricos e os elementos utilizados nos dados experimentais foi utilizado um gerador DC ligado a uma carga DC.

3.7.1 Gerador elétrico

De forma a simplificar todo o modelo elétrico, além do modelo de simulações e ensaios experimentais, implementaram-se dispositivos puramente de circuitos DC, nomeadamente gerador elétrico DC, carga elétrica DC e um diódo entre eles. O circuito está ilustrado na figura 3.9.

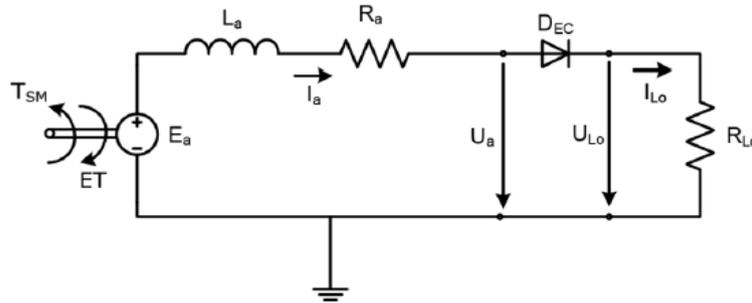


Figura 3.9 – Representação do circuito com um gerador DC e uma carga resistiva, [9].

O gerador é atuado através da aplicação de um binário mecânico (T_{SM}), aplicado no veio do gerador, a partir de uma velocidade de rotação da IW ($\dot{\theta}_{IW}$), imposta anteriormente, resultando numa tensão elétrica da armadura (E_a). A tensão pode ser determinada pela equação 3.6, que relaciona a velocidade de rotação da IW com uma das constantes do gerador, k_a . A equação 3.7 determina a tensão gerada (U_a), como uma relação da força eletromagnética, a resistência da armadura (R_a) e a corrente gerada (I_a). A equação 3.8 mostra como é possível determinar a corrente gerada (I_a) através de uma relação das resistências da armadura e da carga resistiva (R_{Lo}), da indutância (L_a) e da velocidade de rotação da IW ($\dot{\theta}_{IW}$). Além disso, a equação 3.9 representa o binário elétrico de oposição exercido pelo gerador, dependente da corrente (I_a) e da sua constante elétrica (k_a), [9].

$$E_a = k_a \dot{\theta}_{iw} \quad (3.6)$$

$$U_a = E_a - R_a I_a \quad (3.7)$$

$$\frac{dI_a}{dt} = -\frac{R_a + R_{Lo}}{L_a} I_a + \frac{k_a}{L_a} \dot{\theta}_{iw} = \frac{1}{L_a} [k_a \dot{\theta}_{iw} - (R_a + R_{Lo}) I_a] \quad (3.8)$$

$$ET = I_a k_a \quad (3.9)$$

3.7.2 Carga elétrica

A utilização do díodo entre o gerador elétrico e a carga elétrica permite uma separação elétrica entre os dois elementos, permitindo uma proteção entre ambos, garantindo uma regulação da tensão e evitando correntes reversíveis na armadura do gerador. A carga elétrica consiste numa carga meramente resistiva, utilizando uma resistência ligada ao díodo. Da figura 3.9 verifica-se que a corrente da carga resistiva (I_{Lo}) é igual à corrente produzida no gerador (I_a), sendo a tensão produzida na carga determinada pela equação 3.10, [9].

$$U_{Lo} = I_{Lo}R_{Lo} \quad (3.10)$$

3.7.3 Análise energética

Um dos principais objetivos deste trabalho é a determinação da energia disponibilizada pelo gerador, de modo a suprimir uma dada necessidade. Assim, a potência e a energia gerada são determinadas pelas equações 3.11 e 3.12, respetivamente. Já a potência e a energia consumida pela carga resistiva podem ser determinadas com recurso às equações 3.13 e 3.14, respetivamente.

$$P_{Ge} = U_a I_a \quad (3.11)$$

$$E_{Ge} = \int P_{Ge} dt \quad (3.12)$$

$$P_{Lo} = U_{Lo} I_{Lo} \quad (3.13)$$

$$E_{Lo} = \int P_{Lo} dt \quad (3.14)$$

Pode determinar-se, de igual modo, a eficiência de um dado sistema mecânico e elétrico. A equação 3.15 determina a eficiência de geração de energia, comparando a energia gerada (E_{Ge}) com a energia entregue no veio do gerador, ou do mesmo modo, na IW (E_{De}). A equação 3.16 determina a eficiência do circuito elétrico, comparando a energia consumida pela carga elétrica (E_{Lo}) e a energia gerada no gerador (E_{Ge}).

$$\eta_{Ge} = \frac{E_{Ge}}{E_{De}} \quad (3.15)$$

$$\eta_{Co} = \frac{E_{Lo}}{E_{Ge}} \quad (3.16)$$

A equação 3.17 determina a eficiência total do sistema relacionando a energia consumida no circuito elétrico (E_{Lo}) com a energia perdida pelo pedestre durante o movimento (E_v). A equação 3.18 determina a eficiência mecânica, compreendendo a energia mecânica no veio da IW (E_{De}) e a energia aplicada pelo pedestre na plataforma (E_{Ha}). A eficiência elétrica é determinada pela equação 3.19 que relaciona a energia consumida pelo circuito (E_{Lo}) e a energia mecânica no veio da IW (E_{De}), enquanto que a equação 3.20 determina a eficiência global do sistema de PEH, relacionando a energia consumida pelo circuito elétrico (E_{Lo}) e a energia aplicada pelo pedestre (E_{Ha}) que aciona o sistema, [9].

$$\eta_{Tot} = \frac{E_{Lo}}{E_v} \quad (3.17)$$

$$\eta_{Mec} = \frac{E_{De}}{E_{Ha}} \quad (3.18)$$

$$\eta_{Ele} = \frac{E_{Lo}}{E_{De}} \quad (3.19)$$

$$\eta_{RPEH} = \frac{E_{Lo}}{E_{Ha}} \quad (3.20)$$

Capítulo 4

Simulação dos Sistemas Eletromecânicos de Conversão de Energia Mecânica de Pessoas em Energia Elétrica

4.1 Introdução

No capítulo 3 determinaram-se todas as equações que regem cada um dos quatro sistemas, sendo cada sistema, uma evolução e uma manipulação de sistemas anteriores mais simples. Estabelecidos os modelos é necessária a sua implementação e simulação descrevendo, então, a sua utilização ou não dependendo da energia possível de ser armazenada.

Além da energia gerada associada a cada um dos sistemas, é possível, através de tal caracterização definir qual o modo de carregamento, exemplificados no capítulo 2 na secção 2.4. Como tal, todos os graus de liberdade do sistema podem ser visualizados de modo a, que em conjunto, possam ser comparados de tal forma que se torne possível otimizar cada solução encontrada.

A princípio serão apresentados, neste capítulo, valores iniciais para as variáveis de entrada de tal modo que seja possível, em primeira instância, ter uma noção de valores de energia possíveis de serem gerados em cada situação. Em seguida, é feita uma otimização de cada um dos sistemas, de forma a que, num estado futuro, seja possível ser feito projeto das soluções mais vantajosas. Por último, foram realizados ensaios experimentais para duas soluções encontradas, o sistema biela com um andar de redução de 3 para 1 e o sistema de alavanca, de modo a serem realizados testes de validação dos valores obtidos a partir do respetivo modelo mecânico. Feitas as validações experimentais serão escolhidos os sistemas mecânicos mais vantajosos, ou seja, aqueles que possuem energias geradas de ordem de grandeza mais elevadas, para ser realizado o seu projeto mecânico.

4.2 Variáveis iniciais

De um modo geral, o projeto de um qualquer sistema mecânico envolve, inicialmente, uma fase que determina o conhecimento da influência de cada uma das variáveis de entrada. No entanto, deve-se estabelecer quais as variáveis *input* a inserir no modelo de simulação. De realçar que as simulações foram estabelecidas e executadas em *Matlab*® *Simulink*. Todas as variáveis de entrada estão mencionadas na tabela 4.1.

Tabela 4.1 - Variáveis a alterar na modelação dos sistemas mecânicos

Variável	Sistema Implicado	Valores introduzidos
r_p [mm]	I, II, III, IV	15 17 20
r_v [mm]	I, II, III, IV	8 10 12
x_h^{max} [mm]	I, II, III, IV	7 9 10
d_1 [mm]	II	10 12
d_2 [mm]	II	50 60 70
R_{Lo} [Ω]	I, II, III, IV	2 5 7
l_{cr} [mm]	III, IV	30 35 40
θ_{cr}^{in} [$^\circ$]	III, IV	50 60 70
r_1 [mm]	IV	10
r_2 [mm]	IV	20 30
k_h [N/mm]	I, II, III, IV	10 15 20 25 30 35

Do mesmo modo surge a necessidade de determinar o momento de inércia do gerador. Para o calcular colocou-se um elemento ligado ao veio do gerador que simulasse um braço e na sua extremidade colocaram-se massas. No instante em que existe uma oscilação determina-se a massa que a provocou e multiplica-se pela distância do centro geométrico ao ponto de aplicação da carga. Nesta aplicação o braço é 127 mm e a massa 167 g o que origina um momento de inércia de 0.0027 kg m². As restantes variáveis estipuladas são: $b_{gen}=0.0008$; $d^{max}=10$ mm; $b_{cb}=0.002$; $K_a=0.33$; $R_a=1.4 \Omega$; $L_a=0.0032$ H.

4.3 Simulação inicial dos sistemas

Atendendo aos valores da tabela 4.1 é possível, agora, simular e modelar cada um dos sistemas. Iniciou-se o procedimento com cada um dos sistemas pela ordem mostrada no capítulo 3. Com base nestes pressupostos e nas observações dos valores finais de energia gerada é possível determinar a influência de cada uma das variáveis e, com esse conhecimento, definir posteriormente os valores ótimos para cada uma das situações, atendendo ainda a procedimentos de carácter geométrico, já que não é possível minimizar ou aumentar demasiado uma dada dimensão, uma vez que, limita o processo de otimização. Na tabela 4.3 apresentam-se valores da energia gerada para o sistema RAP, enquanto que na tabela 4.4 se apresentam os mesmos valores para o sistema de alavanca. Para facilitar o processo de recolha de dados, apenas se mostrará os valores para o modo de carregamento *Normal Walk*, pelo simples facto, de que, em condições normais de funcionamento, será o típico carregamento, atendendo a uma implementação em passeios. Na tabela 4.2 apresenta-se uma representação simbólica do tipo de movimento, por forma a ser mais intuitivo no momento de execução de cada uma das simulações.

Tabela 4.2 - Representação simbólica de cada um dos movimentos possíveis para o pedestre.

ID	Tipo de movimento
1	<i>Running</i>
2	<i>Slow walk</i>
3	<i>Slow jog</i>
4	<i>Normal walk</i>
5	<i>Fast walk</i>
6	<i>Brisk walk</i>

Tabela 4.3 - Simulações da energia gerada para o sistema RAP.

ID	r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	E_{Ge} [J]
	15	15000	10	5	10	5.11
		35000				1.392
	17	15000	10	5	10	5.663
		35000				1.823
4	15	15000	12	5	10	5.18
		35000				1.452
	15	15000	10	5	7	3.696
		35000				1.409
	15	15000	10	2	10	3.906
		35000				1.142
	15	15000	10	7	10	5.238
		35000				1.497

Da observação das tabelas 4.3 e 4.4 se consegue tirar ilações acerca da influência de cada uma das variáveis. O aumento de r_p faz aumentar a energia de saída, no entanto, não é possível um aumento excessivo pois existe o fator de atravancamento, o que limita em grande medida esta dimensão e, um contínuo aumento progressivo no seu valor leva a uma menor variação no valor de energia. O r_p só fica corretamente dimensionado em projeto, devido exclusivamente a fatores geométricos e de resistência mecânica. O aumento do r_v não traz variações significativas do valor de energia, ou seja, o aumento ou diminuição da sua dimensão não trará vantagens abruptas ao valor gerado. Um parâmetro fortemente significativo é a rigidez da mola. Este traz grandes reduções, pelo simples facto de que o seu aumento incrementa a força de oposição ao movimento, ou seja, decresce o valor de energia à saída. De contínuas simulações se notou que para um valor superior a 25 N/mm observam-se oscilações inconvenientes na plataforma, como se ilustra na figura 4.2, para uma altura máxima de 10 mm. Em termos de carga elétrica, R_{Lo} , o aumento desta leva a uma diminuição da corrente gerada, I_a , levando a uma diminuição do binário resistente do gerador elétrico, o que aumenta a rotação entregue ao

gerador e, conseqüentemente, a energia gerada. Além disso, a diminuição da altura máxima atingível indica uma redução da energia, pois o sistema entra em paragem mais rapidamente, não levando a que se consiga elevar a velocidade do veio do gerador, ou da IW, e por consequência um incremento da energia acumulada.

Pode, também, concluir-se acerca da influência da massa do pedestre e da rigidez de cada uma das molas no deslocamento da plataforma. A figura 4.1 mostra o efeito da massa evidenciando que o seu aumento leva a um movimento de descida mais acentuado, ou seja, mais rápido, e um regresso à posição original mais tardio, devido, a uma maior força exercida. O oposto ocorre igualmente, a diminuição da massa leva a um movimento de descida mais prolongado e um movimento de subida mais súbito. Por outro lado, o aumento da rigidez das molas leva a um aumento da força de oposição, ou seja, é necessária mais força para se executar o mesmo movimento. Assim o aumento da rigidez da mola leva a um movimento mais tardio na descida e um movimento mais repentino na subida, além das instabilidades nos movimentos, como se observa nas oscilações da figura 4.2. Neste caso todos os sistemas atingem a posição mais extrema (h_{max}), no entanto tal poderia não acontecer. Este facto deve-se à utilização na simulação do sistema mais simples, RAP, e de um dos carregamentos mais agressivos, o que indica maior força de acionamento do mecanismo.

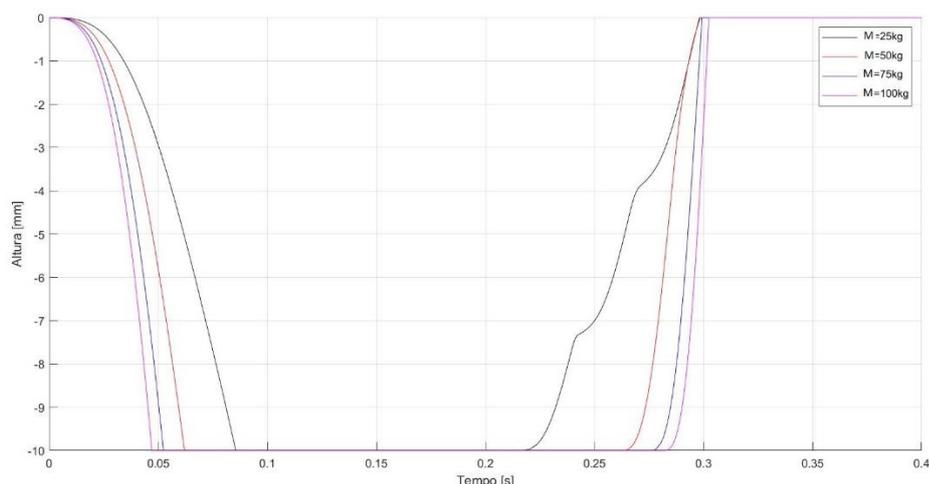


Figura 4.1 - Influência da variação da massa do pedestre no deslocamento da plataforma, para um valor da rigidez da mola de 15 N/mm, no sistema RAP.

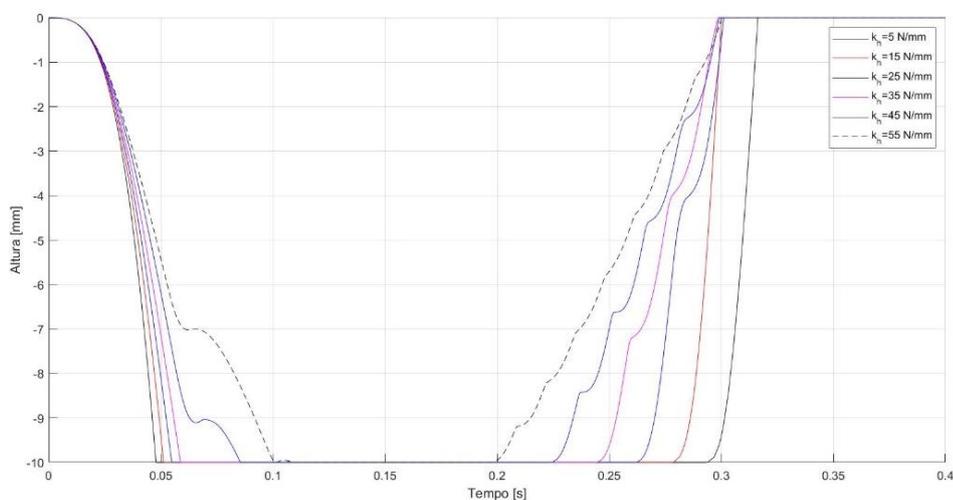


Figura 4.2 - Influência da variação da rigidez de cada uma das molas no deslocamento da plataforma, para uma massa do pedestre igual a 80 kg, no sistema RAP.

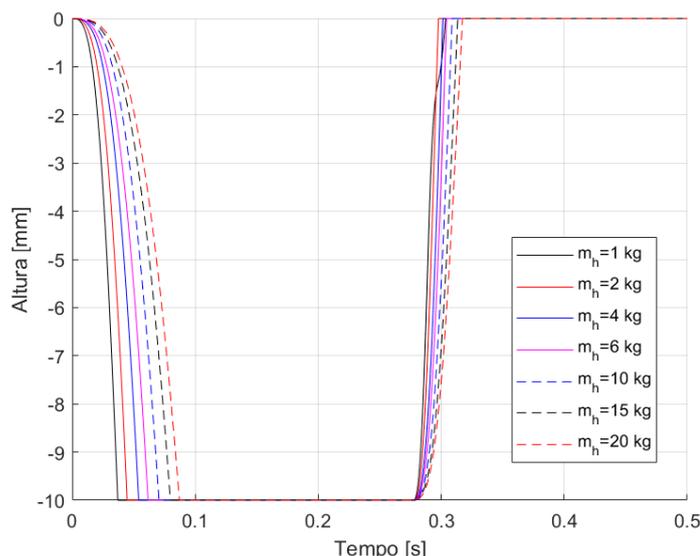


Figura 4.3 - Influência da variação da massa da placa no deslocamento da plataforma, para uma massa do pedestre igual a 80 kg e rigidez da mola 15 N/mm, no sistema RAP.

Além de se conhecer a influência da massa do pedestre e da rigidez das molas é possível averiguar o efeito da massa da plataforma. Da análise da figura 4.3 é possível notar que o aumento da massa da placa leva a uma descida mais tardia, ou seja, menor velocidade da plataforma, devido ao aumento da sua inércia, sendo que este facto poderá ser colmatado pelo aumento da carga a introduzir na solicitação. No movimento de subida o mesmo acontece, existe uma elevação mais tardia por aumento do peso da plataforma, o que introduz uma carga em oposição à força das molas, ou seja, quando maior a massa, mais tempo demorará a retornar à posição original.

Em relação ao sistema de alavanca, tabela 4.4, denota-se que a energia gerada depende fortemente da relação d_1/d_2 . Deste modo, a energia diminui com a diminuição da relação de comprimentos d_1/d_2 . No entanto deve-se ter em atenção uma correta escolha das distâncias já que o máximo de energia ocorre para um d_1 igual ao d_2 , tornando-se igual ao sistema RAP.

Tabela 4.4 - Simulações da energia gerada para o sistema de alavanca.

ID	r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]	E_{Ge} [J]
	20	15000	10	5	10	20	70	2.252
		15000						1.273
	15	20000	10	5	10	20	70	0.6873
		15000						2.029
4							70	2.669
	15	15000	10	5	10	40	60	3.079
							80	2.313
	15	15000	10	2	10	30	70	1.337
				7				2.334

Da mesma forma, simularam-se os dois últimos sistemas que entre si são muito idênticos, variando apenas a implementação de um andar de redução, através de uma alavanca, englobando os três sistemas inicialmente testados. Deste modo, as simulações para o *Slider Crank* permitem, novamente, determinar a influência de cada variável na variável de saída predominante, a energia gerada no gerador elétrico. Nas variáveis semelhantes aos sistemas anteriores tudo se aplica, nomeadamente a constante de rigidez da mola de compressão, que o seu aumento indica uma diminuição da energia de saída, o aumento da carga resistiva leva a um aumento da energia e o aumento do raio do pinhão leva ao mesmo acontecimento, um aumento da energia no gerador elétrico. Falta agora conhecer qual a influência das duas novas variáveis deste sistema, o comprimento e a posição inicial da biela.

Denota-se, da análise da tabela 4.5, resultados das simulações para o sistema *Slider Crank*, que o aumento do comprimento da biela leva a uma diminuição da energia e o aumento da posição angular inicial leva a uma diminuição da energia gerada. O facto de o aumento do comprimento da biela levar a uma diminuição deve-se, após a visualização das figuras 4.4, 4.5 e 4.6, ao facto de a força F_{SM2} cair de forma gradual consoante o aumento de l_{cr} , atendendo a um deslocamento mais elevado da cremalheira, devido ao maior comprimento, mas pouco significativo. Do mesmo modo, da análise das figuras 4.7, 4.8 e 4.9, constata-se que a diminuição de θ_{cr}^{in} leva a um aumento significativo da força F_{SM2} , gerando maiores energias. O mesmo acontece em termos de deslocamento, o aumento da posição angular inicial leva a um aumento bastante abrupto do deslocamento da cremalheira, condicionando, ainda, numa diminuição da força disponível o que induz menor geração de energia.

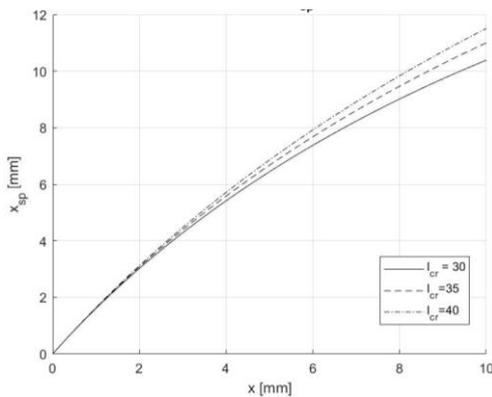


Figura 4.4- Variação do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$.

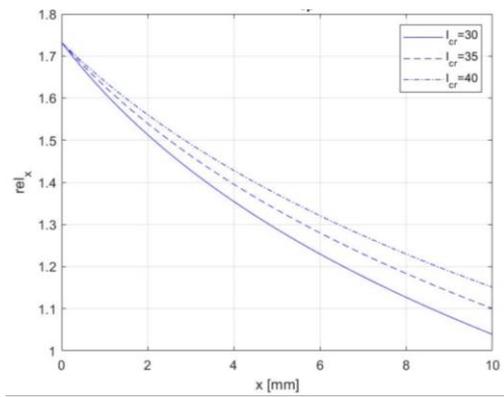


Figura 4.5 - Variação do rácio do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$.

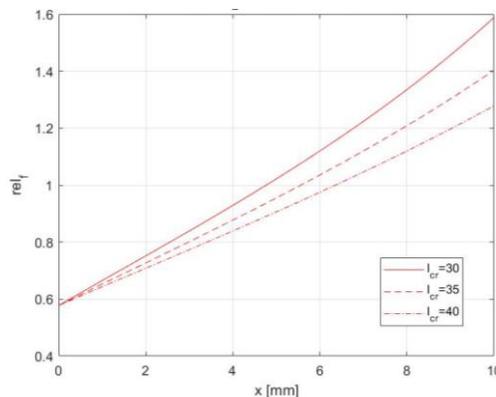


Figura 4.6 - Relação da razão da força FSM2 em função da carga implementada, pelo pedestre, para vários valores de l_{cr} e para um valor de $\theta_{cr}=60^\circ$.

Atende-se, nos gráficos das figuras anteriores que:

$$rel_x = \frac{x_{sp}}{x_h} \tag{4.1}$$

$$rel_f = \frac{F_{SM2}}{F_z} \tag{4.2}$$

Em relação às simulações do sistema SCA é possível tirar as mesmas ilações que nos restantes sistemas mecânicos implementados. É de importante realce referir as variáveis recentes instaladas neste modelo, tais são, os raios do andar de redução da alavanca. Iterou-se para esta relação dois valores distintos de 1/2 e 1/3. Nas tabelas 4.6 e 4.7 é possível observar os valores obtidos de todas as simulações iniciais, de modo a caracterizar o respetivo sistema. Deste modo, é possível afirmar que a relação de redução de 1/3 faz com o que a energia gerada do sistema seja superior ao de um andar de redução com uma relação de 1/2.

Constata-se que para a mesma situação se conseguem energias de ordem de grandeza superiores às energias do sistema sem o andar de redução. Este facto depende-se a partir da análise da primeira linha das tabelas 4.6 e 4.7 e da segunda linha da tabela 4.5.

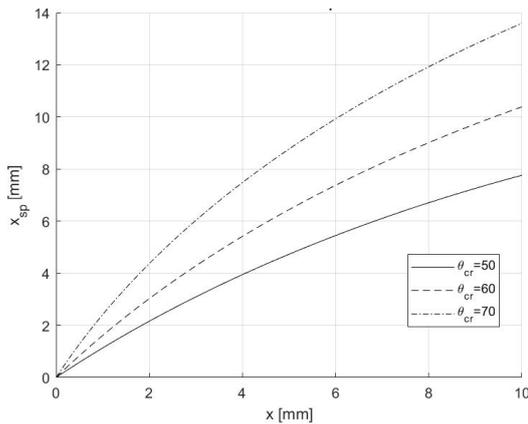


Figura 4.7 - Variação do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.

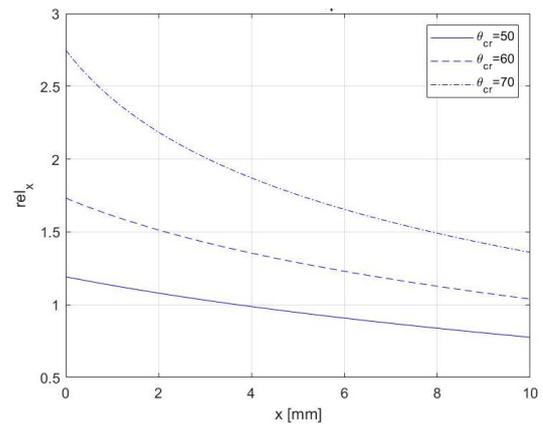


Figura 4.8 - Variação do rácio do grau de liberdade x_{sp} em função de x_h , para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.

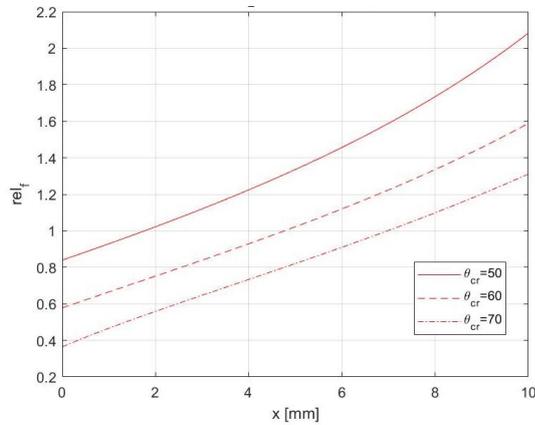


Figura 4.9 - Relação da razão da força FSM2 em função da carga implementada, pelo pedestre, para vários valores de θ_{cr} e para um valor de $l_{cr}=30$ mm.

Tabela 4.5 - Simulações da energia gerada para o sistema *Slider Crank*.

ID	r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	l_{cr} [mm]	θ_{cr} [$^\circ$]	E_{Ge} [J]
4	20	15000	10	5	10	30	60	4.022
		15000				30		1.411
	15	20000	10	5	10	30	60	0.902
		15000				35		1.528
							60	1.441
	15	15000	10	5	10	40	50	3.532
							70	0.306
	15	15000	10	2	10	30	60	1.259
				7				2.084

Tabela 4.6 - Simulações da energia gerada para o sistema *SCA* com um estágio de redução, com a implementação de uma alavanca, para uma razão de transmissão de 2.

ID	r_p [mm]	k_h [Nm^{-1}]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	l_{cr} [mm]	θ_{cr} [$^\circ$]	E_{Ge} [J]
$r_1/r_2 = 2$								
4	15	15000	10	5	10	30	60	1.579
				7				1.822
							60	2.112
						30	50	3.359
	17	15000	10	5	10		70	1.118
						35	50	3.407
						25		4.17
							60	2.262
						30	50	3.973
	17	15000	10	7	10		70	1.251
					35	50	3.668	
					25		4.891	

Tabela 4.7 - Simulações da energia gerada para o sistema SCA com um estágio de redução, com a implementação de uma alavanca, para uma razão de transmissão de 3.

ID	r_p [mm]	k_h [Nm ⁻¹]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	l_{cr} [mm]	θ_{cr} [°]	E_{Ge} [J]		
$r_1/r_2 = 3$										
4	15	15000	10	5	10	30	60	1.976		
								7	2.243	
								60	2.766	
								30	50	5.024
	17	15000	10	5	10			70	1.608	
								35	50	4.647
								25	5.431	
									60	2.852
								30	50	5.087
								17	15000	10
									35	4.804
									25	50

4.4 Resultados experimentais

Além do conhecimento necessário da influência das variáveis inseridas durante a simulação de cada modelo é necessária uma validação de cada sistema, de modo a ser possível observar em tempo real de que forma os sistemas implementados traduzem a resposta real e de que forma são díspares face a um dado protótipo.

Neste sentido, foram utilizados dois protótipos que se baseiam em dois sistemas já simulados, um deles é o sistema de alavanca e o sistema SCA, ambas tecnologias desenvolvidas na Pavnext. Inicialmente testou-se o sistema de alavanca e de seguida SCA.

As variáveis de projeto do protótipo do sistema de alavanca estão mostradas na tabela 4.8 e, deste modo, para estes valores simulou-se, a princípio, o sistema em MatLab®. De seguida, graças a um circuito, figura 1.5, e a um sistema de aquisição de dados representou-se graficamente as quatro principais variáveis possíveis de serem medidas, tensão, corrente e consequentemente potência e energia, a partir das primeiras duas, depois de se solicitar o sistema, para cada um dos modos de carregamentos presentes na tabela 4.2. Além das variáveis citadas na tabela 4.8, deve-se ter em atenção que a roda de inércia neste sistema é considerada desprezável, sendo então, definido no software um raio da IW igual a zero. Nas mesmas condições, o único sistema que não existia protótipo era o RAP, no entanto, foi simulado para os mesmos valores das variáveis de entrada que as utilizadas no sistema de alavanca, atendendo que, agora, a relação $d_1/d_2 = 1$.

Tabela 4.8 - Variáveis que caracterizam o sistema Alavanca utilizado nos ensaios experimentais e nas simulações.

Variável	Valor
z	24
m [mm]	0.8
k_h [N/mm]	85
L_{roda} [mm]	12
L_{veio} [mm]	37
r_{veio} [mm]	5
d_1 [mm]	30
d_2 [mm]	150

Do mesmo modo, o sistema SCA foi simulado atendendo às variáveis de projetos determinadas para um caso de carregamento distinto do carregamento a que foi sujeito por um pedestre, pois, o protótipo no ensaio experimental estava dimensionado para ser atuado por um veículo. De modo a ser possível ser ensaiado, foi desligado um dos seus geradores, além que seis das 12 bielas já não estavam a trabalhar, apenas funcionariam como guiamento de forma a estabilizar e a uniformizar o movimento de descida da plataforma, mantendo-a sempre na horizontal. As variáveis caracterizadoras do protótipo estão demonstradas na tabela 4.9. Deve-se notar que a rigidez equivalente do sistema era 40 N/mm, num conjunto de seis molas, no entanto, duas delas foram retiradas, de forma a diminuir a oposição ao movimento, mantendo a estabilidade do sistema, possuindo cada mola uma rigidez de 6.67 N/mm.

Tabela 4.9 - Variáveis que caracterizam o sistema SCA utilizado nos ensaios experimentais e nas simulações.

Variável	Valor
r_p [mm]	12.75
θ_{cr}^{in} [°]	56
k_h^{eq} [N/mm]	40
L_{roda} [mm]	12
L_{veio} [mm]	37
r_{veio} [mm]	5
k_h [N/mm]	40/6=6.67
r_{z1} [mm]	30
r_{z2} [mm]	10

Simulados os dois sistemas, atendendo aos mesmos valores das variáveis associadas a cada sistema, e obtidos os resultados experimentais é possível tirar diversas conclusões. Ambos os valores, quer da simulação quer dos ensaios estão inseridos na tabela 4.10. Deste modo, face ao sistema de alavanca é possível afirmar que o modelo simulado traduz resultados muito semelhantes aos obtidos nos ensaios experimentais, tendo apenas um erro na ordem dos 7.2%, em termos médios, já que a aplicação testada estava já determinada e projetada para a aplicação em

causa. Já em relação ao protótipo SCA obteve-se uma variação média na ordem dos 28.56%. Esta disparidade deve-se sobretudo aos desequilíbrios da estrutura, a uma inércia elevada da tampa e de atritos não contabilizados, o efeito dos rolamentos lineares poderá estar subdimensionado no modelo simulado e ainda, o protótipo já foi diversas vezes ensaiado, o que induz folgas e variabilidades geométricas, além disto, o modo de carregamento ao qual foi dimensionado é diferente daquele a que foi ensaiado e ainda a impossibilidade de executar na prática a forma do carregamento que se utiliza no modelo.

Tabela 4.10 - Valores dos ensaios experimentais e dos resultados da simulação, nos sistemas RAP, Alavanca e SCA.

Movimento	RAP		Alavanca		SCA		
	E_{Ge} [J]	E_{Ge} [J]	$\frac{E_{Ge}^M - E_{Ge}^P}{E_{Ge}^M}$		E_{Ge} [J]	$\frac{E_{Ge}^M - E_{Ge}^P}{E_{Ge}^M}$	
	Modelo	Modelo	Prático	Var. (%)	Modelo	Prático	Var. (%)
<i>Running</i>	5.72	5.4	6	11.1	6.26	3.75	40.16
<i>Brisk walk</i>	4.17	3.95	3.5	11.5	2.07	1.75	15.66
<i>Normal walk</i>	0.87	0.9	0.95	5.6	2.37	1.95	17.92
<i>Slow walk</i>	0.66	0.64	0.65	1.6	1.63	0.93	43.49
<i>Slow jog</i>	5.74	5.56	5.5	1.2	7.06	4.75	32.75
<i>Fast walk</i>	2.43	2.28	2	12.5	2.54	2	21.38
Média				7.2			28.56

4.5 Otimização dos sistemas

À semelhança do procedimento de simulação dos quatro modelos na secção anterior, por forma a conhecer o efeito das variáveis no resultado, realizou-se o procedimento de otimização. No entanto, no processo de otimização aumentaram de tal modo as variáveis, ou diminuiram-se, como desejado, de forma a obter a melhor energia possível. Muitas pressupostos foram assumidos, estando estes citados e diretamente ligados com as variabilidades das dimensões desejadas.

Sabe-se que o aumento do raio do pinhão leva a um aumento progressivo da velocidade de rotação e, por sua vez, o aumento da energia, mas não sempre na mesma proporção, pois um aumento da velocidade angular induz um aumento da corrente gerada e, conseqüentemente, um aumento do binário resistivo do gerador elétrico. No entanto existe o problema de atrelamento do sistema pois, o seu aumento, leva a inconvenientes. Estes sistemas devem tender para um processo de fabrico rápido e barato, o que além de inconvenientes dimensionais, traz inconvenientes financeiros, além disto, as cargas impostas não são muito elevadas, o que não justifica tal facto.

Em relação à constante de rigidez da mola notou-se, através de simulações, que não se deve elevar esse valor acima de 20000 N/m, rigidez de apenas uma mola, pois a partir deste, a plataforma entra em instabilidade, não mantendo a mesma posição, quando mais avançada, na altura máxima, ou seja, observam-se pequenas oscilações, que em certa parte, podem criar uma sensação desconfortável ao pé e problemas mecânicos no sistema.

Em termos da carga elétrica notou-se que o seu aumento eleva a energia gerada, no entanto, o seu aumento progressivo não leva a um contínuo aumento da energia, pois esse crescimento não é linear, daí achar-se vantajoso utilizar uma carga de 7Ω em todos os sistemas. Já em relação à altura máxima atingível, quanto maior seja, mais energia será possível gerar, mas com algumas restrições. Uma delas passa pelo desconforto do peão, quanto maior a distância que a plataforma se move maior incômodo proporciona e por outro lado, as cargas poderão ser de ordem reduzida, fazendo com que não seja possível atingir uma dada altura especificada, daí que se sugere a utilização de 10 mm para esta dimensão. Com estas variáveis fica dimensionado o sistema RAP, como lista a tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Dimensões características para o sistema RAP, otimizadas para a energia máxima possível.

r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]
17	15000	10	7	10

Face ao sistema de alavanca surge o efeito das dimensões d_1 , excentricidade, levando à transformação de movimento linear em movimento rotativo, e a distância d_2 , responsável pela amplificação de deslocamento e carga de oposição. A energia gerada aumenta conforme aumenta a proporção d_1/d_2 . As dimensões otimizadas para o sistema de alavanca estão na tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Dimensões características para o sistema de Alavanca, otimizadas para a energia máxima possível.

r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	d_1 [mm]	d_2 [mm]
17	15000	10	7	10	40	60

Surgem os dois últimos sistemas que em tudo se assemelham e surge a caracterização da influência de quatro variáveis. A diminuição comprimento da alavanca, l_{cr} , leva ao aumento da energia, a diminuição da posição angular inicial angular aumenta, também, a energia gerada. Em relação à escolha dos raios da alavanca teve-se em consideração os resultados das simulações realizadas anteriormente e observou-se que uma relação de 3/1 seria a mais vantajosa, daí que neste processo de otimização se decidiu utilizar a mesma relação. Uma relação de 4/1 levaria a que a roda fosse de dimensões elevadas, condicionando todo o processo de projeto. As dimensões para o sistema *Slider Crank* e SCA encontram-se nas tabelas 4.13 e 4.14, respectivamente.

Tabela 4.13 - Dimensões características para o sistema *Slider Crank*, otimizadas para a energia máxima possível.

r_p [mm]	k_h [N/m]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	l_{cr} [mm]	θ_{cr} [$^\circ$]
17	15000	10	7	10	25	50

Tabela 4.14 - Dimensões características para o sistema SCA, otimizadas para a energia máxima possível

r_p [mm]	k_h [Nm ⁻¹]	r_v [mm]	R_{Lo} [Ω]	x_h^{max} [mm]	l_{cr} [mm]	θ_{cr} [°]	r_{z1} [mm]	r_{z2} [mm]
17	15000	10	7	10	25	50	30	10

Capítulo 5

Projeto Mecânico dos Sistemas Eletromecânicos de Conversão de Energia Mecânica de Pessoas em Energia Elétrica

5.1 Introdução

Um qualquer sistema mecânico ou até mesmo peça mecânica deve ser sujeita a um projeto mecânico averiguando a sua capacidade de resistir em condições adequadas ao carregamento ou solicitação para uma dada aplicação. Nesta etapa são conhecidos os parâmetros ótimos dos sistemas mecânicos já modelados e simulados, no entanto, é necessário validar essas dimensões de modo a que mecanicamente seja possível essa aplicação.

Pelo que, apenas dois dos modelos serão alvo de projeto mecânico, aqueles que durante as simulações apresentaram melhores valores de energia gerada, nomeadamente o sistema RAP e o sistema SCA.

Além de todo o projeto de componentes mecânicos como rodas dentadas, veios, bielas, apoios, cremalheira, entre outros, deverá ser feita uma idealização do método de estabilização da plataforma de forma a que se um peão a pisar apenas de um lado, toda a estrutura sofre o mesmo deslocamento, levando a um melhor conforto e a uma melhoria do período de “vida” dos componentes e do sistema.

Do mesmo modo, será feita uma melhoria face aos modelos simulados em relação aos materiais utilizados. Assim sendo, e tendo em consideração um processo de fabrico em série, serão projetados alguns componentes, os possíveis, com materiais poliméricos, termoplásticos de modo a que possam ser extrudidos de uma forma rentável em termos económicos e tempo de fabrico, sendo feito, do mesmo modo, uma comparação com materiais metálicos, tais como o aço e ligas de alumínio.

5.1.1 Moldação por injeção

Moldação por injeção é um processo no qual o polímero fundido é forçado sob alta pressão a uma cavidade do molde através de uma abertura. O material polimérico em forma de granulado é alimentado numa máquina de moldação por injeção através de uma espécie de funil. O material é então transportado para a frente por um parafuso de alimentação e forçado a formar um molde dividido, preenchendo a sua cavidade através de um sistema de alimentação. A máquina responsável pela moldação por injeção é semelhante à extrusora, sendo apenas diferente na operação com parafusos, [69].

Na etapa de enchimento o material polimérico é fundido e injetado no molde que depois contrai na etapa de moldagem. O molde é equipado com um sistema de arrefecimento que fornece um arrefecimento controlado ao material, [69].

A moldação por injeção é usada principalmente para termoplásticos, mas os materiais termoendurecíveis também podem ser extrudidos. Os materiais termoplásticos são definidos como polímeros que podem ser aquecidos e fundidos, praticamente indefinidamente, ou seja, são mecanicamente recicláveis, [70]. Destes materiais podem-se referir o PP, ABS, PC, POM e Nylon – 6, [69].

Tabela 5.1 - Propriedades de alguns materiais poliméricos termoplásticos, [CES EduPack ®].

Material	ρ [kg/m ³] $\times 10^3$	Preço[€/kg]	E_y [GPa]	σ_{ced} [MPa]	σ_{rot} [MPa]
ABS	1.03 – 1.06	2.31 – 2.78	2.08 – 2.75	34.5 – 49.6	37.8 – 51.8
PC	1.19 – 1.21	2.76 – 3.03	2.24 – 2.52	55.9 – 68.9	60.7 – 74.8
PP	0.89 – 0.91	1.46 – 1.52	0.896 – 1.55	20.7 – 37.2	27.7 – 41.4
Nylon – 6	1.12 – 1.15	2.89 – 4.26	0.94 – 2.04	39 – 64	42 - 72

Tabela 5.2 - Propriedades dos materiais utilizados no dimensionamento de certos componentes mecânicos. Obs.: 1 - CELCON® CE66FC GV1/25 | POM; 2 - CELCON® GB10 | POM.

Material	σ_{rot} [MPa]	σ_{ced} [MPa]	E_y [GPa]	Ref.
Aço Ck45	580	305	200	[71]
Alumínio AISI 6061	310	276	68.9	[72]
POM 25% GF ¹		120	8.45	[73]
POM 10% GF ²		75	4.5	[73]

5.1.2 Determinação do número de ciclos

Um importante parâmetro num projeto mecânico é definir o período mínimo de “vida” que um dado sistema necessita. Para o presente projeto definiu-se esse parâmetro como 10 anos. Tendo isso em conta e assumindo 5000 pessoas por dia, o mesmo dizer que o tráfego de pessoas, a solicitar o sistema, é de 1825000 pessoas por ano. Isso significa que para o período inicialmente definido, 10 anos, 18.25 milhões de pessoas solicitariam o mecanismo. De acordo com os gráficos da figura 2.23, o período máximo de solicitação por parte de um pedestre é, aproximadamente, 0.8 s, o que indica que o sistema será solicitado por 4056 h. Assim sendo, o sistema deve ser projetado para um intervalo de tempo de aproximadamente 4000 horas ou, então, 18.25 milhões de ciclos.

5.2 Sistema RAP

Em termos gerais o sistema RAP é uma situação simples, quer em termos de projeto quer em termos de posterior montagem, pois implica apenas a implementação de uma engrenagem pinhão-cremalheira para realizar a transformação de movimento linear em movimento de rotação. Neste caso o pinhão está diretamente ligado ao veio do gerador assentado numa embraiagem unidirecional. Esta permite a transmissão de movimento do pinhão ao veio quando a plataforma desce, rodando no sentido contrário aos ponteiros do relógio, mas no movimento de subida o pinhão roda livremente, sentido horário.

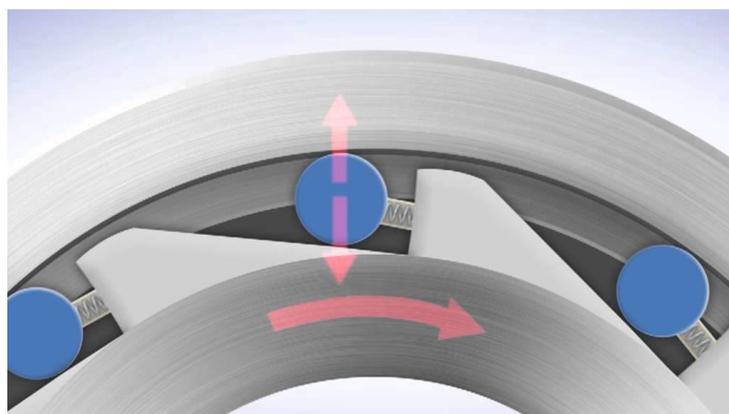


Figura 5.1 - Representação esquemática do funcionamento de uma embraiagem unidirecional (imagem invertida, face à referência, [74]).

Uma das preocupações neste projeto prendeu-se com mecanismo de estabilização da plataforma. Uma vez que, quando o peão aciona a plataforma, toda deve ter um deslocamento igual. Neste sistema, pensou-se em introduzir dois mecanismos iguais, paralelos entre si, constituídos por uma engrenagem pinhão-cremalheira e por uma transmissão polia-correia.

Assim sendo, o projeto deste sistema passará pelo dimensionamento das engrenagens pinhão-cremalheira, tanto para material metálico, como para material polimérico, a transmissão correia-polia, veios, casquilhos, rolamentos lineares, embraiagem unidirecional e molas.

5.2.1 Dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira

O dimensionamento da engrenagem é feito segundo a norma ISO 6336:2006 Método B. Inicialmente, fez-se o dimensionamento para um aço C45, mas ainda se verificaram dois materiais poliméricos distintos, PA e o POM, à qual as suas propriedades se encontram na tabela 5.3. Deste modo, escolhe-se de seguida qual dos dois materiais poliméricos o melhor. O binário aplicado no pinhão está determinado na equação 5.1, atendendo que, inicialmente, se utiliza o raio do pinhão otimizado, sendo possível e razoável tal aproximação. Os relatórios de simulação em KissSoft® encontram-se no Anexo E.

Tabela 5.3 - Propriedades dos materiais utilizados no dimensionamento das engrenagens, [KissSoft®].

Material	σ_{ced} [MPa]	σ_{rot} [MPa]	E_y [GPa]	ρ [kg/m ³]
C45	400	700	206	7830
PA	19		2.15	1130
POM	45		2.1	1420

$$M_t = F_{SM1}^{max} \times r_p = 700 \times 17 \times 10^{-3} = 12.6 \text{ Nm} \quad (5.1)$$

De notar que para rodas poliméricas deve-se ter em especial atenção que a norma mencionada anteriormente não pode ser verificada, isto porque o polímero tem as suas propriedades diretamente dependentes da temperatura, o que em materiais metálicos, é observada uma menor disparidade de propriedades, à medida que a temperatura aumenta. Nestes materiais utiliza-se a norma VDI 2736, além da existente VDI 2545. De um modo geral, o uso de polímeros nas engrenagens leva a um funcionamento sem ser necessário o uso lubrificante, menor ruído, boa absorção de vibrações, resistência à corrosão, menor peso e processo de fabrico barato e, pode ser aplicado em série, por moldação por injeção. No entanto a sua utilização acarreta desvantagens como menor resistência do dente à flexão, menor resistência a altas temperaturas e maior higroscopicidade, [75, 76].

Testou-se assim, para o dado carregamento, em software KissSoft® três materiais distintos, aço, POM e PA. As condições do carregamento, nomeadamente binário, velocidade de rotação do pinhão e força, e os resultados dos parâmetros das engrenagens estão representadas na tabela 5.4. Além disso, apresentam-se, de igual modo, os coeficientes de segurança para os diferentes materiais para o flanco do dente e para o pé do pinhão.

Tabela 5.4 - Resultados das simulações em KissSoft® para o projeto da engrenagem, para três diferentes materiais.

		Aço	POM	PA
Z		23	20	20
m [mm]		1.5	3	3
b [mm]		15	25	25
x		0.5	0.5	0.5
M_t [Nm]			12.6	
n^{max} [rpm]			600	
F_{SM1}^{max} [N]			700	
Pinhão	S Pressão superficial	2.805	1.707	1.543
	S Fadiga	1.406	1.7794	1.697
Cremlheira	S Pressão superficial	2.482	1.4598	1.313
	S Fadiga	1.950	1.9856	1.906

De notar que o facto de se optar por material polimérico leva a que seja necessário aumentar a geometria da roda dentada, nomeadamente módulo e largura. Para colmatar tal aumento conseguiu-se diminuir em três dentes nas rodas poliméricas em relação ao metal. Comparando os dois polímeros observa-se que o POM obtém melhores coeficientes de segurança e este facto deve-se à maior tensão admissível em relação ao PA, como se mostra na tabela 5.3. O raio do pinhão é determinado pela equação 5.2 e na tabela 5.5 se ilustram os raios do pinhão para cada um dos diferentes materiais testados.

$$r_p = \frac{Zm}{2} \quad (5.2)$$

Tabela 5.5 - Raios do pinhão para os três diferentes materiais testados.

Material	Aço	POM	PA
Raio do pinhão [mm]	17.25	30	30

5.2.2 Dimensionamento de veios

Terminado o dimensionamento das engrenagens é possível dimensionar os veios, sendo necessário, apenas, determinar as forças resultantes do engrenamento. De notar que é necessário realizar o projeto para dois veios, o veio que transmite movimento do pinhão para o gerador e o veio que transmite movimento do pinhão para a polia, com a função de equilibrar o movimento da plataforma.

5.2.2.1 Dimensionamento do veio do gerador

Torna-se necessário determinar as dimensões do veio do gerador. Para tal determina-se, inicialmente, a força resultante do engrenamento, equação 5.3, tendo as duas direções de carregamento em consideração. Na figura 5.2 está representado do veio do gerador, assim como as dimensões necessárias para se poder estabelecer os diagramas de esforços, de modo a calcular, mais tarde, a tensão equivalente nessa aplicação. As respetivas dimensões encontram-se na tabela 5.6.

$$F_r = \frac{M_t}{r_p \cos \alpha} = \frac{12.6}{17 \times \cos 20} = 0.745 \text{ kN} \quad (5.3)$$

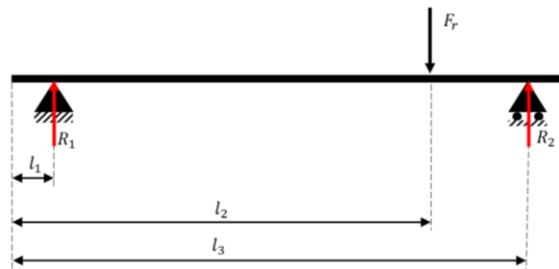


Figura 5.2 - Representação do veio do gerador, do carregamento (força de engrenamento) e das suas dimensões representativas.

Tabela 5.6 - Dimensões características do veio do gerador.

Dimensão	Valor [mm]
l_{veio}	65
l_1	10
l_2	30
l_3	50

Recorrendo ao software MDSolids®, [77], foi possível, sabendo o carregamento e as dimensões do veio, determinar quer os diagramas de momentos fletores, importantes para o dimensionamento, quer as reações dos apoios, necessários para o cálculo dos casquilhos, mais tarde. A reação no apoio da esquerda é igual a 559 N e da direita igual a 186 N. Pelo que, na figura 5.3 encontra-se representado o diagrama do momento fletor, notando-se que o momento fletor máximo ocorre para a distância l_2 e tem o valor de 5.59 Nm.

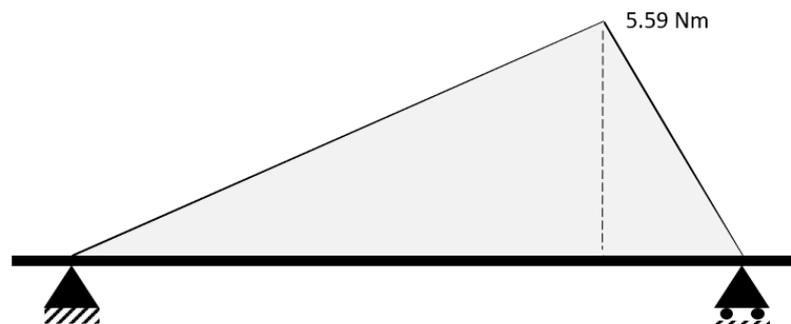


Figura 5.3 - Diagrama de momentos fletores, para as dimensões impostas e carregamento, para o veio do gerador.

O diâmetro do veio é determinado recorrendo ao critério de Von Mises, mostrado na equação 5.4 e o respetivo coeficiente de segurança associado é dado pela equação 5.5. Implementando a equação 5.4 é possível determinar a tensão equivalente que surge e nota-se que, ao se diminuir a tensão máxima suportada pelo material o veio deve aumentar a sua dimensão, contrariando o efeito de dano possível do componente. Deste modo realça-se da análise da tabela 5.7 que o facto de se utilizar um polímero no fabrico do veio, leva ao aumento do diâmetro deste. A utilização de material polimérico no veio leva a que as rodas possam ter talhadas

juntamente com o veio o que implica a que não seja necessário utilizar elementos de fixação da roda ao veio, como por exemplo chavetas ou estriado. No entanto, surge o problema da fixação do veio ao gerador levando a que este seja em aço, sendo necessários elementos de fixação dos elementos ao veio.

$$\sigma_{eq} = \frac{16}{\pi d^3} \sqrt{4M_F^2 + 3M_T^2} \leq \sigma_{adm} \tag{5.4}$$

$$S = \frac{\sigma_{eq}}{\sigma_{ced}} \tag{5.5}$$

Tabela 5.7 - Diâmetro e tensão equivalente do veio do gerador para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.

	Aço Ck45 – F10	POM
d_{veio} [mm]	8	13
σ_{eq} [MPa]	213.1	26.84
S	1.43	1.68

5.2.2.2 Dimensionamento da transmissão polia-correia

A principal limitação deste sistema simples seria a forma como se conseguiria estabilizar a plataforma, de tal modo que se um pedestre a solicitasse numa ponta ou de um só lado, toda a estrutura sofreria o mesmo deslocamento, levando a uma melhor geração de energia mas também previne danos no sistema no decorrer das solicitações. A melhor opção seria a implementação de uma transmissão polia-correia já que se aplicada uma força de um lado da plataforma, o outro extremo era obrigado a descer por ação dessa transmissão. A figura 5.4 ilustra esta configuração, [78].

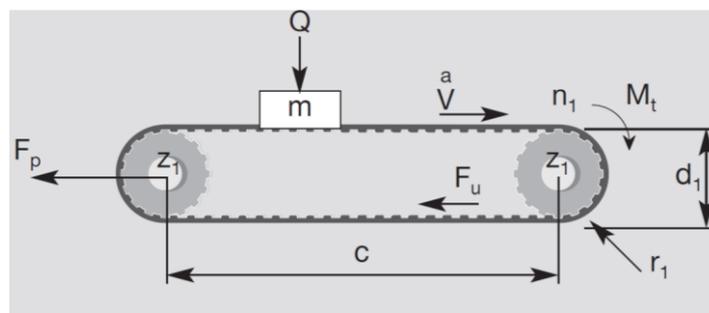


Figura 5.4 - Representação esquemática da configuração e dimensões de uma transmissão polia-correia, [78].

Inicialmente, como primeira iteração assume-se como raio da polia o raio do pinhão determinado para a engrenagem pinhão-cremalheira sendo, neste caso, igual a 18 mm. Deste modo a distância d_1 está demonstrada na equação 5.6, [78].

$$d_1 = 2 \times r_p = 34 \text{ mm} \quad (5.6)$$

Já relativamente à distância entre polias, C , esta é dependente do projeto, ou seja, apenas na execução do desenho e do projeto em si é que ficará definida essa dimensão. No entanto uma outra variável conhecida é a potência, sendo determinada pela equação 5.8 e sabendo que $n = 600 \text{ rpm}$ e $T = 12.6 \text{ Nm}$. A tensão efetiva aplicada ao sistema é dada pela equação 5.9. e a pré-tensão a ser aplicada inicialmente à correia é dada pela equação 5.7, [78].

$$F_p = 2 F_u = 1400 \text{ N} \quad (5.7)$$

$$P = T\omega = 12.6 \times \frac{600 \times 2\pi}{60} = 791.7 \approx 800 = 0.8 \text{ kW} \quad (5.8)$$

$$F_u = \frac{19.1 \times 10^6 P}{d_1 n} = \frac{19.1 \times 10^6 \times 0.8}{30 \times 600} = 700 \text{ N} \quad (5.9)$$

Em termos da largura da correia, esta é conhecida através da equação 5.10. Deve-se ter em atenção que C_s é uma constante definida como 1.4 e F_{p_spec} é um valor tabelado igual a 27 N/cm, para este caso estudo, [78].

$$b = \frac{10 F_u C_s}{F_{p_spec} Z_m} = \frac{700 \times 1.4 \times 10}{27 \times 12} = 30.25 \approx 30 \text{ mm} \quad (5.10)$$

Por fim, é necessário, através dos dados anteriores escolher uma correia e de seguida validar a sua possível aplicação, devendo-se verificar que a tração exercida eficazmente é menor que a máxima tensão aplicável na correia, dada pela equação 5.11. Neste caso, a tensão eficaz aplicada é dada pela equação 5.12 e tem o valor de 1680 N, [78].

$$Max_{tração} > \frac{F_p}{2} + F_u C_s \quad (5.11)$$

$$\frac{F_p}{2} + F_u C_s = \frac{1400}{2} + 700 \times 1.4 = 1680 \text{ N} \quad (5.12)$$

Atendendo ao valor obtido na equação 5.12 estabeleceu-se que a correia escolhida deveria ser a Megalinear RPP5 Open-End, do fabricante Megadyne®, com uma largura de 30 mm por ter uma tração máxima de 2100 N, o que facilmente suporta a carga imposta durante o funcionamento. Associada à correia o fabricante indica qual a polia a ser utilizada, que neste caso tem a referência 21T5/30-2 – AF, sendo que a representação da polia se encontra na figura 5.5 e as suas dimensões na tabela 5.8, [78].

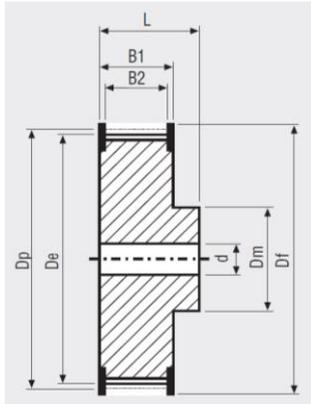


Figura 5.5 - Representação de uma polia e dimensões características, [78].

Tabela 5.8 – Dimensões da polia 21T5/30-2 – AF.

D_p [mm]	47.75
D_e [mm]	46.92
D_f [mm]	51
D_m [mm]	34
B [mm]	15
L [mm]	21

Em último instante deve-se determinar qual a elongação máxima surgida na correia, que no momento que está a operar deve ser proporcional à máxima tração e dada pela equação 5.13, [78].

$$\Delta l = \frac{4 F_u}{\text{Max}_{\text{tração}}} = \frac{700 \times 4}{2100} = 1.33 \text{ mm/m} \quad (5.13)$$

5.2.2.3 Dimensionamento do veio de ligação polia-pinhão

Do mesmo modo, como estabelecido para o veio do gerador é necessário determinar os carregamentos introduzidos no veio. Neste será aplicada a força de engrenamento do pinhão-cremalheira, igual à força determinada para o veio do gerador, e a força exercida pela transmissão polia-correia. A representação do veio encontra-se na figura 5.6 e as suas dimensões características na tabela 5.9.

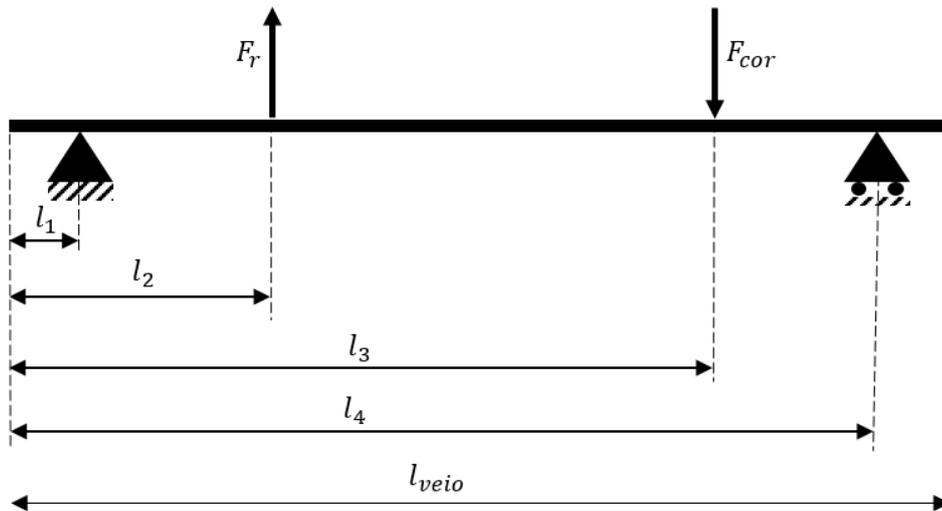


Figura 5.6 - Representação do veio de ligação polia-pinhão, do carregamento (força de engrenamento) e das suas dimensões representativas.

Tabela 5.9 - Dimensões caracterizadoras do veio da ligação da polia ao pinhão.

Dimensão	Valor [mm]
l_{veio}	90
l_1	10
l_2	30
l_3	60
l_4	80

Atendendo às dimensões estipuladas e sabendo que a força exercida pela transmissão implementada corresponde à tensão efetiva na correia, 700 N. Nestas circunstâncias a reação no apoio da esquerda tem o valor de 384.55 N e à direita de 339.55 N. Implementado, novamente esta situação no software MDSolids®, [77], determinou-se que o momento fletor máximo é de 5.1 Nm e o momento torsor é considerado constante e igual a 12.6 Nm. Voltando à equação 5.4 determina-se o valor mínimo do diâmetro do veio. Testado o modelo para dois materiais distintos, aço e POM, apurou-se que para o aço era necessário um veio de 8 mm e para POM 12 mm, tabela 5.10. No entanto, nesta solicitação é necessário ter em conta que qualquer um dos materiais implica a utilização de elementos de ligação do veio à polia, já que caso se utilize um veio em polímero, a roda poderá ser talhada diretamente no veio, mas é necessário ligar a polia ao mesmo. Isto indica que quer em veio polimérico quer em aço são necessários elementos de ligação, o que se considera para o efeito, um veio fabricado em POM.

Tabela 5.10 - Diâmetro e tensão equivalente do veio de ligação polia-pinhão para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.

	Aço Ck45 – F10	POM
d_{veio} [mm]	10	14
σ_{eq} [MPa]	209.54	25.82
S	1.46	1.74

5.2.2.4 Análise à fadiga

Além da determinação por análise estática deve-se fazer um dimensionamento à fadiga do veio. Neste sentido, utilizou-se uma resolução do problema por análise de software, Kiss-Soft®. No entanto será definido o procedimento de cálculo pelo Shigley, [79]. Para o seu dimensionamento é necessário determinar a tensão limite de fadiga, que é dada pela equação 5.14.

$$\sigma_{f0}^c = K_a \times K_b \times K_c \times K_d \times K_e \times K_f \times \sigma_{fo} \quad (5.14)$$

K_a – Fator de Superfície: Fator que tem em consideração o estado de superfície. No caso dos aços, a expressão de determinação está na equação 5.15.

$$K_a = 1.58 \times \sigma_{rot}^{-0.085} = 0.919 \tag{5.15}$$

K_b – Fator de Tamanho: Para veios de diâmetros inferiores a 51 mm, a equação 5.16 define o fator.

$$K_b = 1.24 \times d^{-0.107} \tag{5.16}$$

K_c – Fator de carga: Atendendo a uma sollicitação de flexão o fator é 1.

K_d – Fator de Temperatura: O seu valor está tabelado e dado por aproximadamente 1.

K_e – Fator de confiança: Este fator permite corrigir o valor da tensão limite de fadiga dependendo do nível de fiabilidade. Para um nível de confiança de 99% o fator é igual a 0.814.

K_f – Outros fatores: Usou-se 0.9 para este valor.

Definida a tensão limite de fadiga, determina-se a tensão estática equivalente e, deste modo o coeficiente, valor pretendido para o dimensionamento. Em termos de veios fabricados em aço, veio do gerador, não se coloca qualquer entrave, o problema surge quando se utiliza um veio polimérico, pois, surge a necessidade de determinar a tensão limite de fadiga.

Os polímeros oferecem uma variedade de propriedades únicas, incluindo baixa densidade, lubrificação, boa resistência e economia. É importante compreender o comportamento à fadiga dos polímeros ao projetar componentes poliméricos para aplicações estruturais que envolvam condições de carregamento cíclico, [80].

O comportamento à fadiga dos polímeros é extremamente sensível a variáveis moleculares como peso molecular, distribuição de peso molecular, cristalinidade, densidade da cadeia, presença de cargas ou reforços. Além disso, muitos polímeros são viscoelásticos e sensíveis à frequência e temperatura de serviço. Para desenvolver as equações básicas utilizadas para o projeto de fadiga, é útil primeiro definir as variáveis mecânicas primárias associadas à carga, cíclica, suportada por um componente. Esses fatores incluem a tensão média, tensão de pico, forma temporal do carregamento, frequência e amplitude. A relação R, rácio das tensões mínima e máxima, também caracteriza o estado de tensão durante o carregamento. Por exemplo, em veios é usual utilizar o rácio R igual a -1, o que indica uma tensão média nula, [81-83].

O projeto de resistência à fadiga é um processo complexo que envolve muitos fatores, incluindo o material utilizado e sua resistência à fadiga inerente, além de geometria, acabamento superficial e tolerância do componente no processo de fabrico, [82, 83].

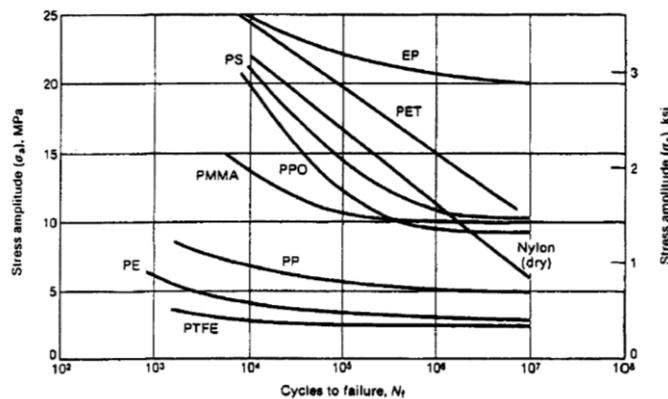


Figura 5.7 - Gráfico tensão vs número de ciclos, gráfico S-N, para diversos materiais poliméricos, [84].

A Figura 5.7 mostra as curvas S-N, tensão *versus* número de ciclos, para vários materiais poliméricos. Pode ser visto nesta figura que o Nylon e o PET não apresentam um limite de resistência, tensão limite de fadiga (σ_{f0}). Por outro lado, polímeros como PE, PS, PTFE e PP exibem claramente um limite de resistência cuja rotura não ocorre para um número inferior a 10^7 ciclos, [82].

Fica esclarecido que se poderá fazer uma aproximação do tratamento dos veios poliméricos à fadiga, atendendo aos pressupostos para aços, sendo necessário determinar a tensão limite de fadiga do material em questão. Para esta aplicação os coeficientes de segurança no dimensionamento à fadiga encontram-se na tabela 5.11, determinados pelo software KissSoft®, e os respetivos relatórios no Anexo D.

Tabela 5.11 - Coeficientes de segurança à fadiga no dimensionamento dos veios do sistema RAP.

Veio	n_f
Veio do gerador	4.2
Veio do veio de ligação polia – pinhão	3.16

5.2.3 Dimensionamento dos casquilhos

Definidos os diâmetros dos veios é necessário implementar as soluções dos apoios dos mesmos. Poder-se-iam utilizar rolamentos, mas pensou-se numa solução mais simples optando pela implementação de casquilhos. No mercado existem diferentes materiais para o fabrico de casquilhos, mas nesta aplicação, definiu-se que se utilizariam casquilhos da Igus® em material polimérico. Para a escolha dos casquilhos deve ter-se em conta a equação 5.17 sabendo que F é a reação em cada um dos apoios já determinadas aquando do dimensionamento dos veios. Na figura 5.8 encontra-se uma representação do casquilho e na tabela 5.12 apresentam-se as pressões surgidas nos casquilhos.

$$p = \frac{F}{L \times D} \tag{5.17}$$

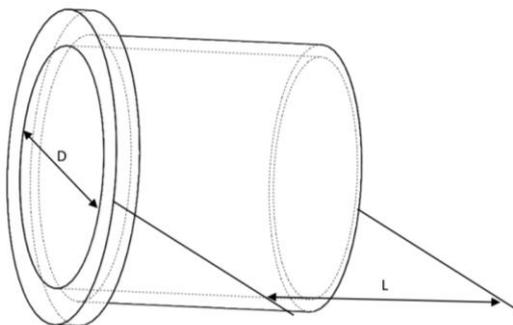


Figura 5.8 - Representação esquemática de um casquilho.

Tabela 5.12 - Pressões instaladas em cada um dos apoios [1- à esquerda; 2- à direita] para cada um dos veios, veio do gerador e veio polia-pinhão.

p_1 [MPa]	p_2 [MPa]
Veio do gerador	
13.98	4.65
Veio polia-pinhão	
9.6	8.5

De acordo com as pressões determinadas na tabela 5.12 é possível definir então quais os casquilhos a serem utilizados e, neste sentido, apenas é necessário conhecer qual a pressão máxima suportada por estes. As dimensões do veio devem ditar qual o casquilho a ser utilizado. Neste caso, para utilização no veio do gerador escolheram-se casquilhos *Iglidur*® GFM – 081614 – 05, da Iigus ®, em que a sua representação e dimensões características encontram-se na figura 5.9 e tabela 5.13, respetivamente. Para o veio da ligação polia-pinhão utilizaram-se os casquilhos *Iglidur*® GFM – 1213 – 03.

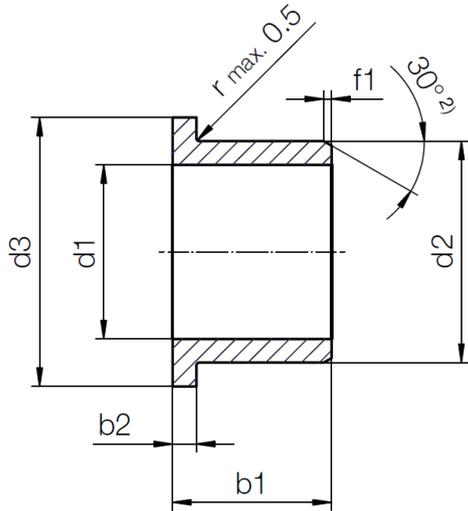


Figura 5.9 - Representação em corte e dimensões representativas de um casquilho *Iglidur*® G Form S.

Tabela 5.13 - Dimensões e características do casquilho
(1) - *Iglidur*® GFM – 081614 – 05; (2) - *Iglidur*® GFM – 1213 – 03

Dimensão	Valor ⁽¹⁾	Valor ⁽²⁾
P_{max} [MPa]	80	80
d₁ [mm]	8	12
d₂ [mm]	11	13
d₃ [mm]	14	17
b₁ [mm]	5	3
b₂ [mm]	1	0.5

5.2.4 Escolha do rolamento linear

Para aumentar o período de funcionamento do sistema é necessário implementar soluções de impões guiamento ao conjunto de tal forma a garantir a sua linearidade, e uma forma de o fazer é inserir rolamentos lineares. Para o dimensionamento destes elementos apenas é necessário definir a carga máxima que necessitam de suportar, sendo neste caso a soma da força máxima imposta pelo pedestre e a força de oposição, no global igual a 2700 N. Na figura 5.10 encontra-se uma configuração do rolamento e na tabela 5.14 as suas dimensões.

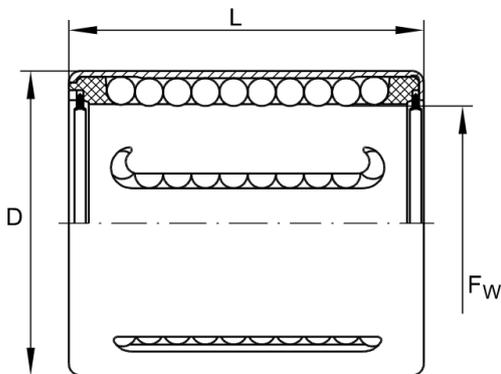


Figura 5.10 - Configuração e representação de dimensões características para o rolamento linear KH30.

Tabela 5.14 - Dimensões do rolamento linear KH30, da Schaeffler.

Dimensão	Valor
D [mm]	50
F_w [mm]	30
L [mm]	50
Carga máxima [N]	3100

5.2.5 Dimensionamento das molas de compressão

O dimensionamento das molas é feito estabelecendo logo à partida a rigidez da mola, definida já na etapa de otimização dos sistemas. A relação da rigidez da mola, do diâmetro do arame, do material, diâmetro externo e número de espiras ativas está definida na equação 5.18. A partir desta equação é possível definir em primeira instância o número de espiras ativas.

$$k \cong \frac{d^4 G}{8D^3 n_a} \tag{5.18}$$

O material das molas é o aço ASTM A228-51, Music Wire, com um módulo de rigidez torsional $G=82.7$ MPa. Atendendo ao princípio de dimensionamento de molas definido em [79] é possível definir as dimensões da mola a utilizar, que se encontram na tabela 5.15. O tipo de mola a utilizar definiu-se como *Square em Ground*, figura 5.12.

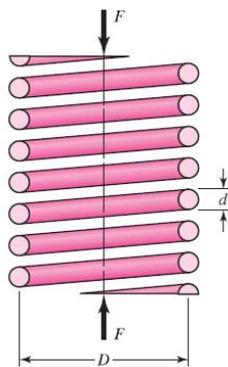


Figura 5.11 - Representação de uma mola em compressão, com algumas dimensões características a serem consideradas, [79].

Tabela 5.15 - Dimensões das quatro molas de compressão para o sistema RAP, considerando o carregamento sugerido.

Dimensão	Valor
d [mm]	4
D [mm]	40
L [mm]	45
n_a	4
n_t	6
n_f	1.66

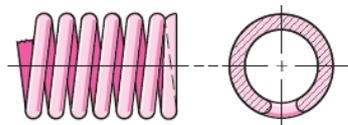


Figura 5.12 - Configuração da mola determinada para o sistema, Square and Ground End, [79].

5.2.6 Escolha da embraiagem unidirecional

Um dos principais requisitos de definição do sistema era a impossibilidade de transmissão de movimento do pinhão para o veio do gerador durante o movimento de subida da plataforma. Este requisito é ultrapassado pela implementação de uma embraiagem unidirecional. O elemento é escolhido a partir do binário máximo suportado, ora, nesta aplicação o binário instalado é de 12.6 Nm, escolhendo-se o rolamento HFL 1426, da Schaeffler, com um binário máximo suportável de 17.3 Nm. A representação e as dimensões do componente encontram-se ilustradas na figura 5.13 e tabela 5.16, respetivamente.

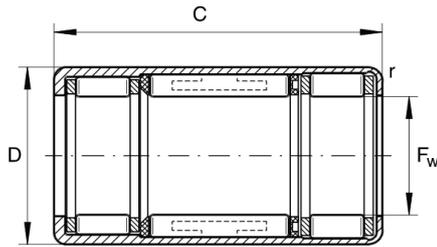


Figura 5.13 - Representação da embraiagem unidirecional HFL.

Tabela 5.16 - Dimensões da embraiagem unidirecional HFL 1426.

Dimensão	Valor [mm]
F_w	14
D	20
C	26

5.2.7 Projeto final do RAP

Determinados os elementos necessários à produção do sistema é possível proceder, então, à montagem e definir certos parâmetros não finalizados em projeto, como a sequência dos componentes, a distância entre si, nomeadamente a distância entre polias, não definida inicialmente, como representada na figura 5.14. Na tabela 5.42 encontra-se em resumo os componentes definidos, nomeadamente dimensões. Os elementos de ligação dos componentes encontram-se referidos na tabela G.2, no Anexo G.

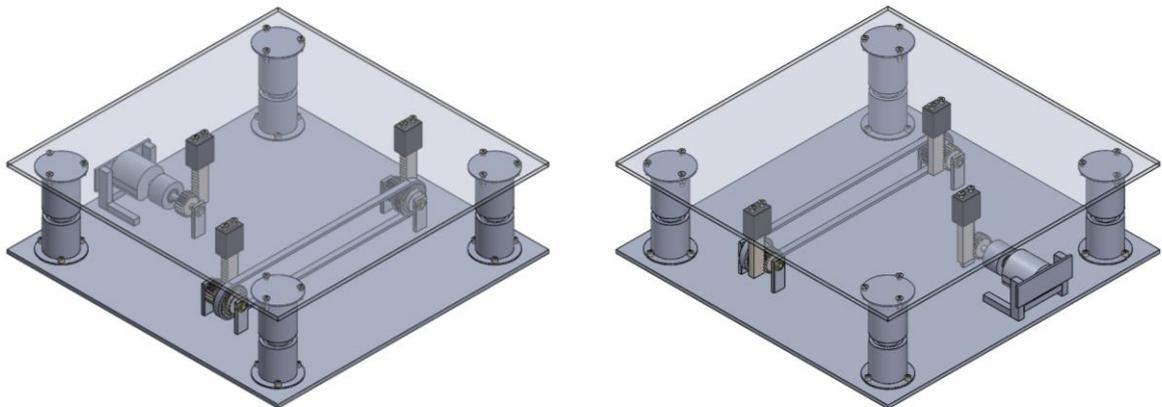


Figura 5.14 - Representações frontal (à esquerda) e traseira (à direita) do sistema RAP projetado.

5.3 Sistema SCA

5.3.1 Dimensionamento das bielas

Inicialmente as bielas serão determinadas atendendo à teoria de Euler para colunas finas. A utilização desta equação está assente no pressuposto de que o conjunto das bielas está atuado com a carga total da tampa, somando a oposição exercida por esta, equação 5.22. Já visto anteriormente na figura 4.9, a diminuição do ângulo da biela leva ao aumento da carga imposta, o que deve ser tido em consideração que a carga pode não estar aplicada no ponto extremo dela, como se verá adiante.

A tensão equivalente determinada pela teoria de Euler para vigas finas é determinada pela equação 5.19. A força axial equivalente para cada biela é determinada pela equação 5.21, sendo que uma representação da biela está mostrada na figura 5.15.

$$\sigma^{eq} = \frac{F^{axial}}{A \left[1 - \frac{\frac{\sigma_{ced}}{S}}{4\pi n E_y} \left(\frac{L}{k}\right)^2 \right]} \quad (5.19)$$

$$F^{biela} = \frac{F^{max}}{N} \quad (5.20)$$

$$F^{axial} = \frac{F^{biela}}{\sin \theta} \quad (5.21)$$

$$F^{max} = F_z^{max} + F_{SM1}^{max} \approx 2500 + 900 = 3400 \text{ N} \quad (5.22)$$

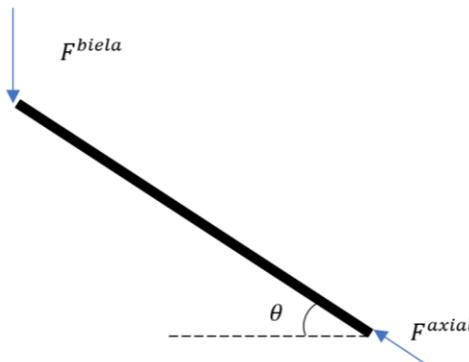


Figura 5.15 - Diagrama de corpo livre de uma biela.

Para dimensionar as bielas determinou-se a tensão equivalente para dois materiais distintos geralmente utilizados, alumínio e POM. Nesta aplicação foram somente inseridas 4 bielas sendo que, pela análise da tabela 5.17, a solução encontrada utiliza o POM 25% GF, com uma secção 10mm x 7mm.

Tabela 5.17 - Cenários calculados para dois materiais distintos e duas secções.

Material	L [mm]	e [mm]	N	F _{axial} [N]	σ _{eq} [MPa]	N
Al AISI 6061 ^[72]	7	10	4	1109	15.85	19.2
	5	5	4		22.93	13.3
POM 25% GF ^[73]	7	10	4		16.8	7.1
	5	5	4		39.23	3.1

Como constatado anteriormente, à medida que a biela é atuada a carga na biela aumenta, e como tal deve ter-se em consideração uma situação em que a carga não está atuada na sua extremidade, mas sim a meio vão, que será o caso mais extremo. Para este exemplo considerou-se a configuração da figura 5.16. A determinação da força normal exercida na biela, neste caso, está ilustrada na equação 5.23 e a força total equivalente a considerar a meio vão é determinada na equação 5.24.

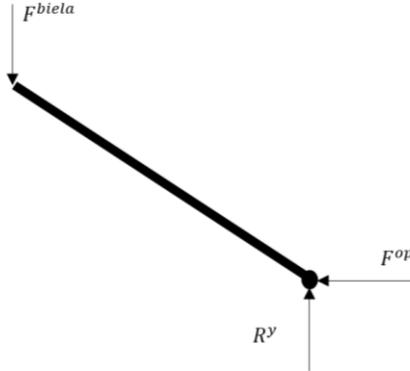


Figura 5.16 - Diagrama de corpo livre de uma biela.

$$F_{SM2} \sin \theta = R_y \cos \theta \Rightarrow R_y = F_{SM2} \tan \theta \quad (5.23)$$

$$F_t^{eq} = F^{biela} \cos \theta + 2F_{SM2} \sin \theta = 2798.3 \text{ N} \quad (5.24)$$

Assim, considerando-se o fenómeno de flexão na biela e, para este caso, é necessário determinar o momento fletor máximo exercido. Como se trata de um carregamento a meio vão e os apoios estão colocados simetricamente o momento fletor é facilmente determinado pela equação 5.25.

$$M_f^{max} = \frac{F_t^{eq} L}{4N} = \frac{2798.31 \times 25 \times 10^{-3}}{4 \times 4} = 4.37 \text{ Nm} \quad (5.25)$$

Deteminado o momento fletor máximo aplicado, resta conhecer qual a secção mínima que suporta o carregamento. A tensão máxima equivalente é dada pela equação 5.26 e a secção mínima é determinada, por rearranjo da equação, pela equação 5.28. Além disso, é necessário confirmar a secção utilizada apenas na consideração do carregamento na extremidade da biela e é notório que a secção 10mm x 7mm é a escolhida, pois a outra secção imposta não suporta o carregamento, entrando em rotura, no caso da utilização do POM. Para cada situação, a tabela 5.18 ilustra a determinação dos coeficientes de segurança determinados.

$$\sigma_{adm} = \frac{M_f \times y^{mac}}{I_{yy}} \leq \frac{\sigma_{ced}}{S} \quad (5.26)$$

$$I_{yy_{secção\ retangular}} = \frac{Le^3}{12} \quad (5.27)$$

$$\frac{12M_f}{Le^3} \leq \frac{\sigma_{ced}}{S} \Rightarrow Le^3 \geq \frac{12M_f S}{\sigma_{ced}} \quad (5.28)$$

Tabela 5.18 - Cenários calculados para dois materiais distintos e duas secções.

Material	L [mm]	e [mm]	N	F _{axial} [N]	σ _{eq} [MPa]	N
Al AISI 6061	7	10	4	700	37.48	8.1
	5	5	4		209.87	1.5
POM 25% GF	7	10	4		37.48	3.2
	5	5	4		209.87	Rotura

5.3.2 Dimensionamento dos apoios das bielas

Os apoios são dimensionados ao corte e numa situação de travagem a força atua na direção perpendicular à força exercida numa situação de não paragem. Sabe-se que pelo critério de Tresca a tensão normal equivalente é igual a duas vezes a tensão de corte instalada, sendo que esta afirmação leva à formulação da equação 5.29 sabendo que a tensão de corte equivalente é dada pela equação 5.30.

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ced}}{S} \geq \frac{F_{biela}}{2Le} \quad (5.29)$$

$$\tau_{eq} = \frac{F_{biela}}{2Le} \quad (5.30)$$

Em primeira análise é necessário dimensionar a biela ao corte, sendo a força de corte igual à força máxima exercida dividida pelo número de bielas, neste caso quatro bielas. A representação da biela em corte, na zona de ligação ao apoio está ilustrada na figura 5.17. A tabela 5.19 apresenta os resultados do dimensionamento, apenas para o material já definido, POM 25% GF.

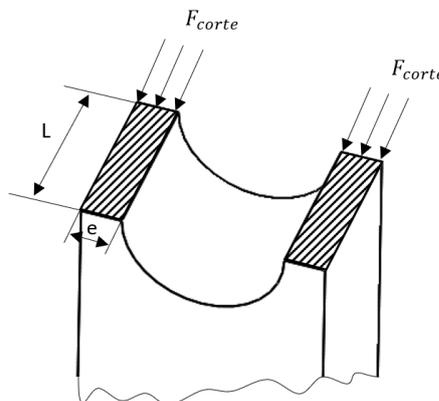


Figura 5.17 - Esquema da força de corte e área resistente, para a biela.

Tabela 5.19 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento da biela e para o material POM.

Material	L [mm]	e [mm]	F _{corde} [N]	N	S
	7	1			1.98
POM 25% GF	7	2	850	4	3.96
	7	3			5.93

Em relação aos apoios da biela, inseridos na plataforma, devem ser do mesmo material da base, POM e deverão ser dimensionados ao corte do mesmo modo. A figura 5.18 representa a área resistente e a tabela 5.20 mostra os resultados para esses carregamentos e dimensões, podendo usar-se 5 mm como dimensões de L e 3 mm para e.

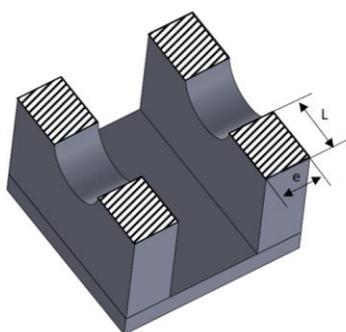


Figura 5.18 - Esquema da força de corte e área resistente, para o apoio da biela.

Tabela 5.20 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento dos apoios da biela e para POM.

Material	L [mm]	e [mm]	F _{corde} [N]	N	S
	5	5			19.5
POM GF 25%	5	4	850	4	10.6
	5	3			8.5

Já em relação aos apoios da biela na parte inferior, no suporte do patim, utiliza-se o mesmo método de determinação, fazendo um estudo à tensão de corte. Nestas condições, e para um material POM 25% GF, é possível mostrar como resultado o coeficiente de segurança assegurado por tal carregamento e dimensões, como visto na tabela 5.21. Na figura 5.19 encontra-se representada uma configuração em corte mostrando as dimensões importantes. Utilizou-se, assim, 40 mm para a dimensão L e 2 mm para a dimensão e.

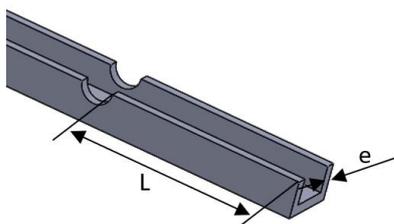


Figura 5.19 - Esquema da força de corte e área resistente, para o apoio da biela no suporte do patim.

Tabela 5.21 - Dimensões necessárias para os apoios para várias espessuras no dimensionamento dos apoios inferiores da biela e para o material POM.

Material	L [mm]	e [mm]	F _{corte} [N]	N	S
	40	2			6.3
POM 25% GF	45	2	850	4	7.1
	55	2			7.8

5.3.3 Dimensionamento das engrenagens

Do mesmo modo que se dimensionaram as rodas dentadas no sistema RAP definem-se as engrenagens no sistema SCA. Sendo que, neste último, é necessário determinar a engrenagem pinhão-cremalheira e ainda o andar de redução. Os relatórios de simulação em KissSoft® encontram-se no Anexo E.

5.3.3.1 Dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira

Quanto à engrenagem pinhão-cremalheira, esta é definida recorrendo ao software KissSoft® igualmente para dois materiais distintos, POM e aço. As dimensões da engrenagem estão patentes na tabela 5.22 bem como o carregamento imposto, tal como, binário e rotação máximos. Deste modo, é possível utilizar as engrenagens fabricadas em material polimérico, observando os valores do coeficiente de segurança associado a tal material, tabela 5.23.

Tabela 5.22 - Resultados das simulações em KissSoft® para o projeto da engrenagem pinhão-cremalheira, para dois diferentes materiais.

	Aço	POM
Z	23	30
m [mm]	1.5	2.5
b [mm]	15	25
h_{crank} [mm]	15	
r_p [mm]	17.25	37,5
M_t [Nm]	10.35	
F_{SMZ}^{max} [N]	600	
n^{max} [rpm]	250	

Tabela 5.23 - Coeficientes de segurança associados ao dimensionamento da engrenagem pinhão-cremalheira, para o aço e POM.

		Aço	POM
Pinhão	CS. Pressão superficial	3.89	2.22
	CS. Fadiga	1.67	2.44
Cremalheira	CS. Pressão superficial	4.31	3.49
	CS. Fadiga	1.92	2.86

5.3.3.2 Dimensionamento da engrenagem do andar de redução

A engrenagem do andar de redução é determinada do mesmo modo que a engrenagem pinhão-cremalheira. Deve-se ter em especial atenção que a roda está sujeita ao binário total transmitido pela engrenagem pinhão-cremalheira, enquanto que o pinhão terá três vezes menos binário. Assim sendo, o pinhão terá uma velocidade de rotação igual à roda de inércia e, consequentemente a roda terá três vezes menos rotação que esta. Os valores do dimensionamento para o aço e para o POM estão ilustrados na tabela 5.24 e os respectivos coeficientes de segurança na tabela 5.25.

Tabela 5.24 - Resultados das simulações em KissSoft ® para o projeto da engrenagem do andar de redução, para dois diferentes materiais.

	Aço		POM	
	Roda	Pinhão	Roda	Pinhão
Z	40	13	42	14
m [mm]	1.5		2.5	
b [mm]	15		25	
r_p [mm]	30	9.75	52.5	17.5
n [rpm]	250	750	250	750
M_t [Nm]	10.35	3.45	10.35	3.45

Tabela 5.25 - Coeficientes de segurança associados ao dimensionamento da engrenagem do andar de redução, para o aço e POM.

		Aço	POM
Pinhão	CS. Pressão superficial	2.401	1.908
	CS. Fadiga	1.995	1.298
Roda	CS. Pressão superficial	2.364	1.864
	CS. Fadiga	1.901	1.222

5.3.4 Dimensionamentos dos veios

5.3.4.1 Veio de ligação pinhão-alavanca

Igual ao procedido no caso do sistema RAP e atendendo à configuração da figura 5.20 e implementando em software MDSolids®, [77], é possível definir o respetivo diagrama de momentos fletores, as suas dimensões estão ilustradas na tabela 5.26.

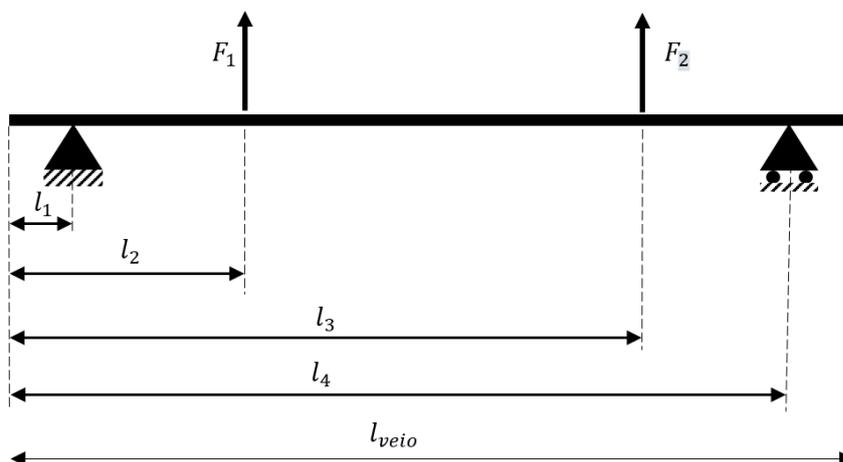


Figura 5.20 - Dimensões caracterizadoras do veio da ligação do pinhão à alavanca.

Tabela 5.26 - Dimensões características do veio de ligação do pinhão à alavanca.

Dimensão	Valor [mm]
l_{veio}	90
l_1	10
l_2	35
l_3	75
l_4	85

Atendendo ao valor das reações nos apoios, em que, à esquerda é de 82.36 N e à direita 671.64 N e que o valor da força F_1 é de 479 N e F_2 de 275 N. Nestas condições o momento fletor máximo é de 5.5 Nm e o momento torsor máximo, considerado constante, é de 10.35 Nm. Na tabela 5.27 mostram-se os valores de tensões equivalentes para dois casos distintos, um na utilização de um aço Ck 45, F 10 da Ramada Aços, [71], e outro na utilização de material polimérico, o mesmo material das rodas dentadas de modo que o veio seja talhado juntamente com as, se possível. O material polimérico é o POM que se apresenta na tabela 5.27.

Tabela 5.27 - Diâmetro e tensão equivalente do veio de ligação do pinhão à alavanca para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.

Material	σ_{ced} [MPa]	d_{veio} [mm]	σ_{eq} [MPa]	S
Ck 45	305	10	209	1.42
POM	45	18	26.2	1.72

5.3.4.2 Veio do gerador

A configuração do veio do gerador adequa-se à representação da figura 5.2, com as dimensões apresentadas na tabela 5.28.

Tabela 5.28 - Dimensões características do veio do gerador.

Dimensão	Valor [mm]
l_{veio}	75
l_1	10
l_2	40
l_3	60

Neste exemplo o veio do gerador terá de ser necessariamente de aço, em concreto um aço Ck45, devido à sua ligação ao gerador o que concretiza numa melhor ligação ao veio do gerador. Assim sendo a reação no apoio da esquerda é de 169.2 N enquanto que na direita 112.8 N. Portanto, existe uma redução do momento torsor, devido à amplificação da rotação, isto é, o momento torsor será três vezes menor ao binário de entrada. Logo, o binário é de 3.45 Nm e o momento fletor é de 2.71 Nm. Pelo que, a força exercida pelo engrenamento é de 282 N, atendendo à equação 5.3, com valores distintos. Deste modo, a tensão equivalente e o coeficiente de segurança aplicado ao dimensionamento do veio estão representados na tabela 5.29.

Tabela 5.29 - Diâmetro e tensão equivalente do veio do gerador para os dois materiais testados, aço Ck45 e o polímero POM.

Material	σ_{ced} [MPa]	d_{veio} [mm]	σ_{eq} [MPa]	S
Ck 45	305	8	190	1.6

5.3.4.3 Análise à fadiga

Atendendo ao mesmo princípio utilizado no sistema RAP utilizou-se o KissSoft® para dimensionar os veios à fadiga. Os respectivos coeficientes de segurança estão demonstrados na tabela 5.30 e os relatórios de simulação no Anexo D.

Tabela 5.30 - Coeficientes de segurança à fadiga no dimensionamento dos veios do sistema SCA.

Veio	n_f
Veio do gerador	6.02
Veio do veio de ligação polia – pinhão	5.38

5.3.5 Dimensionamento dos casquilhos

Assumindo a equação 5.17 e tendo em consideração as reações determinadas anteriormente no ponto 5.3.4 é possível determinar a pressão que surge em cada casquilho, atendendo às suas dimensões. As pressões instaladas nos casquilhos estão mostradas na tabela 5.31. Na tabela 5.33 mostra-se o casquilho a ser utilizado no veio do gerador enquanto que as tabelas 5.32 e 5.34 mostram o casquilho a utilizar no veio de ligação pinhão-alavanca no caso de o veio ser metálico, aço, ou polímero, POM, respetivamente. No presente caso será utilizado como material para este último veio o POM.

Tabela 5.31 - Pressões instaladas em cada um dos apoios [1- à esquerda; 2- à direita] para cada um dos veios, veio do gerador e veio pinhão-alavanca.

p_1 [MPa]	p_2 [MPa]
Veio do gerador	
6.3	4.18
Veio pinhão-alavanca	
1.872	16.775

Tabela 5.32 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 08010 – 05.

Dimensão	Valor
P_{max} [MPa]	80
d_1 [mm]	8
d_2 [mm]	10
d_3 [mm]	14
b_1 [mm]	5.5
b_2 [mm]	1

Tabela 5.33 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 0667 – 045.

Dimensão	Valor
P_{max} [MPa]	80
d_1 [mm]	6
d_2 [mm]	7
d_3 [mm]	11
b_1 [mm]	4.5
b_2 [mm]	0.5

Tabela 5.34 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GFM – 1618 – 09.

Dimensão	Valor
P_{max} [MPa]	80
d_1 [mm]	16
d_2 [mm]	18
d_3 [mm]	24
b_1 [mm]	9
b_2 [mm]	1

Além dos casquilhos aplicados nos veios é necessário inserir estes componentes nas bielas de tal modo a proteger a biela de fenômenos de fadiga provocada pelo movimento dos elementos do sistema. Assim sendo, considerou-se que a carga máxima imposta é a carga imposta na equação 5.22, igual a 3400 N. Trata-se de um valor majorado e para tal é solicitada uma pressão de 53.125 MPa, para o casquilho Iglidur® GSM – 0608 – 08, em que as suas dimensões características se encontram na tabela 5.25 e representação na figura 5.21.

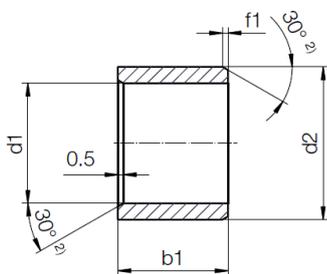


Figura 5.21 - Representação em corte e dimensões representativas de um casquilho Iglidur® G Form S.

Tabela 5.35 - Dimensões e características do casquilho Iglidur® GSM – 0608 – 08.

Dimensão	Valor
P_{max} [MPa]	80
d_1 [mm]	6
d_2 [mm]	8
b_1 [mm]	8

5.3.6 Dimensionamento dos pinos de articulação

A existência dos pinos de articulação permite que se mantenha uma ligação entre os apoios e as bielas, mas também permite a rotação da biela relativamente aos seus apoios. Deste modo, a força exercida neles será igual à força máxima imposta, equação 5.22, distribuída pelas 4 bielas, sendo essa força igual a 850 N. Os materiais testados nesta secção serão o aço classe 12.9, aço inoxidável R316, ver tabela 5.36 e POM 25% GF.

Tabela 5.36 - Propriedades mecânicas de dois materiais, aço classe 12.9 e aço inox R316, para aplicação em pinos de articulação.

Material	σ_{ced} [MPa]	σ_{rot} [MPa]	Norma
Aço Classe 12.9	1080	1200	ISO 7379
Aço Inox R316	200	500	AISI 316

O dimensionamento do pino é feito inicialmente ao esmagamento na largura “b” e na zona “a”. Assim sendo, atenção de esmagamento é dada pelas equações 5.31, no apoio, e 5.32, na biela. Já o dimensionamento ao corte é dado pela equação 5.33.

$$\sigma_{apoi} = \frac{\frac{F}{2}}{a \times d} \tag{5.31}$$

$$\sigma_{biela} = \frac{F}{b \times d} \tag{5.32}$$

$$\tau = \frac{F/2}{\frac{\pi d^2}{4}} \tag{5.33}$$

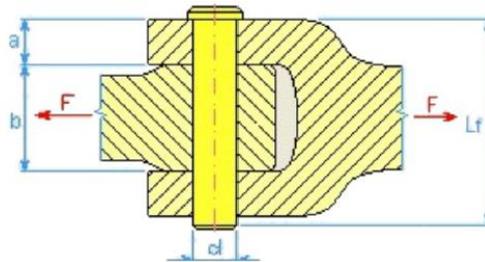


Figura 5.22 - Esquema de uma montagem de um pino de articulação.

Na figura 5.22 está representada um esquema de montagem de um pino de articulação e aplicando as equações anteriores é possível definir as dimensões do pino e os respectivos coeficientes de segurança associados ao dimensionamento do elemento, tabela 5.37.

Tabela 5.37 - Determinação dos coeficientes de segurança aplicado aos pinos de articulação, atendendo à aplicação de três diferentes materiais, Aço e Aço Inox e POM 25% GF.

Material	N	d [mm]	a [mm]	b [mm]	S Esmagamento biela	S Esmagamento apoio	S Corte
Aço					52.36	91.48	71.85
Aço Inox	4	6	5	7	9.88	16.94	13.31
POM 25% GF					5.93	10.16	7.98

5.3.7 Escolha dos patins

A solução encontrada para se fazer o deslocamento linear foi a utilização de patins. Assim sendo, para se proceder à escolha deve-se determinar qual a carga que os patins terão de aguentar e é dada pela equação 5.34.

$$F = F_{max} \times \tan \theta = 5889 \text{ N} \quad (5.34)$$



Figura 5.23 - Representação do patim da Igus® TW-01-15.



Figura 5.24 - Representação da calha da Igus® TS-01-15.

A carga determinada na equação 5.34 é sobredimensionada, mas é possível a sua consideração pelo simples facto que com a diminuição do ângulo da biela a carga imposta na biela aumenta. Deste modo deve-se ter em atenção que cada patim está solicitado com um quarto da força total exercida, que neste caso é de 1472 N, o que facilmente se escolhe do fabricante Igus® – série drylin T, o patim TW-01-15, cuja carga máxima suportada é de 4000 N e a respectiva calha TS-01-15. No anexo F é possível conferir melhor os catálogos dos patins e calha escolhidos.

5.3.8 Dimensionamento das molas

Equiparável ao dimensionamento das molas de compressão no sistema RAP faz-se para o sistema SCA. Utilizando a equação da rigidez da mola, pré-estabelecida na otimização do sistema, se determina o número de espiras ativas. Seguindo, novamente, a sequência de cálculo proposto pelo Shigley, [79], se define as suas dimensões, discriminadas na tabela 5.38.

Tabela 5.38 - Dimensões das quatro molas de compressão para o sistema SCA, considerando o carregamento sugerido.

Dimensão	Valor
d [mm]	5
D [mm]	40
L [mm]	50
n _a	6
n _t	8
n _f	1.52

5.3.9 Escolha dos rolamentos lineares

Atendendo que a carga máxima imposta no sistema é de 3400 N, como antes visto, utilizam-se os mesmos rolamentos lineares, da Schaeffler KH30-PP, já mostrados na tabela 5.14 e figura 5.10.

5.3.10 Escolha da embraiagem unidirecional

Utilizando o mesmo catálogo que no sistema RAP e o mesmo procedimento de cálculo, o binário máximo imposto no sistema SCA é de 3.45 Nm sendo sugerido, então, o rolamento HFL 1022 da Schaffler, pois este possui um binário máximo admissível de 5.3 Nm, mostrado na figura 5.25 e as suas dimensões na tabela 5.39.

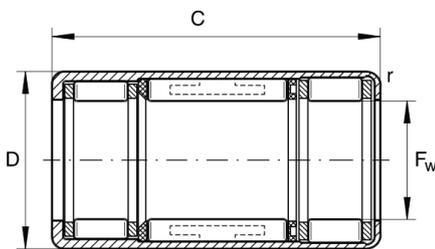


Figura 5.25 - Representação da embraiagem unidirecional HFL.

Tabela 5.39 - Dimensões da embraiagem unidirecional HFL 1022.

Dimensão	Valor [mm]
F_w	10
D	14
C	22

5.3.11 Dimensionamento das chavetas

O dimensionamento de chavetas leva em consideração a ocorrência de dois fenômenos, corte e esmagamento. Para o corte deverá ser necessário verificar a equação 5.35 e a equação 5.39 para o esmagamento, atendendo que no veio do gerador é aplicado um binário de 3.45 Nm.

$$\tau^{adm} = \frac{F S}{bl} \tag{5.35}$$

A carga F mencionada na equação 5.35 é definida como a razão do binário e do raio do veio, levando a um valor de 1.15 kN. Segundo [85] estimando b como 2 mm e l como 6 mm, obtém-se o valor da tensão de corte admissível da equação 5.36. Além disso é necessário determinar o comprimento mínimo da chaveta, equação 5.37, no entanto é sugerido que o comprimento deverá ser superior a 6 mm, e como o valor calculado é inferior, estipula-se 8 mm para esta dimensão, tendo em consideração que para aços P é 100 MPa.

$$\tau^{adm} = 1.15 \times 10^3 \times \frac{1.5}{2 \times 8} = 107.81 \text{ MPa} \tag{5.36}$$

$$L = \frac{M_t}{h - t \frac{d}{2000} P} = \frac{3.45}{2 - 1.5 \times \frac{6}{2000} \times 100} = 2.10 \text{ mm} \quad (5.37)$$

$$S = \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{eq}} = 1.41 \quad (5.38)$$

Em relação ao fenómeno de esmagamento, determina-se o coeficiente de segurança atendendo aos valores determinados na verificação ao corte. Fazendo a verificação obtém-se um valor de coeficiente de segurança de 1.63, o que indica que é possível utilizar a chaveta paralela A ISO R773 – 2x2.2x8 – St.

$$\frac{\sigma_{ced}}{S} \geq \frac{2F}{hl} \quad (5.39)$$

$$S = \frac{\sigma_{ced} hl}{2F} = \frac{305 \times 2 \times 6}{2 \times 1.15 \times 10^3} = 1.63 \quad (5.40)$$

5.3.12 Verificação dos elementos de suporte e guiamento

Determinado o projeto mecânico de praticamente todos os elementos, surge a necessidade de verificar os elementos de suporte da tampa ao carregamento sugerido. Uma representação dos elementos em corte encontra-se ilustrada na figura 5.26. Assim observam-se quatro elementos distintos: 1 – “Calca” molas e elemento de guiamento; 2 – Suporte do rolamento e mola; 3 – Rolamento linear; 4 – Mola. Desta forma, no instante em que a tampa sofre um deslocamento linear descendente o elemento 1 desce, movendo-se com guiamento no interior no rolamento, à medida que atua a mola de compressão, componente 4. O elemento 1 está fixo na tampa e o elemento 2 está fixo na base do sistema mecânico.

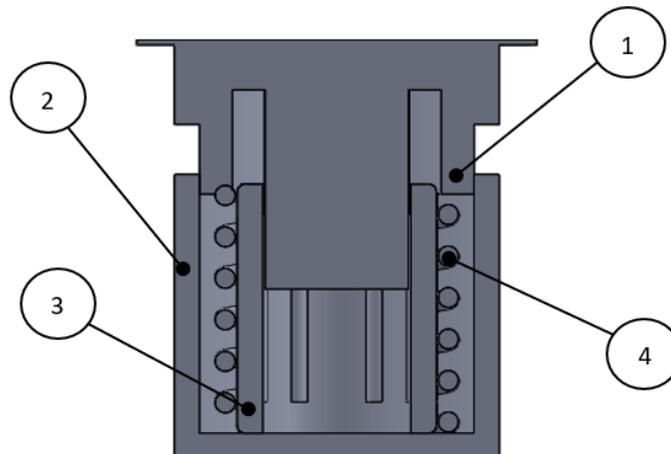


Figura 5.26 - Representação em corte dos elementos de suporte e guiamento da tampa.

Recorrendo, mais uma vez, a um software de elementos finitos, Solidworks®, procedeu-se à recolha de dados em relação ao estado de tensão e de deslocamentos dos elementos 1 e 2, da figura 5.26. Para ambos os elementos utilizou-se como material uma liga de alumínio AISI 6061. Assim sendo, da observação das figuras 5.27 e 5.28, estado de tensão e deslocamentos, respetivamente, se nota que o elemento 1 está sujeito a uma tensão máxima de 3.971 MPa e um deslocamento de 9.348×10^{-4} mm, valores nada preocupantes e completamente sustentáveis pelo elemento considerado.

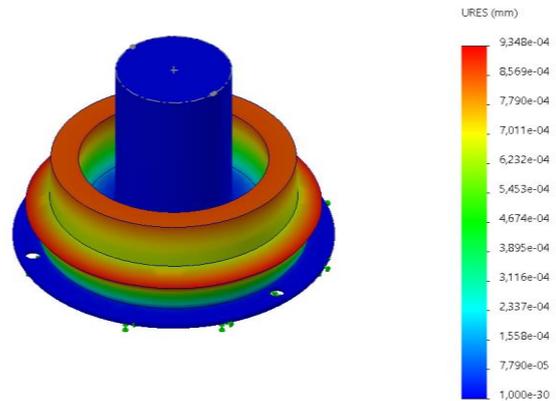
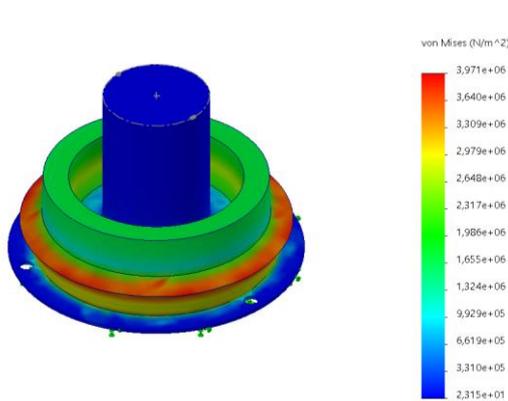


Figura 5.27 - Estado de tensão para o elemento 1.

Figura 5.28 - Campo de deslocamentos para o elemento 1.

Do mesmo modo analisou-se o suporte dos rolamentos e das molas, elemento 2. O estado de tensão e de deslocamentos está ilustrado na figura 5.29 e 5.30, respetivamente. Tal como ocorreu no elemento de guiamento as tensões e deslocamento são, de facto, pouco significativos para o elemento, sendo respetivamente 7.724 MPa e 2.996×10^{-3} mm. Neste sentido na tabela 5.40 mostra valores de tensão e deslocamentos máximos para diferentes valores de espessura do elemento 2, concluindo que uma espessura de 2 mm poderia ser utilizada, no entanto, poderão surgir valores de tensão elevados no fundo do suporte, daí que 3 mm é o esperado para o seu valor.

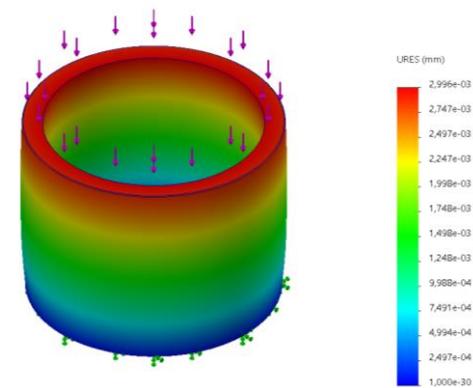
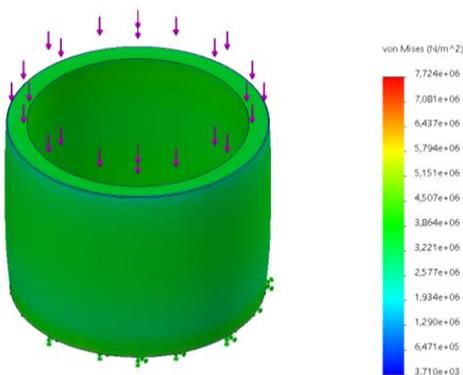


Figura 5.29 - Estado de tensão para o elemento 2.

Figura 5.30 - Campo de deslocamentos para o elemento 2.

Tabela 5.40 - Valores máximos de tensão e deslocamento em função da espessura do elemento 2.

Espessura [mm]	Deslocamento máximo	Tensão máxima
	$\times 10^{-3}$ [mm]	[MPa]
2	7.891	11.97
3	5.178	10.49
4	3.817	8.348
5	2.996	7.724

5.3.13 Verificação da plataforma

O último elemento a necessitar ser dimensionado é a plataforma. Optou-se por se utilizar um software de elementos finitos, o Solidworks®, para determinar o estado de tensão e de deslocamento que iria ser submetido graças à aplicação de um dado carregamento. Para este efeito definiu-se que o material a utilizar seria um alumínio AISI 6061, cuja tensão de cedência é de 275 MPa. Imposto o carregamento e as condições de fronteira, correspondentes aos quatro apoios é possível definir o campo de tensões, figura 5.31 e o campo de deslocamentos, figura 5.32.

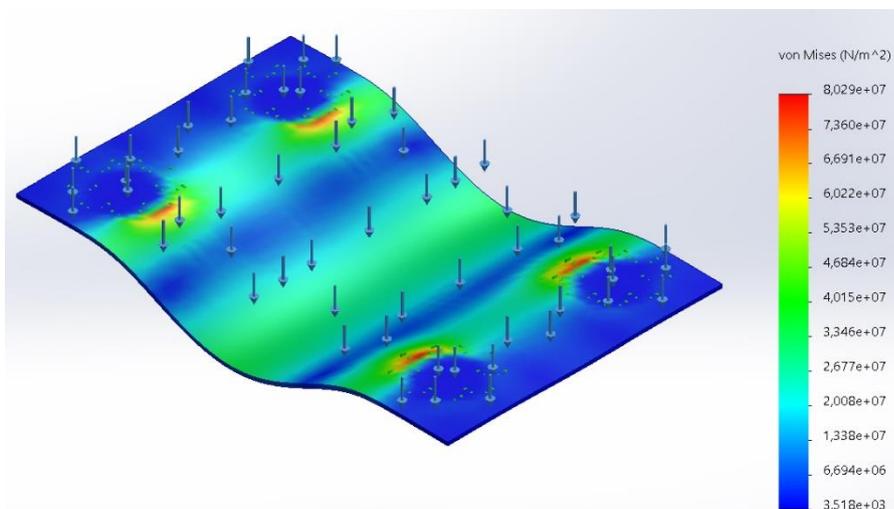


Figura 5.31 - Campo de tensões na plataforma, em liga de alumínio.

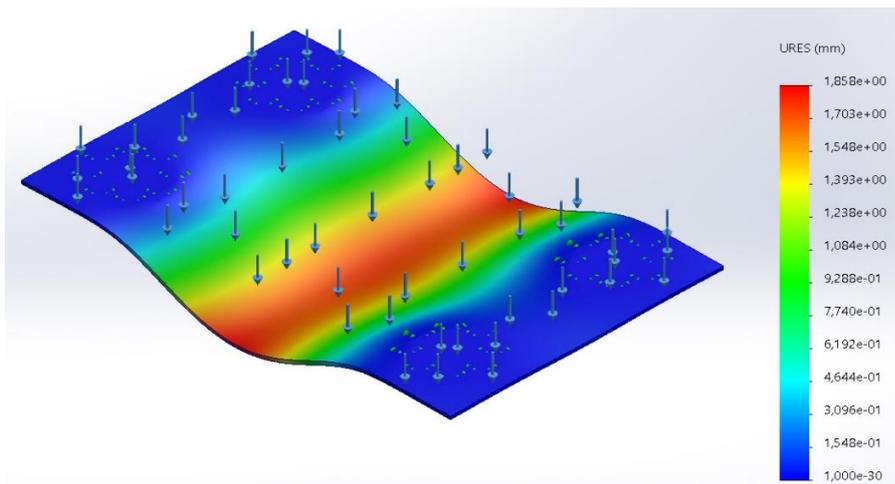


Figura 5.32 - Campo de deslocamentos na plataforma, em liga de alumínio.

Da análise da figura 5.31 se nota que a tensão máxima imposta é de 80.3 MPa, o correspondente a um coeficiente de segurança de 3.46. No entanto poderá surgir, da figura 5.32, um deslocamento de 1.86 mm.

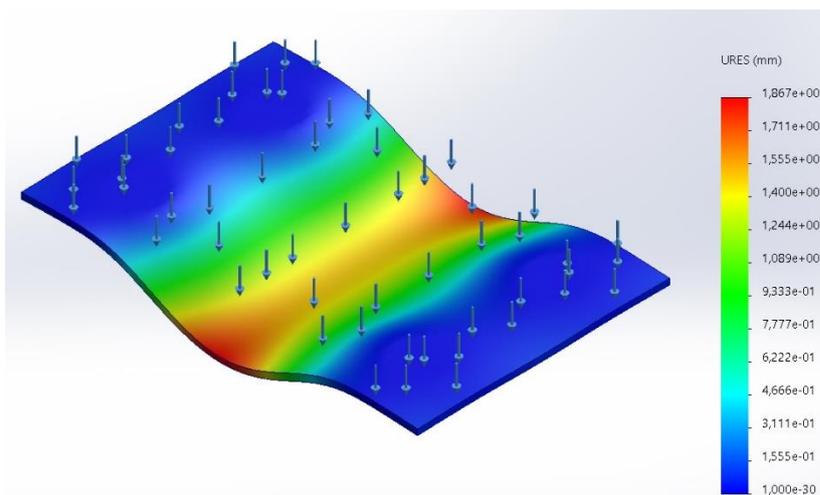


Figura 5.33 - Campo de deslocamentos na plataforma, em POM 25% GF, para uma espessura de 8 mm.

Além do material utilizado anteriormente, é possível utilizar material polimérico no fabrico da plataforma, sendo usado o POM 25% GF, tabela 5.2. O polímero utilizado tem uma elevada resistência mecânica, no entanto, menos rigidez que o alumínio, caso anterior. Este facto leva que se tenha um maior deslocamento para espessuras menores. A tabela 5.41 mostra valores de deslocamentos máximos para quatro diferentes valores de espessura. É notório que só a partir de 8 mm de espessura se obtém um valor razoável de deslocamento máximo, sendo esta a espessura final a ser considerada, o que na figura 5.33 se mostra a distribuição de deslocamentos ao longo da plataforma. Atendendo a esta variação de material conseguiu-se obter, para espessuras mais elevadas uma massa de 2.19 kg para o alumínio e para o POM de 2.09 kg, sendo valores muito aproximados.

Tabela 5.41 - Valor do deslocamento máximo ocorrido na plataforma para diferentes valores de espessura, para o POM 25% GF.

Espessura [mm]	Deslocamento máximo [mm]
4	13.77
6	4.294
8	1.867
10	0.983

5.3.14 Projeto final do SCA

Dimensionados todos os componentes do projeto de SCA é possível definir e alocar todos os elementos segundo as suas cadeias cinemáticas e de carga. Deste modo, o projeto final é definido pela figura 5.34. De notar ainda que o elemento, na figura 5.34, que suporta a plataforma implementa dentro de si as molas e os rolamentos lineares, no entanto poderiam fazer-se duas estruturas distintas, no entanto pensou-se que seria melhor utilizar o mesmo elemento a envergar os dois componentes diminuindo o número de elementos do sistema. Além de envergar as molas e o rolamento, este é responsável, também por limitar o deslocamento máximo.

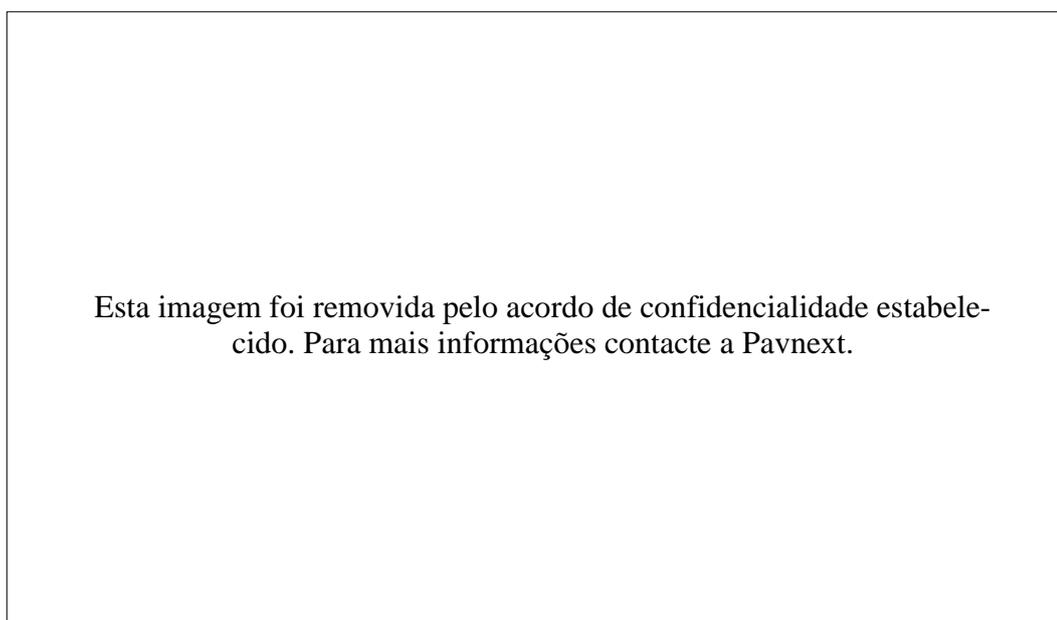


Figura 5.34 - Representação do modelo final do sistema SCA.

5.4 Energia final dos sistemas

O projeto de qualquer sistema mecânico envolve quatro etapas. A primeira compõe a modelação do sistema de tal modo a conhecer qual a influência de cada variável na saída, a segunda etapa passa por uma otimização do sistema, obtendo, deste modo, a melhor saída possível, atendendo a todas as fragilidades que podem advir, nomeadamente atravancamentos. A

terceira etapa envolve o processo de projeto mecânico, inicializando sempre tendo em conta as variáveis otimizadas e posterior desenho mecânico dispondo assim os elementos pelo sistema. A última passa pelo novo cálculo da saída tendo em consideração os valores obtidos de projeto. Esta secção envolve esta última etapa. Nas tabelas 5.42 e 5.43 encontram-se os valores dos parâmetros dos sistemas RAP e SCA, respetivamente.

Observa-se que os novos valores de energia diminuem um pouco. Inicialmente à primeira vista a energia haveria de aumentar, pois aumenta-se consideravelmente o raio do pinhão de ambos os sistemas. No entanto, no processo de otimização apenas se consideraram rodas dentadas construídas em aço, o que no projeto mecânico optou-se por se utilizar rodas poliméricas. Este último material tem uma massa específica muito menor, o que implica uma inércia menor o que indica energias de ordem de grandeza menores. Em suma, o projeto traduz numa redução de energia de 5.663 J para 5.032 J, para o sistema RAP, correspondente a uma variação de 11.1% e para o sistema SCA, uma redução de 5.027 J para 4.69 J que corresponde a uma variação de 6.7%.

Tabela 5.42 - Dimensões dos modelos otimizados e projetados, para o sistema RAP, e suas energias geradas.

Dimensão	Otimizado	Projeto	Energia Otimização [J]	Energia do Projeto [J]
r_P [mm]	17	30		
ρ_P [kg/m ³]	7800	1420		
Z		20		
m [mm]		3		
$L_{pinhão}$ [mm]	25	25		
r_{IW} [mm]	40	35		
e_{IW} [mm]	40	26		
ρ_{IW} [kg/m ³]	7800	1420		
$r_{veio}^{gerador}$ [mm]	10	8	5.663	5.032
$r_{veio}^{rack-pinion}$ [mm]	10	8		
$\rho_{veio}^{gerador}$ [kg/m ³]	7800	7800		
$\rho_{veio}^{rack-pinion}$ [kg/m ³]	7800	1420		
$L_{veio}^{gerador}$ [mm]	50	94		
$\rho_{plataforma}$ [kg/m ³]	2700	2700		
$L_{plataforma}$ [mm]	500	500		
$D_{plataforma}$ [mm]	500	500		
$e_{plataforma}$ [mm]	4	4		

Tabela 5.43 - Dimensões dos modelos otimizados e projetados, para o sistema SCA, e suas energias geradas.

	Dimensão	Otimizado	Projeto	Energia Otimização [J]	Energia Projeto [J]
Engrenagem pi- nhão-cremalheira	r_p [mm]	17	23		
	ρ_p [kg/m ³]	7800	1420		
	Z		23		
	m [mm]		2		
	$L_{pinhão}$ [mm]	25	20		
Sistema de Alavanca	$r_{pinhão}$ [mm]	10	13		
	$\rho_{pinhão}$ [kg/m ³]	7800	1420		
	$Z_{pinhão}$		13		
	$m_{pinhão}$ [mm]		2		
	$L_{pinhão}$ [mm]	25	25		
	r_{roda} [mm]	30	40		
	ρ_{roda} [kg/m ³]	7800	1420		
	Z_{roda}		40		
	m_{roda} [mm]		2		
	L_{roda} [mm]	25	25	5,027	4,69
Veios	$r_{veio}^{gerador}$ [mm]	10	6		
	$\rho_{veio}^{gerador}$ [kg/m ³]	7800	7800		
	$\rho_{veio}^{alav/gerador}$ [kg/m ³]	7800	1420		
	$L_{veio}^{gerador}$ [mm]	50	105,5		
	$L_{veio}^{alav/pinhão}$ [mm]	50	98		
	$r_{veio}^{alav/pinhão}$ [mm]	10	8		
Bielas	ρ_{biela} [kg/m ³]	2700	1420		
	l_{biela} [mm]	25	25		
	θ_{biela} [°]	50	50		
Plataforma	ρ [kg/m ³]	7800	7800		
	L [mm]	500	550		
	D [mm]	500	350		
	e [mm]	4	4		

5.5 Implementação de células fotovoltaicas

Tendo o projeto completamente determinado e otimizado é possível idealizar alternativas face ao aumento da energia que se pretende retirar do sistema. Uma outra solução é a implementação de células fotovoltaicas na plataforma. Como a força exercida pelo peão não é muito elevada, no máximo na ordem de 2500 N, figura 2.23. Deste modo, podem-se aplicar módulos de células fotovoltaicas num material translúcido, de modo a transmitir a radiação solar até à célula. Neste caso, usar-se-á um vidro e um polímero, o acrílico.

Além das propriedades mecânicas do material é necessário definir as suas propriedades óticas, como por exemplo a transmissibilidade. Ismail e Henríquez, [86], definem a transmissibilidade do vidro, duplo, em função da espessura, tabela 5.44. Dos valores da tabela citada é possível fazer uma aproximação linear e definir a transmissibilidade em função da espessura, equação 5.41. O mesmo se fez em relação ao acrílico. Segundo dados técnicos de *CYRO industries*, obteve-se o fator da transmissibilidade mostrado na tabela 5.45 e a respetiva reta de aproximação linear na equação 5.42.

Tabela 5.44 - Coeficientes de transmissibilidade da radiação solar, em função da espessura, para vidro, [86].

Espessura [mm]	3	4	5	6	7	8
τ_{trans}	0.896	0.889	0.882	0.875	0.868	0.861

Tabela 5.45 - Coeficientes de transmissibilidade da radiação solar, em função da espessura, para o acrílico *ACRYLITE GP Sheet*, [87].

Espessura [mm]	3	4.5	6
τ_{trans}	0.67	0.54	0.44

$$\tau_{trans}^{vidro} = -0.007 \times e + 0.917 \quad (5.41)$$

$$\tau_{trans}^{acrílico} = -0.0767 \times e + 0.895 \quad (5.42)$$

Conhecidas as propriedades óticas do material é necessário definir a distribuição e o número de células a ser utilizado. A respetiva distribuição está mostrada na figura 5.35. Através de um pequeno script de Matlab®, anexo A, é possível inserir as equações que regem as equações dimensionais do problema e definir as variáveis a, b, c e d, sabendo que são conhecidas as dimensões das células, tendo um comprimento de 78 mm e uma largura de 52 mm. Deste modo, obteve-se como dimensões de a, b, c e d como 6.5 mm, 5 mm, 21 mm e 8 mm, respetivamente, para um número total de 36 células, tendo uma área útil total de 0.146 m², para uma plataforma de dimensões 550 mm x 350 mm.

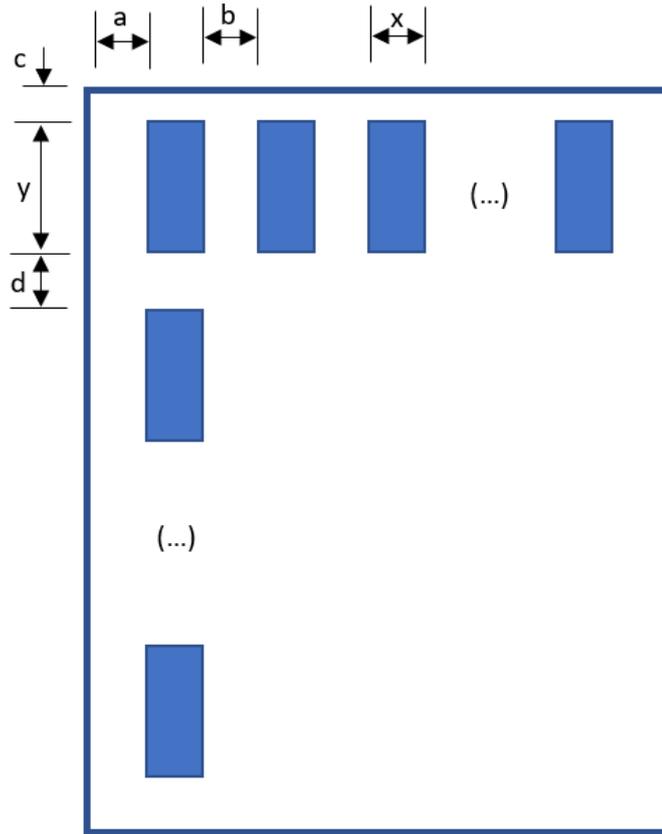


Figura 5.35 - Distribuição das células solares pela plataforma e correspondentes dimensões.

Sabendo a área útil das células é necessário determinar a intensidade de radiação que atinge a célula. Para uma superfície horizontal, a energia total a irradiar uma superfície é dada pela equação 5.43 e de realçar que a equação 5.44 determina a declinação dado o dia D em que se pretende obter e a equação 5.45 determina a altura zero, no nascer ou no pôr do sol, para os mapas solares de Portugal, [88, 89].

$$I_{0, hor} = \frac{24 \times 3600}{\pi} \times 1353 \times \left[1 + 0.033 \cos \frac{2\pi d}{365} \right] \left(\frac{\sin \delta \sin \phi \, ah_0 \pi}{180} + \cos \delta \cos \phi \sin ah_0 \right) \quad (5.43)$$

$$\delta = 23.45 \sin(0.986D - 80) \quad (5.44)$$

$$ah_0 = \arccos(-\tan \phi + \tan \delta) \quad (5.45)$$

Implementando todas as equações em Matlab® é possível determinar a intensidade num dado dia. Uma forma simples e prática de conhecer a geração de energia nas células faz-se multiplicando a intensidade da radiação pela eficiência, que se arbitrou de 16%, a transmissividade, mostradas nas equações 5.41 e 5.42, em função da espessura, e área útil já definida. Deste modo, a partir destas relações representaram-se as figuras 5.36 e 5.37, no caso do vidro e do acrílico, respetivamente.

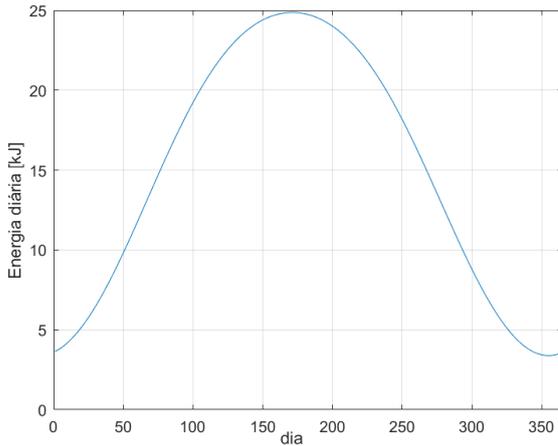


Figura 5.36 - Energia gerada diariamente, ao longo dos 365 dias do ano, para as 36 células fotovoltaicas, usando vidro como proteção e uma espessura de 10 mm.

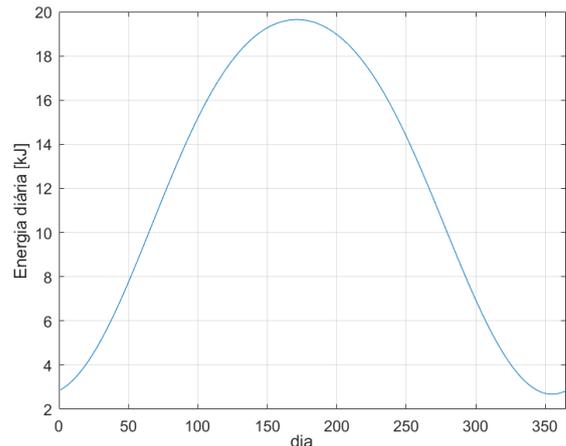


Figura 5.37 - Energia gerada diariamente, ao longo dos 365 dias do ano, para as 36 células fotovoltaicas, usando acrílico como proteção e uma espessura de 3 mm.

Nota-se que a energia máxima gerada nas células aquando da utilização de vidro, é de 28.71 kJ e a mínima de 3.91 kJ, o correspondente a 0.22 Wh/célula e 0.03 Wh/célula, respetivamente. Deste modo, no caso do acrílico a energia máxima obtida é de 19.64 kJ e a mínima de 2.689 kJ, que corresponde a 0.152 Wh/célula e 0.0207 Wh/célula, respetivamente. Além de serem conhecidas as energias obtidas, é necessário ter uma perceção da eficiência da implementação face à geração unicamente recorrendo ao PEH. Deste modo, obtém-se energias, recorrendo ao PEH, na ordem dos 4 J. Em relação à energia máxima, quando se utiliza vidro, um dia total de energia gerada pelas células equivale a aproximadamente 7178 pessoas solicitarem o sistema. Numa aplicação, agora com acrílico, o mesmo se poderia comparar. Num dia de intensidade máxima geraria o equivalente a 4910 pessoas e num dia de mínima intensidade equivaleria a 672 pessoas. Ora, o sistema foi idealizado para solicitações médias diárias de 5000 pessoas, ou seja, é possível afirmar que a utilização de células traz vantagens e aumenta substancialmente a geração de energia do sistema. Já a energia mínima, equivale a 978 pessoas a solicitarem, diariamente o sistema, no caso do vidro.

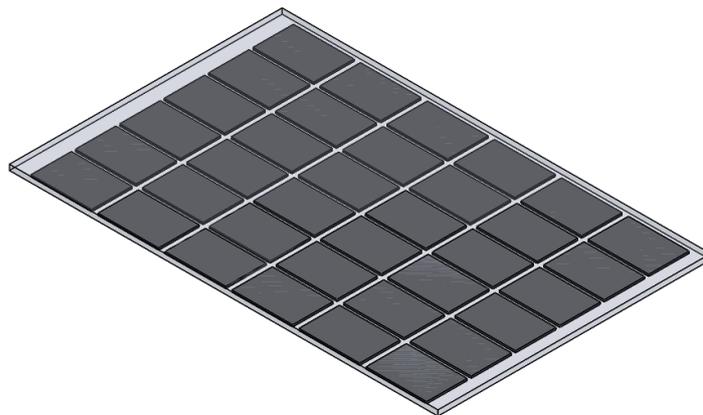


Figura 5.38 - Representação da plataforma com as células fotovoltaicas implementadas.

5.5.1 Verificação da plataforma

Anteriormente foi testada a plataforma sem a aplicação da estrutura que embarga as células solares, figura 5.38. Neste sentido, é necessário validar a utilização dessa aplicação, sendo possível diminuir a espessura da plataforma determinada anteriormente, 8 mm para o caso do POM. Neste caso diminuiu-se a espessura da plataforma para 6 mm e utilizaram-se dois materiais na camada superior, acrílico e vidro. Para estes segundos materiais utilizou-se uma espessura de 6 mm para cada uma das segundas camadas. A representação da flecha verificada, com um fator de ampliação de 538, está na figura 5.39.

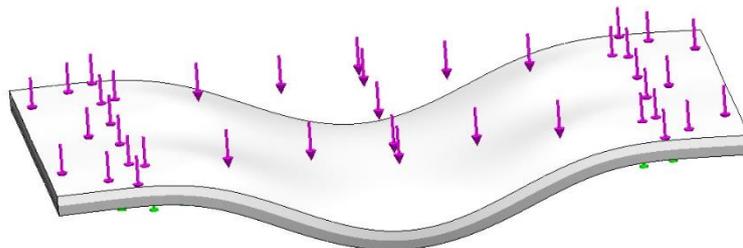


Figura 5.39 - Representação do deslocamento vertical no conjunto das duas camadas.

Tabela 5.46 - Propriedades dos materiais utilizados na aplicação das células fotovoltaicas.

Propriedade	Acrílico ^[90]	Vidro ^[91]
E_y [GPa]	2.1	70
ν	0.4	0.23
σ_{ced} [MPa]	44	45
ρ [kg/m ³]	1159.79	2500

É expectável que a utilização do vidro leva a que o deslocamento máximo na plataforma seja menor, pois o vidro tem maior rigidez que o acrílico. Para constatar tal facto, as propriedades dos dois materiais utilizados estão mostradas na tabela 5.46. Assim verifica-se que o deslocamento máximo quando se utiliza vidro é de 0.102 mm, figura 5.42 e no caso do acrílico 0.464 mm, figura 5.40. A tensão máxima, em ambos os casos, é pouco significativa, pois, no acrílico é de 7.27 MPa, figura 5.41 e 7.64 MPa no caso do vidro, figura 5.43. Deste modo, tem-se uma plataforma composta por dois materiais distintos de espessura global 12 mm. A aplicação de uma camada de vidro consegue, como verificado na figura 5.35 um aumento da intensidade de radiação, no entanto aumenta a massa da plataforma do sistema, para um valor igual a 4.56 kg, sendo que usando acrílico existe uma diminuição da massa para um valor de 3.01 kg.

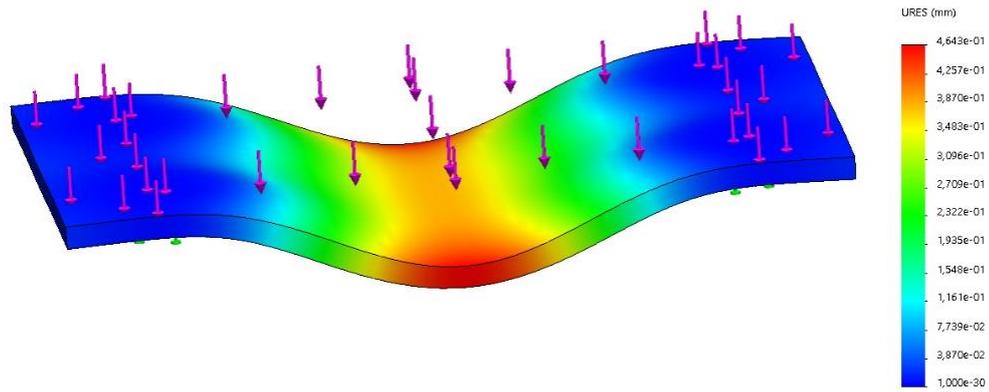


Figura 5.40 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.

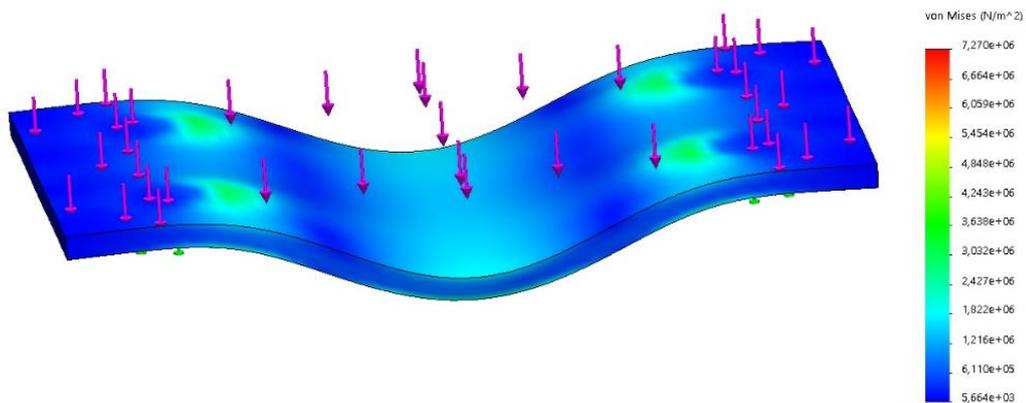


Figura 5.41 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.

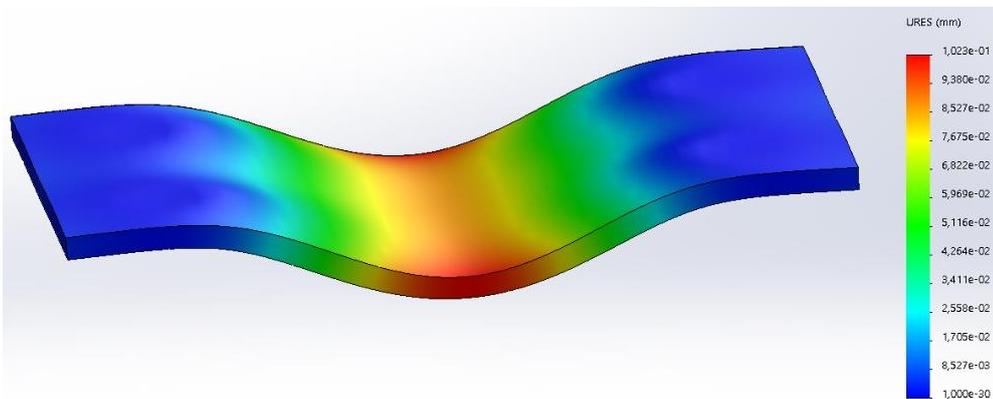


Figura 5.42 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com vidro na camada que possui as células.

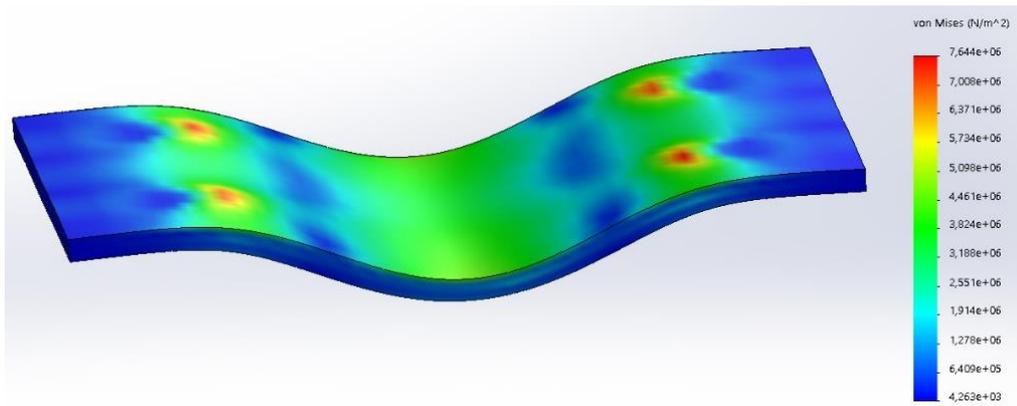


Figura 5.43 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com vidro na camada que possui as células.

5.6 Estudo da otimização da solução fotovoltaica

Uma análise das tabelas 5.44 e 5.45 induz que a eficiência de transmissibilidade do vidro é maior que a do acrílico, ou seja, a sua introdução seria vantajosa. No entanto, o vidro tem sérios problemas em relação a fatores de concentração de tensões e iniciação de fraturas, o que leva a que seja mais compensatório a aplicação do acrílico. Anteriormente, na secção 5.5.1, utilizaram-se placas de acrílico, placa superior, e POM, placa inferior de espessuras iguais a 6 mm. A tabela 5.45 ilustra que a transmissividade é maior para uma espessura de 3 mm. O método anteriormente consistiu na aplicação de células solares na placa de acrílico ou vidro, mas é possível utilizar uma outra configuração. Pode-se, deste modo, introduzir as células na tampa de polímero POM, com maior espessura, e por cima desta a placa de acrílico. Esta configuração está mostrada nas figuras 5.44, vista de corte transversal, e 5.45, vista superior.



Figura 5.44 - Representação transversal da nova proposta de implementação das células fotovoltaicas.

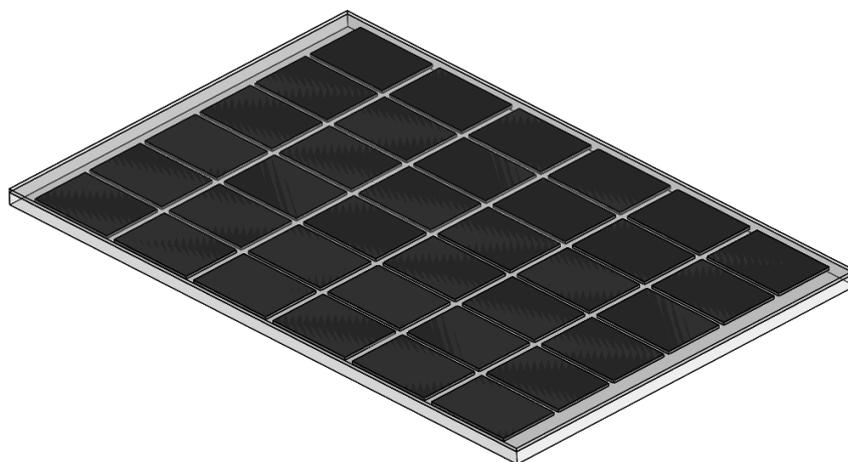


Figura 5.45 - Vista superior da nova proposta de implementação das células fotovoltaicas.

De acordo com a nova configuração, utilizou-se uma espessura de 8 mm para a placa de POM e 3 mm de espessura para o acrílico. As figuras 5.46 e 5.47 mostram o campo de deslocamentos e de tensões, respectivamente, ocorridos no conjunto. Nesta configuração nota-se que o deslocamento máximo ocorrido é de 0.34 mm e a tensão máxima de 17.63 MPa. Com esta solução a tampa tem uma massa de 2.9 kg, desprezando a massa das células.

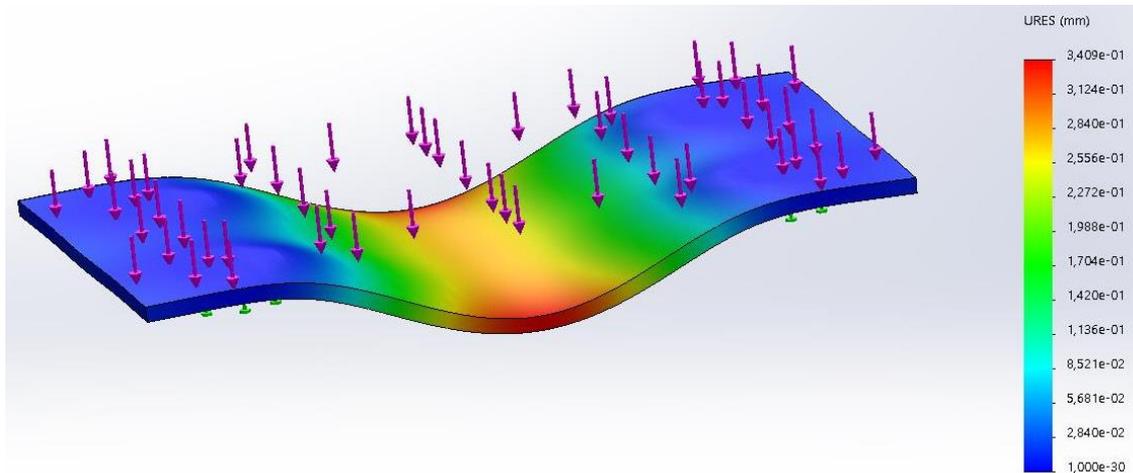


Figura 5.46 - Campo de deslocamentos no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.

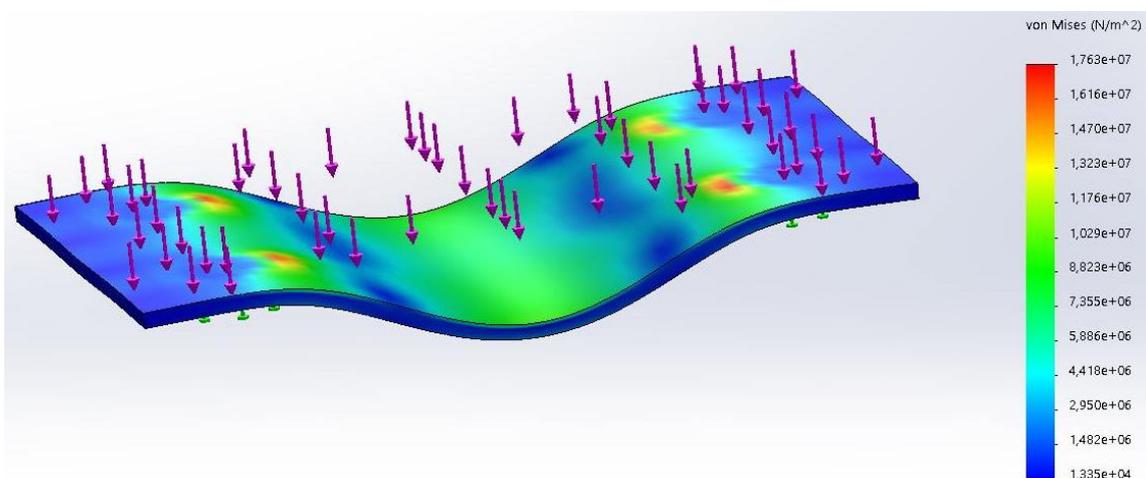


Figura 5.47 - Campo de tensões no conjunto das camadas da plataforma testada no caso de se utilizar POM em conjunto com acrílico na camada que possui as células.

Uma outra consideração é a obtenção da eficiência do sistema com a implementação das células solares. Atendendo que o valor de energia obtido, para o sistema projetado, é de 4.69 J, tabela 5.43, e a energia gerada pelas 36 células, num dia de máxima intensidade de radiação solar, para uma placa de acrílico de 3 mm de espessura, de 19.64 kJ. Além destas ilações, assume-se que o período máximo de solicitação por parte de um pedestre é de 0.8 s, figura 2.23. Assim sendo, a energia gerada pelas 36 células, durante um período de 0.8 s é de 0.727 J, ou seja, aproximadamente 6.5 vezes menor ao valor gerado pelo sistema mecânico, no mesmo período. No entanto, deve-se ter em especial atenção que a energia gerada, durante um dia, é contínua, ou seja, será necessariamente maior à energia do sistema mecânico, levando a que seja vantajosa a aplicação de células solares na tampa do sistema.

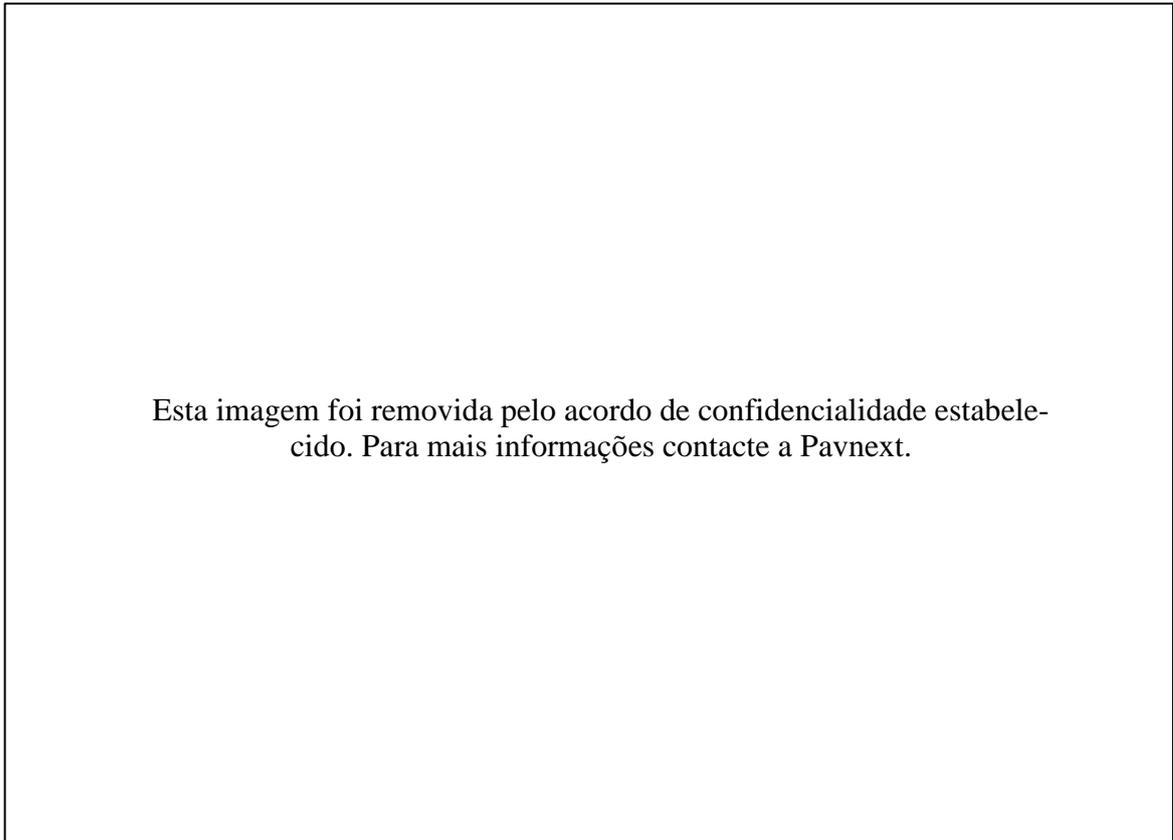


Figura 5.48 - Sistema SCA final, com aplicação das células fotovoltaicas.

Em suma, na figura 5.48 apresenta-se o modelo tridimensional do sistema SCA com implementação das 36 células fotovoltaicas, sabendo que a tampa possui duas camadas, a inferior, POM, com uma espessura de 8 mm e a superior, acrílico, de espessura 3 mm. Os elementos de fixação para ligação dos componentes encontram-se no Anexo G, mais precisamente, na tabela G.1.

Capítulo 6

6.1 Conclusões

O processo de *energy harvesting* é um método sustentável para gerar eletricidade sem comprometer recursos naturais. Os principais mecanismos de *energy harvesting* são piezoelétricos, eletromecânicos, eletrostáticos, [92]. Assim sendo é necessário aplicar a energia macro ou micro. Em termos de *energy harvesting* a energia macro há muito que se aplica no mundo atual, no entanto torna-se assertivo utilizar em energia micro, como por exemplo a energia da caminhada de um pedestre. Torna-se vantajoso o seu aproveitamento pois é uma parte de energia que nunca se recuperaria. Em Portugal Continental, até maio de 2020, 71.63% da energia elétrica foi gerada a partir de energias renováveis, sendo que este valor pode ser aumento tornando a nação mais sustentável, [93].

Posto isto, torna-se vantajoso, antes de se projetar e estabelecer um novo sistema, conhecer as tecnologias existentes, expostas no decorrer do capítulo 2. Entre elas encontram-se soluções piezoelétricas, a maioria, eletromecânicas, solares e as suas combinações, ou seja, poderá coexistir um sistema que implementa as soluções eletromecânica e solar, por exemplo.

Conhecidas diversas soluções existentes torna-se necessário definir, inicialmente, qual a tecnologia a aplicar. Neste sentido torna-se evidente que a melhor solução é a eletromecânica por envolver maior energia final gerada, enquanto que as tecnologias piezoelétricas são mais facilmente aplicáveis no pedestre por possuir dimensões mais reduzidas, mas energias finais na ordem dos mili ou até mesmo micro Joules.

Baseado nas tecnologias expostas no capítulo 2 e no trabalho de doutoramento de Duarte, F. [9] fica sugestivo o desenvolvimento de um sistema de *pavement energy harvesting*. No capítulo 3 estão definidos quatro sistemas. Inicialmente é exposto o sistema RAP, de seguida o sistema de alavanca, depois o Slider Crank e finalmente o SCA. O sistema SCA engloba todos os sistemas anteriormente mencionados, sendo que implementa a solução mais simples do sistema RAP, a engrenagem pinhão-cremalheira, a alavanca do sistema II e em geral o sistema Slider Crank. Em relação ao sistema Slider Crank, o sistema SCA em termos de equações de movimento apenas possui três alterações, uma amplificação da velocidade de rotação do veio do gerador e da força de oposição da tampa e uma redução da força de oposição nos patins. Deste modo, todos os sistemas mencionados anteriormente transformam o movimento linear, decorrente do carregamento na tampa, em movimento de rotação através de uma engrenagem pinhão-cremalheira ou alavanca, dependendo do sistema a aplicar.

Definidas as equações do movimento que regem cada um dos sistemas torna-se necessário definir a influência de cada variável na energia final gerada e acumulada em supercondensadores, por exemplo, mostradas no capítulo 4. O aumento do raio do pinhão aumenta a

energia final, por aumento da velocidade, no entanto, o contínuo aumento não é proporcional, ou seja, existe um dado momento que o aumento torna-se cada vez menos súbito. Outra consideração são as dimensões, não é possível aumentar indefinidamente essa dimensão devido a problemas de atravancamento. Em termos de rigidez das molas, o seu aumento leva a uma redução da energia, por aumento da força de oposição. O aumento da massa do pedestre leva ao aumento da energia, por aumento da força de carregamento, e o aumento da massa da tampa leva à diminuição da energia, pois é necessária maior força para contrariar o movimento, ou seja, maior inércia.

Torna-se ainda de importante relevo a validação dos sistemas mecânicos de modo a determinar a variação entre os sistemas reais e os sistemas simulados. Para isso utilizaram-se dois protótipos, o sistema de alavanca e o sistema SCA com um andar de redução de 3 para 1. Nestas circunstâncias averiguou-se que o erro médio entre o protótipo e a simulação no sistema de alavanca é de 7.2%, valor totalmente aceitável, e a sua variação deve-se a dissipações não contabilizadas na simulação e a impossibilidade de repetição dos tipos de carregamento relativamente aos carregamentos teoricamente definidos. Já em relação ao SCA atingiram-se variações médias de 28.56% dadas pela excessiva utilização do protótipo que induz desequilíbrios dos componentes, atritos não contabilizados, inércia elevada da tampa, pois o sistema testado não está otimizado para aplicação de carregamentos por parte dos peões, mais sim para veículos. Posto isto, o erro obtido não é assim tão exagerado, sendo possível validar ambas as simulações. Mediante estas conclusões torna-se necessário fazer a otimização dos sistemas, pois cada sistema deve estar definido para uma dada aplicação.

Realizadas as otimizações torna-se necessário projetar cada um dos sistemas, pelo que se escolheram os dois com melhor energia à saída, designadamente os sistemas RAP e o SCA, exposto no capítulo 5. Para o sistema RAP fica evidente o projeto de elementos como engrenagens, veios, casquilhos, rolamentos lineares, embraiagem unidirecional, molas e transmissão correia-polia. Trata-se de um sistema bastante simples que engloba a implementação de uma engrenagem pinhão-cremalheira para transformar movimento linear em movimento de rotação. Surgiu, no entanto, a questão de equilibrar a plataforma de tal modo que o carregamento numa das extremidades obriga igualmente que a tampa toda tenha o mesmo deslocamento. Para isto, utilizou-se uma transmissão polia-correia. Em relação ao sistema SCA determinaram-se elementos como bielas, apoios das bielas, veios, engrenagens, casquilhos, rolamentos lineares, molas, embraiagem unidirecional, patins e chavetas.

Uma nova modificação dos sistemas, em relação às simulações, foi a alteração do material, sempre que possível, de aço ou liga de alumínio para polímero. Os elementos em material polimérico foram veios, à exceção dos veios de ligação ao gerador, engrenagens, apoios e tampa. Esta modificação é possível pois o carregamento não é muito elevado além de que, neste material é admissível processar os elementos de um modo mais rápido e económico, através de processos como por exemplo injeção, atendendo que se devem utilizar materiais poliméricos termoplásticos. Assim sendo, a energia final obtida foi 5.032 J e 4.69 J para o sistema RAP e SCA, respetivamente, o que traduz numa variação em relação à simulação de 11.1% e 6.7%, respetivamente.

De referir as soluções encontradas pela Pavegen, [17-19], geram entre 2 a 8 W de potência, enquanto que a Energy Floors, [17, 20, 21], indica que os seus sistemas geram entre 2 a 20 J de energia. Em termos comparativos aos sistemas desenvolvidos neste trabalho, geram, sem dúvida, uma maior potência que a solução da Pavegen, pois, nos resultados experimentais, em média, os sistemas geravam 60 W de potência e 4 J de energia. O sistema de Liu et al., [34], atinge energias geradas na ordem dos 4.8 J, valor semelhante ao obtido nas simulações. A solução de Taliyan et al., [35], gera aproximadamente 16 W de potência numa primeira configuração, valor inferior ao verificado nos presentes casos e numa segunda, energias de 3 a 5 J, valor praticamente idêntico ao obtido.

Finalmente, ponderou-se utilizar células fotovoltaicas integradas na tampa. Supondo que o sistema é implementado no exterior torna-se importante a implementação de unidades solares de tal modo que aumente a energia gerada e que, numa situação de não solicitação, por não existirem pedestres na via, existe geração de energia. Testou-se dois tipos de revestimento, vidro e acrílico. O vidro tem melhor índice de transmissividade, o que indica melhor rendimento e maior energia gerada, no entanto é sensível a entalhes e concentração de tensões. Numa situação de radiação máxima solar a energia gerada por célula é de 0.22 Wh e 0.152 Wh no caso do vidro e acrílico, respetivamente. Nestas circunstâncias, é o mesmo dizer que 7178 e 4190 pessoas solicitam o sistema, para o vidro e acrílico, respetivamente. As células, contrário ao inicialmente proposto, foram implementadas na plataforma de polímero, POM, enquanto que para as proteger se aplicou uma placa de acrílico de 3 mm, por forma a aumentar a energia que atinge as células e conseqüentemente a energia gerada. Nesta configuração o deslocamento máximo atingido pela plataforma é de 0.34 mm e a tensão máxima resultante de 17.63 MPa.

6.2 Trabalho Futuro

Um passo importante de finalização do trabalho feito é a prototipagem do sistema mecânico SCA projetado determinado neste relatório. Assim sendo, além da sua prototipagem, deveria implementar-se as células solares como estipulado de tal modo a determinar a energia obtida num dia, sendo importante comparar com a energia mecânica obtida. Desta forma era razoável quantificar as vantagens da implementação do sistema num passeio público, sendo que esta era uma etapa importante e fundamental para a conclusão do trabalho realizado.

Referências

1. Finanger, R. *What is energy harvesting?* 2020 [cited 2020 06/07]; Available from: <https://www.onio.com/article/what-is-energy-harvesting.html>.
2. Organization, W.H. *More people have access to electricity than ever before, but world is falling short of sustainable energy goals.* 2019 [cited 2020 06/07]; Available from: <https://www.who.int/airpollution/news/falling-short-of-sustainable-energy-goals/en/>.
3. Agency, I.E. *Global Energy Review 2019.* 2019 [cited 2020 06/07]; Available from: <https://www.iea.org/reports/global-energy-review-2019>.
4. Commission, E.-E. *Fossil CO₂ and GHG emissions.* 2019 [cited 2020 06/07]; Available from: <https://edgar.jrc.ec.europa.eu/overview.php?v=booklet2019>
5. Crippa, M., Oreggioni, G., Guizzardi, D., Muntean, M., Schaaf, E., Lo Vullo, E., Solazzo, E., Monforti-Ferrario, F., Olivier, J.G.J., Vignati, E. *Fossil CO₂ and GHG emissions of all world countries.* 2019 [cited 2020 06/07]; Available from: <https://edgar.jrc.ec.europa.eu/overview.php?v=booklet2019&dst=CO2pc&sort=des9>.
6. Boden, T., Marland, G., and Andres, R. . *Carbon Dioxide Information Analysis Center.* 2017 [cited 2020 06/07]; Available from: http://cdiac.ornl.gov/trends/emis/tre_glob_2014.html.
7. Pozo, B., et al., *Energy Harvesting Technologies and Equivalent Electronic Structural Models - Review.* Electronics, 2019. **8**: p. 486.
8. Harb, A., *Energy harvesting: State-of-the-art.* Renewable Energy, 2011. **36**(10): p. 2641-2654.
9. Duarte, F., *Pavement Energy Harvesting System to Convert Vehicles Kinetic Energy into Electricity*, in *Departamento de Engenharia Civil.* 2018, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra Coimbra. p. 376.
10. Fujimoto, A. *Energy Harvesting Flooring.* 2014 [cited 2020/17/02; Available from: <http://large.stanford.edu/courses/2014/ph240/fujimoto1/>.
11. Saifan, R., et al., *Smart Walk: Case Studies on Hybrid Power Generation System of Piezoelectricity and Solar Power.* 2019.
12. Kim, H., et al., *Consideration of Impedance Matching Techniques for Efficient Piezoelectric Energy Harvesting.* IEEE Transactions on Ultrasonics, Ferroelectrics, and Frequency Control, 2007. **54**(9): p. 1851-1859.
13. Energy, O. *What is kinetic pavement.* [cited 2020/02/12; Available from: <https://www.ovoenergy.com/blog/technology-and-innovation/kinetic-pavements-are-giving-a-whole-new-meaning-to-power-walking.html>.
14. Evans, M., et al., *Design and optimisation of an underfloor energy harvesting system.* Sensors and Actuators A: Physical, 2019. **285**: p. 613-622.
15. Hazeri, S., *Energy Harvesting in Pneumatic Tires Through Piezoelectric Material and Its Life Cycle Environmental Impact.* 2017: Concordia University.
16. Triono, A., et al., *Utilization of Pedestrian Movement on the Sidewalk as a Source of Electric Power for Lighting Using Piezoelectric Sensors.* 2018. 241-246.
17. Elhalwagy, A.M., M.Y.M. Ghoneem, and M. Elhadidi, *Feasibility Study for Using Piezoelectric Energy Harvesting Floor in Buildings' Interior Spaces.* Energy Procedia, 2017. **115**: p. 114-126.
18. McClary, S. *Radius Data Exchange.* [cited 2020/03/01; Available from: <https://www.egi.co.uk/news/pavegens-the-technology-behind-the-tile/>.
19. Switch, t. [cited 2020/03/01; Available from: <https://theswitch.co.uk/technology/guides/energy/energy-harvesting-tiles>.
20. Floor, E. *Energy Floor.* [cited 2020/02/29; Available from: <https://energy-floors.com/>.
21. team, H.i.W. *How it Works. Energy Floors generate power from your dance moves.* [cited 2020/02/29; Available from: <https://www.howitworksdaily.com/energy-floors-generate-power-from-your-dance-moves/>.
22. Li, X. and V. Strezov, *Modelling piezoelectric energy harvesting potential in an educational building.* Energy Conversion and Management, 2014. **85**: p. 435-442.

23. Hwang, S.J., et al., *Designing and manufacturing a piezoelectric tile for harvesting energy from footsteps*. Current Applied Physics, 2015. **15**(6): p. 669-674.
24. Sun, W., et al., *The State of the Art: Application of Green Technology in Sustainable Pavement*. Advances in Materials Science and Engineering, 2018. **2018**: p. 1-19.
25. Song, G.J., et al., *Development of a pavement block piezoelectric energy harvester for self-powered walkway applications*. Applied Energy, 2019. **256**: p. 113916.
26. Kim, K.-B., et al., *Optimized composite piezoelectric energy harvesting floor tile for smart home energy management*. Energy Conversion and Management, 2018. **171**: p. 31-37.
27. Park, E., N. Bassiri-Gharb, and I. Stern, *Coupling High Resonant Frequency Piezoelectrics to Human-Scale Frequencies for Energy Harvesting*. Procedia Computer Science, 2017. **109**: p. 771-776.
28. Cascetta, F., et al., *Analysis of the energy extracted by a harvester based on a piezoelectric tile*. Current Applied Physics, 2018. **18**(8): p. 905-911.
29. Weng, C., Chao, H., Minghui, L., *Piezoelectric power generation device based on urban road*. 2010.
30. Haosu, L., Chundong X., Dong, W., Bo, R., Xiangyong, Z., Hai, X., Qinglin, Wangsheng, D., Wenning, D., Xiaobing, L., Zhu, L., *Piezoelectric type energy harvesting unit and application thereof*. 2011.
31. Redmond, E., *Flooring sistem and floor tile*. 2012.
32. Kumar, D., P. Chaturvedi, and N. Jejurikar. *Piezoelectric energy harvester design and power conditioning*. in *2014 IEEE Students' Conference on Electrical, Electronics and Computer Science*. 2014.
33. Dalabeih, D., B. Haws, and S. Muhtaseb. *Harvesting kinetic energy of footsteps on specially designed floor tiles*. in *2018 9th International Renewable Energy Congress (IREC)*. 2018.
34. Liu, M., et al., *Design, simulation and experiment of a novel high efficiency energy harvesting paver*. Applied Energy, 2018. **212**: p. 966-975.
35. Taliyan, S., et al., *Electricity from footsteps*. 2010. **23**(4): p. 2521-2530.
36. Farouk, A. and A.F.A. Gawad. *Utilization of Human Footsteps for Power Generation*. in *The First Conference of "Recent Trends in Energy Systems"*. 2015.
37. Duarte, F., Casimiro, F., *Electromechanical system for electric energy generation and storage using surface motion*. 2013.
38. Duarte, F., Casimiro, F. and Emanuel, F., *Pavement module for generating electric energy from the movement of people and vehicles*. 2011.
39. Oleinick, J., Wilhlem, E., *Photovoltaic-embedded surface*. 2005.
40. Gopura, R.A.R.C., et al., *Developments in hardware systems of active upper-limb exoskeleton robots: A review*. Robotics and Autonomous Systems, 2016. **75**: p. 203-220.
41. Xie, L., et al., *An Unpowered Flexible Lower Limb Exoskeleton: Walking Assisting and Energy Harvesting*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2019. **24**(5): p. 2236-2247.
42. Dijk, W.v., C. Meijneke, and H.v.d. Kooij, *Evaluation of the Achilles Ankle Exoskeleton*. IEEE Transactions on Neural Systems and Rehabilitation Engineering, 2017. **25**(2): p. 151-160.
43. Ranaweera, R.K.P.S., et al., *Development of A Passively Powered Knee Exoskeleton for Squat Lifting*. Journal of Robotics, Networking and Artificial Life, 2018. **5**(1): p. 45-51.
44. Bosch, T., et al., *The effects of a passive exoskeleton on muscle activity, discomfort and endurance time in forward bending work*. Applied Ergonomics, 2016. **54**: p. 212-217.
45. Mooney, L.M. and H.M. Herr, *Biomechanical walking mechanisms underlying the metabolic reduction caused by an autonomous exoskeleton*. Journal of neuroengineering and rehabilitation, 2016. **13**: p. 4-4.
46. Herr, H., Han, Z., Barnhart, C., Casler Jr., R., *Prothetic, orthotic or exoskeleton device*. 2013.
47. Herr, H., Mooney, L., Rousse, E., Kuan, J., Pasch, K., *Optimal design of a lower limb exoskeleton or orthosis*. 2014.
48. Donelan, J.M., et al., *Biomechanical Energy Harvesting: Generating Electricity During Walking with Minimal User Effort*. Science, 2008. **319**(5864): p. 807.

49. Yuan, Y., *Backpack Energy Harvester with Human Walking Model*. 2017, Virginia Polytechnic Institute and State University. p. 85.
50. Riemer, R. and A. Shapiro, *Biomechanical energy harvesting from human motion: theory, state of the art, design guidelines, and future directions*. Journal of NeuroEngineering and Rehabilitation, 2011. **8**(1): p. 22.
51. Antaki, J., et al., *A Gait-Powered Autologous Battery Charging System for Artificial Organs*. ASAIO journal (American Society for Artificial Internal Organs : 1992), 1995. **41**: p. M588-95.
52. Shenck, N.S. and J.A. Paradiso, *Energy scavenging with shoe-mounted piezoelectrics*. IEEE Micro, 2001. **21**(3): p. 30-42.
53. Keating, J., Timothy, N., Raymond, R., *Foot-powered footwear-embedded sensor-transceiver*. 2009.
54. Quispe, J.N.S. and A.C. Gordillo. *Implementation of an energy harvesting system by piezoelectric elements exploiting the human footsteps*. in *2017 IEEE URUCON*. 2017.
55. Niu, P., et al. *Evaluation of motions and actuation methods for biomechanical energy harvesting*. in *2004 IEEE 35th Annual Power Electronics Specialists Conference (IEEE Cat. No.04CH37551)*. 2004.
56. Sun, C., G. Shang, and H. Wang, *On Piezoelectric Energy Harvesting from Human Motion*. Journal of Power and Energy Engineering, 2019. **07**: p. 155-164.
57. Pozzi, M., et al., *The pizzicato knee-joint energy harvester: characterization with biomechanical data and effect of backpack load*. *Smart Mater Struct* 21(6):075023. DOI 10.1088/0964-1726/21/7/075023. Smart Materials & Structures - SMART MATER STRUCT, 2012. **21**.
58. Granstrom, J., et al., *Energy harvesting from a backpack instrumented with piezoelectric shoulder straps*. Smart Materials and Structures, 2007. **16**(5): p. 1810-1820.
59. Feenstra, J., J. Granstrom, and H. Sodano, *Energy harvesting through a backpack employing a mechanically amplified piezoelectric stack*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2008. **22**(3): p. 721-734.
60. Pasquale, G.D., S. Kim, and D.D. Pasquale, *GoldFinger: Wireless Human–Machine Interface With Dedicated Software and Biomechanical Energy Harvesting System*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2016. **21**(1): p. 565-575.
61. Liu, M., W.-C. Tai, and L. Zuo, *Toward broadband vibration energy harvesting via mechanical motion-rectification induced inertia nonlinearity*. Smart Materials and Structures, 2018. **27**(7): p. 075022.
62. Xie, L. and M. Cai, *An In-Shoe Harvester With Motion Magnification for Scavenging Energy From Human Foot Strike*. IEEE/ASME Transactions on Mechatronics, 2015. **20**(6): p. 3264-3268.
63. Saha, C.R., et al., *Electromagnetic generator for harvesting energy from human motion*. Sensors and Actuators A: Physical, 2008. **147**(1): p. 248-253.
64. Glynne-Jones, P., et al., *An electromagnetic, vibration-powered generator for intelligent sensor systems*. Sensors and Actuators A: Physical, 2004. **110**(1): p. 344-349.
65. Racic, V., A. Pavic, and J.M.W. Brownjohn, *Experimental identification and analytical modelling of human walking forces: Literature review*. Journal of Sound and Vibration, 2009. **326**(1): p. 1-49.
66. Cross, R., *Standing, walking, running, and jumping on a force plate*. Am. J. Phys., 1999. **67**(4): p. 304-309.
67. Carpentier, J., M. Benallegue, and J.-P. Laumond, *On the centre of mass motion in human walking*. International Journal of Automation and Computing, 2017. **14**(5): p. 542-551.
68. Kumar, P., et al., *Modelling vertical human walking forces using self-sustained oscillator*. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018. **99**: p. 345-363.
69. Kopeliovich, D. *Injection molding of polymers*. 2014 [cited 2020 01/06]; Available from: http://www.substech.com/dokuwiki/doku.php?id=injection_molding_of_polymers.
70. Europe, P. *Thermoplastics*. [cited 2020 1/06]; Available from: <https://www.plasticseurope.org/en/about-plastics/what-are-plastics/large-family/thermoplastics>.

71. Aços, R. *Aços de Construção ao Carbono: F 10*. 2018 [cited 2020 05/16]; Available from: <https://www.ramada.pt/pt/produtos/acos/aa-os-de-construa-ao-ao-carbono/f10-.html>.
72. Inc., A.-A.S.M. *Aluminum 6061-T6*. [cited 2020 05/16]; Available from: <http://asm.matweb.com/search/SpecificMaterial.asp?bassnum=MA6061T6>.
73. Celanese. *Materials Database*. [cited 2020 05/16]; Available from: <http://tools.celanese.com/standard/main/quicksearch/ds/0>.
74. Renold. *Roller Clutch*. 2012 [cited 2020 07/06]; Available from: https://www.google.com/search?q=one+way+clutch&rlz=1C1CHBD_pt-PTPT890PT890&sxsrf=ALeKk0013fg1jh2JYnXdmEr7VDBjaJhUIA:1591776166290&source=lnms&tbm=isch&sa=X&ved=2ahUKEwiakNCn5PbpAhW8DWMWBHRNVAnAQ_AUoAXoECBAQAw&biw=1280&bih=578#imgrc=Je5dWIWMEV3tZM.
75. Celoplás. *Thermoplastic Gears*. 2003; Available from: <https://paginas.fe.up.pt/gears2003/actas/04%20-%20Cortez.pdf>.
76. Lourenço, A., *Testing of Low-Loss Polymer Gears*, in *Departamento de Engenharia Mecânica*. 2015, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. p. 179.
77. MDSolids. *Educational Software for Mechanics of Materials*. 2013 [cited 2020 05/31]; Available from: <https://web.mst.edu/~mdsolids/>.
78. Megadyne, *Megalinear*. 2016, Megadyne S.p.A.
79. Budynas, R., Nisbett, J., *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 9th ed. 2011: McGraw-Hill.
80. Milne, I., R.O. Ritchie, and B. Karihaloo, *4.15.1 Introduction*, in *Comprehensive Structural Integrity, Volumes 1-10*. Elsevier.
81. Chandran, K.S.R., *Mechanical fatigue of polymers: A new approach to characterize the SN behavior on the basis of macroscopic crack growth mechanism*. *Polymer*, 2016. **91**: p. 222-238.
82. Pruitt, L.A. and A.M. Chakravartula, *10.1 Overview*, in *Mechanics of Biomaterials - Fundamental Principles for Implant Design*. Cambridge University Press.
83. Katunin, A., *Thermal fatigue of polymeric composites under repeated loading*. *Journal of Reinforced Plastics and Composites*, 2012. **31**: p. 1037-1044.
84. Sauer, J.A. and G.C. Richardson, *Fatigue of polymers*. *International Journal of Fracture*, 1980. **16**(6): p. 499-532.
85. Morais, S., *Desenho Técnico Básico*. 26 ed. Vol. 3. 2015: Porto Editora.
86. Ismail, K.A.R. and J.R. Henríquez, *Modeling and simulation of a simple glass window*. *Solar Energy Materials and Solar Cells*, 2003. **80**(3): p. 355-374.
87. Industries, C., *Acrylite FF. Light Transmission and Reflectance.*, C. Industries., Editor. 2001.
88. Oliveira, A., Marrero, A., *Apontamentos das aulas de Energia Solar: Geometria Solar*, FEUP, Editor. 2019.
89. Oliveira, A., Marrero, A., *Apontamentos da unidade curricular Energia Solar: Radiação Solar*, FEUP, Editor. 2019.
90. CustomPart. *Material Comparison*. [cited 2020 06/10]; Available from: <https://www.custompartnet.com/materialcompare?m=119&t=21>.
91. Saint-Gobain. *Glass Properties*. [cited 2020 06/10]; Available from: <https://www.saint-gobain-sekurit.com/glossary/glass-properties>.
92. Nia, E.M., N.A.W.A. Zawawi, and B.S.M. Singh, *A review of walking energy harvesting using piezoelectric materials*. *IOP Conference Series: Materials Science and Engineering*, 2017. **291**: p. 012026.
93. APREN. *Energias Renováveis - Produção*. 2020 [cited 2020 06/19]; Available from: <https://www.apren.pt/pt/energias-renovaveis/producao>.

ANEXO A: Scripts de Matlab

Determinação da energia das células fotovoltaicas

```

%% Inputs
d=150; % dia x a partir de 1 de janeiro
lambda=-8.6;
TSV=14;
fi=41*pi/180; %latitude
mat=2;
if mat==1 %vidro
% para o vidro
esp=10e-3; %espessura da placa de vidro
t=-0.007*esp*1000+0.917; %trasmissividade
elseif mat==2 %acrilico
    esp=3e-3;%espessura da placa de acrílico
    t=-0.0767*esp*1000+0.895;
else
    t=1;
end

efic=0.16; %eficiência arbitrada das células
A=78*52*1e-6; %área de uma célula
N=36; %número de células

%% código

delta=23.45*sin(((0.986*d-80))*(pi/180))*(pi/180); %declinação
gama=((2*pi)/365)*(d-1);
ah=15*(TSV-12)*(pi/180);
h=asin(sin(delta)*sin(fi)+cos(delta)*cos(fi)*cos(ah));
a=asin((cos(delta)*sin(ah))/(cos(h)));
ah0=acos(-tan(fi)*tan(delta));
% num dia numa superficie horizontal
j=1:1:365;
res=zeros(1,365);
deltai=zeros(1,365);
pot=zeros(1,365);
for i=1:365

    deltai(i)=23.45*sin(((0.986*i-80))*(pi/180))*(pi/180);
    delta=deltai(i);
res(i)=(((24*3600*1353)/(pi))*(1+0.033*cos(2*pi*i/365)))*(sin(delta)*sin(fi)*ah0+cos(delta)*cos(fi)*sin(ah0))*(exp(-t*esp));
pot(i)=((1+0.033*cos(2*pi*i/365)))*(sin(delta)*sin(fi)*ah0+cos(delta)*cos(fi)*sin(ah0))*1353*6;
end

figure(1)
plot(j,res*efic*t*A*alfa*1e-3)
grid on
xlabel('dia')
ylabel('Energia diária [kJ]')

```

Determinação das dimensões da placa de suporte das células

```
L1=350; b=5;
L2=550; d=8;
y=52; a=0.5*(L1-n1*y-(n1-1)*b);
x=78; c=0.5*(L2-n2*x-(n2-1)*d);
n1=6; nt=n1*n2;
n2=6;
```

Dimensionamento de molas

```
%% Inputs
clear all
close all
%Geometria
d=4e-3;
D=40e-3;

%Load
F=1000;

%Material
G=82.7e9;
E=203.4e9;
m=0.145;
A=2211*10e6*((1e-3)^m);
cost=2.6;

ne=2;

k=15e3;

%% Análise estática
%Mola square and ground
C=D/d;

na=(d^4*G)/(8*D^3*k);
nt=na+ne;

delta=(8*F*(C^3)*na)/(d*G); % deflexão

p=d+1.15*delta/na;
kw=(4*C-1)/(4*C-4)+0.615/C;
alfa=atan(p/(pi*D))*(180/pi); % an-
gulo de inclinação da espira
tau=kw*((8*F*D)/(pi*d^3)); % tensão
de corte pela mola
l0=p*na+2*d; % comprimento livre

pshigley=(10-2*d)/na; % passo pelo
shigley

ls=d*nt; % comprimento da mola fe-
chada

deltamax=l0-ls; % deflexão máxima
lmin=ls+0.15*deltamax;
lmax=4*D; % comprimento máximo da
mola

fmax=(deltamax*d*G)/(8*C^3*na); %
força máxima suportada pela mola
taumax=(8*fmax*C*kw)/(pi*d^2); %
tensão de corte máxima suportada
pela mola
N=taumax/tau;
if tau<taumax
    % msgbox('Mola top')
else
    % msgbox('Não é suportada a
carga, necessário alterar dimensões
ou rigidez da mola')
end

%% Análise à fadiga

kb=(4*C+2)/(4*C-3);
fmin=1000;
fa=(fmax-fmin)/2;
fm=(fmax+fmin)/2;
taua=(kb*8*fa*D)/(pi*d^3);
taum=(kb*8*fm*D)/(pi*d^3);
sut=A/(d^m);
ssu=0.67*sut;
ssm=379e6;
r=taua/taum;
ssa=241e6;
sse=ssa/(1-(ssm/ssu)^2);
ssa=((r^2)*(ssu^2)/(2*sse))*(-
1+sqrt(1+((2*sse)/(r*ssu))^2));
nf=ssa/taua;
```

Representação das variáveis do Sistema Slider Crank

```

clear all
close all
% definição inicial das variáveis
xi=0:0.00001:10;
x=xi*(-1e-3);
tetaideg=60;
tetairad=tetaideg*(pi/180);
l=30e-3;
hi=l*sin(tetairad);
F=1000;

%definação das variáveis de saída
hcr=x+hi;
tetacr=asin(hcr/l);
xcr=l*cos(tetacr);
xsp=(xcr-xcr(1));

relx=xsp./(-x);

f2=F./(tan(tetacr));
relf=f2./F;

figure(1)
subplot(2,2,1)
plot(xi,xsp*1000,'k')
xlabel('x [mm]');ylabel('x_s_p
[mm]'); grid on;
title('Variação da componente x_s_p
em função de x')

subplot(2,2,2)
plot(-x*1000,relx,'b')
xlabel('x [mm]');ylabel('rel_x');
grid on;
title('Relação de comprimentos
x_s_p e x em função de x')

subplot(2,2,[3,4])
plot(-x*1000,relf,'r')
xlabel('x [mm]');ylabel('rel_f');
grid on;
title('Relação de forças F_2 e F
[input=1kN] em função de x')

```

ANEXO B: Diagrama de blocos implementado em Simulink®

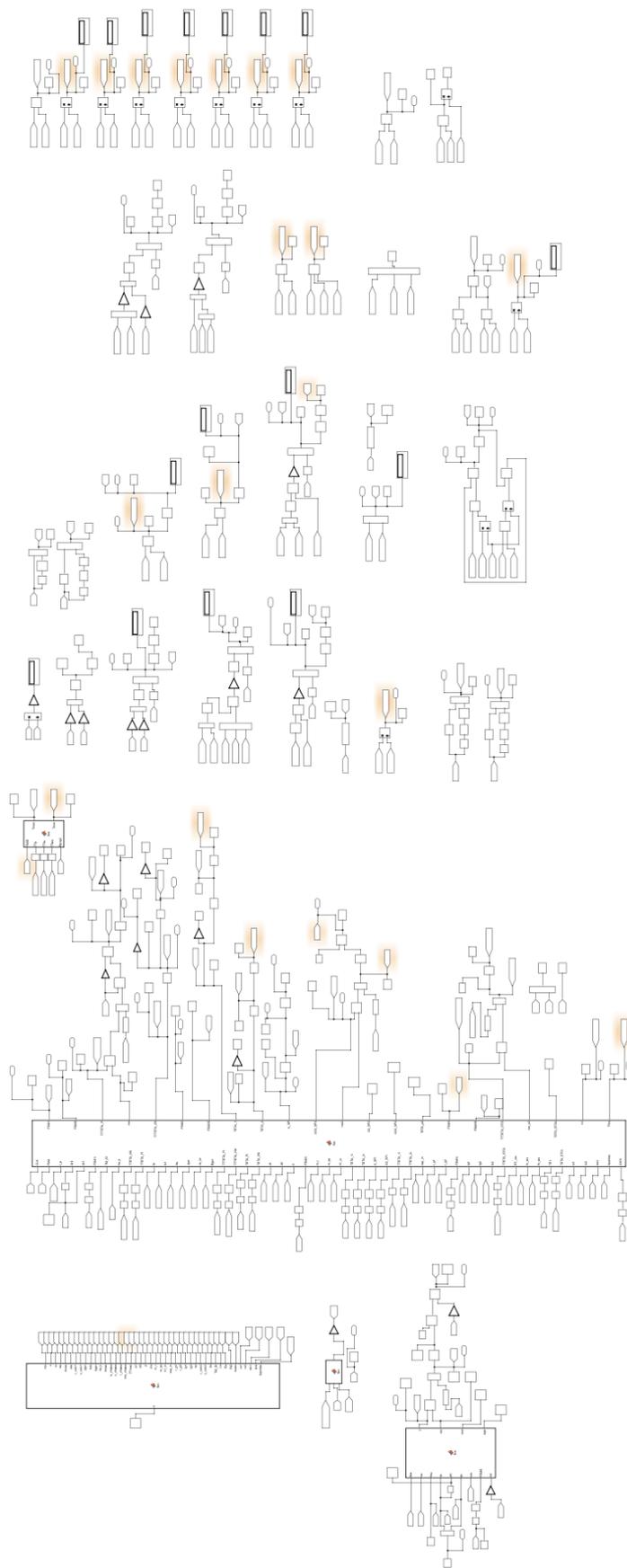


Figura B. 1 - Diagrama de blocos implementado em Matlab® Simulink.

ANEXO C: Interface para o utilizador

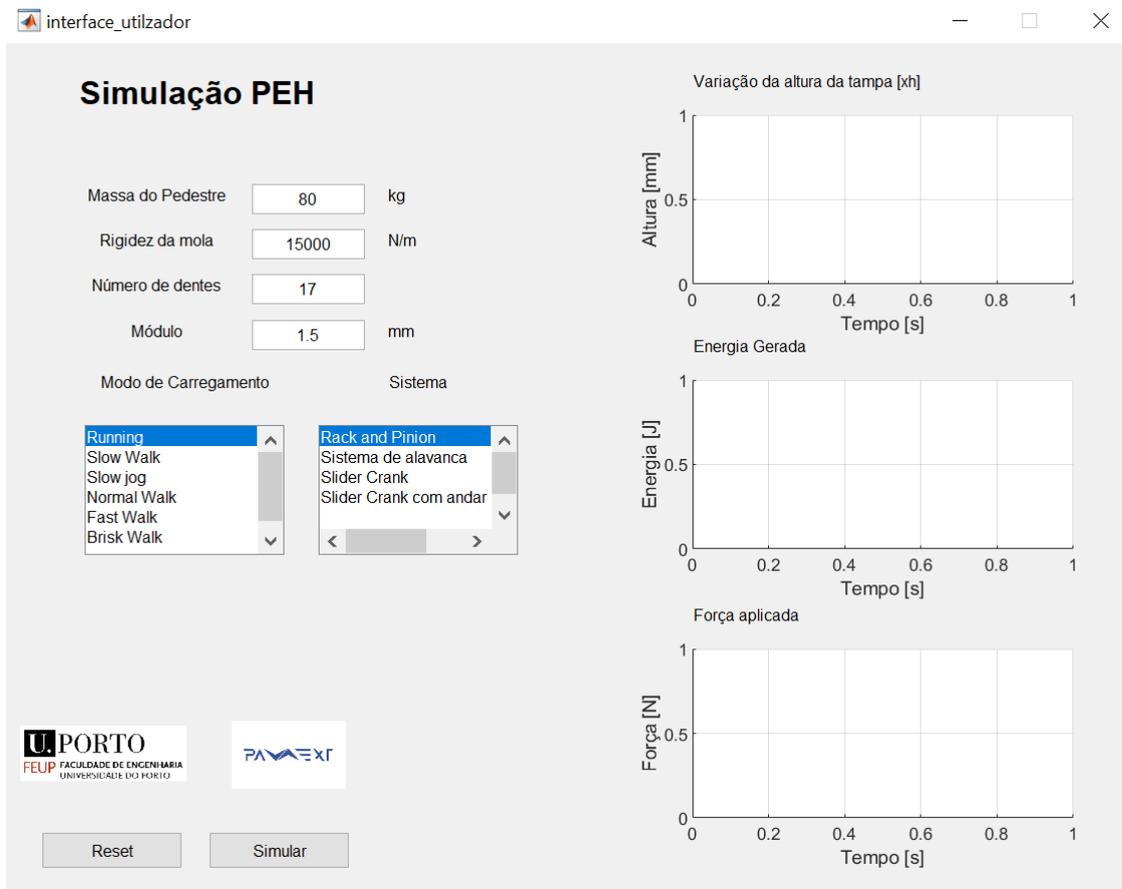


Figura C. 1 - Interface de inserção de dados em Matlab® Simulink.

ANEXO D: Dimensionamento de veios

Sistema SCA – Veio do gerador

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	75.000
Speed (1/min)	690.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	50.000
Weight of shaft (g)	16.604
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (g)	16.604
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	0.075
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.000
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	C45 (1)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	70.000
Thermal housing reference point (mm)	0.000
Reference temperature (°C)	20.000

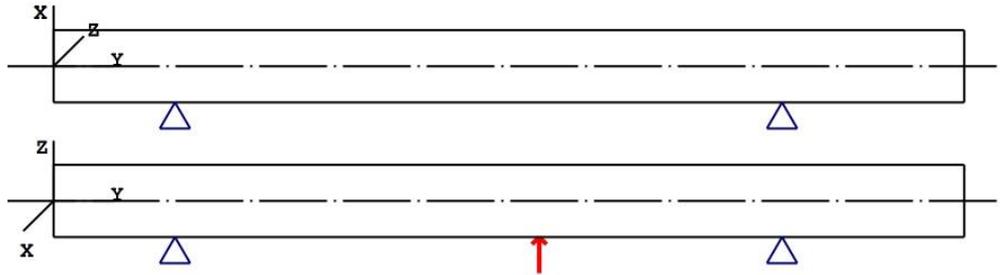


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ...	75.000mm
Diameter (mm)	[d]	6.0000		
Length (mm)	[l]	75.0000		
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000		

Forces

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	40.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	40.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		275.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Bearing

Label in the model	Support
Bearing type	Free bearing

Bearing position (mm)	[local]	10.000
Bearing position (mm)	[global]	10.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: free Z: fixed		
Rx: free Ry: free Rz: free		

Label in the model	Support
Bearing type	Free bearing

Bearing position (mm)	[local]	60.000
Bearing position (mm)	[global]	60.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: free Z: fixed		
Rx: free Ry: free Rz: free		

Results

Shaft

Maximum deflection (μm)	53.174
Position of the maximum (mm)	37.143
Mass center of gravity (mm)	37.500
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque ($^\circ$)	0.000

Bearing

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	10.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.110	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.110	kN (-90 $^\circ$)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	μm
Displacement of bearing	[uy]	-9.487	μm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	μm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[rx]	2.937	mrad (10.1 $^\circ$)
Misalignment of bearing	[ry]	-0.000	mrad (0 $^\circ$)
Misalignment of bearing	[rz]	-0.000	mrad (0 $^\circ$)
Misalignment of bearing	[rr]	2.937	mrad (10.1 $^\circ$)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	60.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.165	kN



Bearing reaction force	[Fr]	0.165	kN (-90°)
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	7.763	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	-3.357	mrاد (-11.54')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrاد (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	3.357	mrاد (11.54')

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)
 Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

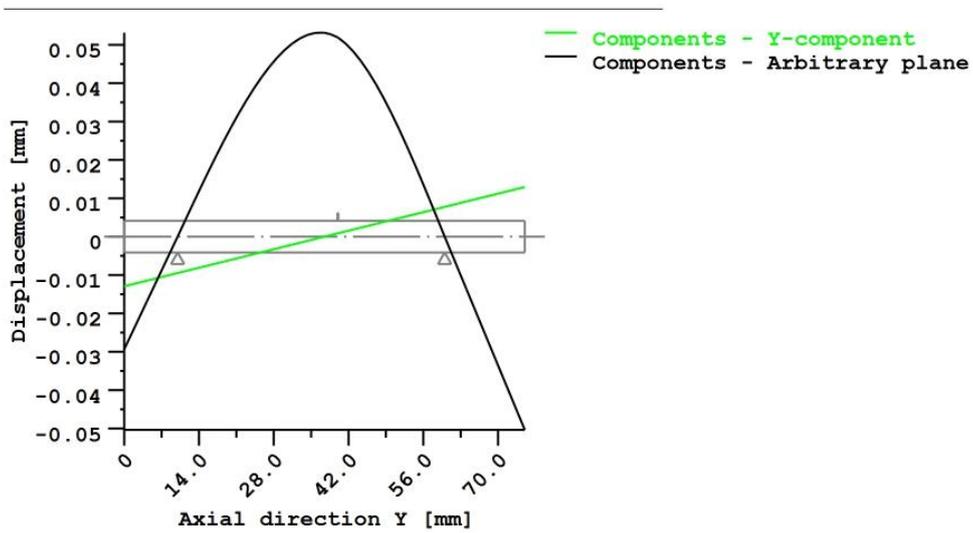
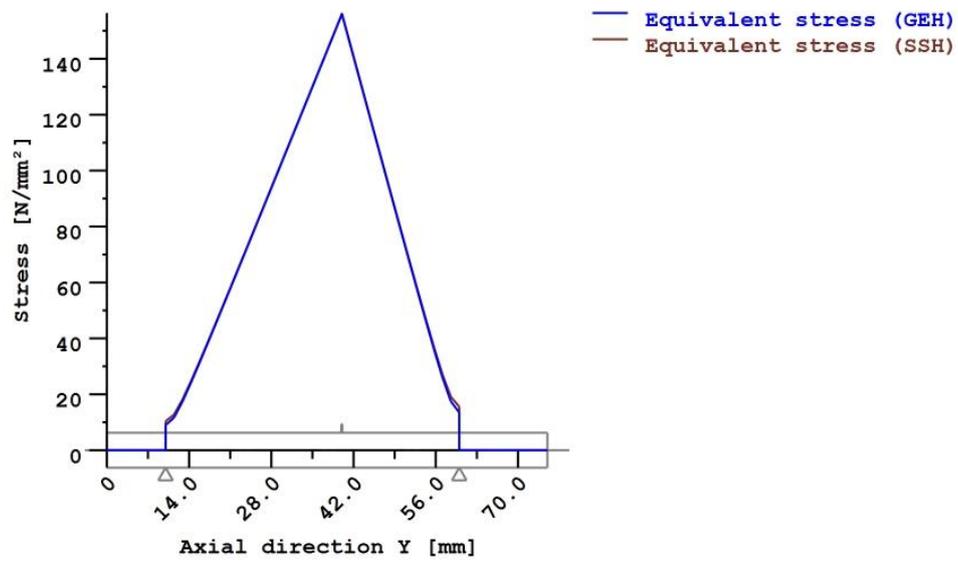


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 90 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ,D})^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ,D})^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft 1

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
Free cross section	20.00	Own Input

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SD	SS
Free cross section	1.00	0.89	1.00	6.02	6.67

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfσ: Surface factor

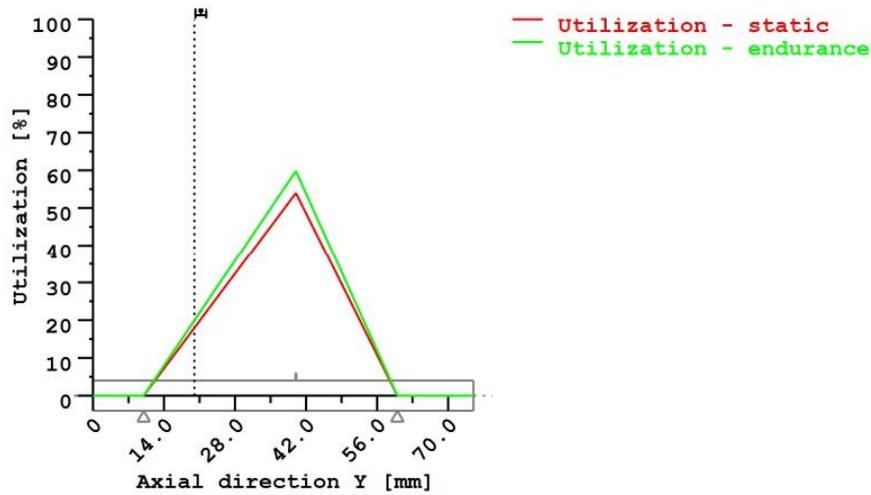
K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
Free cross section	17.988	19.931
Maximum utilization (%)	[A]	19.931



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		75.00
Speed (1/min)	[n]		690.00
Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Reference diameter material (mm)	[dB]			16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]			700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]			490.00
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)				280.00
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)				350.00
[τ_W] (bei dB) (N/mm ²)				210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]			6.50

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter

[σBeff] (N/mm ²)	700.00
[σSeff] (N/mm ²)	490.00
[σbF] (N/mm ²)	588.00
[rtF] (N/mm ²)	339.48
[σBRand] (N/mm ²)	628.00
[σzdW] (N/mm ²)	280.00
[σbW] (N/mm ²)	350.00
[rtW] (N/mm ²)	210.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'Free cross section' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	20.000
External diameter (mm)	[da]	6.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect	Own Input	
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Load: (N) (Nm)	Tension/Compression Bending Torsion Shearing			
Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	1.099	0.000	109.948
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	0.000	1.869	0.000	186.911
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	28.274	21.206	42.412	28.274

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	51.848	0.000	5.185
[σzdmax, σbmax, τmax, τqmax] (N/mm ²)	0.000	88.141	0.000	8.814

Technological size influence	[K1(σB)]	1.000
	[K1(σS)]	1.000

	Tension/Compression Bending Torsion			
Notch effect coefficient	[β(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) =		0.0		
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	1.000	1.000
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.892	0.892	0.938
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.121	1.121	1.066

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[mV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	249.733	312.167	196.947
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[ψσK]	0.217	0.287	0.164
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	249.733	312.167	196.947
Safety against fatigue	[S]		6.021	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		501.7	
Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	490.000	588.000	339.482
Safety yield stress	[S]		6.671	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		555.9	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit.
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

 End of Report

 lines: 319

Sistema SCA – Veio de ligação alavanca – pinhão

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	90.000
Speed (1/min)	300.00
Sense of rotation: clockwise	
Material (Own input)	POM
Young's modulus (N/mm ²)	2200.000
Poisson's ratio nu	0.440
Density (kg/m ³)	1420.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	110.000
Temperature (°C)	20.000
Weight of shaft (g)	25.696
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (g)	25.696
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	0.822
Momentum of mass GD2 (Nm ²)	0.000
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	POM (VDI2736)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	110.000
Temperature of housing (°C)	70.000
Thermal housing reference point (mm)	0.000
Reference temperature (°C)	20.000

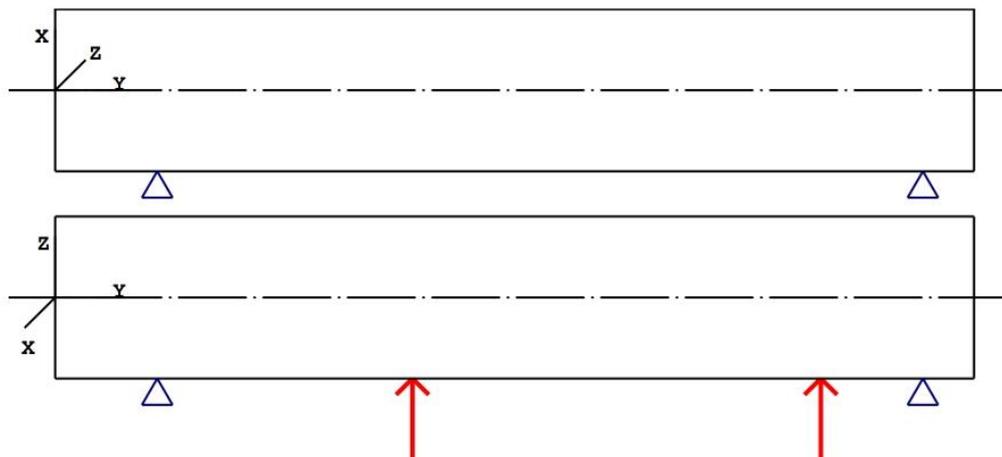


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 90.000mm
Diameter (mm)	[d]	16.0000	
Length (mm)	[l]	90.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[ylocal]	35.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	35.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		479.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[ylocal]	75.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	75.0000



Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	275.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Bearing

Label in the model		Support
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[Ylocal]	10.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	10.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: free Z: fixed		
Rx: free Ry: free Rz: free		

Label in the model		Support
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[Ylocal]	85.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	85.000
Degrees of freedom		
X: fixed Y: free Z: fixed		
Rx: free Ry: free Rz: free		

Results

Shaft

Maximum deflection (µm)	694.918
Position of the maximum (mm)	45.000
Mass center of gravity (mm)	45.000
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque (°)	0.000

Bearing

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[Y]	10.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.356	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.356	kN (-90°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	µm



Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	28.262	mrad (97.16')
Misalignment of bearing	[r _y]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	28.262	mrad (97.16')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	85.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	-0.398	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.398	kN (-90°)
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	-26.648	mrad (-91.61')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	26.648	mrad (91.61')

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)
 Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

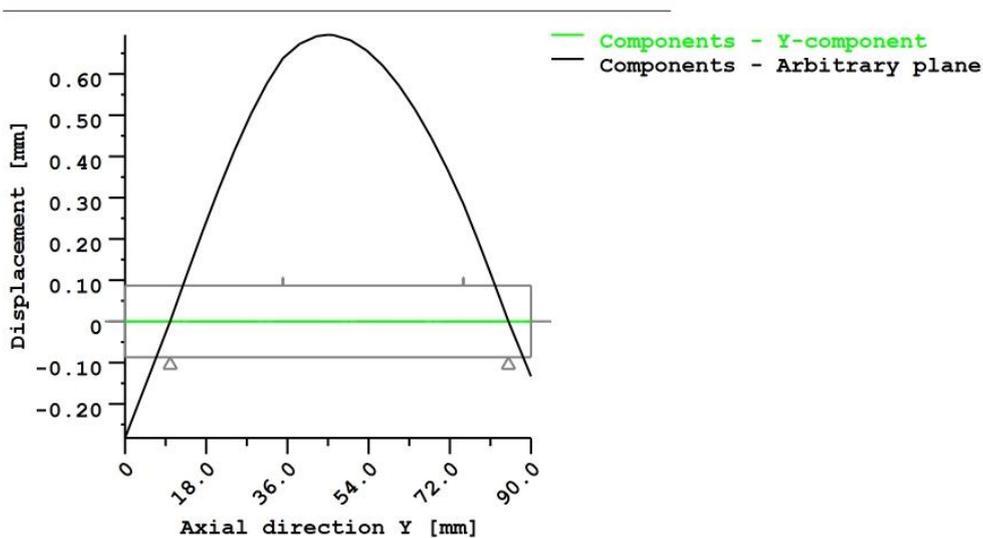
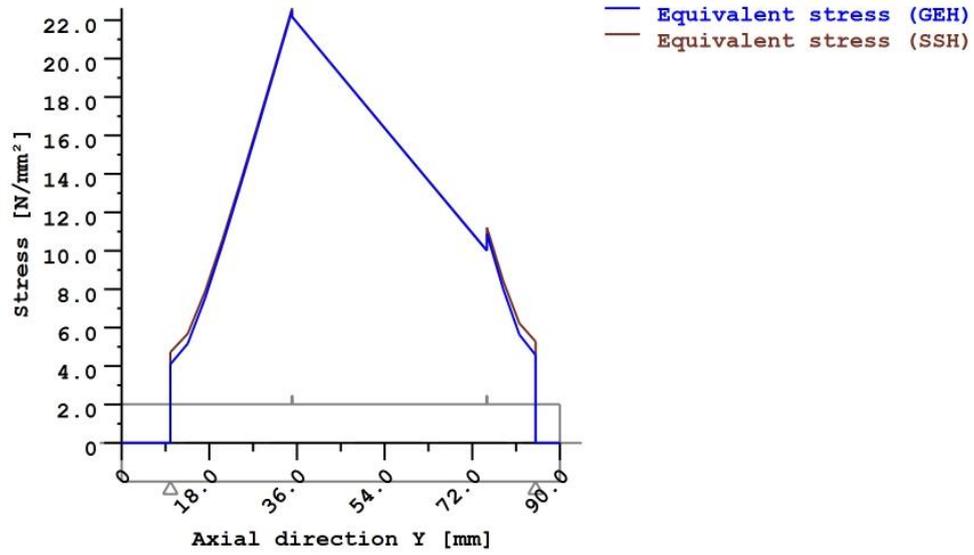


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 90 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}_D)^2 + 3 \cdot (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}_D)^2 + 4 \cdot (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft 1

Material	POM
Material type	Neutral
Material treatment	untreated
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
Free cross section	50.00	Own Input

Results:

Cross section	Kfb	Kfσ	K2d	SD	SS
Free cross section	1.00	0.89	0.95	16.99	19.72

Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

Kfb: Notch factor bending

Kfσ: Surface factor

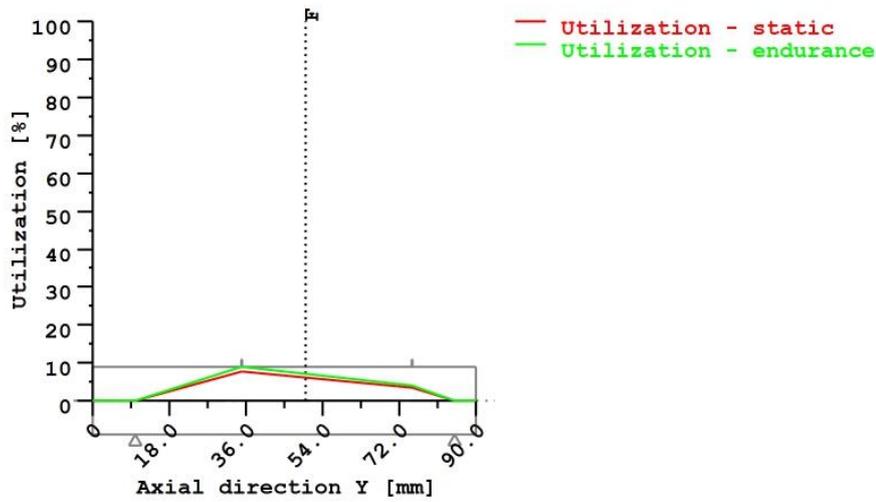
K2d: size factor bending

SD: Safety endurance limit

SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
Free cross section	6.085	7.062
Maximum utilization (%)	[A]	7.062



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)		[l]	90.00
Speed (1/min)		[n]	300.00
Material	POM		
Material type	Neutral		
Material treatment	untreated		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00		
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00		
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00		
[σ_{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)		280.00		
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		350.00		
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		210.00		
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	17.00		

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter

[σBeff] (N/mm ²)	700.00
[σSeff] (N/mm ²)	490.00
[σbF] (N/mm ²)	588.00
[τtF] (N/mm ²)	339.48
[σBRand] (N/mm ²)	628.00
[σzdW] (N/mm ²)	280.00
[σbW] (N/mm ²)	350.00
[τtW] (N/mm ²)	210.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'Free cross section' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	50.000
External diameter (mm)	[da]	16.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Own Input
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	7.053	0.000	122.981
Maximum value [Fzdm _{max} , Mb _{max} , T _{max} , Fq _{max}]	0.000	11.990	0.000	209.068
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	201.062	402.124	804.248	201.062

Stresses: (N/mm²)

[σzdm, σbm, τm, τqm] (N/mm ²)	0.000	0.000	0.000	0.000
[σzda, σba, τa, τqa] (N/mm ²)	0.000	17.539	0.000	0.816
[σzdm _{max} , σbm _{max} , τm _{max} , τqm _{max}] (N/mm ²)	0.000	29.816	0.000	1.386

Technological size influence	[K1(σB)]	1.000
	[K1(σS)]	1.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[β(dB)]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) = 0.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.949	0.949
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.892	0.892	0.938
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.121	1.174	1.120

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[mV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	249.733	298.005	187.575
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[ψσK]	0.217	0.270	0.155
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	249.733	298.005	187.575
Safety against fatigue	[S]		16.991	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1416.0	
Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	490.000	588.000	339.482
Safety yield stress	[S]		19.721	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		1643.4	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

 End of Report

 lines: 332

Sistema RAP – Veio de ligação polia – pinhão

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label		Shaft 1
Drawing		
Initial position (mm)		0.000
Length (mm)		90.000
Speed (1/min)		600.00
Sense of rotation: clockwise		
Material (Own input)		POM
Young's modulus (N/mm ²)		2200.000
Poisson's ratio nu		0.440
Density (kg/m ³)		1420.000
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	110.000
Temperature (°C)		20.000
Weight of shaft (g)		16.963
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)		
Weight of shaft, including additional masses (g)		16.963
Mass moment of inertia (kg*mm ²)		0.358
Momentum of mass GD2 (Nm ²)		0.000
Position in space (°)		0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO		
Consider deformations due to shearing		
Shear correction coefficient		1.100
Contact angle of rolling bearings is considered		
Tolerance field: Mean value		
Housing material		POM (VD2736)
Coefficient of thermal expansion	(10 ⁻⁶ /K)	110.000
Temperature of housing (°C)		70.000
Thermal housing reference point (mm)		0.000
Reference temperature (°C)		20.000

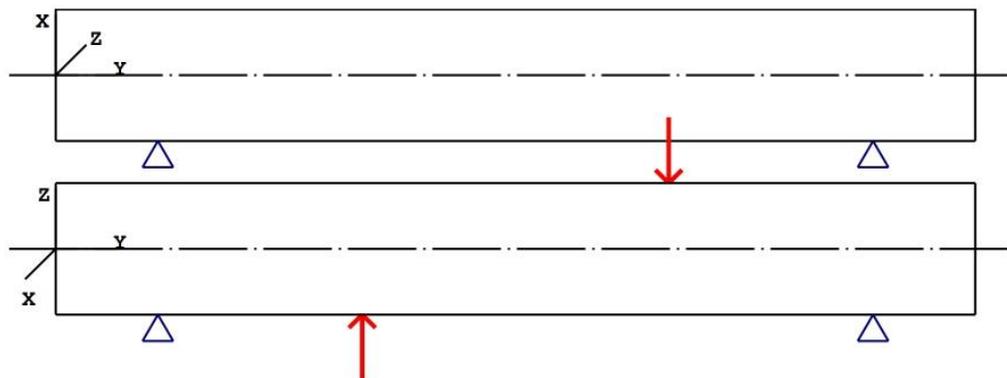


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)			0.000mm ... 90.000mm
Diameter (mm)	[d]	13.0000	
Length (mm)	[l]	90.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[ylocal]	30.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	30.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		745.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[ylocal]	60.0000
Position in global system (mm)	[yglobal]	60.0000

Length of load application (mm)	0.0000
Power (kW)	0.0000
Torque (Nm)	-0.0000
Axial force (N)	0.0000
Shearing force X (N)	0.0000
Shearing force Z (N)	-700.0000
Bending moment X (Nm)	0.0000
Bending moment Z (Nm)	0.0000

Bearing

Label in the model		Support
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[Ylocal]	10.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	10.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		
Label in the model		Support
Bearing type		Free bearing
Bearing position (mm)	[Ylocal]	80.000
Bearing position (mm)	[Yglobal]	80.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Results

Shaft

Maximum deflection (μm)	334.619
Position of the maximum (mm)	30.000
Mass center of gravity (mm)	45.000
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque ($^{\circ}$)	0.000

Bearing

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	10.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.332	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.332	kN (-90°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	μm
Displacement of bearing	[uy]	-0.000	μm



Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	20.381	mrad (70.07')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	20.381	mrad (70.07')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	80.00	mm
Bearing reaction force	[F _x]	-0.000	kN
Bearing reaction force	[F _y]	0.000	kN
Bearing reaction force	[F _z]	0.287	kN
Bearing reaction force	[F _r]	0.287	kN (90°)
Displacement of bearing	[u _x]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _y]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _z]	0.000	μm
Displacement of bearing	[u _r]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[r _x]	13.095	mrad (45.02')
Misalignment of bearing	[r _y]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _z]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[r _r]	13.095	mrad (45.02')

Note: Utilization = (Lreq/Lh)^(1/k)
 Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

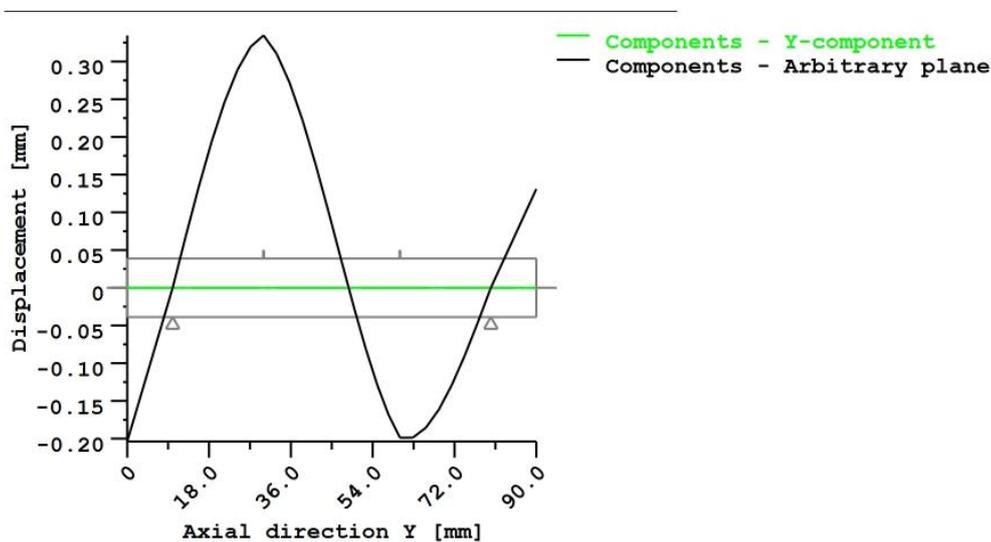
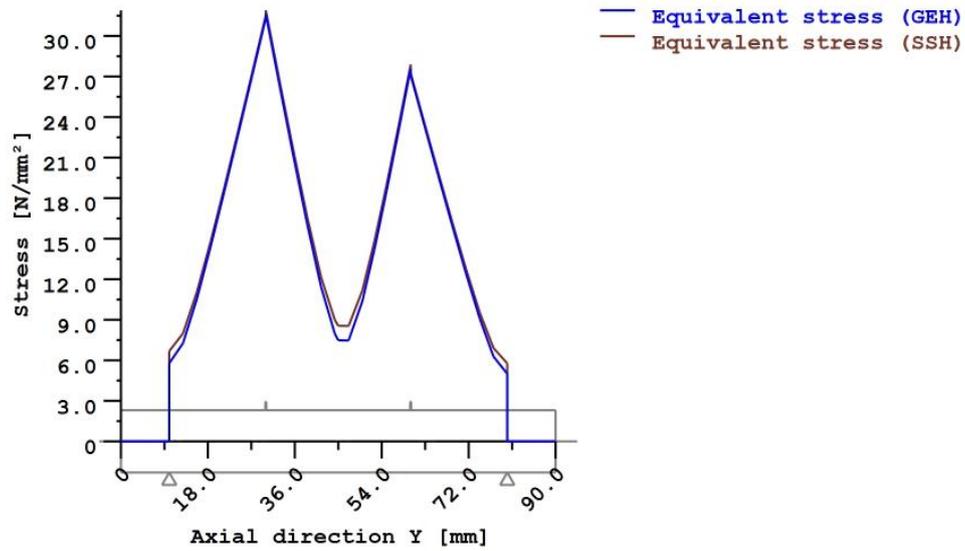


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 90 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations

GEH(von Mises): $\text{sigV} = ((\text{sigB} + \text{sigZ}, \text{D})^2 + 3 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

SSH(Tresca): $\text{sigV} = ((\text{sigB} - \text{sigZ}, \text{D})^2 + 4 * (\text{tauT} + \text{tauS})^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft 1

Material	POM
Material type	Neutral
Material treatment	untreated
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

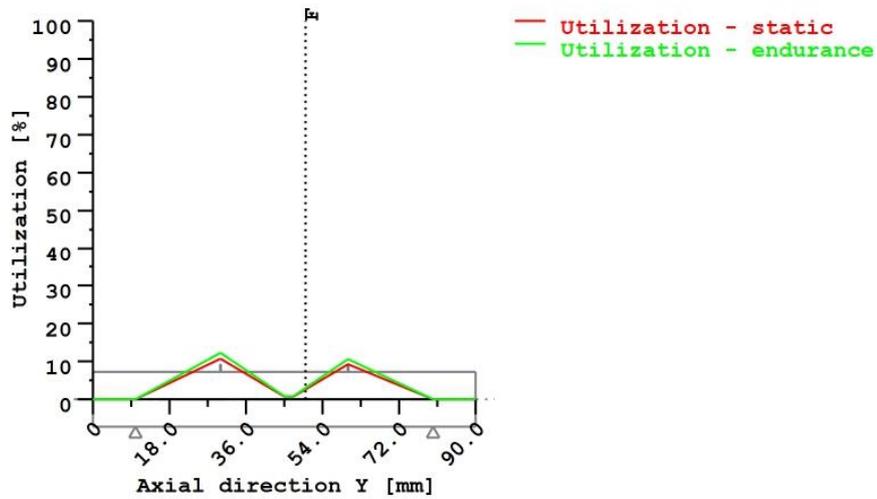
Cross section	Position (Y-Coord) (mm)				
Free cross section	50.00	Own Input			
Results:					
Cross section	Kfb	Kfo	K2d	SD	SS
Free cross section	1.00	0.89	0.96	40.32	46.19
Required safeties:				1.20	1.20

Abbreviations:

- Kfb: Notch factor bending
- Kfo: Surface factor
- K2d: size factor bending
- SD: Safety endurance limit
- SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
Free cross section	2.598	2.976
Maximum utilization (%)	[A]	2.976



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)		[l]	90.00
Speed (1/min)		[n]	600.00
Material	POM		
Material type	Neutral		
Material treatment	untreated		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Reference diameter material (mm)	[dB]	16.00		
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_B]	700.00		
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σ_S]	490.00		
[σ_{dW}] (bei dB) (N/mm ²)		280.00		
[σ_{bW}] (bei dB) (N/mm ²)		350.00		
[τ_{tW}] (bei dB) (N/mm ²)		210.00		
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]	14.00		

7/9

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter

[σ_{Beff}] (N/mm ²)	700.00
[σ_{Seff}] (N/mm ²)	490.00
[σ_bF] (N/mm ²)	588.00
[τ_tF] (N/mm ²)	339.48
[σ_{BRand}] (N/mm ²)	628.00
[σ_{dW}] (N/mm ²)	280.00
[σ_{bW}] (N/mm ²)	350.00
[τ_{tW}] (N/mm ²)	210.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'Free cross section' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	50.000
External diameter (mm)	[da]	13.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Own Input
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value [F_{zdm} , M_{bm} , T_m , F_{qm}]	0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude [F_{zda} , M_{ba} , T_a , F_{qa}]	0.000	1.615	0.000	412.856
Maximum value [$F_{zdm\max}$, $M_{b\max}$, T_{\max} , $F_{q\max}$]	0.000	2.746	0.000	701.855
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, W_b , W_t , A]	132.732	215.690	431.380	132.732

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	0.000	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	7.488	0.000	4.147
[$\sigma_{zdm\max}$, $\sigma_{b\max}$, τ_{\max} , $\tau_{q\max}$] (N/mm ²)	0.000	12.729	0.000	7.050

Technological size influence	[K1(σ_B)]	1.000
	[K1(σ_S)]	1.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[$\beta(dB)$]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) = 0.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.963	0.963
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.892	0.892	0.938
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.121	1.159	1.104

Present safety for endurance limit:

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[mV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	249.733	301.902	190.149
Influence coefficient of mean stress sensitivity.				
	[ψσK]	0.217	0.275	0.157
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	249.733	301.902	190.149
Safety against fatigue	[S]		40.319	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		3359.9	
Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	490.000	588.000	339.482
Safety yield stress	[S]		46.192	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		3849.4	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

 End of Report

 lines: 332

Sistema RAP – Veio do gerador

Analysis of shafts, axle and beams

Input data

Coordinate system shaft: see picture W-002

Label	Shaft 1
Drawing	
Initial position (mm)	0.000
Length (mm)	65.000
Speed (1/min)	690.00
Sense of rotation: clockwise	
Material	C45 (1)
Young's modulus (N/mm ²)	206000.000
Poisson's ratio nu	0.300
Density (kg/m ³)	7830.000
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature (°C)	50.000
Weight of shaft (g)	25.583
(Notice: Weight stands for the shaft only without considering the gears)	
Weight of shaft, including additional masses (g)	25.583
Mass moment of inertia (kg*mm ²)	0.205
Momentum of mass GD ² (Nm ²)	0.000
Position in space (°)	0.000
Gears mounted with stiffness according to ISO	
Consider deformations due to shearing	
Shear correction coefficient	1.100
Contact angle of rolling bearings is considered	
Tolerance field: Mean value	
Housing material	C45 (1)
Coefficient of thermal expansion (10 ⁻⁶ /K)	11.500
Temperature of housing (°C)	70.000
Thermal housing reference point (mm)	0.000
Reference temperature (°C)	20.000

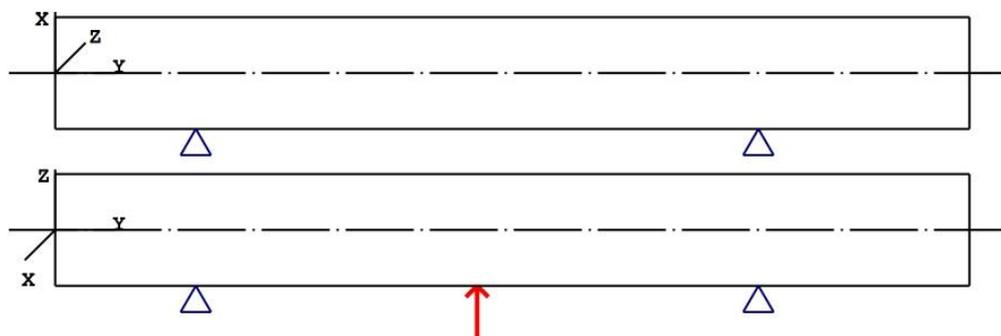


Figure: Load applications

Shaft definition (Shaft 1)

Outer contour

Cylinder (Cylinder)		0.000mm ...	65.000mm
Diameter (mm)	[d]	8.0000	
Length (mm)	[l]	65.0000	
Surface roughness (µm)	[Rz]	8.0000	

Forces

Type of force element		Centric force
Label in the model		Centric force
Position on shaft (mm)	[Ylocal]	30.0000
Position in global system (mm)	[Yglobal]	30.0000
Length of load application (mm)		0.0000
Power (kW)		0.0000
Torque (Nm)		-0.0000
Axial force (N)		0.0000
Shearing force X (N)		0.0000
Shearing force Z (N)		745.0000
Bending moment X (Nm)		0.0000
Bending moment Z (Nm)		0.0000

Bearing

Label in the model	Support
Bearing type	Free bearing

Bearing position (mm)	[ylokal]	10.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	10.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Label in the model	Support
Bearing type	Free bearing

Bearing position (mm)	[ylokal]	50.000
Bearing position (mm)	[yglobal]	50.000
Degrees of freedom		
X: fixedY: freeZ: fixed		
Rx: freeRy: freeRz: free		

Results

Shaft

Maximum deflection (μm)	26.975
Position of the maximum (mm)	65.000
Mass center of gravity (mm)	32.500
Total axial load (N)	0.000
Torsion under torque ($^\circ$)	0.000

Bearing

Rolling bearings, classical calculation (contact angle considered)

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	10.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.372	kN
Bearing reaction force	[Fr]	0.372	kN (-90°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	μm
Displacement of bearing	[uy]	-7.763	μm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	μm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	μm
Misalignment of bearing	[rx]	1.798	mrad (6.18')
Misalignment of bearing	[ry]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	-0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rr]	1.798	mrad (6.18')

Shaft 'Shaft 1' Bearing 'Support'

Position (Y-coordinate)	[y]	50.00	mm
Bearing reaction force	[Fx]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fy]	0.000	kN
Bearing reaction force	[Fz]	-0.372	kN



Bearing reaction force	[Fr]	0.372	kN (-90°)
Displacement of bearing	[ux]	0.000	µm
Displacement of bearing	[uy]	6.038	µm
Displacement of bearing	[uz]	0.000	µm
Displacement of bearing	[ur]	0.000	µm
Misalignment of bearing	[rx]	-1.798	mrad (-6.18')
Misalignment of bearing	[ry]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rz]	0.000	mrad (0')
Misalignment of bearing	[rr]	1.798	mrad (6.18')

Note: Utilization = $(L_{req}/L_h)^{1/k}$
 Ball bearing: k = 3, roller bearing: k = 10/3

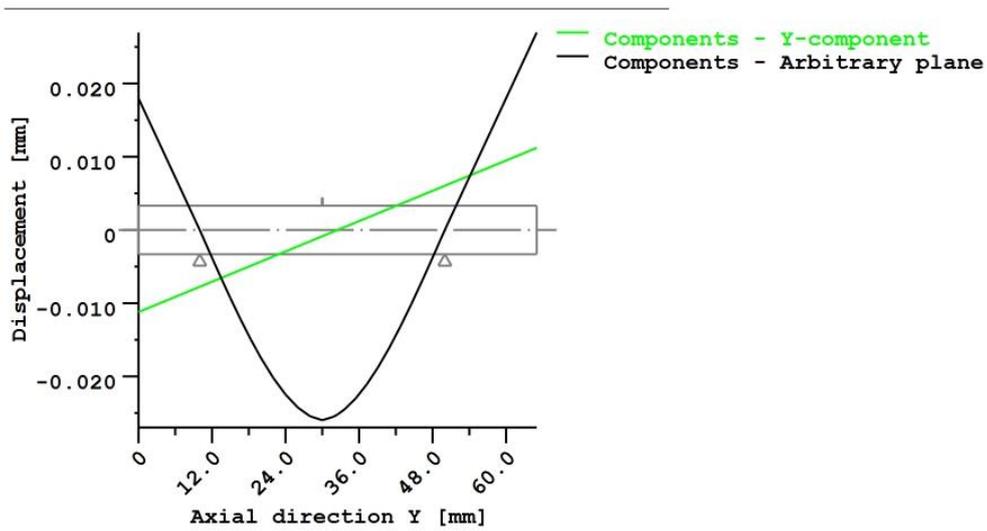
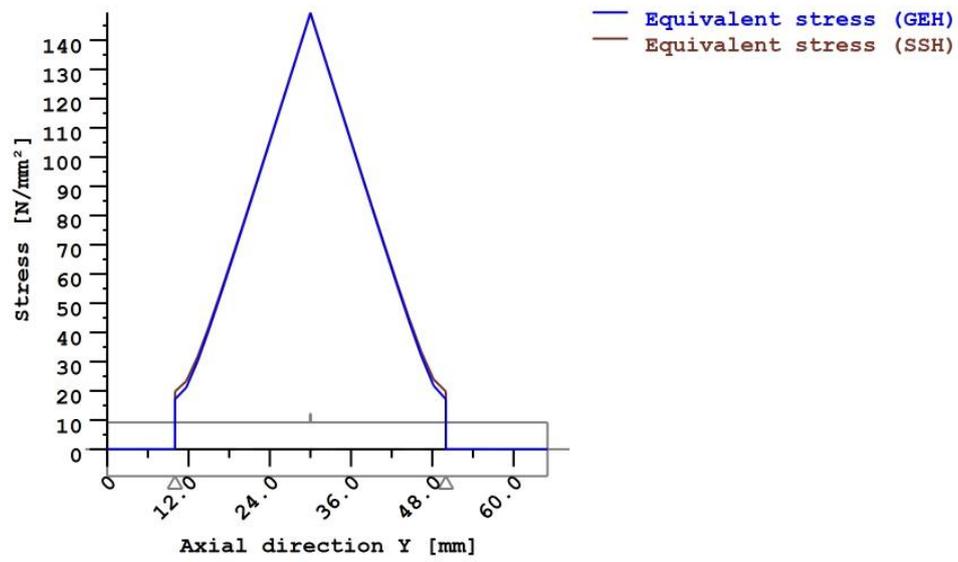


Figure: Deformation (bending etc.) (Arbitrary plane 270 121)



Nominal stresses, without taking into account stress concentrations
 GEH(von Mises): $\sigma_V = ((\sigma_B + \sigma_{Z,D})^2 + 3 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$
 SSH(Tresca): $\sigma_V = ((\sigma_B - \sigma_{Z,D})^2 + 4 \cdot (\tau_T + \tau_S)^2)^{1/2}$

Figure: Equivalent stress

Strength calculation according to DIN 743:2012

Summary

Shaft 1

Material	C45 (1)
Material type	Through hardened steel
Material treatment	unalloyed, through hardened
Surface treatment	No

Calculation of endurance limit and the static strength

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section	Position (Y-Coord) (mm)	
Free cross section	20.00	Own Input

Results:

Cross section	Kfb	Kfs	K2d	SD	SS
Free cross section	1.00	0.89	1.00	4.20	4.67

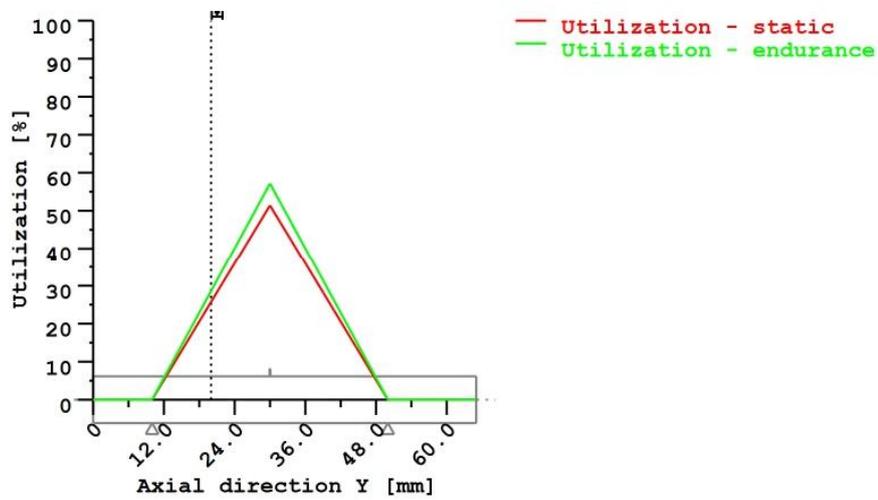
Required safeties:		1.20	1.20
--------------------	--	------	------

Abbreviations:

- Kfb: Notch factor bending
- Kfs: Surface factor
- K2d: size factor bending
- SD: Safety endurance limit
- SS: Safety against yield point

Utilization (%) [Smin/S]

Cross section	Static	Endurance
Free cross section	25.702	28.588
Maximum utilization (%)	[A]	28.588



Utilization = S_{min}/S (%)

Figure: Strength

Calculation details

General statements

Label	Shaft 1		
Drawing			
Length (mm)	[l]		65.00
Speed (1/min)	[n]		690.00
Material	C45 (1)		
Material type	Through hardened steel		
Material treatment	unalloyed, through hardened		
Surface treatment	No		

	Tension/Compression	Bending	Torsion	Shearing
Load factor static calculation	1.700	1.700	1.700	1.700
Load factor endurance limit	1.000	1.000	1.000	1.000
Reference diameter material (mm)	[dB]			16.00
σ_B according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σB]			700.00
σ_S according to DIN 743 (at dB) (N/mm ²)	[σS]			490.00
[σ _{zdW}] (bei dB) (N/mm ²)				280.00
[σ _{bW}] (bei dB) (N/mm ²)				350.00
[τ _{tW}] (bei dB) (N/mm ²)				210.00
Thickness of raw material (mm)	[dWerkst]			8.50

Material data calculated according DIN743/3 with K1(d)

Material strength calculated from size of raw material

Geometric size factor K1d calculated from raw material diameter

[σ_{Beff}] (N/mm ²)	700.00
[σ_{Seff}] (N/mm ²)	490.00
[σ_{bF}] (N/mm ²)	588.00
[τ_{tF}] (N/mm ²)	339.48
[σ_{BRand}] (N/mm ²)	628.00
[σ_{zdW}] (N/mm ²)	280.00
[σ_{bW}] (N/mm ²)	350.00
[τ_{tW}] (N/mm ²)	210.00

Endurance limit for single stage use

Calculation for load case 2 ($\sigma_{av}/\sigma_{mv} = \text{const}$)

Cross section 'Free cross section' Own Input

Comment

Position (Y-Coordinate) (mm)	[y]	20.000
External diameter (mm)	[da]	8.000
Inner diameter (mm)	[di]	0.000
Notch effect		Own Input
Mean roughness (μm)	[Rz]	8.000

Tension/Compression Bending Torsion Shearing

Load: (N) (Nm)				
Mean value [Fzdm, Mbm, Tm, Fqm]	-0.000	0.000	0.000	0.000
Amplitude [Fzda, Mba, Ta, Fqa]	0.000	3.724	0.000	372.382
Maximum value [Fzdmax, Mbmax, Tmax, Fqmax]	-0.000	6.330	0.000	633.049
Cross section, moment of resistance: (mm ²)				
[A, Wb, Wt, A]	50.265	50.265	100.531	50.265

Stresses: (N/mm²)

[σ_{zdm} , σ_{bm} , τ_m , τ_{qm}] (N/mm ²)	-0.000	0.000	0.000	0.000
[σ_{zda} , σ_{ba} , τ_a , τ_{qa}] (N/mm ²)	0.000	74.082	0.000	9.878
[σ_{zdmax} , σ_{bmax} , τ_{max} , τ_{qmax}] (N/mm ²)	-0.000	125.940	0.000	16.792

Technological size influence	[K1(σ_B)]	1.000
	[K1(σ_S)]	1.000

Tension/Compression Bending Torsion

Notch effect coefficient	[$\beta(dB)$]	0.000	0.000	0.000
[dB] (mm) = 0.0				
Geometrical size influence	[K3(d)]	0.000	0.000	0.000
Geometrical size influence	[K3(dB)]	0.000	0.000	0.000
Notch effect coefficient	[β]	1.000	1.000	1.000
Geometrical size influence	[K2(d)]	1.000	0.996	0.996
Influence coefficient surface roughness	[KF]	0.892	0.892	0.938
Surface stabilization factor	[KV]	1.000	1.000	1.000
Total influence coefficient	[K]	1.121	1.126	1.071

Present safety for endurance limit:

8/9

Equivalent mean stress (N/mm ²)	[σmV]		0.000	
Equivalent mean stress (N/mm ²)	[mV]		0.000	
Fatigue limit of part (N/mm ²)	[σWK]	249.733	310.966	196.151
Influence coefficient of mean stress sensitivity	[ψσK]	0.217	0.286	0.163
Permissible amplitude (N/mm ²)	[σADK]	249.733	310.966	196.151
Safety against fatigue	[S]		4.198	
Required safety against fatigue	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		349.8	
Present safety				
for proof against exceed of yield point:				
Static notch sensitivity factor	[K2F]	1.000	1.200	1.200
Increase coefficient	[γF]	1.000	1.000	1.000
Yield stress of part (N/mm ²)	[σFK]	490.000	588.000	339.482
Safety yield stress	[S]		4.669	
Required safety	[Smin]		1.200	
Result (%)	[S/Smin]		389.1	

Remarks:

- The shearing force is not considered in the analysis specified in DIN 743.
- Cross section with interference fit:
The notching factor for the light fit case is no longer defined in DIN 743.
The values are imported from the FKM-Guideline..

 End of Report

lines: 319

ANEXO E: Relatórios do KissSoft para o dimensionamento das rodas dentadas

Sistema RAP – Pinhão-cremalheira em Aço C45

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

--- Pinion ----- Rack -

Power (W)	[P]		791.681
Speed (1/min)	[n]	600.0	
Torque (Nm)	[T]	12.6	
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	4000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		-	+
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

--- Pinion ----- Rack -

Running center distance (mm)	[a]		29.250
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Rack height (mm)	[Hz]		15.000
Normal module (mm)	[mn]		1.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		0.0000
Number of teeth	[z]	20	
Facewidth (mm)	[b]	15.00	15.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	

Material

1/10

Gear 1: C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
 ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

Gear 2: C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
 ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
		HRC 57	HRC 57
Surface hardness			
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	370.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1220.00	1220.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	700.00	700.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	490.00	490.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :			
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C			
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.250 (rhofPmax* = 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Gear reference profile 2 :			
Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C			
Dedendum coefficient	[hfP*]		1.250
Root radius factor	[rhofP*]		0.250 (rhofPmax* = 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]		1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]		0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]		0.000
Protuberance angle	[alfprP]		0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]		0.000
Ramp angle	[alfKP]		0.000
		not topping	

Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (μm)	[Ca]	3.4	3.4

Lubrication type Oil bath lubrication
 Type of oil Oil: ISO-VG 460

Lubricant base		Mineral-oil base		
Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)		[nu40]	460.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)		[nu100]	28.00	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)		[roOil]	0.903	
Oil temperature (°C)		[TS]	70.000	
		--- Pinion ----- Rack -		
Transverse module (mm)		[mt]	1.500	
Pressure angle at pitch circle (°)		[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)		[alfwt]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)		[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)		[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)		[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients		[Summexi]	0.5000	
Profile shift coefficient		[x]	0.5000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)		[sn*]	1.9348	1.5708
Tip alteration (mm)		[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)		[d]	30.000	13.500
Base diameter (mm)		[db]	28.191	
Tip diameter (mm)		[da,HZ]	34.500	15.000
(mm)		[da,HZ.e/i]	34.500 / 34.490	15.000 / 14.995
Tip diameter allowances (mm)		[Ada,AHZ.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005
Tip form diameter (mm)		[dFa]	34.500	15.000
(mm)		[dFa.e/i]	34.500 / 34.490	15.000 / 14.995
Active tip diameter (mm)		[dNa.e/i]	34.500 / 34.490	15.000 / 14.995
Operating pitch diameter (mm)		[dw]	30.000	14.259
Root diameter (mm)		[df]	27.750	11.625
Generating Profile shift coefficient		[xE.e/i]	0.4505 / 0.4231	-0.0495 / -0.0769
Manufactured root diameter with xE (mm)		[df.e/i]	27.602 / 27.519	11.551 / 11.510
Theoretical tip clearance (mm)		[c]	0.376	0.376
Effective tip clearance (mm)		[c.e/i]	0.507 / 0.440	0.507 / 0.440
Active root diameter (mm)		[dNf]	28.793	12.604
(mm)		[dNf.e/i]	28.812 / 28.781	12.618 / 12.594
Root form diameter (mm)		[dFf]	28.653	12.038
(mm)		[dFf.e/i]	28.578 / 28.540	11.963 / 11.921
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)		[cF.e/i]	0.136 / 0.101	0.697 / 0.631
Addendum (mm)		[ha = mn * (haP*+x)]		2.250 / 1.500
(mm)		[ha.e/i]	2.250 / 2.245	1.500 / 1.495
Dedendum (mm)		[hf = mn * (hfP*-x)]		1.125 / 1.875
(mm)		[hf.e/i]	1.199 / 1.240	1.949 / 1.990
Roll angle at dFa (°)		[xsi_dFa.e/i]	40.421 / 40.386	
Roll angle to dNa (°)		[xsi_dNa.e/i]	40.421 / 40.386	
Roll angle to dNf (°)		[xsi_dNf.e/i]	12.092 / 11.781	
Roll angle at dFf (°)		[xsi_dFf.e/i]	9.534 / 9.045	
Tooth height (mm)		[h]	3.375	3.375
Virtual gear no. of teeth		[zn]	20.000	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)		[san]	0.709	1.264
(mm)		[san.e/i]	0.654 / 0.613	1.214 / 1.180
Normal space width at root circle (mm)		[efn]	0.000	0.991
(mm)		[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.955 / 0.935
Max. sliding velocity at tip (m/s)		[vga]	0.136	0.301
Specific sliding at the tip		[zetaa]	0.481	0.424
Specific sliding at the root		[zetaf]	-0.736	-0.928
Sliding factor on tip		[Kga]	0.319	0.144
Sliding factor on root		[Kgf]	-0.144	-0.319
Pitch on reference circle (mm)		[pt]		4.712

Base pitch (mm)	[pbt]	4.428
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	4.428
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	7.015 (7.046/ 6.961)
Length T1-A (mm)	[T1A]	9.944 (9.944/ 9.935)
Length T1-B (mm)	[T1B]	7.357 (7.327/ 7.403)
Length T1-C (mm)	[T1C]	5.108 (5.108/ 5.108)
Length T1-D (mm)	[T1D]	5.516 (5.516/ 5.507)
Length T1-E (mm)	[T1E]	2.929 (2.898/ 2.975)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	31.800 (30.272/ 30.266)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	30.272 (31.772/ 31.842)
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.584
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.591 / 1.581 / 1.572
Overlap ratio	[eps_b]	0.000
Total contact ratio	[eps_g]	1.584
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.591 / 1.581 / 1.572

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		--- Pinion ----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[F]	840.0
Axial force (N)	[Fa]	0.0
Radial force (N)	[Fr]	305.7
Normal force (N)	[Fnorm]	893.9
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	56.00
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	840.0
Axial force (N)	[Faw]	0.0
Radial force (N)	[Frw]	305.7
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.94
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.94
Running-in value (μm)	[yp]	0.5
Running-in value (μm)	[yf]	0.4
Correction coefficient	[CM]	0.800
Gear body coefficient	[CR]	1.000
Basic rack factor	[CBS]	0.975
Material coefficient	[E/Est]	1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	14.201
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgalf]	20.423
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgbet]	17.359
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00362
Resonance speed (min-1)	[nE1]	35865
Resonance ratio (-)	[N]	0.017
Subcritical range		
Running-in value (μm)	[ya]	0.5
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	30.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	3.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	15.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']	-1.00
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	6.67
from deformation of shaft (μm) (fsh (μm) = 0.49, B1= 1.00, fHb5 (μm) = 8.50)	[fsh*B1]	0.49

Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (μm) (B2= 1.00)	[fma*B2]	9.90	
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]	7.85	
Running-in value (μm)	[yb]	1.18	
Dynamic factor	[KV]	1.016	
Face load factor - flank	[KHb]	1.814	
- Tooth root	[KFb]	1.590	
- Scuffing	[KBb]	1.814	
Transverse load factor - flank	[KH α]	1.019	
- Tooth root	[KF α]	1.019	
- Scuffing	[KB α]	1.019	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	144.000	14.400
Rack length (mm)	[l]		942.478

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter (z0=50, x0= 0.000, roP*= 0.25

		--- Pinion ----- Rack -	
Calculated with manufacturing profile shift	[xE e]	0.4505	-0.0495
Tooth form factor	[YF]	1.24	1.34
Stress correction factor	[YS]	2.47	2.73
Working angle ($^{\circ}$)	[alfFn]	23.61	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.50	2.04
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.26	3.69
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.51	0.38
(hF* = 1.000/ 1.357 sFn* = 2.173/ 2.463 roF* = 0.341/ 0.250)			
(den/hen (mm) =			
		31.800/ 14.120 dsFn/hsFn(mm) = 27.958/ 11.738 alfsFn($^{\circ}$) =	30.00/ 30.00 qs = 3.182/ 4.925)

Helix angle factor	[Ybet]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	15.00
Nominal stress at tooth root (N/mm 2)	[sigF0]	114.20	136.97
Tooth root stress (N/mm 2)	[sigF]	235.00	281.86
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.006	1.020
Surface factor	[YRrelT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.925	0.969
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.891	0.945
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm 2)	[sigFE]	740.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm 2)	[sigFP=sigFG/SFmin]	507.04	538.05

Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	659.15	699.47
Required safety	[SFmin]	1.30	1.30
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	2.80	2.48
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1.71	1.51

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		--- Pinion	----- Rack -
Zone factor	[ZH]		2.500
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.897
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		15.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		578.88
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		887.03
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	887.03	887.03
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.072	1.057
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.954	0.963
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.929	0.943
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.968	1.099
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.919	1.054
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1180.28	1353.57
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1121.27	1285.89
Required safety	[SHmin]	0.95	0.95
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.26	1.45
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.26	1.45
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.60	2.10
Transmittable power (kW)	[kWRating]	1.40	1.84

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (μm)	[Ca]	3.40	3.40
Optimal tip relief (μm)	[CeFF]	4.93	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.000	

Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBT]	131.487
Kbg = 1.000, wBT*Kbg = 131.487		
Angle factor ($\epsilon_1: 1.092, \epsilon_2: 0.492$)	[Xalfbet]	0.976
Flash temperature-criteria		
Lubricant factor	[XL]	0.806
Tooth mass temperature (°C) (theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theflm)	[theMi]	71.96
Average flash temperature (°C)	[theflm]	4.17
Scuffing temperature (°C)	[theS]	340.99
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=0.947 [Gamma.E]=-0.427	[Gamma]	0.433
Highest contact temp. (°C)	[theB]	79.05
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\circ}\text{s}^{\circ}\text{m}^{\circ}$)	[XM]	50.058
Approach factor	[XJ]	1.001
Load sharing factor	[XGam]	1.000
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	75.57 (70.0 °C)
Coefficient of friction	[mym]	0.078
Required safety	[SBmin]	2.000
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	29.945
Integral temperature-criteria		
Lubricant factor	[XL]	1.000
Tooth mass temperature (°C) (theMC = theoil + XS*0.70*theflaint)	[theMC]	74.88
Mean flash temperature (°C)	[theflaint]	6.97
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	358.46
Flash factor ($^{\circ}\text{K}^{\circ}\text{N}^{\circ}\text{s}^{\circ}\text{m}^{\circ}$)	[XM]	50.058
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000
Contact ratio factor	[Xeps]	0.249
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	75.57 (70.0 °C)
Mean coefficient of friction	[mym]	0.097
Geometry factor	[XBE]	0.529
Meshing factor	[XQ]	0.808
Tip relief factor	[XCa]	1.793
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	85.34
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.200
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	18.803

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		— Pinion —	— Rack —
Tooth thickness deviation		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.054 / -0.084
Number of teeth spanned (Internal toothing: k = (Measurement gap number)	[k]	3.000	
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	12.004	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	11.953 / 11.925	
	[ΔWk.e/i]	-0.051 / -0.079	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	30.615	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.997	2.916
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.000	3.000

7/10

Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	17.976	16.149
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	17.927 / 17.899	16.075 / 16.034
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	31.395	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	35.952	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	35.854 / 35.799	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	35.952	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	35.854 / 35.799	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	35.854 / 35.799	
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	2.898	2.356
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	2.844 / 2.814	2.302 / 2.272
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	2.318	1.497
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	2.902	2.356
(mm)	[sn.e/i]	2.848 / 2.818	2.302 / 2.272
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	29.101 / 29.018	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.149 / -0.232	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.219	0.219
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	-0.011 / 0.011	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.008 / -0.008	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.242 / 0.138	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.176 / 0.100	
Normal backlash (mm)	[jrw]	0.165 / 0.094	
Torsional angle for fixed rack:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.0067/0.0038

7. GEAR ACCURACY

		--- Pinion	----- Rack -
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fpT]	7.00	7.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	6.60	6.60
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	9.50	9.50
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	5.50	5.50
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	4.60	4.60
Total profile deviation (µm)	[FaT]	7.50	7.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	7.00	7.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	7.00	7.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	10.00	10.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	20.00	20.00
Runout (µm)	[FrT]	16.00	16.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	35.00	35.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	14.00	14.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	23.00	23.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezahl und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	17.00 (Fb=17.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	34.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.115
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.700
Gear power loss (W)	[PVZ]	12.016
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	98.482)
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	52.7

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.30
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.95

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] > 1000000

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \%$; t (h)

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	36000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	36000	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	3600	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	3600	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

Sistema RAP – Pinhão-cremalheira em POM

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method Plastic according to VDI2545:1981-modified (YF Method C)

	Pinion	Rack
Power (W)	[P]	791.681
Speed (1/min)	[n]	600.0
Torque (Nm)	[T]	12.6
Application factor	[KA]	1.25
Required service life (h)	[H]	4000.00
Gear driving (+) / driven (-)	-	+
Working flank gear 1: Right flank		
Sense of rotation gear 1 counterclockwise		

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

	Pinion	Rack
Running center distance (mm)	[a]	53.500
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7	
Rack height (mm)	[H _z]	25.000

1/9

Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	20	
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	
Material			
Gear 1:	POM (VDI2545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated VDI2545[S B F Wd C]		
Gear 2:	POM (VDI2545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated VDI2545[S B F Wd C]		
		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Tooth root temperature (°C)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature (°C)	[TF]	70.0	70.0
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	20.00	20.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	45.00	45.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	45.00	45.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	2100	2100
Poisson's ratio	[ν]	0.440	0.440
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	0.00	0.00
Gear reference profile 1 :			
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfkP]	0.000	
		not topping	
Gear reference profile 2 :			
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfkP]	0.000	
		not topping	
Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250

Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (µm)	[Ca]	19.5	19.5
Lubrication type	Grease lubrication		
Type of grease	Grease: Ceplattyn KG 10 HMF		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Kinem. viscosity base oil at 40 °C (mm²/s)	[nu40]	500.00	
Kinem. viscosity base oil at 100 °C (mm²/s)	[nu100]	32.00	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm³)	[roOil]	0.900	
Grease temperature (°C)	[TS]	70.000	
	--- Pinion ----- Rack -		
Transverse module (mm)	[mI]	3.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alfI]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwI]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5000	
Profile shift coefficient	[x]	0.5000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9348	1.5708
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	60.000	22.000
Base diameter (mm)	[db]	56.382	
Tip diameter (mm)	[da,Hz]	69.000	25.000
(mm)	[da,Hz.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHz.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005
Tip form diameter (mm)	[dFa]	69.000	25.000
(mm)	[dFa.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	60.000	23.518
Root diameter (mm)	[df]	55.500	18.250
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4679 / 0.4496	-0.0321 / -0.0504
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	55.308 / 55.198	18.154 / 18.099
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.753	0.753
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.924 / 0.834	0.924 / 0.834
Active root diameter (mm)	[dNf]	57.586	20.209
(mm)	[dNf.e/i]	57.610 / 57.568	20.227 / 20.194
Root form diameter (mm)	[dFf]	57.306	19.075
(mm)	[dFf.e/i]	57.208 / 57.154	18.978 / 18.923
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.228 / 0.180	1.304 / 1.215
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		4.500 3.000
(mm)	[ha.e/i]	4.500 / 4.495	3.000 / 2.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		2.250 3.750
(mm)	[hf.e/i]	2.346 / 2.401	3.846 / 3.901
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	40.421 / 40.403	
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	40.421 / 40.403	
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	12.026 / 11.817	
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.845 / 9.518	

Tooth height (mm)	[h]	6.750	6.750
Virtual gear no. of teeth	[zn]	20.000	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.419	2.529
	[san.e/i]	1.345 / 1.292	2.462 / 2.419
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	1.983
	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	1.959 / 1.946
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.271	0.602
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.481	0.424
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.736	-0.928
Sliding factor on tip	[Kga]	0.319	0.144
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.144	-0.319
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		9.425
Base pitch (mm)	[pb]		8.856
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pe]		8.856
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	14.030 (14.074/ 13.962)	
Length T1-A (mm)	[T1A]	19.888 (19.888/ 19.879)	
Length T1-B (mm)	[T1B]	14.715 (14.671/ 14.773)	
Length T1-C (mm)	[T1C]	10.216 (10.217/ 10.216)	
Length T1-D (mm)	[T1D]	11.032 (11.032/ 11.023)	
Length T1-E (mm)	[T1E]	5.858 (5.814/ 5.917)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	63.600 (60.545/ 60.538)	
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	60.545 (63.559/ 63.655)	
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.584
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.589 / 1.583 / 1.577	
Overlap ratio	[eps_b]		0.000
Total contact ratio	[eps_g]		1.584
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.589 / 1.583 / 1.577	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		--- Pinion	----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	420.0	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	
Radial force (N)	[Fr]	152.9	
Normal force (N)	[Fnorm]	447.0	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	16.80	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	420.0	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	
Radial force (N)	[Frw]	152.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	1.88	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	1.88	
Running-in value (μm)	[yp]	0.0	
Running-in value (μm)	[yf]	0.0	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	0.010	
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	0.158	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgalf]	0.228	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgbet]	0.193	
The formula for c' and cg at w*KA < 25 N/mm is imprecise!			
c', cg is calculated with w*KA = 25 N/mm.			
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00262	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	4447	

Resonance ratio (-)	[N]		0.135
Subcritical range			
Running-in value (μm)	[ya]		8.0
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		50.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		5.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		25.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[-]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']	-1.00	
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]		0.01
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]		0.17
(fsh (μm) = 0.17, B1= 1.00, fHb5 (μm) = 10.00)			
Tooth without tooth trace modification Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]		12.02
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]		9.78
Running-in value (μm)	[yb]		9.78
Dynamic factor	[KV]		1.037
Face load factor - flank	[KHb]		1.000
- Tooth root	[KFB]		1.000
- Scuffing	[KBb]		1.000
Transverse load factor - flank	[KH α]		1.000
- Tooth root	[KF α]		1.000
- Scuffing	[KB α]		1.000
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	144.000	14.400
Rack length (mm)	[l]		1884.956

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter ($z_0=50$, $x_0=$ 0.000, $roFP^*=$ 0.250)

		--- Pinion ---	----- Rack -
Calculated with profile shift	[x]	0.5000	0.0000
Tooth form factor	[YF]	1.15	1.33
Stress correction factor	[YS]	2.60	2.75
Working angle ($^\circ$)	[alfFen]	23.51	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.84	3.92
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	6.59	7.28
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.98	0.75
($hF^* = 0.947/1.307$ $sFn^* = 2.197/2.427$ $roF^* = 0.328/0.250$)			
(den/hen (mm) =			
63.600/23.240 dsFn/hsFn(mm) = 56.192/18.625 alfsFn($^\circ$) = 30.00/30.00 qs = 3.352/4.853)			

Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00	25.00

Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	16.73	20.49	
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	21.68	26.55	
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.000	1.000	
Surface factor	[YRreIT]	1.000	1.000	
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000	
Finite life factor	[YNT]	0.925	0.969	
	[YdrelT*YRreIT*YX*YNT]	0.925	0.969	
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]		1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigF _{lim} (N/mm ²)	[sigFE]	40.00		40.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	26.44		27.69
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	37.01		38.76
Required safety	[SFmin]	1.40		1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.71		1.46
Transmittable power (kW)	[kWRating]	0.97		0.83

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		--- Pinion	----- Rack -
Zone factor	[ZH]		2.500
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		20.358
Contact ratio factor	[Zeps]		0.897
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		25.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		24.05
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		27.37
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	27.37	27.37
Lubrication coefficient at NL			
	[ZL]	1.146	1.115
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.921	0.936
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.000	1.000
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.968	1.099
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.022	1.147
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	45.97	51.61
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	45.97	51.61
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.68	1.89
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.68	1.89
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD) ²]	2.82	3.56
Transmittable power (kW)	[kWRating]	2.23	2.81

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion ----- Rack -	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.070 / -0.110
Number of teeth spanned	[k]	3.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	24.007	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	23.942 / 23.904	
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	61.247	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	5.994	5.833
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	6.000	6.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	35.952	27.298
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	35.889 / 35.852	27.202 / 27.147
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	62.866	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	71.905	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	71.777 / 71.704	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	71.905	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	71.777 / 71.704	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	71.777 / 71.704	
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	5.795	4.712
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	5.725 / 5.685	4.642 / 4.602
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	4.638	2.997
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	5.804	4.712
(mm)	[sn.e/i]	5.734 / 5.694	4.642 / 4.602
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	53.307 / 53.197	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.193 / -0.303	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.546	0.546
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 / -0.015	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.011 / -0.011	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.318 / 0.178	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.231 / 0.129	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.217 / 0.121	
Torsional angle for fixed rack:			
Entire torsional angle (°)	[jtSys]		0.0044 / 0.0025

7. GEAR ACCURACY

		--- Pinion ----- Rack -	
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (μm)	[fpT]	8.50	8.50
Base circle pitch deviation (μm)	[fpbT]	8.00	8.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (μm)	[Fpk/8T]	12.00	12.00
Profile form deviation (μm)	[ffaT]	8.50	8.50
Profile slope deviation (μm)	[fHaT]	7.00	7.00
Total profile deviation (μm)	[FaT]	11.00	11.00
Helix form deviation (μm)	[ffbT]	8.50	8.50
Helix slope deviation (μm)	[fHbT]	8.50	8.50

Total helix deviation (µm)	[FbT]	12.00	12.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	27.00	27.00
Runout (µm)	[FrT]	21.00	21.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	45.00	45.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	18.00	18.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	36.00	36.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	14.00	14.00

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezahl und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	21.00 (Fb=21.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	42.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.000
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.000
Gear power loss (W)	[PVZ]	0.000

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	32279
-------------------------	--------	-------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	3.228e+004
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	12.39	0.00	0.00

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (32278.8 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	100.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \%$; t (h)

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	36000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	36000	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	3600	1.7	1.122e+008	1.724e+008	100.00

2	Tooth flank	3600	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
---	-------------	------	-----	------------	------------	--------

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report

lines: 451

Sistema RAP – Pinhão-cremalheira em PA

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method Plastic according to VDI2545:1981-modified (YF Method C)

--- Pinion ----- Rack -

Power (W)	[P]	791.681
Speed (1/min)	[n]	600.0
Torque (Nm)	[T]	12.6
Application factor	[KA]	1.25
Required service life (h)	[H]	4000.00
Gear driving (+) / driven (-)	-	+
Working flank gear 1: Right flank		
Sense of rotation gear 1 counterclockwise		

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

--- Pinion ----- Rack -

Running center distance (mm)	[a]	53.500
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7	
Rack height (mm)	[Hz]	25.000

1/9

Normal module (mm)	[mn]	3.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	20	
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	

Material

Gear 1:	PA66 (VDI2545), Thermoplastic PA, untreated VDI2545[S B F Wd C]
Gear 2:	PA66 (VDI2545), Thermoplastic PA, untreated VDI2545[S B F Wd C]

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Tooth root temperature (°C)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature (°C)	[TF]	70.0	70.0
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	18.00	18.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	45.00	45.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	19.00	19.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	2150	2150
Poisson's ratio	[ν]	0.400	0.400
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	0.00	0.00

Gear reference profile 1 :

Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	

Gear reference profile 2 :

Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
		not topping	

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofp*]	0.250	0.250

Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000
Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (µm)	[Ca]	19.5	19.5
Lubrication type	Grease lubrication		
Type of grease	Grease: Ceplattyn KG 10 HMF		
Lubricant base	Mineral-oil base		
Kinem. viscosity base oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	500.00	
Kinem. viscosity base oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	32.00	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	12	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.900	
Grease temperature (°C)	[TS]	70.000	
	--- Pinion ----- Rack -		
Transverse module (mm)	[mt]	3.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5000	
Profile shift coefficient	[x]	0.5000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9348	1.5708
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	60.000	22.000
Base diameter (mm)	[db]	56.382	
Tip diameter (mm)	[da,Hz]	69.000	25.000
(mm)	[da,Hz.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHz.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005
Tip form diameter (mm)	[dFa]	69.000	25.000
(mm)	[dFa.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	69.000 / 68.990	25.000 / 24.995
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	60.000	23.518
Root diameter (mm)	[df]	55.500	18.250
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4679 / 0.4496	-0.0321 / -0.0504
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	55.308 / 55.198	18.154 / 18.099
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.753	0.753
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.924 / 0.834	0.924 / 0.834
Active root diameter (mm)	[dNf]	57.586	20.209
(mm)	[dNf.e/i]	57.610 / 57.568	20.227 / 20.194
Root form diameter (mm)	[dFf]	57.306	19.075
(mm)	[dFf.e/i]	57.208 / 57.154	18.978 / 18.923
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.228 / 0.180	1.304 / 1.215
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		4.500 3.000
(mm)	[ha.e/i]	4.500 / 4.495	3.000 / 2.995
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		2.250 3.750
(mm)	[hf.e/i]	2.346 / 2.401	3.846 / 3.901
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	40.421 / 40.403	
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	40.421 / 40.403	
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	12.026 / 11.817	
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	9.845 / 9.518	

Tooth height (mm)	[h]	6.750	6.750
Virtual gear no. of teeth	[zn]	20.000	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.419	2.529
(mm)	[san.e/i]	1.345 / 1.292	2.462 / 2.419
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	1.983
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	1.959 / 1.946
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.271	0.602
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.481	0.424
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.736	-0.928
Sliding factor on tip	[Kga]	0.319	0.144
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.144	-0.319
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		9.425
Base pitch (mm)	[pb]		8.856
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		8.856
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	14.030 (14.074/ 13.962)
Length T1-A (mm)	[T1A]	19.888 (19.888/ 19.879)
Length T1-B (mm)	[T1B]	14.715 (14.671/ 14.773)
Length T1-C (mm)	[T1C]	10.216 (10.217/ 10.216)
Length T1-D (mm)	[T1D]	11.032 (11.032/ 11.023)
Length T1-E (mm)	[T1E]	5.858 (5.814/ 5.917)
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	63.600 (60.545/ 60.538)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	60.545 (63.559/ 63.655)
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.584
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.589 /	1.583 / 1.577
Overlap ratio	[eps_b]		0.000
Total contact ratio	[eps_g]		1.584
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.589 /	1.583 / 1.577

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		--- Pinion	----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	420.0	
Axial force (N)	[Fa]	0.0	
Radial force (N)	[Fr]	152.9	
Normal force (N)	[Fnorm]	447.0	
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	16.80	
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	420.0	
Axial force (N)	[Faw]	0.0	
Radial force (N)	[Frw]	152.9	
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	1.88	
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	1.88	
Running-in value (μm)	[yp]	0.0	
Running-in value (μm)	[yf]	0.0	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	0.010	
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	0.162	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgalf]	0.233	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgbet]	0.198	
The formula for c' and cg at $w \cdot KA < 25$ N/mm is imprecise!			
c', cg is calculated with $w \cdot KA = 25$ N/mm.			
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00209	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	5044	

Resonance ratio (-)	[N]		0.119
Subcritical range			
Running-in value (μm)	[ya]		8.0
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		50.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		5.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		25.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']		-1.00
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]		0.01
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]		0.16
(fsh (μm) = 0.16, B1 = 1.00, fHb5 (μm) = 10.00)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]		12.02
(B2 = 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]		9.78
Running-in value (μm)	[yb]		9.78
Dynamic factor	[KV]		1.032
Face load factor - flank	[KHb]		1.000
- Tooth root	[KFb]		1.000
- Scuffing	[KBb]		1.000
Transverse load factor - flank	[KH α]		1.000
- Tooth root	[KF α]		1.000
- Scuffing	[KB α]		1.000
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	144.000	14.400
Rack length (mm)	[l]		1884.956

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter ($z_0=50$, $x_0=$ 0.000, $roF^*=$ 0.25)

		Pinion	Rack
Calculated with profile shift	[x]	0.5000	0.0000
Tooth form factor	[YF]	1.15	1.33
Stress correction factor	[YS]	2.60	2.75
Working angle ($^\circ$)	[alfFn]	23.51	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.84	3.92
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	6.59	7.28
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.98	0.75

($hF^* = 0.947/1.307$ $sFn^* = 2.197/2.427$ $roF^* = 0.328/0.250$)

(den/hen (mm) =

$63.600/23.240$ $dsFn/hsFn(\text{mm}) = 56.192/18.625$ $alfsFn(^{\circ}) = 30.00/30.00$ $qs = 3.352/4.853$)

Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Deep tooth factor	[YD T]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00	25.00

Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	16.73	20.49	
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	21.59	26.45	
Permissible bending stress at root of Test-gear				
Notch sensitivity factor	[YdrelT]	1.000	1.000	
Surface factor	[YRrelT]	1.000	1.000	
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000	
Finite life factor	[YNT]	0.925	0.969	
	[YdrelT*YRrelT*YX*YNT]	0.925	0.969	
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]		1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]		2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	36.00	36.00	
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	23.80	24.92	
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	33.31	34.89	
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40	
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	1.54	1.32	
Transmittable power (kW)	[kWRating]	0.87	0.75	

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		--- Pinion	----- Rack -	
Zone factor	[ZH]	2.500		
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	20.183		
Contact ratio factor	[Zeps]	0.897		
Helix angle factor	[Zbet]	1.000		
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00		
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]	23.84		
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHW]	27.08		
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00	
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	27.08	27.08	
Lubrication coefficient at NL				
	[ZL]	1.146	1.115	
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.921	0.936	
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.000	1.000	
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000	
Finite life factor	[ZNT]	0.968	1.099	
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.022	1.147	
Limited pitting is permitted:	No			
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000	
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	45.97	51.61	
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	45.97	51.61	
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00	
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.70	1.91	
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.70	1.91	
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	2.88	3.63	
Transmittable power (kW)	[kWRating]	2.28	2.88	

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion ----- Rack -	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.070 / -0.110
Number of teeth spanned	[k]	3.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	24.007	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	23.942 / 23.904	
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	61.247	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	5.994	5.833
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	6.000	6.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	35.952	27.298
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	35.889 / 35.852	27.202 / 27.147
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	62.866	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	71.905	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	71.777 / 71.704	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	71.905	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	71.777 / 71.704	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	71.777 / 71.704	
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	5.795	4.712
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	5.725 / 5.685	4.642 / 4.602
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	4.638	2.997
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	5.804	4.712
(mm)	[sn.e/i]	5.734 / 5.694	4.642 / 4.602
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	53.307 / 53.197	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.193 / -0.303	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.546	0.546
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 / -0.015	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.011 / -0.011	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.318 / 0.178	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.231 / 0.129	
Normal backlash (mm)	[jrw]	0.217 / 0.121	
Torsional angle for fixed rack:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.0044/0.0025

7. GEAR ACCURACY

		--- Pinion ----- Rack -	
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (μm)	[fptT]	8.50	8.50
Base circle pitch deviation (μm)	[fptB]	8.00	8.00
Sector pitch deviation over k/8 pitches (μm)	[Fpk/8T]	12.00	12.00
Profile form deviation (μm)	[ffaT]	8.50	8.50
Profile slope deviation (μm)	[fH-T]	7.00	7.00
Total profile deviation (μm)	[FaT]	11.00	11.00
Helix form deviation (μm)	[ffbT]	8.50	8.50
Helix slope deviation (μm)	[fHbT]	8.50	8.50

Total helix deviation (µm)		[FbT]	12.00	12.00
Total cumulative pitch deviation (µm)		[FpT]	27.00	27.00
Runout (µm)		[FrT]	21.00	21.00
Single flank composite, total (µm)		[FisT]	45.00	45.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	(µm)	[fisT]	18.00	18.00
Radial composite, total (µm)		[FidT]	36.00	36.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)		[fidT]	14.00	14.00

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezahl und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	21.00 (Fb=21.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	42.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.000
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.000
Gear power loss (W)	[PVZ]	0.000

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	700
-------------------------	--------	-----

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	699.9
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	571.49	0.00	0.00

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (699.9 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	100.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \%$; t (h)

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	36000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	36000	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	3600	1.7	2.433e+006	3.738e+006	0.00



2	Tooth flank	3600	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
---	-------------	------	-----	------------	------------	--------

Reliability of the configuration for required service life (%) 0.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRrelT and YX..

End of Report lines: 451

Sistema SCA – Pinhão-cremalheira em Aço C45

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

— Pinion ———— Rack -

Power (W)	[P]	270.962
Speed (1/min)	[n]	250.0
Torque (Nm)	[T]	10.4
Application factor	[KA]	1.25

1/10

Required service life (h) [H] 4000.00
 Gear driving (+) / driven (-) - +
 Working flank gear 1: Right flank
 Sense of rotation gear 1 counterclockwise

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

	--- Pinion ---	----- Rack -
Running center distance (mm)	[a]	31.500
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7	
Rack height (mm)	[Hz]	15.000
Normal module (mm)	[mn]	1.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000
Number of teeth	[z]	23
Facewidth (mm)	[b]	15.00 15.00
Hand of gear	Spur gear	
Accuracy grade	[Q-ISO1328:1995]	6 6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00

Material

Gear 1: C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
 ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened
 Gear 2: C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened
 ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

	----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Surface hardness	HRC 57	HRC 57
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)		
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim] 370.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim] 1220.00	1220.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB] 700.00	700.00
Yield point (N/mm ²)	[σS] 490.00	490.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E] 206000	206000
Poisson's ratio	[ν] 0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH] 0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF] 3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH] 4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF] 20.00	20.00

Gear reference profile 1 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250
 Root radius factor [rhofP*] 0.250 (rhofPmax* = 0.472)
 Addendum coefficient [haP*] 1.000
 Tip radius factor [rhoaP*] 0.000
 Protuberance height coefficient [hprP*] 0.000
 Protuberance angle [alfprP] 0.000
 Tip form height coefficient [hFaP*] 0.000
 Ramp angle [alfKP] 0.000

not topping

Gear reference profile 2 :
 Reference profile 1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C
 Dedendum coefficient [hfP*] 1.250

Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax*= 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofpP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	3.4	3.4
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type

Oil bath lubrication

Type of oil

Oil: ISO-VG 460

Lubricant base

Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	460.00	
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	28.00	
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.903	
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000	

--- Pinion ----- Rack -

Transverse module (mm)	[mt]	1.500	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5000	
Profile shift coefficient	[x]	0.5000	0.0000
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9348	1.5708
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000
Reference diameter (mm)	[d]	34.500	13.500
Base diameter (mm)	[db]	32.419	
Tip diameter (mm)	[da,HZ]	39.000	15.000
(mm)	[da,HZ.e/i]	39.000 / 38.990	15.000 / 14.995
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHZ.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005
Tip form diameter (mm)	[dFa]	39.000	15.000
(mm)	[dFa.e/i]	39.000 / 38.990	15.000 / 14.995
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	39.000 / 38.990	15.000 / 14.995
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	34.500	14.259
Root diameter (mm)	[df]	32.250	11.625
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4505 / 0.4231	-0.0495 / -0.0769
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	32.102 / 32.019	11.551 / 11.510
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.376	0.376
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.509 / 0.438	0.509 / 0.438
Active root diameter (mm)	[dNf]	33.253	12.561
(mm)	[dNf.e/i]	33.276 / 33.237	12.577 / 12.549

Root form diameter (mm)	[dFf]	33.097	12.038	
(mm)	[dFf.e/i]	33.013 / 32.968	11.964 / 11.922	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.154 / 0.112	0.655 / 0.585	
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		2.250	1.500
(mm)	[ha.e/i]	2.250 / 2.245	1.500 / 1.495	
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		1.125	1.875
(mm)	[hf.e/i]	1.199 / 1.240	1.949 / 1.990	
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	38.314 / 38.282		
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	38.314 / 38.282		
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	13.259 / 12.948		
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	11.011 / 10.585		
Tooth height (mm)	[h]	3.375	3.375	
Virtual gear no. of teeth	[zn]	23.000		
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	0.770	1.264	
(mm)	[san.e/i]	0.715 / 0.675	1.214 / 1.180	
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.991	
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.955 / 0.935	
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.056	0.129	
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.453	0.368	
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.583	-0.829	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.285	0.125	
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.125	-0.285	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		4.712	
Base pitch (mm)	[pbt]		4.428	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		4.428	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	7.140 (7.176/ 7.079)		
Length T1-A (mm)	[T1A]	10.840 (10.840/ 10.831)		
Length T1-B (mm)	[T1B]	8.128 (8.091/ 8.179)		
Length T1-C (mm)	[T1C]	5.878 (5.878/ 5.877)		
Length T1-D (mm)	[T1D]	6.411 (6.411/ 6.402)		
Length T1-E (mm)	[T1E]	3.700 (3.663/ 3.751)		
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	36.267 (34.863/ 34.857)		
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	34.863 (36.234/ 36.313)		
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.612	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.621 / 1.610 / 1.599		
Overlap ratio	[eps_b]		0.000	
Total contact ratio	[eps_g]		1.612	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.621 / 1.610 / 1.599		

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		— Pinion ———— Rack —
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]	600.0
Axial force (N)	[Fa]	0.0
Radial force (N)	[Fr]	218.4
Normal force (N)	[Fnorm]	638.5
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]	40.00
Only as information: Forces at operating pitch circle:		
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]	600.0
Axial force (N)	[Faw]	0.0
Radial force (N)	[Frw]	218.4
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]	0.45
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]	0.45
Running-in value (µm)	[yp]	0.5

Running-in value (μm)	[yf]	0.4	
Correction coefficient	[CM]	0.800	
Gear body coefficient	[CR]	1.000	
Basic rack factor	[CBS]	0.975	
Material coefficient	[E/Est]	1.000	
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']	13.222	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgal]	19.295	
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgbet]	16.401	
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]	0.00470	
Resonance speed (min-1)	[nE1]	26616	
Resonance ratio (-)	[N]	0.009	
Subcritical range			
Running-in value (μm)	[ya]	0.5	
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]	30.000	
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]	3.000	
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]	15.000	
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']	-1.00	
Tooth trace deviation (active) (μm)	[Fby]	6.80	
from deformation of shaft (μm)	[fsh*B1]	0.38	
(fsh (μm) = 0.38, B1= 1.00, fHb5 (μm) = 8.50)			
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	9.90	
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]	8.00	
Running-in value (μm)	[yb]	1.20	
Dynamic factor	[KV]	1.011	
Face load factor - flank	[KHb]	2.100	
- Tooth root	[KFb]	1.782	
- Scuffing	[KBb]	2.100	
Transverse load factor - flank	[KH α]	1.083	
- Tooth root	[KF α]	1.083	
- Scuffing	[KB α]	1.083	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	60.000	6.000
Rack length (mm)	[l]		1083.849

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

Internal toothing: Calculation of roF and sFn according to ISO 6336-3:2007-04-01

Internal toothing: Calculation of YF, YS with pinion type cutter ($z_0=50$, $x_0=$ 0.000, roF*= $\frac{1}{2}$) 0.25(

--- Pinion ----- Rack -

Calculated with manufacturing profile shift	[xE e]	0.4505	-0.0495
Tooth form factor	[YF]	1.20	1.31
Stress correction factor	[YS]	2.52	2.77
Working angle ($^\circ$)	[alfFen]	23.15	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	1.48	1.99

Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.30	3.69
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.51	0.38
(hF* = 0.987/1.324 sFn* = 2.200/2.463 roF* = 0.337/0.250)			
(den/hen (mm) =			
36.267/14.077 dsFn/hsFn(mm) = 32.464/11.738 alfsFn(°) = 30.00/30.00 qs = 3.263/4.925)			
Helix angle factor	[Ybet]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	15.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	80.59	96.64
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	196.63	235.79
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.007	1.020
Surface factor	[YRreIT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.942	0.986
	[YdreIT*YRreIT*YX*YNT]	0.907	0.962
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	740.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	516.36	547.58
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	671.27	711.85
Required safety	[SFmin]	1.30	1.30
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.41	3.02
Transmittable power (W)	[WRating]	711.58	629.25

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		--- Pinion	----- Rack -
Zone factor	[ZH]	2.499	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	189.812	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.892	
Helix angle factor	[Zbet]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]	453.42	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]	768.92	
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.00
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	768.92	768.92
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.072	1.047
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.947	0.964
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.932	0.955
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.994	1.174
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.940	1.132
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1207.75	1453.16
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1147.36	1380.50
Required safety	[SHmin]	0.95	0.95
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.49	1.80
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.49	1.80

(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	2.23	3.22
Transmittable power (W)	[WRating]	668.51	967.79

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s^0.5/K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	3.40	3.40
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	3.78	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	115.030	
Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 115.030			
Angle factor (ε1:1.121, ε2:0.492)	[Xalfbet]	0.977	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.806	
Tooth mass temperature (°C) (theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*thefilm)	[theMi]	71.15	
Average flash temperature (°C)	[thefilm]	2.45	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	340.99	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=0.844 [Gamma.E]= -0.371	[Gamma]	0.378	
Highest contact temp. (°C)	[theB]	75.30	
Flash factor (°K*N^-.75*s^0.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[XJ]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	1.000	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	75.57 (70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.086	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	51.174	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C) (theMC = theoil + XS*0.70*theflaint)	[theMC]	72.54	
Mean flash temperature (°C)	[theflaint]	3.62	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	358.46	
Flash factor (°K*N^-.75*s^0.5*m^-.5*mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.247	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	75.57 (70.0 °C)	
Mean coefficient of friction	[mym]	0.103	
Geometry factor	[XBE]	0.486	

7/10

Meshing factor	[XQ]	0.792
Tip relief factor	[XCα]	2.053
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	77.97
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.598
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	36.206

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion ---	----- Rack -
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.054 / -0.084	-0.054 / -0.084
Number of teeth spanned	[k]	4.000	
(Internal toothing: k = (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	16.495	
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	16.444 / 16.416	
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.051 / -0.079	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	36.345	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.926	2.916
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	3.000	3.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	20.257	16.149
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	20.206 / 20.178	16.075 / 16.034
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	35.984	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	40.426	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	40.325 / 40.269	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	40.426	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	40.325 / 40.269	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	40.325 / 40.269	
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	40.339	-0.000
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	40.238 / 40.182	-0.000 / -0.000
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	2.899	2.356
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	2.845 / 2.815	2.302 / 2.272
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	2.309	1.497
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	2.902	2.356
(mm)	[sn.e/i]	2.848 / 2.818	2.302 / 2.272
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	31.351 / 31.269	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.149 / -0.231	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.219	0.219
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	-0.013 / 0.013	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.009 / -0.009	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.244 / 0.136	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.177 / 0.099	
Normal backlash (mm)	[jrw]	0.166 / 0.093	
Torsional angle for fixed rack:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.0059/0.0033

7. GEAR ACCURACY

--- Pinion --- Rack -

According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997

Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (μm)	[fptT]	7.00	7.00
Base circle pitch deviation (μm)	[fpbT]	6.60	6.60
Sector pitch deviation over k/8 pitches (μm)	[Fpk/8T]	9.50	9.50
Profile form deviation (μm)	[ffaT]	5.50	5.50
Profile slope deviation (μm)	[fHaT]	4.60	4.60
Total profile deviation (μm)	[FaT]	7.50	7.50
Helix form deviation (μm)	[ffbT]	7.00	7.00
Helix slope deviation (μm)	[fHbT]	7.00	7.00
Total helix deviation (μm)	[FbT]	10.00	10.00
Total cumulative pitch deviation (μm)	[FpT]	20.00	20.00
Runout (μm)	[FrT]	16.00	16.00
Single flank composite, total (μm)	[FisT]	34.00	34.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fisT]	14.00	14.00
Radial composite, total (μm)	[FidT]	23.00	23.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fidT]	6.50	6.50

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezah und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	17.00 (Fb= 17.00)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	34.00

8. ADDITIONAL DATA

Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.108
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.635
Gear power loss (W)	[PVZ]	3.494
(Meshing efficiency (%))	[etaZ]	98.711)
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	43.1

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.30
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.95

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] > 1000000

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	1e+006	1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability $R(t)$ according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \% ; t \text{ (h)}$$

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	15000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	15000	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	1500	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	1500	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRrelIT and YX...

End of Report

lines: 505

Sistema SCA – Pinhão-cremalheira – POM

RACK ANALYSIS (CYLINDRICAL GEAR)

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method Plastic according to VD12545:1981-modified (YF Method B)

--- Pinion ----- Rack -

Power (W)	[P]	270.962	
Speed (1/min)	[n]	250.0	
Torque (Nm)	[T]	10.4	
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	4000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		-	+
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 counterclockwise			
Gearbox type: Gear with partly closed housing			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to DIN 3960:1987)

--- Pinion ----- Rack -

Running center distance (mm)	[a]	56.250	
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Rack height (mm)	[Hz]	20.000	
Normal module (mm)	[mn]	2.5000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	30	
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear	Spur gear		
Accuracy grade	[Q-DIN3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	

Material

Gear 1: POM (VD12545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated

VD12545[S B F Wd C]

Woehler line tooth root stress from file Z014-100.DAT

S-N curve (Woehler line) Hertzian pressure from file Z014-100.DAT

Gear 2: POM (VD12545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated

VD12545[S B F Wd C]

Woehler line tooth root stress from file Z014-100.DAT

S-N curve (Woehler line) Hertzian pressure from file Z014-100.DAT

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Tooth root temperature (°C)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature (°C)	[TF]	70.0	70.0

Tooth root strength at NL (N/mm ²)	[σFadm]	25.10	31.50
Strength against Hertzian pressure at NL (N/mm ²)	[σHadm]	21.80	32.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	45.20	45.20
Yield point (N/mm ²)	[σS]	41.00	41.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	2100	2100
Poisson's ratio	[ν]	0.440	0.440
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	0.00	0.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (μm)	[Ca]	19.5	19.5
-----------------	------	------	------

Lubrication type Dry-running

Ambient temperature (°C)	[TU]	20.000	
--------------------------	------	--------	--

--- Pinion ----- Rack -

Transverse module (mm)	[mt]	2.500	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfw]	20.000	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	20.000	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	

Base helix angle (°)	[betab]	0.000		
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5000	0.0000	
Profile shift coefficient	[x]	0.5000	0.0000	
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.9348	1.5708	
Tip alteration (mm)	[k*mn]	0.000	0.000	
Reference diameter (mm)	[d]	75.000	17.500	
Base diameter (mm)	[db]	70.477		
Tip diameter (mm)	[da,Hz]	82.500	20.000	
(mm)	[da,Hz.e/i]	82.500 / 82.490	20.000 / 19.995	
Tip diameter allowances (mm)	[Ada,AHz.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.005	
Tip form diameter (mm)	[dFa]	82.500	20.000	
(mm)	[dFa.e/i]	82.500 / 82.490	20.000 / 19.995	
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	82.500 / 82.490	20.000 / 19.995	
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	75.000	18.764	
Root diameter (mm)	[df]	71.250	14.375	
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.4615 / 0.4396	-0.0385 / -0.0604	
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	71.058 / 70.948	14.279 / 14.224	
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.627	0.627	
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.798 / 0.708	0.798 / 0.708	
Active root diameter (mm)	[dNf]	72.820	15.803	
(mm)	[dNf.e/i]	72.850 / 72.798	15.821 / 15.788	
Root form diameter (mm)	[dFf]	72.520	15.066	
(mm)	[dFf.e/i]	72.389 / 72.317	14.969 / 14.914	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.266 / 0.204	0.907 / 0.819	
Addendum (mm)	[ha = mn * (haP*+x)]		3.750	2.500
(mm)	[ha.e/i]	3.750 / 3.745	2.500 / 2.495	
Dedendum (mm)	[hf = mn * (hfP*-x)]		1.875	3.125
(mm)	[hf.e/i]	1.971 / 2.026	3.221 / 3.276	
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	34.866 / 34.850		
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	34.866 / 34.850		
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	14.992 / 14.825		
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	13.438 / 13.177		
Tooth height (mm)	[h]	5.625	5.625	
Virtual gear no. of teeth	[zn]	30.000		
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.447	2.107	
(mm)	[san.e/i]	1.376 / 1.326	2.041 / 1.997	
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	1.881	1.652	
(mm)	[efn.e/i]	1.916 / 1.937	1.624 / 1.608	
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.094	0.224	
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.400	0.282	
Specific sliding at the root	[zetaf]	-0.392	-0.665	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.229	0.096	
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.096	-0.229	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		7.854	
Base pitch (mm)	[pb]		7.380	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		7.380	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	12.281 (12.325/ 12.213)	
Length T1-A (mm)	[T1A]	21.443 (21.443/ 21.434)	
Length T1-B (mm)	[T1B]	16.542 (16.498/ 16.601)	
Length T1-C (mm)	[T1C]	12.789 (12.789/ 12.788)	
Length T1-D (mm)	[T1D]	14.063 (14.063/ 14.053)	
Length T1-E (mm)	[T1E]	9.162 (9.118/ 9.220)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	77.856 (75.882/ 75.875)	
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	75.882 (77.819/ 77.906)	
Transverse contact ratio	[eps_a]		1.664	

Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.670 / 1.662 / 1.655
Overlap ratio	[eps_b]	0.000
Total contact ratio	[eps_g]	1.664
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.670 / 1.662 / 1.655

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		--- Pinion	----- Rack -
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		276.0
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		100.5
Normal force (N)	[Fnorm]		293.7
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		11.04
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		276.0
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		100.5
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		0.98
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		0.98
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		0.010
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']		0.164
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cg]		0.245
Dynamic factor	[KV]		1.000
Face load factor - flank	[KHb]		1.000
- Tooth root	[KFb]		1.000
- Scuffing	[KBb]		1.000
Transverse load factor - flank	[KHα]		1.000
- Tooth root	[KFα]		1.000
- Scuffing	[KBα]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	60.000	6.000
Rack length (mm)	[l]		2356.194

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		--- Pinion	----- Rack -
Calculated with profile shift	[x]	0.5000	0.0000
Tooth form factor	[YF]	1.06	1.24
Stress correction factor	[YS]	2.76	2.85
Working angle (°)	[alfFen]	22.35	20.00
Bending moment arm (mm)	[hF]	2.28	3.04
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	5.65	6.07
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.79	0.63
(hF* = 0.913/ 1.215 sFn* = 2.260/ 2.427 roF* = 0.316/ 0.250)			
(den/hen (mm) =			
		77.856/ 18.329 dsFn/hsFn(mm) = 71.856/ 14.688 alfsFn(°) =	30.00/ 30.00 qs = 3.574/ 4.853)

Contact ratio factor	[Yeps]	1.000	
Helix angle factor	[Ybet]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00	25.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	12.87	15.58
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	16.08	19.47
Permissible bending stress at root from data tables			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.000	1.000
Surface factor	[YRreIT]	1.000	1.000
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Notice: When using Wohler lines from data files, the factors YdreIT, YRreIT, YX will be interpolated according to the breakpoints NLstatic and NLEndurance following ISO.			
Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdreIT*YRreIT*YX*YNT]	1.000	1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	50.20	63.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	35.86	45.00
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	50.20	63.00
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.12	3.24
Transmittable power (W)	[WRating]	604.06	626.24

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		--- Pinion	----- Rack -
Zone factor	[ZH]	2.498	
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]	20.358	
Contact ratio factor	[Zeps]	0.882	
Helix angle factor	[Zbet]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00	
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]	17.13	
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]	19.15	
Lubrication coefficient at NL			
	[ZL]	1.000	1.000
Speed coefficient at NL	[ZV]	1.000	1.000
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.000	1.000
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Notice: When using Wohler lines from data files, the factors ZL, ZV, ZR, ZW will be interpolated according to the breakpoints NLstatic and NLEndurance following ISO.			
Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.000	1.000
Limited pitting is permitted:			
	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	21.80	32.00
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	21.80	32.00
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle	[SHw]	1.14	1.67
Transmittable power (W)	[WRating]	308.39	452.68

4a. WEAR

Line load at reference diameter (N/mm)	[w]	11.04
--	-----	-------

Line load at reference diameter (N/mm)	$[K_A * K_V * K_V * K_{H\beta} * K_{H\alpha} * w]$	13.80	
Loss factor	$[H_V]$	0.099	
Length of active flank (mm)	$[F_l]$	5.32	4.45
Wear factor ($\text{mm}^3/\text{Nm}/10^6$)	$[k_w]$	3.40000	3.40000
Data from file k_{w1} : Z014-100.DAT			
Data from file k_{w2} : Z014-100.DAT			
Normal tooth thickness in pitch circle (mm)	$[s_n]$	4.84	3.93
Maximum permissible wear (%)	$[W_{limit}]$	15.00	
Permissible wear on flank (mm)	$[\delta W_{limn}]$	0.73	0.59
Wear removal (mm)	$[\delta W_n]$	0.41057	0.04911
Wear removal (mg)	$[=IFL * b * z_{ro} * \delta W_n]$	2325.3	23253.5
Required safety	$[S_{Wmin}]$	1.10	
Safety against wear	$[S_W]$	1.77	12.00

Calculation for safety against shearing for plastics

Normal tooth thickness in the active root diameter (mm)	$[s_{dNF} * \delta W_n]$	4.89	5.03
Shearing stress (N/mm^2)	$[\tau_{nom}]$	2.26	2.19
Notch effect coefficient	$[K_T]$	1.25	1.25
Permitted shearing strength (N/mm^2)	$[\tau_B]$	13.98	17.55
Required safety	$[S_{Tmin}]$	2.50	
Safety shearing	$[S_T]$	4.95	6.40

$$T_B = 0.557 * \sigma_{Fadm}; \quad S_T = T_B / (\tau_{nom} * K_T)$$

Calculation of local wear with speeds and load distribution according to method A:

Calculation was not carried out. (Contact analysis under load is required.)

Important note:

the kw wear coefficients are usually determined using a plastic/steel pairing..

The coefficients may be very different if pairings of other materials are used..

This calculation is designed to give an indication of possible service life, however it has not yet been checked exhaustively in real life..

5. BENDING

According to VDI2545:1981

Tooth deformation (μm)	$[f_a]$	94.111	
Permissible tooth deformation (μm)	$[f_{azul}]$	250.000	
Required safety	$[S_{del}]$	1.000	
Safety against deformation	$[S_{delmin}]$	2.656	

Experimental method using tooth stiffness according ISO6336:2006:

Tooth deformation (μm)	$[f_{aExp}]$	72.155	36.814
Permissible tooth deformation (μm)	$[f_{azulExp}]$	171.409	171.409
Required safety	$[S_{del}]$	1.000	
Safety against clamping	$[S_{delExp}]$	2.376	4.656

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		--- Pinion ----- Rack -	
		DIN 3967 cd25 DIN 3967 cd25	
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	$[As.e/i]$	-0.070 / -0.110	-0.070 / -0.110
Number of teeth spanned	$[k]$	5.000	
(Internal toothing: $k =$ (Measurement gap number)			
Base tangent length (no backlash) (mm)	$[W_k]$	35.117	

Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	35.051 / 35.014	
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	78.704	
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	4.700	4.861
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	5.000	5.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	42.604	21.915
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	42.535 / 42.495	21.819 / 21.764
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	77.786	
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	85.208	
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	85.070 / 84.990	
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	85.208	
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	85.070 / 84.990	
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	85.070 / 84.990	
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	4.834	3.927
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	4.764 / 4.724	3.857 / 3.817
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	3.825	2.497
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	4.837	3.927
(mm)	[sn.e/i]	4.767 / 4.727	3.857 / 3.817
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	56.057 / 55.947	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.193 / -0.303	
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.420	0.420
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 / -0.015	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.011 / -0.011	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.318 / 0.178	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.231 / 0.129	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.217 / 0.121	
Torsional angle for fixed rack:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.0035/0.0020

7. GEAR ACCURACY

		--- Pinion	----- Rack -
According to DIN 3961:1978			
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation (μm)	[ff]	8.00	8.00
Profile slope deviation (μm)	[fHa]	6.00	6.00
Total profile deviation (μm)	[Ff]	10.00	10.00
Helix form deviation (μm)	[fbf]	5.50	5.50
Helix slope deviation (μm)	[fHb]	9.00	9.00
Total helix deviation (μm)	[Fb]	10.00	10.00
Normal base pitch deviation (μm)	[fpe]	8.00	8.00
Single pitch deviation (μm)	[fp]	8.00	8.00
Adjacent pitch difference (μm)	[fu]	10.00	10.00
Total cumulative pitch deviation (μm)	[Fp]	27.00	27.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches (μm)	[Fpz/8]	17.00	17.00
Runout (μm)	[Fr]	19.00	19.00
Tooth Thickness Variation (μm)	[Rs]	11.00	11.00
Single flank composite, total (μm)	[Fi']	30.00	30.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi']	13.00	13.00
Radial composite, total (μm)	[Fi'']	22.00	22.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi'']	9.00	9.00

According to DIN 58405:1972 (Feinwerktechnik):

Tooth-to-tooth composite error (μm)	[fi"]	9.00	9.00
Composite error (μm)	[Fi"]	25.00	25.00
Axis alignment error (μm)	[fp]	9.56	9.56
Flank direction error (μm)	[fbeta]	5.00	5.00
Runout (μm)	[Trk, Fr]	24.00	24.00

(Tolerances of rack following DIN 3961:1978 mit der Zähnezah und dem Teilkreis des Ritzels berechnet)

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	22.00 (Fb=22.00)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	44.00

8. ADDITIONAL DATA

Exponent kappa (temperature calculation)	[ExpKappa]	0.400	
Coefficient of friction	[mum]	0.200	
Loss factor	[HV]	0.099	
Coefficient for frequency of running	[KstEDf]	1.000	
Casing surface (m^2)	[Oberfläche]	256.50000	
Gear power loss (W)	[PVZ]	5.352	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	98.025)	
Tooth root temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[TF]	70.0	70.0
Heat transfer coefficient, root	[KF]	0.0	0.0
Heat transfer coefficient, flank	[KH]	0.0	0.0

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00
Required safety for wear	[SWmin]	1.10

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	6426	
Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	9980	9.98e+004
Wear service life (h)	[HWatt]	6426	4.362e+004

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%	W1%	W2%
0.00	0.00	40.08	4.01	62.25	9.17

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (6425.9 h)

F1%	F2%	H1%	H2%	W1%	W2%
0.00	0.00	64.39	6.44	100.00	14.73

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \% ; t (h)$$

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	15000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	15000	1.3	1.349e+008	6.429e+008	100.00
2	Tooth root	1500	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	1500	1.3	1.349e+008	6.429e+008	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/l] imply: Maximum [e] and Minimal value [l] with consideration of all tolerances
 - Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
 - For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.

End of Report

lines: 474

Sistema SCA – Engrenagens – Aço

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Power (W)	[P]		90.321
Speed (1/min)	[n]	250.0	769.2
Torque (Nm)	[T]	3.450	1.121
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		4000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

1/10

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Center distance (mm)	[a]		40.455
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		1.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		0.0000
Number of teeth	[z]	40	13
Facewidth (mm)	[b]	15.00	15.00
Hand of gear			Spur gear
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1:	C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened
Gear 2:	C45 (2), Through hardened steel, flame/ind. hardened ISO 6336-5 Figure 11/12 (MQ) Flank & root hardened

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Surface hardness		HRC 57	HRC 57
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT >=0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	370.00	370.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1220.00	1220.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	700.00	700.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	490.00	490.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile	1 :	
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Gear reference profile	2 :	
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C	
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)
Addendum coefficient	[haP*]	1.000
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000
Protuberance angle	[alfprP]	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000
Ramp angle	[alfKP]	0.000

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (µm)	[Ca]	3.4	3.4
-----------------	------	-----	-----

Lubrication type

Oil bath lubrication

Type of oil

Oil: ISO-VG 460

Lubricant base

Mineral-oil base

Kinem. viscosity oil at 40 °C (mm ² /s)	[nu40]	460.00
Kinem. viscosity oil at 100 °C (mm ² /s)	[nu100]	28.00
Specific density at 15 °C (kg/dm ³)	[roOil]	0.903
Oil temperature (°C)	[TS]	70.000

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Overall transmission ratio	[itot]	-0.325	
Gear ratio	[u]	3.077	
Transverse module (mm)	[mt]	1.500	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	22.586	
	[alfwt.e/i]	22.628 / 22.543	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.586	
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000	
Base helix angle (°)	[betab]	0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]	39.750	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.5000	
Profile shift coefficient	[x]	0.0168	0.4832
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.5830	1.9226
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.045	-0.045
Reference diameter (mm)	[d]	60.000	19.500
Base diameter (mm)	[db]	56.382	18.324
Tip diameter (mm)	[da]	62.960	23.860
(mm)	[da.e/i]	62.960 / 62.950	23.860 / 23.850
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	62.960	23.860
(mm)	[dFa.e/i]	62.960 / 62.950	23.860 / 23.850
Active tip diameter (mm)	[dNa]	62.960	23.860
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	62.960 / 62.950	23.860 / 23.850
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	61.065	19.846
(mm)	[dw.e/i]	61.084 / 61.046	19.852 / 19.840
Root diameter (mm)	[df]	56.300	17.200
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0473/ -0.0840	0.4338/ 0.4063
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	56.108 / 55.998	17.051 / 16.969
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.375	0.375
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.508 / 0.437	0.544 / 0.459
Active root diameter (mm)	[dNf]	58.552	18.577
(mm)	[dNf.e/i]	58.574 / 58.534	18.591 / 18.566
Root form diameter (mm)	[dFf]	57.473	18.376
(mm)	[dFf.e/i]	57.366 / 57.308	18.349 / 18.338
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.633 / 0.584	0.127 / 0.109

Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	1.480	2.180
(mm)	[ha.e/i]	1.480 / 1.475	2.180 / 2.175
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	1.850	1.150
(mm)	[hf.e/i]	1.946 / 2.001	1.224 / 1.266
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	28.474 / 28.452	47.782 / 47.733
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	28.474 / 28.452	47.782 / 47.733
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	16.132 / 15.984	9.826 / 9.348
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	10.756 / 10.430	2.980 / 2.226
Tooth height (mm)	[h]	3.330	3.330
Virtual gear no. of teeth	[zn]	40.000	13.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.179	0.571
(mm)	[san.e/i]	1.111 / 1.064	0.513 / 0.469
Normal tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	1.179	0.571
(mm)	[sFan.e/i]	1.111 / 1.064	0.513 / 0.469
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.244	0.409
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.665	0.664
Specific sliding at the root	[zetaf]	-1.977	-1.981
Mean specific sliding	[zetam]	0.664	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.305	0.511
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.511	-0.305
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	4.712	
Base pitch (mm)	[pbt]	4.428	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	4.428	
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	6.113 (6.146 / 6.062)	
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	7.897(7.864/ 7.937)	7.641(7.641/ 7.633)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	9.582(9.582/ 9.571)	5.956(5.923/ 5.999)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	11.726(11.702/ 11.751)	3.811(3.803/ 3.819)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	12.325(12.292/ 12.365)	3.212(3.212/ 3.205)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	14.010(14.010/ 13.999)	1.527(1.495/ 1.571)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	15.537 (15.505 / 15.570)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	59.549(59.549/ 59.542)	21.855(21.820/ 21.903)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	61.535(61.509/ 61.567)	19.418(19.418/ 19.413)
Addendum contact ratio	[eps]	0.516(0.521/ 0.508)	0.865(0.867/ 0.861)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	15.000	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.381	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.388 / 1.378 / 1.369	
Overlap ratio	[eps_b]	0.000	
Total contact ratio	[eps_g]	1.381	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.388 / 1.378 / 1.369	

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		115.0
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		41.9
Normal force (N)	[Fnorm]		122.4
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		7.67
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		113.0
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		47.0
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		0.79

Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		0.80
Running-in value (μm)	[yp]		0.5
Running-in value (μm)	[yf]		0.5
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/ μm)	[c']		9.294
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgalf]		11.947
Meshing stiffness (N/mm/ μm)	[cgbet]		10.155
The formula for c' and cg at w*KA < 25 N/mm is imprecise!			
c', cg is calculated with w*KA = 25 N/mm.			
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.00144
Resonance speed (min ⁻¹)	[nE1]		21777
Resonance ratio (-)	[N]		0.011
Subcritical range			
Running-in value (μm)	[ya]		0.5
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		30.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		3.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		15.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006 0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)	[]	4	
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006 Without support effect	[K']	-1.00	
Tooth trace deviation (active) (μm) from deformation of shaft (μm) (fsh (μm) = 0.04, B1= 1.00, fHb5 (μm) = 5.50)	[Fby] [fsh*B1]		4.62 0.04
Tooth without tooth trace modification			
Position of Contact pattern: favorable from production tolerances (μm) (B2= 1.00)	[fma*B2]		10.26
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]		5.44
Running-in value (μm)	[yb]		0.82
Dynamic factor	[KV]		1.048
Face load factor - flank	[KHb]		3.058
- Tooth root	[KFb]		2.389
- Scuffing	[KBb]		3.058
Transverse load factor - flank	[KH _a]		1.145
- Tooth root	[KF _a]		1.261
- Scuffing	[KB _a]		1.261
Helical load factor scuffing	[Kbg]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	60.000	184.615

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Calculated with manufacturing profile shift	[xE.e]	-0.0473	0.4338
Tooth form factor	[YF]	1.90	1.63
Stress correction factor	[YS]	1.88	2.13
Working angle (°)	[alfFen]	22.00	28.08

Bending moment arm (mm)	[hF]	2.15	1.83
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	3.18	3.08
Tooth root radius (mm)	[roF]	0.69	0.54
(hF* = 1.437/ 1.222 sFn* = 2.118/ 2.054 roF* = 0.458/ 0.358)			
(den (mm) =			
61.535/ 21.855 dsFn(mm) = 56.587/ 17.378 alfsFn(°) = 30.00/ 30.00 qs = 2.314/ 2.869)			
Helix angle factor	[Ybet]		1.000
Deep tooth factor	[YDT]		1.000
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.00	15.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	18.26	17.81
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	72.09	70.30
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.998	1.003
Surface factor	[YRreIT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000
Finite life factor	[YNT]	0.942	0.921
	[YdreIT*YRreIT*YX*YNT]	0.899	0.884
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	740.00	740.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	511.96	503.16
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	665.55	654.10
Required safety	[SFmin]	1.30	1.30
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	9.23	9.30
Transmittable power (W)	[WRating]	641.47	646.46

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.333
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.934
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		15.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		298.72
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		639.93
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.00	1.06
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	639.93	679.88
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.072	1.072
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.952	0.952
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.932	0.932
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	0.994	0.961
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.945	0.913
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1213.67	1172.54
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1152.99	1113.91
Required safety	[SHmin]	0.95	0.95
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			

	[SHw]	1.80	1.74
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.80	1.64
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	3.25	2.68
Transmittable power (W)	[WRating]	324.88	268.65

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

5. SCUFFING LOAD CAPACITY

Calculation method according to ISO TR 13989:2000

Lubrication coefficient (for lubrication type)	[XS]	1.000	
Scuffing test and load stage	[FZGtest]	FZG - Test A / 8.3 / 90 (ISO 14635 - 1)	12
Multiple meshing factor	[Xmp]	1.000	
Relative structure coefficient (Scuffing)	[XWreIT]	1.000	
Thermal contact factor (N/mm/s ^{0.5} /K)	[BM]	13.780	13.780
Relevant tip relief (µm)	[Ca]	3.40	3.40
Optimal tip relief (µm)	[Ceff]	1.03	
Ca taken as optimal in the calculation (0=no, 1=yes)		0	0
Effective facewidth (mm)	[beff]	15.000	
Applicable circumferential force/facewidth (N/mm)	[wBt]	38.727	
Kbg = 1.000, wBt*Kbg = 38.727			
Angle factor (ε1:0.516, ε2:0.865)	[Xalfbet]	1.015	
Flash temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	0.806	
Tooth mass temperature (°C) (theMi = theoil + XS*0.47*Xmp*theM)	[theMi]	71.28	
Average flash temperature (°C)	[theM]	2.71	
Scuffing temperature (°C)	[theS]	340.99	
Coordinate gamma (point of highest temp.) [Gamma.A]=-0.327 [Gamma.E]= 0.195	[Gamma]	0.551	
Highest contact temp. (°C)	[theB]	76.25	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Approach factor	[X.J]	1.000	
Load sharing factor	[XGam]	1.000	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaM]	75.57 (70.0 °C)	
Coefficient of friction	[mym]	0.070	
Required safety	[SBmin]	2.000	
Safety factor for scuffing (flash temperature)	[SB]	43.379	
Integral temperature-criteria			
Lubricant factor	[XL]	1.000	
Tooth mass temperature (°C) (theMC = theoil + XS*0.70*theM)	[theMC]	71.39	
Mean flash temperature (°C)	[theM]	1.98	
Integral scuffing temperature (°C)	[theSint]	358.46	
Flash factor (°K*N ^{-0.75} *s ^{0.5} *m ^{-0.5} *mm)	[XM]	50.058	
Running-in factor (well run in)	[XE]	1.000	
Contact ratio factor	[Xeps]	0.276	
Dynamic viscosity (mPa*s)	[etaOil]	75.57 (70.0 °C)	

Mean coefficient of friction	[mym]	0.100
Geometry factor	[XBE]	0.429
Meshing factor	[XQ]	0.953
Tip relief factor	[XCa]	1.739
Integral tooth flank temperature (°C)	[theint]	74.36
Required safety	[SSmin]	1.800
Safety factor for scuffing (intg.-temp.)	[SSint]	4.821
Safety referring to transmittable torque	[SSL]	66.214

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 ----- Gear 2 -----	
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.054 / -0.084
Number of teeth spanned	[k]	5.000	3.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	20.784	11.839
Actual base tangent length ("span") (mm)	[Wk.e/i]	20.719 / 20.681	11.789 / 11.760
	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	-0.051 / -0.079
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	60.061	21.781
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	2.550	3.291
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	2.750	3.500
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[Mrk]	32.119	13.288
Radial single-ball measurement (mm)	[Mrk.e/i]	32.036 / 31.988	13.246 / 13.223
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	60.251	21.045
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	64.238	26.408
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	64.072 / 63.976	26.325 / 26.278
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	64.238	26.408
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	64.072 / 63.976	26.325 / 26.278
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)			
	[dk3A.e/i]	64.072 / 63.976	26.325 / 26.278
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	0.000	26.241
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	0.000 / 0.000	26.158 / 26.112
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	2.374	2.873
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	2.304 / 2.264	2.819 / 2.789
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	1.501	2.284
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	2.375	2.884
	[sn.e/i]	2.305 / 2.265	2.830 / 2.800
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	40.302 / 40.214	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.153 / -0.242	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	58.219	18.410
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.426	0.030
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.208	0.230
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.013 / -0.013	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.010 / -0.010	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.254 / 0.141	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.208 / 0.116	
Normal backlash (mm)	[jrw]	0.195 / 0.109	
Torsional angle at entry with fixed output:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.3900/0.2173

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	7.50	6.50
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	7.00	6.10
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	12.00	6.50
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	6.50	5.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	5.50	4.20
Total profile deviation (µm)	[FaT]	8.50	6.50
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	7.50	7.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	7.50	7.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	11.00	9.50
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	26.00	16.00
Runout (µm)	[FrT]	21.00	13.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	43.00	31.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	17.00	15.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	27.00	19.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	6.50	6.50
Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality 6)			
Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]		11.00 (Fb= 11.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]		22.00

8. ADDITIONAL DATA

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	41.132	
Mass (kg)	[m]	0.328	0.039
Total mass (kg)	[m]	0.367	
Moment of inertia (system with reference to the drive): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0001458	2.048e-006
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.0001652	
Torsional stiffness on input for stopped output:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	0.119	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[delcr]	0.002	
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.140	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.917	
Gear power loss (W)	[PVZ]	2.569	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	97.156	
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	23.9	

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :
Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.30
Required safety for tooth flank	[SHmin]	0.95

9/10



Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] > 1000000

Tooth root service life (h) [HFatt] 1e+006 1e+006

Tooth flank service life (h) [HHatt] 1e+006 1e+006

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	0.00	0.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \%$; t (h)

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	15000	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	15000	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00
2	Tooth root	46154	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	46154	1.3	9.014e+029	4.295e+030	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/l] imply: Maximum [e] and Minimal value [l] with consideration of all tolerances
- Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
- For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.
- Details of calculation method:
 - cg according to method B
 - KV according to method B
 - KHb, KFb according method C
 - fma following equation (64), fsh following (57/58), Fbx following (52/53/57)
 - KHa, KFa according to method B
- The logarithmically interpolated value taken from the values for the fatigue strength and the static strength, based on the number of load cycles, is used for coefficients ZL, ZV, ZR, ZW, ZX, YdreIT, YRreIT and YX..

End of Report lines: 523

Sistema SCA – Engrenagens – POM

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method Plastic according to VDI 2545:1981-modified (YF Method C)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Power (W)	[P]		90.321
Speed (1/min)	[n]	256.4	769.2
Torque (Nm)	[T]	3.364	1.121
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]		4000.00
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			
Gearbox type: Gear with partly closed housing			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Center distance (mm)	[a]		71.179
Center distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]		2.5000
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]		20.0000
Helix angle at reference circle (°)	[beta]		0.0000
Number of teeth	[z]	42	14
Facewidth (mm)	[b]	25.00	25.00
Hand of gear			Spur gear
Accuracy grade	[Q-DIN 3961:1978]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: POM (VDI2545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated
VDI2545 [S B F Wd C]

Woehler line tooth root stress from file Z014-100.DAT

S-N curve (Woehler line) Hertzian pressure from file Z014-100.DAT

Gear 2: POM (VDI2545), Thermoplastic (POM, PPA, etc.), untreated
VDI2545 [S B F Wd C]

Woehler line tooth root stress from file Z014-100.DAT

S-N curve (Woehler line) Hertzian pressure from file Z014-100.DAT

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 --
Tooth root temperature (°C)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature (°C)	[TF]	70.0	70.0
Tooth root strength at NL (N/mm ²)	[σFadm]	25.10	24.00
Strength against Hertzian pressure	at NL (N/mm ²) [σHadm]	21.70	18.70

1/9

Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	45.20	45.20
Yield point (N/mm ²)	[σS]	41.00	41.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	2100	2100
Poisson's ratio	[ν]	0.440	0.440
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.00	0.00
Roughness average value DS, root (μm)	[RAF]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, flank (μm)	[RZH]	0.00	0.00
Mean roughness height, Rz, root (μm)	[RZF]	0.00	0.00

Gear reference profile	1 :		
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Gear reference profile	2 :		
Reference profile	1.25 / 0.25 / 1.0 ISO 53:1998 Profil C		
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.250 (rhofPmax* = 0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	

not topping

Summary of reference profile gears:

Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.250	0.250
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification: none (only running-in)

Tip relief (μm)	[Ca]	19.5	19.5
-----------------	------	------	------

Lubrication type Dry-running

Ambient temperature (°C)	[TU]	20.000	
--------------------------	------	--------	--

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Overall transmission ratio	[itot]	-0.333	
Gear ratio	[u]	3.000	
Transverse module (mm)	[mt]	2.500	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	22.463	
	[alfwt.e/i]	22.492 / 22.434	
Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	22.463	

Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]		0.000	
Base helix angle (°)	[betab]		0.000	
Reference center distance (mm)	[ad]		70.000	
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]		0.5000	
Profile shift coefficient	[x]	0.0168		0.4832
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.5830		1.9226
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.071		-0.071
Reference diameter (mm)	[d]	105.000		35.000
Base diameter (mm)	[db]	98.668		32.889
Tip diameter (mm)	[da]	109.942		42.274
(mm)	[da.e/i]	109.942 / 109.932	42.274 /	42.264
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 /	-0.010
Tip form diameter (mm)	[dFa]	109.942		42.274
(mm)	[dFa.e/i]	109.942 / 109.932	42.274 /	42.264
Active tip diameter (mm)	[dNa]	109.942		42.274
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	109.942 / 109.932	42.274 /	42.264
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	106.769		35.590
(mm)	[dw.e/i]	106.791 / 106.746	35.597 /	35.582
Root diameter (mm)	[df]	98.834		31.166
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	-0.0217 / -0.0437	0.4536 /	0.4371
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	98.642 / 98.532	31.018 /	30.935
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	0.625		0.625
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	0.760 / 0.684	0.796 /	0.706
Active root diameter (mm)	[dNf]	102.518		33.414
(mm)	[dNf.e/i]	102.544 / 102.497	33.432 /	33.400
Root form diameter (mm)	[dFf]	100.732		33.041
(mm)	[dFf.e/i]	100.620 / 100.558	33.003 /	32.983
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	0.993 / 0.938	0.224 /	0.199
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	2.471		3.637
(mm)	[ha.e/i]	2.471 / 2.466	3.637 /	3.632
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	3.083		1.917
(mm)	[hf.e/i]	3.179 / 3.234	1.991 /	2.032
Roll angle at dFa (°)	[xi_dFa.e/i]	28.162 / 28.148	46.269 /	46.241
Roll angle to dNa (°)	[xi_dNa.e/i]	28.162 / 28.148	46.269 /	46.241
Roll angle to dNf (°)	[xi_dNf.e/i]	16.218 / 16.117	10.449 /	10.136
Roll angle at dFf (°)	[xi_dFf.e/i]	11.455 / 11.268	4.760 /	4.340
Tooth height (mm)	[h]	5.554		5.554
Virtual gear no. of teeth	[zn]	42.000		14.000
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	1.970		1.015
(mm)	[san.e/i]	1.901 / 1.855	0.958 /	0.914
Normal tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	1.970		1.015
(mm)	[sFan.e/i]	1.901 / 1.855	0.958 /	0.914
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	2.201		0.000
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 /	0.000
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.414		0.696
Specific sliding at the tip	[zetaaa]	0.635		0.651
Specific sliding at the root	[zetaaf]	-1.863		-1.741
Mean specific sliding	[zetam]		0.645	
Sliding factor on tip	[Kga]	0.289		0.486
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.486		-0.289
Pitch on reference circle (mm)	[pt]		7.854	
Base pitch (mm)	[pbt]		7.380	
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]		7.380	
Length of path of contact (mm)	[ga.e/i]	10.331 (10.371 /	10.273)
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	13.917(13.878/	13.964)
Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	16.868(16.868/	16.857)
			10.329(10.289/
			10.379)	

Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	20.397(20.368/ 20.427)	6.799(6.789/ 6.809)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	21.297(21.258/ 21.344)	5.899(5.899/ 5.891)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	24.248(24.248/ 24.237)	2.948(2.909/ 2.999)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	27.197(27.157 / 27.236)	
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	104.276(104.276/ 104.268)	38.839(38.797/ 38.892)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	107.469(107.438/ 107.507)	34.942(34.942/ 34.936)
Addendum contact ratio	[eps]	0.522(0.526/ 0.516)	0.878(0.879/ 0.876)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	25.000	
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.400	
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.405 / 1.399 /	1.392
Overlap ratio	[eps_b]	0.000	
Total contact ratio	[eps_g]	1.400	
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.405 / 1.399 /	1.392

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		---- GEAR 1 ----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		64.1
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		23.3
Normal force (N)	[Fnorm]		68.2
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		2.56
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		63.0
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		26.1
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		1.41
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		1.43
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		0.010
Singular tooth stiffness (N/mm/μm)	[c']		0.136
Meshing stiffness (N/mm/μm)	[cg]		0.177
Dynamic factor	[KV]		1.000
Face load factor - flank	[KHb]		1.000
- Tooth root	[KFb]		1.000
- Scuffing	[KBb]		1.000
Transverse load factor - flank	[KHα]		1.000
- Tooth root	[KFα]		1.000
- Scuffing	[KBα]		1.000
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	61.538	184.615

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: C

		---- GEAR 1 ----	GEAR 2 --
Calculated with profile shift	[x]	0.0168	0.4832

Tooth form factor	[YF]	2.38	2.33
Stress correction factor	[YS]	1.78	1.85
Working angle (°)	[alfFen]	25.15	37.55
Bending moment arm (mm)	[hF]	4.77	5.11
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	5.38	5.27
Tooth root radius (mm)	[roF]	1.08	0.85

(hF* = 1.908/2.044 sFn* = 2.152/2.108 roF* = 0.433/0.341)

(den (mm) =

109.942/42.274 dsFn(mm) = 99.603/31.703 alfsFn(°) = 30.00/30.00 qs = 2.487/3.091)

Contact ratio factor	[Yeps]	0.714	
Helix angle factor	[Ybet]	1.000	
Effective facewidth (mm)	[beff]	25.00	25.00
Nominal stress at tooth root (N/mm ²)	[sigF0]	3.11	3.16
Tooth root stress (N/mm ²)	[sigF]	3.89	3.95

Permissible bending stress at root from data tables

Notch sensitivity factor	[YdreIT]	1.000	1.000
Surface factor	[YRreIT]	1.000	1.000
size factor (Tooth root)	[YX]	1.000	1.000

Notice: When using Wohler lines from data files, the factors YdreIT, YRreIT, YX will be interpolated according to the breakpoints NLstatic and NLendurance following ISO.

Finite life factor	[YNT]	1.000	1.000
	[YdreIT*YRreIT*YX*YNT]	1.000	1.000
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm ²)	[sigFE]	50.20	48.00
Permissible tooth root stress (N/mm ²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	35.86	34.29
Limit strength tooth root (N/mm ²)	[sigFG]	50.20	48.00
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	12.92	12.16
Transmittable power (W)	[WRating]	833.25	784.22

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	----- GEAR 2 -----
Zone factor	[ZH]		2.341
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		20.358
Contact ratio factor	[Zeps]		0.931
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		25.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		13.86
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		15.50

Lubrication coefficient at NL	[ZL]	1.000	1.000
Speed coefficient at NL	[ZV]	1.000	1.000
Roughness coefficient at NL	[ZR]	1.000	1.000
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000

Notice: When using Wohler lines from data files, the factors ZL, ZV, ZR, ZW will be interpolated according to the breakpoints NLstatic and NLendurance following ISO.

Finite life factor	[ZNT]	1.000	1.000
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	1.000	1.000
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	21.70	18.70

5/9

Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	21.70	18.70
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.40	1.21
Transmittable power (W)	[WRating]	126.47	108.99

4a. WEAR

Line load at reference diameter (N/mm)	[w]		2.56
Line load at reference diameter (N/mm)	[KA*Ky*Kv*KHβ*KHα*w]		3.20
Loss factor	[Hy]		0.193
Length of active flank (mm)	[F]	3.98	5.09
Wear factor (mm ³ /Nm/10 ⁶)	[kw]	3.40000	3.40000
Data from file kw1: Z014-100.DAT			
Data from file kw2: Z014-100.DAT			
Normal tooth thickness in pitch circle (mm)	[Sn]	3.96	4.81
Maximum permissible wear (%)	[Wlimit]		15.00
Permissible wear on flank (mm)	[δWlimn]	0.59	0.72
Wear removal (mm)	[δWn]	0.25446	0.59750
Wear removal (mg)	[=IFL*b*z*ro*δWn]	1511.1	1511.1
Required safety	[SWmin]		1.10
Safety against wear	[SW]	2.33	1.21

Calculation for safety against shearing for plastics

Normal tooth thickness in the active root diameter (mm)	[sdNfδWn]		4.33	4.37
Shearing stress (N/mm ²)	[τnom]	0.59		0.59
Notch effect coefficient	[K]	1.25		1.25
Permitted shearing strength (N/mm ²)	[τB]	13.98		13.37
Required safety	[Sτmin]		2.50	
Safety shearing	[Sτ]	18.90		18.25

$$T_B = 0.557 * \sigma_{Fadm}; \quad S_T = T_B / (\tau_{nom} * K_T)$$

Calculation of local wear with speeds and load distribution according to method A:

Calculation was not carried out. (Contact analysis under load is required.)

Important note:

the kw wear coefficients are usually determined using a plastic/steel pairing..

The coefficients may be very different if pairings of other materials are used..

This calculation is designed to give an indication of possible service life,

however it has not yet been checked exhaustively in real life..

5. BENDING

According to VDI2545:1981

Tooth deformation (μm)	[fa]	22.975	
Permissible tooth deformation (μm)	[fazul]	250.000	
Required safety	[Sdel]	1.000	
Safety against deformation	[Sdelmin]	10.881	

Experimental method using tooth stiffness according

ISO6336:2006:

Tooth deformation (μm)	[faExp]	11.023	19.519
Permissible tooth deformation (μm)	[fazulExp]	127.089	127.089
Required safety	[Sdel]	1.000	
Safety against clamping	[SdelExp]	11.530	6.511

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness deviation			
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.070 / -0.110	-0.054 / -0.084
Number of teeth spanned	[K]	5.000	3.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	34.711	19.767
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	34.645 / 34.607	19.717 / 19.688
(mm)	[ΔWk.e/i]	-0.066 / -0.103	-0.051 / -0.079
Diameter of measuring circle (mm)	[dMWk.m]	104.567	38.339
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	4.246	5.373
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	4.250	5.500
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	55.440	22.988
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	55.353 / 55.303	22.944 / 22.920
Diameter of measuring circle (mm)	[dMMr.m]	104.888	37.445
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	110.880	45.975
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	110.706 / 110.605	45.888 / 45.840
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	110.880	45.975
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	110.706 / 110.605	45.888 / 45.840
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	110.706 / 110.605	45.888 / 45.840
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	3.957	4.791
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	3.887 / 3.847	4.737 / 4.707
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	2.506	3.800
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	3.958	4.806
(mm)	[sn.e/i]	3.888 / 3.848	4.752 / 4.722
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	71.026 / 70.938	
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.153 / -0.241	
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	102.180	33.213
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	0.780	0.105
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	0.458	0.480
Center distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.015 / -0.015	
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.012 / -0.012	
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.256 / 0.138	
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.210 / 0.114	
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.197 / 0.107	
Torsional angle at entry with fixed output:			
Entire torsional angle (°)	[j,tSys]		0.2250/0.1220

7. GEAR ACCURACY

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
According to DIN 3961:1978			
Accuracy grade	[Q-DIN3961]	6	6
Profile form deviation (μm)	[ff]	8.00	8.00
Profile slope deviation (μm)	[fHa]	6.00	6.00
Total profile deviation (μm)	[Ff]	10.00	10.00
Helix form deviation (μm)	[fbf]	5.50	5.50
Helix slope deviation (μm)	[fHb]	9.00	9.00
Total helix deviation (μm)	[Fb]	10.00	10.00

Normal base pitch deviation (μm)	[fpe]	8.00	7.00
Single pitch deviation (μm)	[fp]	8.00	7.00
Adjacent pitch difference (μm)	[fu]	10.00	9.00
Total cumulative pitch deviation (μm)	[Fp]	27.00	21.00
Sector pitch deviation over z/8 pitches (μm)	[Fpz/8]	17.00	13.00
Runout (μm)	[Fr]	19.00	16.00
Tooth Thickness Variation (μm)	[Rs]	11.00	9.00
Single flank composite, total (μm)	[Fi']	30.00	25.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi']	13.00	12.00
Radial composite, total (μm)	[Fi'']	22.00	19.00
Radial composite, tooth-to-tooth (μm)	[fi'']	9.00	8.00

According to DIN 58405:1972 (Feinwerktechnik):

Tooth-to-tooth composite error (μm)	[fi'']	10.00	8.00
Composite error (μm)	[Fi'']	28.00	22.00
Axis alignment error (μm)	[fp]	12.10	12.10
Flank direction error (μm)	[fbeta]	5.00	5.00
Runout (μm)	[Trk, Fr]	28.00	21.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality

6)

Maximum value for deviation error of axis (μm)	[fSigbet]	12.00 (Fb= 12.00)
Maximum value for inclination error of axes (μm)	[fSigdel]	24.00

8. ADDITIONAL DATA

Maximal possible center distance (eps_a=1.0)	[aMAX]	72.358	
Mass (kg)	[m]	0.304	0.038
Total mass (kg)	[m]	0.341	
Moment of inertia (system with reference to the drive): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.0004138	6.336e-006
System ((da+df)/2...di) ($\text{kg}\cdot\text{m}^2$)	[TraeghMom]	0.0004709	
Exponent kappa (temperature calculation)	[ExpKappa]	0.400	
Coefficient of friction	[mum]	0.200	
Loss factor	[HV]	0.193	
Coefficient for frequency of running	[KstEDf]	1.000	
Casing surface (m^2)	[Oberfläche]	0.12210	
Gear power loss (W)	[PVZ]	3.478	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	96.150)	
Tooth root temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[TR]	70.0	70.0
Flank temperature ($^{\circ}\text{C}$)	[TF]	70.0	70.0
Heat transfer coefficient, root	[KF]	0.0	0.0
Heat transfer coefficient, flank	[KH]	0.0	0.0

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
--------------------------------	---------	------



Required safety for tooth flank [SHmin] 1.00
 Required safety for wear [SWmin] 1.10

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h) [Hatt] 4388

Tooth root service life (h) [HFatt] 1e+006 1e+006
 Tooth flank service life (h) [HHatt] 6.544e+004 2.181e+004
 Wear service life (h) [HWatt] 8483 4388

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (4000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%	W1%	W2%
0.00	0.00	6.11	18.34	47.15	91.16

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (4387.7 h)

F1%	F2%	H1%	H2%	W1%	W2%
0.00	0.00	6.70	20.11	51.72	100.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \% ; t (h)$$

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	15385	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	15385	1.3	9.075e+008	4.324e+009	100.00
2	Tooth root	46154	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	46154	1.3	9.075e+008	4.324e+009	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)

REMARKS:

- Specifications with [e/i] imply: Maximum [e] and Minimal value [i] with consideration of all tolerances
 - Specifications with [m] imply: Mean value within tolerance
 - For the backlash tolerance, the center distance tolerances and the tooth thickness deviation are taken into account. Shown is the maximal and the minimal backlash corresponding the largest resp. the smallest allowances
- The calculation is done for the operating pitch circle.

End of Report

lines: 490

ANEXO F: Catálogos

Calha dos patins: drylin® T – TS – 01-15

drylin® T
rail guide
systems

drylin® T rail guide systems | Product range

Linear guides



TS-01

TS-11

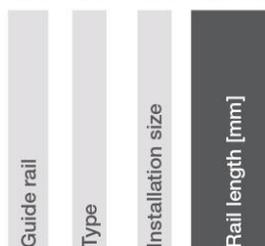


Order key

Complete system ▶ Page 964

Type Options

TS - 01 - 15 - 1000



Curved rail profiles

▶ Page 878

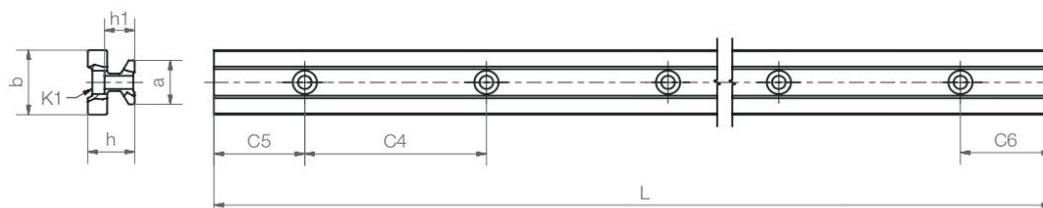
Options:

TS-01: Standard rail, hard anodised

TS-11: Weight-reduced rail, clear anodised

Hard anodised surfaces

▶ Page 874



Dimensions [mm]

Part No.	Weight [kg/m]	L Max.	a -0.2	C4	C5		C6		h	h1	K1 for screw DIN 912	b	ly [mm²]	lz [mm²]	Wby [mm²]	Wbz [mm²]
					min.	Max.	Min.	Max.								
TS-01-15	0.6	4,000	15	60	20	49.5	20	49.5	15.5	10.0	M4	22	6,440	4,290	585	488
TS-01-20	1.0	4,000	20	60	20	49.5	20	49.5	19.0	12.3	M5	31	22,570	11,520	1,456	1,067
TS-11-20	0.5	4,000	20	120	20	79.5	20	79.5	19.0	12.3	M5	31	12,140	6,360	780	620
TS-01-25	1.3	4,000	23	60	20	49.5	20	49.5	21.5	13.8	M6	34	34,700	19,300	2,041	1,608
TS-01-30	1.9	4,000	28	80	20	59.5	20	59.5	26.0	15.8	M8	40	70,040	40,780	3,502	2,832

Standard hole pattern symmetric C5 = C6

For rails without mounting holes, please use part number suffix "NO HOLES"

Can be combined with:



TW-01-...



TWA-01-...



TW-01-HKA



TW-02-...



TW-03-...



Technical data

▶ Page 953

954 Online tools and more information ▶ www.igus.eu/drylinT



Patim: drylin® TW-01-15

drylin® T rail guide systems | Product range

Guide carriage – manual adjustable clearance

drylin® T rail guide systems



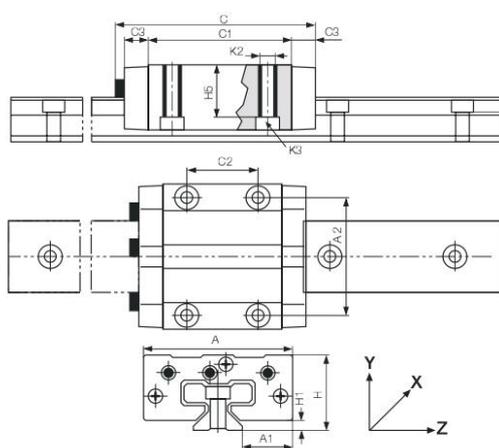
Order key
Complete system ▶ Page 964

Type Options

TW - 01 - 15 - LLY

- Guide carriages
- Standard
- Installation size
- Floating bearing**

Options:
LLY: Floating bearing in y-direction
LLZ: Floating bearing in z-direction



Dimensions [mm]

Part No.	Weight	H	A	C	A1	A2	C1	C2	C3	H1	H5	K2-	Max. tightening	K3 for
	[kg]	±0.35			±0.35					±0.35		thread	torque	screw
													[Nm]	DIN 912
TW-01-15	0.11	24	47	74	16.0	38	50	30	9	4.0	16.0	M5	1.5	M4
TW-01-20	0.19	30	63	87	21.5	53	61	40	10	5.0	19.8	M6	2.5	M5
TW-01-25	0.29	36	70	96	23.5	57	68	45	11	5.0	24.8	M8	6.0	M6
TW-01-30	0.50	42	90	109	31.0	72	79	52	12	6.5	27.0	M10	15.0	M8

All elements can be ordered individually or as assembled systems

TW-01-20-LLY: Standard guide carriage with manually adjustable clearance, installation size 20 and floating bearing in y-direction

TK-01-20-2-500: Complete system with two standard guide carriages type 01, installation size 20 and standard guide rail, 500 mm length

Can be combined with:



TS-01-...



Technical data
▶ Page 953

3D-CAD files, prices and delivery time online ▶ www.igus.eu/drylinT 955

ANEXO G: Elementos de Ligação para o sistema SCA e RAP

Tabela G. 1 - Listagem dos elementos de fixação dos elementos do sistema SCA.

Elemento	Norma	Quantidade
Ligação da tampa de acrílico à tampa de POM		
Parafuso	ISO 10642-M1.6x6 – 12.9	8
Ligação dos elementos de suporte e guiamento à tampa de POM		
Parafuso	ISO 4016-M4x10 – 4.8	12
Ligação do carril ao suporte da base do sistema		
Parafuso	ISO 23429-M4x25 – 12.9	4
Porca	ISO 4032-M4 – 8	4
Ligação do apoio inferior das bielas em POM ao patim		
Parafuso	ISO 4016-M4x25 – 12.9	4
Porca	ISO 4032-M4 – 8	4
Porcas hexagonais dos pinos de articulação		
Porca	ISO 4032-M6 – 8	4
Ligação da base do gerador à base do sistema		
Parafuso	ISO 10642-M5x8 – 12.9	4
Ligação da base do sistema aos elementos de suporte dos veios		
Parafuso	ISO 10642-M3x10 – 12.9	6

Tabela G. 2 - Listagem dos elementos de fixação dos elementos do sistema RAP.

Elemento	Norma	Quantidade
Ligação do suporte da cremalheira		
Parafuso	ISO 10642-M6x10 – 12.9	4
Ligação da tampa ao elemento de suporte e guiamento		
Parafuso	ISO 10642-M5x25 – 12.9	12
Porca	ISO 4032-M5 – 8	12
Ligação da base do sistema ao elemento de suporte e guiamento		
Parafuso	ISO 23429-M5x5 – 12.9	12
Ligação da base do sistema aos elementos de suporte dos veios		
Parafuso	ISO 10642-M3x10 – 12.9	10
Ligação da base do gerador à base do sistema		
Parafuso	ISO 10642-M5x8 – 12.9	4