

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO ATIVA DE BAIXO
CONSUMO DE ENERGIA PARA CABINE DE CAMINHÕES

João Vitor Régis Sampaio

SÃO PAULO
2010

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UM SISTEMA DE SUSPENSÃO ATIVA DE BAIXO
CONSUMO DE ENERGIA PARA CABINE DE CAMINHÕES

Trabalho de formatura apresentado a Escola
Politécnica da Universidade de São Paulo
para obtenção do título de Graduação em
Engenharia Mecânica.

João Vitor Régis Sampaio

Orientador:

Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

Área de concentração:
Engenharia Mecânica

SÃO PAULO

2010

FICHA CATALOGRÁFICA

SAMPAIO, João Vitor Régis.

Projeto de um sistema de suspensão ativa de baixo consumo de energia para cabine de caminhões / J. V. R. Sampaio – São Paulo, 2010

92 p.

Trabalho de formatura – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Suspensão mecânica (Sistemas) 2. Caminhões 3. Conforto Veicular I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.

RESUMO

A saúde dos motoristas de caminhão é uma questão relevante que justifica a importância do conforto para os operadores desses veículos. Ao mesmo tempo, existe um compromisso entre o comportamento dinâmico do veículo em manobras e o conforto do operador que torna interessante o uso de sistemas de suspensão ativa. E, uma vez que os sistemas atuais de suspensão ativa possuem um alto consumo energético envolvido, um novo conceito baseado num sistema de menor consumo é desejado.

O mecanismo de geometria variável baseado no princípio do Delft Active Suspension (DAS) é então escolhido para ser estudado devido às suas características de eficiência energética. Assim, o objetivo principal é o projeto de um sistema de suspensão para cabine de caminhões que atenda aos requisitos de baixa complexidade, compacto, e que opere dentro das faixas especificadas para os parâmetros que governam seu comportamento em equilíbrio estático.

Esse relatório mostra então as etapas de análise para a criação da geometria do mecanismo, passando por todo o seu processo de calibração, seleção dos principais elementos mecânicos (motor elétrico e conjunto de mola), até a implementação em CAD em dois modelos de caminhão de portes distintos.

Assim, como contribuição principal deste trabalho, fica a visualização de diversos dispositivos de geometria variável capazes de operar segundo movimentos apenas bidimensionais, além de um projeto detalhado com a finalidade de aplicação em um caminhão com especificações reais.

Palavras-chave: Suspensão mecânica (Sistemas). Caminhões. Conforto veicular.

ABSTRACT

The health of truck drivers is an important issue that justifies the importance to improve the comfort for the driver. At the same time, there is a compromise between handling behavior and comfort that makes interesting the use of active suspension systems. Since the current active suspensions have a high energy consumption involved, a new concept based on a low power consumption concept is desired.

The variable geometry based on Delft Active Suspension (DAS) is chosen to be studied due to its low power principle. Thus, the main goal is to design a truck cabin active suspension that attends the requirements for packaging, low complexity, and within the range for the suspension parameters which govern its steady state behavior.

This report presents the design steps for the creation of the mechanism geometry. Also, reporting the adjusts of its parameters, the selection of the main mechanical elements (electric motor and set of spring), and the CAD assembly in two truck models of different sizes.

The main contribution of this report is an overview of various 2D variable geometry solutions, based on DAS principle, which can be used in an active cabin suspension. Furthermore, a single design is detailed to the specifications of a real truck.

Keywords: Suspension systems. Trucks. Vehicles comfort.

LISTA DE TABELAS

TABELA 4-1 - PARÂMETROS PARA A SIMULAÇÃO DO CONCEITO BÁSICO	16
TABELA 7-1- ESPECIFICAÇÕES DA MOLA A AR SZ 135-23.....	56
TABELA 7-2 - ESPECIFICAÇÕES DA MOLA PNEUMÁTICO 7012.....	61
TABELA 7-3 - ESPECIFICAÇÕES DO MOTOR K375200.....	65
TABELA 8-1 - ESPECIFICAÇÃO DAS UNIÕES UTILIZADAS NO PROJETO.....	78
TABELA 8-2 - PROPRIEDADES MECÂNICAS DO FERRO FUNDIDO J2477	79
TABELA 9-1 - MASSA DOS COMPONENTES DO MECANISMO ARCO-CIRCULAR	88

LISTA DE FIGURAS

FIG. 2.1 – SISTEMA DE SUSPENSÃO ATIVA ELETRO-HIDRÁULICO [5].	4
FIG. 2.2 – DELFT ACTIVESUSPENSION	5
FIG. 2.3 – RESULTADOS PRO TESTE DE “DOUBLE LANE CHANGE”	6
FIG. 2.4 – OUTRAS SOLUÇÕES USANDO O PRINCÍPIO “DAS”	7
FIG. 2.5 – O MECANISMO ELPAS	9
FIG. 2.6 – MODELO DE MEIO VEÍCULO DE UM CAMINHÃO	10
FIG. 2.7 - ESQUEMA DE UM AMORTECEDOR ELETROMAGNÉTICO	10
FIG. 4.1 - CONCEITO BÁSICO DE SUSPENSÃO ATIVA DE GEOMETRIA VARIÁVEL.....	14
FIG. 4.2 - FORÇA DO ATUADOR VS. POSIÇÃO DA MOLA.....	16
FIG. 4.3 - FORÇA DO MOTOR VS. POSIÇÃO DA MOLA.....	17
FIG. 4.4 - VARIAÇÃO DA RIGIDEZ EFETIVA VS. POSIÇÃO DA MOLA.....	17
FIG. 5.1 – DIAGRAMA DA GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR	20
FIG. 6.1 - PARÂMETROS ANALISADOS DA GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR.....	39
FIG. 6.2 - RIGIDEZ EFETIVA COM DIFERENTES VALORES PARA LO.	39
FIG. 6.3 - RIGIDEZ EFETIVA COM DIFERENTES VALORES PARA H.	40
FIG. 6.4 - RIGIDEZ EFETIVA COM DIFERENTES VALORES PARA XO.....	41
FIG. 6.5 - FORÇA DO ATUADOR VS. POSIÇÃO DA MOLA (ARCO CIRCULAR)	41
FIG. 6.6 - FORÇA DO MOTOR VS. POSIÇÃO DA MOLA (ARCO CIRCULAR)	41
FIG. 6.7 - RIGIDEZ EFETIVA VS. POSIÇÃO DA MOLA (ARCO CIRCULAR)	42
FIG. 6.8 - NOVA CONFIGURAÇÃO DO MECANISMO ARCO-CIRCULAR.	42
FIG. 6.9 - PARÂMETROS DA GEOMETRIA QUADRILÁTERO VARIÁVEL.....	43
FIG. 6.10 - RIGIDEZ EFETIVA PARA DIFERENTES VALORES DE LO	43

FIG. 6.11 - RIGIDEZ EFETIVA PARA DIFERENTES VALORES DE H.....	44
FIG. 6.12 - RIGIDEZ EFETIVA PARA DIFERENTES VALORES DE XO.	44
FIG. 6.13 - FORÇA DO ATUADOR VS. ÂNGULO DA BARRA (QUADRILÁTERO).....	45
FIG. 6.14 - FORÇA DO MOTOR VS. ÂNGULO DA BARRA (QUADRILÁTERO).....	45
FIG. 6.15 - RIGIDEZ EFETIVA VS. ÂNGULO DA BARRA (QUADRILÁTERO).....	46
FIG. 6.16 - CONFIGURAÇÃO DA GEOMETRIA DO QUADRILÁTERO VARIÁVE 47	
FIG. 7.1 - LOCALIZAÇÃO DOS SISTEMAS DE SUSPENSÃO CONVENCIONAIS.....	50
FIG. 7.2 - LOCALIZAÇÃO DA MOLA DA SUSPENSÃO DIANTEIRA DA CABINE.	50
FIG. 7.3 - ESPAÇO DISPONÍVEL PARA A SUSPENSÃO DIANTEIRA	51
FIG. 7.4 - SUSPENSÃO TRASEIRA DA CABINE DO CAMINHÃO DAF.....	52
FIG. 7.5 - ESPAÇO DISPONÍVEL PARA A SUSPENSÃO DA CABINE NO DAF	52
FIG. 7.6 - DAF XF 105 - ELEMENTOS DA SUSPENSÃO DA CABINE	53
FIG. 7.7 – COMPONENTES DE MECANISMO ARCO-CIRCULAR	54
FIG. 7.8 – DIAGRAMA EM VISTA FRONTAL - A NECESSIDADE DA BARRA EXTRA.....	55
FIG. 7.9 – CONFIGURAÇÃO 1A – MOTOR ELÉTRICO FIXO AO CHASSIS	57
FIG. 7.10 – CONFIGURAÇÃO 2A – MOTOR FIXADO AO BRAÇO DA SUSPENSÃO.....	58
FIG. 7.11 – CONFIGURAÇÃO 2B - INSERÇÃO DA MOLA, BARRA E BALANCIM	59
FIG. 7.12 – CONFIGURAÇÕES 2C E 2D - MODELOS EM CAD	60
FIG. 7.13 - CONFIGURAÇÃO 2E - COM MOLA PNEUMÁTICA MENOR	61
FIG. 7.14 - CONFIGURAÇÃO 2F - ESPAÇO DISPONÍVEL ATRÁS DAS RODAS.....	62
FIG. 7.15 - COMPARAÇÃO ENTRE OS MOTORES ELÉTRICOS.....	64
FIG. 7.16 - CONFIGURAÇÃO 3A - UNIÃO COM O PONTO DA CABINE E CHASSI.....	66
FIG. 7.17 - CORTE TRANSVERSAL DA SOLUÇÃO 3A.....	66
FIG. 7.18 - CATÁLOGO DA TRANSMISSÃO CYCLO	67
FIG. 7.19 - CONFIGURAÇÃO 3B - SUSPENSÃO DIANTEIRA DA CABINE DO DAF XF ...	68
FIG. 7.20 - CONFIGURAÇÃO 3B COM DESLOCAMENTO VERTICAL DA CABINE	68
FIG. 7.21 - SUSPENSÃO TRASEIRA DA CABINE	69
FIG. 8.1 - AJUSTE DO MECANISMO COM A ACELERAÇÃO DO CHASSIS.	73
FIG. 8.2 – DIAGRAMA DE FORÇAS NO CONTORNO DO MECANISMO.....	74
FIG. 8.3 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO BALANCIM	75
FIG. 8.4 – DIAGRAMA DE EQUILÍBRIO ESTÁTICO DA HASTE	76
FIG. 8.5 – DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO BRAÇO DA SUSPENSÃO	77
FIG. 8.6 - APLICAÇÃO DAS FORÇAS NO BRAÇO DA SUSPENSÃO.....	81
FIG. 8.7 - ANÁLISE ESTRUTURAL NO BRAÇO DA SUSPENSÃO.....	82
FIG. 8.8 - ANÁLISE DE VON MISES DO BALANCIM.	82
FIG. 8.9 - ANÁLISE DE VON MISES DA HASTE	83
FIG. 9.1 - COMPARAÇÃO DO MECANISMO ARCO-CIRCULAR COM O ELPAS	87

SUMARIO

LISTA DE TABELAS

LISTA DE FIGURAS

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1.	DIVISÃO DO RELATÓRIO.....	2
2.	REVISÃO DE LITERATURA	4
2.1.	DELFT ACTIVE SUSPENSION (DAS).....	5
2.2.	OUTRAS PESQUISAS BASEADAS NO PRINCÍPIO “DAS”	7
2.3.	SUSPENSÃO ATIVA EM CABINE DE CAMINHÕES	9
3.	OBJETIVOS.....	12
3.1.	DETALHAMENTO DOS REQUISITOS DO PROJETO	12
4.	ANALISE DO CONCEITO BÁSICO DO “DAS”	14
4.1.	MODELO DE EQUILÍBRIO ESTÁTICO	15
4.2.	RESULTADOS	16
4.3.	COMENTÁRIOS ADICIONAIS SOBRE A GEOMETRIA VERIÁVEL.....	18
5.	SOLUÇÕES PROPOSTAS.....	19
5.1.	GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR	19
5.2.	BARRA DE BALANÇO	27
5.3.	BRAÇO DE SUSPENSÃO VARIÁVEL.....	31
5.4.	QUADRILÁTERO DE RELAÇÃO VARIÁVEL	33
5.5.	TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL	35
5.6.	COMENTÁRIO GERAL SOBRE OS MECANISMOS	37

6.	INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DOS MECANISMOS SELECIONADOS.....	38
6.1.	METODOLOGIA UTILIZADA	38
6.2.	ANÁLISE DA GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR.....	38
6.3.	ESTUDO DO QUADRILÁTERO DE GEOMETRIA VARIÁVEL	43
6.4.	COMENTÁRIOS SOBRE A SELEÇÃO DO MECANISMO.....	47
7.	PROJETO DA DISPOSIÇÃO ESPACIAL	48
7.1.	ESPECIFICAÇÃO DO ESPAÇO DISPONÍVEL	48
7.2.	ELEMENTOS DO ATUADOR	54
7.3.	ESPECIFICAÇÕES DA MOLA	55
7.4.	O POSICIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO	56
7.5.	DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO EM CAMINHÕES DE MÉDIO PORTE...	58
7.6.	SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO	63
7.7.	DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO EM CAMINHÕES DE GRANDE PORTE	65
7.8.	DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO TRASEIRO	69
7.9.	COMENTÁRIOS QUANTO AO ESPAÇO UTILIZADO	70
8.	PROJETO MECÂNICO.....	72
8.1.	CONDIÇÕES DE CONTORNO DO SISTEMA.....	72
8.2.	SELEÇÃO DAS UNIÕES MECANICAS.....	77
8.3.	ESPECIFICAÇÃO DO MATERIAL PARA OS COMPONENTES	78
8.4.	ANALISE ESTRUTURAL DOS COMPONENTES	80
9.	CONCLUSÃO DA PESQUISA	85
9.1.	RECOMENDAÇÕES E PRÓXIMOS PASSOS	88
10.	REFERÊNCIAS.....	90

1. INTRODUÇÃO

A função principal de um sistema de suspensão é reduzir o efeito de excitações externas sobre o sistema suspenso, ou seja, limitar a transmissão de vibrações para o corpo principal. Nos caminhões, o conforto do operador é essencial. Como comentado nas referências [1], [2] e [3] – “O problema de dor nas costas está em segundo lugar entre as questões de saúde mais comuns enfrentadas pelos motoristas de caminhões (atrás apenas de distúrbios respiratórios noturnos). A postura ergonômica do trabalho, o longo período na mesma posição e as vibrações nas quais é submetida a cabine do caminhão durante o percurso são algumas das razões”. Estes fatores motivam um estudo sobre suspensão ativa para cabine de caminhões.

Nos caminhões, suspensões ativas são desejadas com o intuito principal de melhorar o conforto do operador, porém, esse benefício vem normalmente acompanhado de um aumento no consumo de energia do caminhão. Para tornar uma suspensão ativa financeiramente viável deseja-se um sistema mais econômico do ponto de vista de consumo de energia. Assim, um novo tipo de projeto se faz necessário.

O foco no desenvolvimento de uma suspensão para cabine de caminhão possui o benefício de não alterar o comportamento dinâmico do caminhão em manobras. Além disso, o esforço de controlar este sistema de suspensão secundário requer menos energia uma vez que a massa suportada por este mecanismo é menor que a massa total suportada pela suspensão principal.

A estratégia para atender ao requerimento de baixo consumo de energia é baseada no princípio do “Delft Active Suspension” (DAS) [4], que parece ser muito promissor no que diz respeito ao baixo consumo energético e também apresenta bom desempenho dinâmico. Porém, o design atual possui alguns inconvenientes com respeito ao espaço ocupado pelo do

mecanismo: a característica do sistema de suspensão com rigidez não-linear e baixa durabilidade.

Neste relatório estão apresentados algumas análises cinemáticas de diversos mecanismos de geometria variável baseados no mesmo princípio que o DAS, as quais podem ser utilizadas para aplicação em sistemas de suspensão. Além disso, estão detalhados os passos utilizados no projeto de uma solução escolhida para implementação em uma cabine de caminhão comercial.

Assim, como contribuição principal deste trabalho, fica a visualização de diversos dispositivos de geometria variável possíveis de se construir em apenas duas dimensões. Além de um projeto detalhado com a finalidade de aplicação em um caminhão com especificações reais.

1.1. DIVISÃO DO RELATÓRIO

Este relatório está estruturado como segue. No Capítulo 2 é feito uma revisão dos desenvolvimentos realizados nesse mesmo assunto proposto. Um foco é dado para melhor explicação do mecanismo DAF e no que ele se diferencia em relação a outros mecanismos de suspensão ativa.

No Capítulo 3 são mais bem detalhados os requisitos na qual esse projeto se foca a atender.

No Capítulo 4, o conceito de funcionamento básico do mecanismo é apresentado. Além disso, o modelo matemático de equilíbrio estático de tal geometria é descrito. Assim, os resultados para a força do atuador, rigidez efetiva e o incremento da força do motor são apresentados também.

No capítulo 5, algumas soluções são apresentadas e analisadas. Algumas características particulares são comentadas para mostrar as vantagens e desvantagens de cada solução. Além disso, esboços em CAD de alguns mecanismos ilustram a sua possibilidade construtiva.

No capítulo 6, dois mecanismos são selecionados para um estudo mais detalhado dos parâmetros que controlam o comportamento cinemático. O foco aqui é a calibração de suas geometrias a fim de atender aos requerimentos especificados.

No Capítulo 7, o espaço disponível para encaixe da suspensão da cabine é especificado. Além disso, algumas soluções são introduzidas juntamente com o desenho em CAD do chassi para análise da configuração de melhor viabilidade construtiva. Para isso são usados como referência os caminhões DAF modelos XF e CF. Também são descritos os critérios para seleção dos componentes principais do mecanismo (motor elétrico e conjunto de molas).

No Capítulo 8, as condições críticas de operação do mecanismo são estudadas e especificadas. O objetivo é a verificação da integridade estrutural dos elementos principais assim como a especificação de um material mais apropriado para construção do mecanismo.

O capítulo 9 termina com a conclusão e recomendação para próximas etapas a serem seguidas. Além disso, é realizada uma comparação para se listar os ganhos e benefícios do mecanismo proposto em relação a outro mecanismo de suspensão ativa desenvolvido de acordo com os mesmos princípios.

2. REVISÃO DE LITERATURA

Nos veículos automotivos, a inserção de um atuador entre a massa suspensa e não suspensa pode ser usada para minimizar as vibrações provenientes do desnível da pista. Além disso, esse atuador pode também introduzir energia externa no sistema de suspensão para compensar a transferência de carga provocada pela dinâmica veicular em curvas e frenagens, eliminando ou reduzindo os efeitos de rolagem (roll) e galope (pitch) do veículo [3].

Porém há uma dificuldade em se obter mecanismos que trabalhem com altas variações da magnitude das forças de atuação, principalmente devido ao alto consumo de energia necessária para uma resposta rápida dos atuadores. Atualmente, os sistemas mais comuns de suspensão ativa usam dispositivos eletro-hidráulicos para controlar a atitude do veículo (na Fig. 2.1 há um esquema ilustrativo do sistema hidráulico).

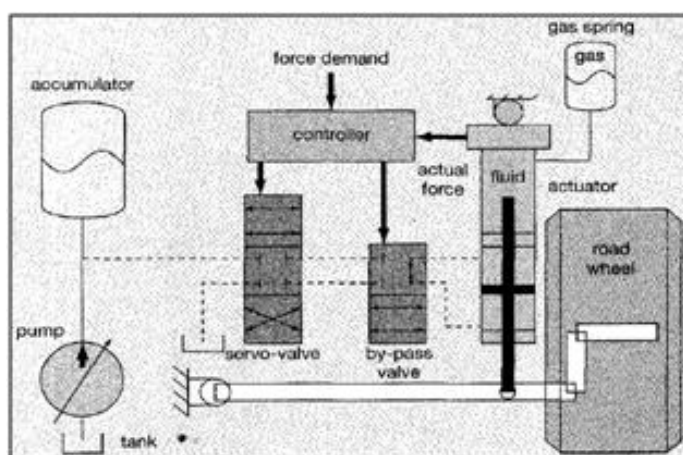


Fig. 2.1 – Ilustração de um sistema de suspensão ativa eletro-hidráulico [5].

Assim, o que se observa em comparação com sistemas de suspensão passiva é uma elevada ordem de grandeza das forças atuantes sobre o sistema, além de uma significativa penalidade em relação a massa do mecanismo, que é elevada devido a quantidade de componentes

necessários para o funcionamento do conjunto (bomba, reservatório, linhas de fluido e etc.) [5].

2.1. DELFT ACTIVE SUSPENSION (DAS)

Nos anos 90, a universidade de Delft desenvolveu o então chamado Delft Active Suspension (DAS), um mecanismo que varia a força atuante da suspensão através da variação da geometria do mecanismo (por isso algumas vezes esse sistema também é chamado de suspensão ativa por geometria variável).

A força do atuador é ajustada pela relação de alavanca da suspensão b/a (ver Fig. 2.2.a). A grande diferença, em comparação com outros sistemas de suspensão ativa, consiste na direção de trabalho do atuador (transversal em relação ao curso da mola). Assim, a energia necessária para controlar a variação da relação de alavanca é muito menor que a magnitude da força de compressão da mola. Desta forma, esse novo conceito possuiria um nível de consumo energético muito menor uma vez que não é a força da mola que está sendo controlada (a deformação da mola poderia permanecer até mesmo inalterada, e ainda assim, diversas relações de alavanca provocariam diferentes forças no sistema de suspensão).

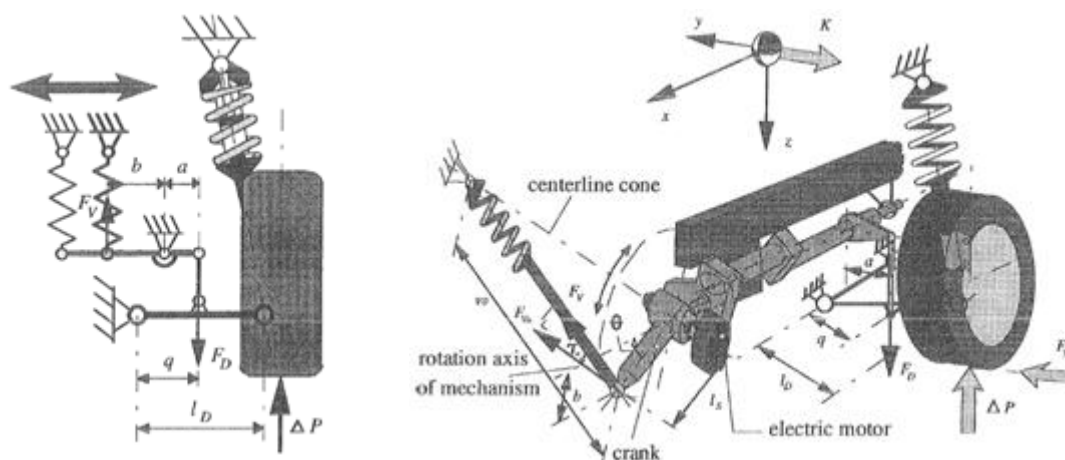


Fig. 2.2 – (a) Compensação da força do atuador através do ajuste do mecanismo (esquerda) e (b) o Delft ActiveSuspension (direita) [4].

Requerimentos construtivos levaram a criação de uma geometria com liberdade de movimento tridimensional. O então chamado mecanismo em cone (ver Fig. 2.2.b) segue o mesmo princípio de variação da relação de alavanca. Movendo-se uma das extremidades da mola em torno da base do cone, enquanto a outra extremidade permanece centrada no vértice do cone, tem-se um movimento que não provoca trabalho na mola (uma vez que seu comprimento permanece constante) e assim um consumo de energia praticamente nulo de energia.

Ainda assim, mesmo com essa geometria, o consumo energético pode ser substancial quando o mecanismo não está nas suas condições ideais (quando o deslocamento vertical da suspensão é diferente de zero). Além disso, a resistência causada pelo atrito dos componentes nas uniões também afeta o consumo. Um protótipo do DAS foi construído pela Universidade de Delft, sendo implementado num veículo de passeio para teste e avaliação da performance do sistema. Como resultado, o sistema apresentou boa resposta dinâmica para controlar o deslocamento angular (rolagem) do veículo (pico máximo de 1° - ver Fig. 2.3), e também um baixo consumo em comparação com outros conceitos de suspensão ativa (média de 770 W e pico de 3kW num teste severo de “double lane change”) [4].

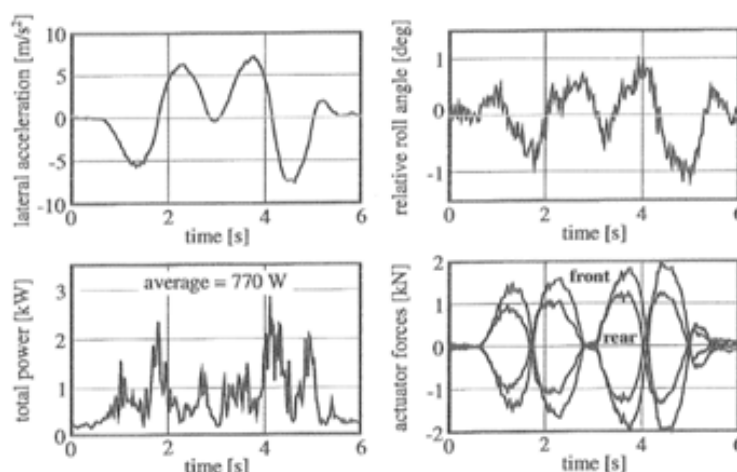


Fig. 2.3 – Resultados pro teste de “Double Lane Change” a uma velocidade de 95 km/h (ISO/TR 3888) [4].

No teste de “Double Lane Change”, a aceleração lateral do veículo muda de direção mais de 5 vezes em menos de seis segundos, o que faz o motor elétrico de controle acelerar com máxima velocidade possível para controlar a atitude do carro. Essa é a causa principal do pico no consumo de energia, sem contar perdas pela eficiência do sistema elétrico e também perdas por atrito.

O Delft Active Suspension é um conceito promissor para sistemas de controle de baixo consumo, porém as modificações necessárias para a implementação desse sistema num veículo de teste foram consideráveis. Assim, está apontada pela equipe que o desenvolveu, a necessidade de se olhar por soluções mais viáveis construtivamente.

2.2. OUTRAS PESQUISAS BASEADAS NO PRINCÍPIO “DAS”

Estudos anteriores relativos ao desenvolvimento de suspensões ativas de baixo consumo estão reportadas em [9]. Os principais objetivos focam em apresentar e analisar geometrias com menor grau de liberdade no espaço (chamadas de geometrias bidimensionais ou 2D) baseadas no princípio usado no DAS. Alguns desses mecanismos estão apresentados na Fig. 2.4.

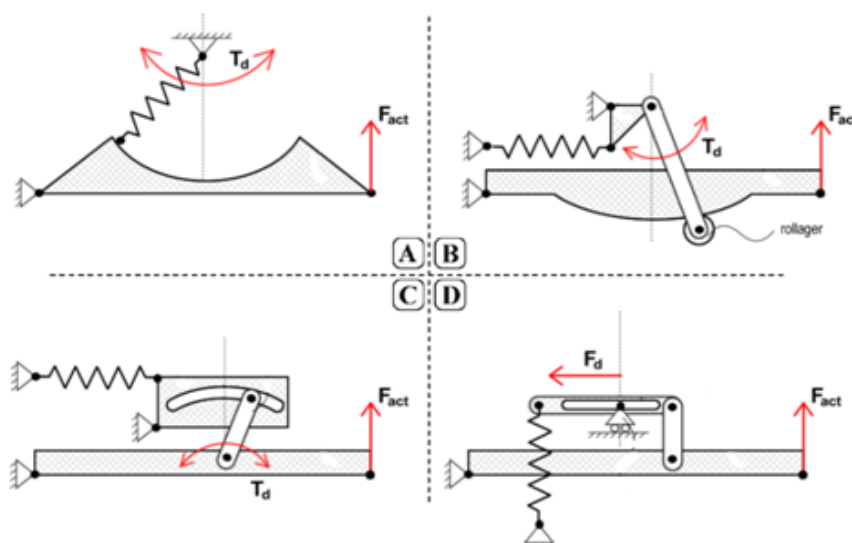


Fig. 2.4 - Outras soluções usando o princípio DAS.

O benefício principal dessas soluções é a geometria plana (liberdade apenas bidimensional), que reduz o espaço ocupado pelo mecanismo. Para um melhor entendimento devem-se comparar essas soluções propostas ao mecanismo em cone da Fig 2.2b. Fica claro o grande volume ocupado pelo mecanismo que executa um movimento tridimensional.

Nesses esboços, porém, questões de confiabilidade e viabilidade construtiva não são visualizadas, ponto que não foi abordado nesses estudos. Algumas dessas idéias não são possíveis para aplicação num sistema de suspensão ativa. Os tipos de uniões utilizados não são recomendados devido ao alto atrito associado com o trabalho desses componentes, assim como o desgaste envolvido.

O desenvolvimento de um sistema de suspensão ativa para cabine de caminhões de baixo consumo energético não está concluído. O estudo anterior não avançou em questões construtivas. Especificações sobre a massa total do mecanismo, bem como o dimensionamento dos componentes usados ainda precisam ser analisados para completar o estudo de viabilidade. Além disso, um ponto importante é a alocação de tal mecanismo na cabine do caminhão.

Outro projeto realizado anteriormente para veículos comerciais de grande porte focou novamente numa geometria de liberdade tridimensional. Esse projeto está reportado em [12]. A suspensão ativa eletro-mecânica de baixo consumo (electromechanic Low Power Active Suspension – eLPAS) está representada na Fig. 2.5, ao lado do seu respectivo diagrama simplificado.

Esse dispositivo consiste de um braço de suspensão conectado ao chassi. No braço da suspensão está fixado um motor elétrico, que controla a posição de um braço rotativo conectado a uma barra. Por fim, a barra transfere a carga para a mola.

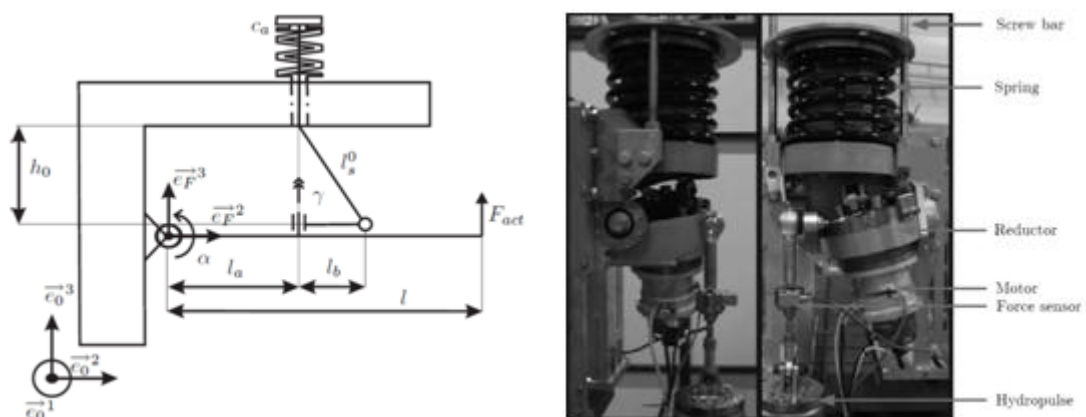


Fig. 2.5 – (esquerda) Diagrama da geometria do eLPAS. (direita) O mecanismo eLPAS [12].

O eLPAS apresentou bons resultados para o seu comportamento dinâmico. Porém, segue um projeto tridimensional. Para um projeto direcionado para cabine de caminhões, o espaço disponível para o mecanismo é limitado, assim, é desejado um sistema mais compacto para implementação. Além disso, o braço controlado pelo motor trabalha numa condição elevada de momento fletor.

2.3. SUSPENSÃO ATIVA EM CABINE DE CAMINHÕES

A mentalidade de se reduzir as vibrações exteriores através da utilização de um sistema de suspensão ativa parece ser interessante para a aplicação em cabine de caminhão. O ambiente de aplicação possui a vantagem de estar separado em dois níveis de suspensão, eliminando o conflito entre comportamento dinâmico em manobras e o conforto do operador. Ou seja, o conjunto de suspensão da cabine pode ser especificamente projetado para atender aos requerimentos de conforto, enquanto o projeto da suspensão primária do caminhão se foca no comportamento do caminhão nas curvas.

Além disso, usando essa configuração é possível trabalhar com uma menor magnitude das forças envolvidas sobre o sistema de suspensão ativa, uma vez que a massa sustentada pela suspensão da cabine é menor que a

massa sustentada pela suspensão que conecta as rodas ao chassis (suspensão primária).

Em [7], é apresentada uma estratégia de auto alimentação para sistemas de suspensão ativa de cabines de caminhões. Nessa estratégia, a energia que seria dissipada nos amortecedores do conjunto de suspensão primária é armazenada e utilizada para suprir a suspensão ativa da cabine. A conclusão desse estudo é que atualmente uma quantidade suficiente de energia é dissipada pelos amortecedores sem ser aproveitada, daí a idéia de reduzir o consumo de energia total do sistema de suspensão ativa através do uso dessa fonte. Para atender a este objetivo, foi proposto o uso de amortecedores regenerativos que armazenariam a energia em baterias (ver Fig. 2.6).

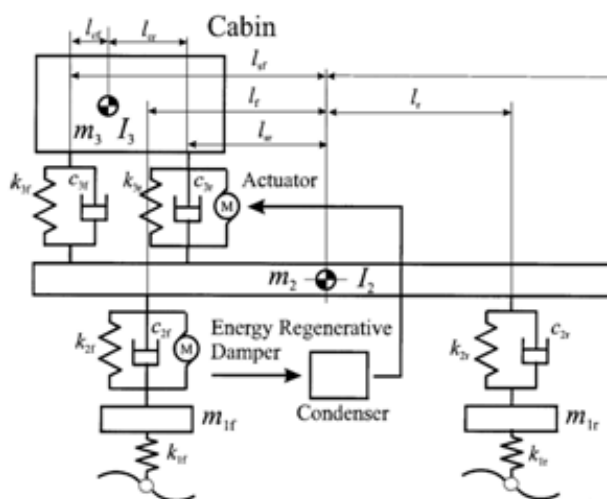


Fig. 2.6 – Modelo de meio veículo para um caminhão usando um sistema de suspensão regenerativo apresentado em [7].

A solução para o atuador do sistema de suspensão ativa é um dispositivo composto de um motor elétrico, um parafuso de potência que opera com esferas. Nessa configuração, o movimento circular do motor é convertido no movimento linear através do fuso (ver Fig. 2.7).

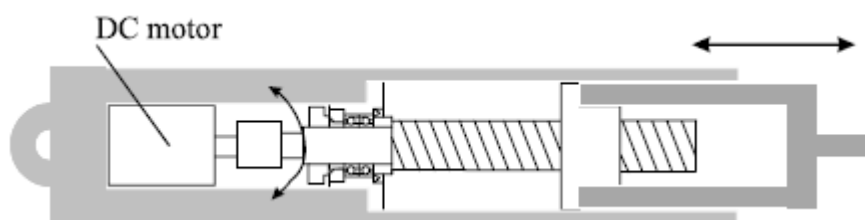


Fig. 2.7 - Esquema de um amortecedor eletromagnético [7].

O projeto desse tal dispositivo sugere um esquema de baixo consumo energético total. Porém, o atuador ainda opera diretamente em oposição ao peso do conjunto suspenso. Essa estratégia foca na obtenção de energia para o sistema de controle da suspensão da cabine, entretanto, o consumo do dispositivo ainda não foi reduzido. É um sistema que apresentou boa performance dinâmica em comparação com sistemas de suspensão semi-ativa e passiva, mas o consumo energético e desempenho dinâmico poderiam ser ainda melhores com a integração do mecanismo de geometria variável comentado anteriormente.

3. OBJETIVOS

O objetivo desse estudo consiste no projeto de um atuador de baixo consumo de energia compatível com os requisitos de um sistema de suspensão ativa para cabine de caminhões. O projeto deve seguir o princípio de funcionamento introduzido no DAS para reduzir o consumo energético.

Os desenvolvimentos anteriores de suspensão para cabine de caminhão focaram numa geometria tridimensional [8]. Porém, por motivos de redução do espaço ocupado, um dos requisitos do projeto é a criação de uma geometria bidimensional.

3.1. DETALHAMENTO DOS REQUISITOS DO PROJETO

Outros requerimentos que o projeto se submete a atender são:

a) O mecanismo precisa ser compacto. O que significa que ele deve caber no mesmo espaço atualmente ocupado pela suspensão da cabine. Mais especificações quanto a isso são descritos no Capítulo 5.

b) O peso total deve ser menor que 50 kg.

c) A força do conjunto de suspensão deve poder variar dentro da faixa compreendida entre: $0 \leq F_{act} \leq 6400$ N. Baseado em simulações dinâmicas realizadas anteriormente relativos a atitude esperada para a cabine.

d) Rigidez efetiva do sistema de suspensão (descrito no Capítulo 2) deve estar dentro da faixa: $10 \leq C_{eff} \leq 30$ N/mm;

e) O pico de variação da força do atuador deve ser no mínimo igual a: $\dot{F}_{act} = 10000 \text{ N/s}$. Necessário para responder rapidamente as variações das forças externas.

f) O mecanismo deve ser viável de ser produzido em larga escala. Isso quer dizer que o mecanismo proposto deve poder ser implementado na cabine de um caminhão com apenas adaptações mínimas no projeto original do veículo.

4. ANÁLISE DO CONCEITO BÁSICO DO “DAS”

Um modelo matemático inicial de um mecanismo bidimensional é desenvolvido a fim de analisar a magnitude das forças envolvidas. Como apresentado na figura abaixo, o mecanismo provoca a variação da relação de alavanca através da mudança da posição da mola. O sistema possui dois graus de liberdade (α and x), onde ' α ' representa a posição angular do braço da suspensão e ' x ' representa a posição da mola ao longo da extensão deste braço (ver Fig. 4.1).

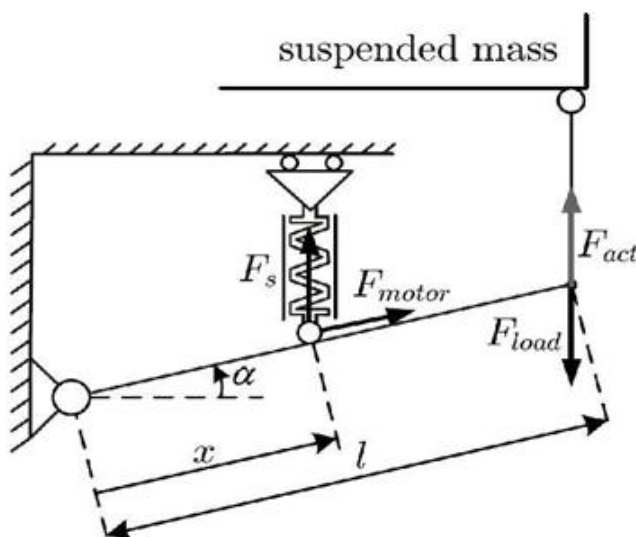


Fig. 4.1 - Conceito básico de suspensão ativa de geometria variável

O objetivo desse modelo é a avaliação dos seguintes parâmetros:

- F_{act} – A força efetiva de atuação do sistema de suspensão sobre a massa suspensa da cabine;
- F_{motor} – O incremento de força do motor quando o sistema está fora das condições ideais ($\alpha_0 \neq 0$), no equilíbrio estático esta força é necessária para manter a mola na posição desejada;
- C_{eff} – A rigidez efetiva do conjunto de suspensão na extremidade do braço da suspensão. Ela representa a taxa de variação da força atuante da suspensão com o deslocamento vertical da suspensão para

um pequeno deslocamento angular do braço da suspensão (em torno de $\alpha = 0$), desde que a posição da mola se mantenha constante.

4.1. MODELO DE EQUILÍBRIO ESTÁTICO

Dentro das condições de equilíbrio estático ($\ddot{\alpha} = 0, \ddot{x} = 0$), a força atuante do mecanismo é dada por:

$$F_{act} = F_{spring} \cdot \frac{x}{l}. \quad (4.1)$$

Onde a força da mola (F_{spring}) é dada por:

$$F_{spring} = F_{s0} + C_s \cdot (x \cdot \sin \alpha), \quad (4.2)$$

Com C_s sendo a rigidez da mola e F_{s0} sua pré-carga. Combinando a eq. (4.1) e a eq. (4.2) chega-se a formula final para a força atuante.

$$F_{act} = \frac{x}{l} \cdot [F_{s0} + C_s \cdot (x \cdot \sin \alpha)], \quad (4.3)$$

O Deslocamento do braço da suspensão faz com que a força necessária para o motor manter a posição da mola aumente. Esse incremento é dado por:

$$F_{motor} = F_{spring} \cdot \sin \alpha = F_{s0} \cdot \sin \alpha + C_s \cdot x \cdot \sin^2 \alpha, \quad (4.4)$$

Além disso, a rigidez efetiva na extremidade do braço da suspensão C_{eff} é dada por:

$$C_{eff} = \frac{d(F_{act})}{d(l \cdot \sin \alpha)} = \frac{d\left[\frac{x}{l} \cdot [F_{s0} + C_s \cdot x \cdot \sin \alpha]\right]}{d(l \cdot \sin \alpha)}, \quad (4.5)$$

Fazendo a mudança de variável em que $A = l \cdot \sin(\alpha)$, tem-se:

$$C_{eff} = \frac{dF_{act}}{d(A)} = \frac{d\left[\frac{x}{l} \cdot [F_{s0} + C_s \cdot x \cdot \frac{A}{l}]\right]}{d(A)} = C_s \cdot \frac{x^2}{l^2}, \quad (4.6)$$

Para essa análise, são usados os seguintes dados dispostos na Tabela 4.1:

Tabela 4-1 - Parâmetros para a simulação do conceito básico

Parâmetros	Valor	Unidades
L	150	Mm
$F_{act\ 0}$	3600	N
C_s - aço	60	N/mm
F_{s0}	6400	N

O curso total usado para a variação da posição da mola foi adotado como sendo igual ao comprimento total do braço da suspensão ($l = 150$ mm). Assim, usando os valores especificados para a força do atuador no item 3.1 do capítulo anterior, a pré-tensão da mola é dada por:

$$F_{s0} \cdot x_{max} = F_{act_max} \cdot l, \quad (4.7)$$

Onde se obtêm: $F_{s0} = 6400$ N.

4.2. RESULTADOS

Os parâmetro e equações definidos foram implementado no programa Matlab, onde os gráficos apresentados da Fig. 4.2 foram obtidos.

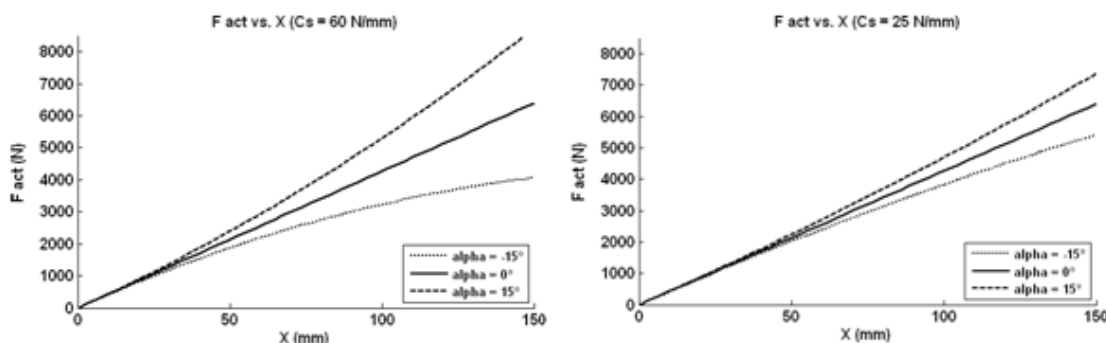


Fig. 4.2 - Força do atuador vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão para alguns valores de alfa. (esquerda) mola helicoidal de aço. (direita) mola pneumática.

Podem ser visto neles a força de atuação do mecanismo em relação a posição da mola para três diferentes angulações do braço da suspensão.

Estão apresentados os resultados para dois tipos diferentes de padrão de molas, em espirais de aço e também molas pneumáticas de menor coeficiente de rigidez.

Nessa situação, é possível observar que as magnitudes das forças envolvidas são praticamente as mesmas. Porém com a mola de aço a amplitude de variação se tornou maior devido a maior rigidez desta mola em comparação com a outra opção a ar.

Na Fig. 4.3, a variação da força do motor em relação com a posição da mola ao longo do braço da suspensão pode ser visualizada para ambos os tipos de mola.

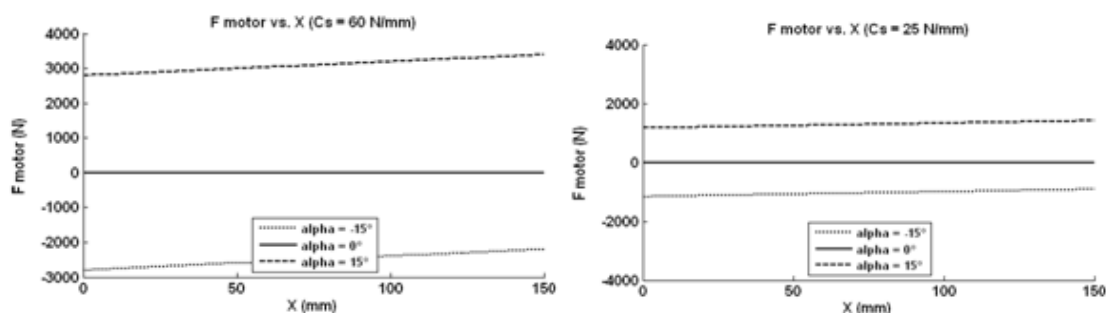


Fig. 4.3 - Força do motor vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão. (esquerda) Mola helicoidal de aço. (direita) Mola pneumática.

É natural concluir que a rigidez da mola influencia a magnitude da variação da força do motor. Assim, uma vez que a força do motor é o principal parâmetro que influencia no consumo de energia, é desejável reduzir sua magnitude ao máximo. Um valor menor para rigidez da mola aparenta convergir para esse objetivo.

Na Fig. 4.4, a rigidez efetiva do mecanismo em relação a posição da mola ao longo do braço da suspensão é apresentada.

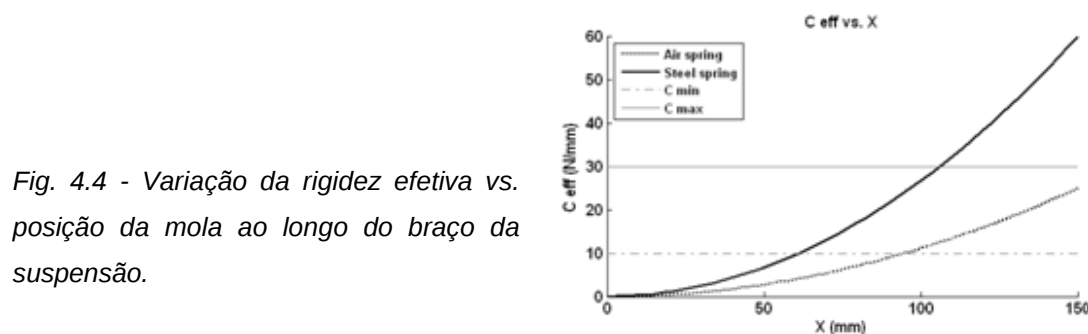


Fig. 4.4 - Variação da rigidez efetiva vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão.

Para ambos os tipos de mola, a rigidez efetiva do conjunto ficou fora da faixa compreendida entre: $10 < C_{eff} < 30$ N/mm, além de ser uma função não-linear do parâmetro “ x ”. Porém, é observado que um valor intermediário para a rigidez da mola poderia tanto reduzir a magnitude da variação das forças de atuação do mecanismo quanto atender aos requisitos relativos à rigidez efetiva do sistema.

4.3. COMENTÁRIOS ADICIONAIS SOBRE A GEOMETRIA VERIÁVEL

A geometria apresentada é bastante simples, e foi abordada principalmente para introduzir a visualização dos principais obstáculos para o projeto da geometria do dispositivo. Além disso, apresentam como os elementos do mecanismo se relacionam para criar uma força variável na extremidade livre do braço da suspensão.

Observações especiais são relacionadas com a característica de o dispositivo variar a posição da mola. A grande preocupação com o espaço ocupado por este componente, bem como o incremento da força do motor caso de altos valores de aceleração serem necessários, tornam essas características indesejáveis.

5. SOLUÇÕES PROPOSTAS

O conceito básico do mecanismo foi apresentado no capítulo 4, onde foi mostrada a dificuldade de se atender aos requerimentos. Além disso, a viabilidade construtiva do mecanismo é questionável. Tal sistema possui uniões que sugerem um mecanismo de baixa confiabilidade (como os “*sliders*” ou roletes). Além disso, a rigidez efetiva do mecanismo não pode ser confinada dentro da faixa especificada. Entretanto, a análise do conceito básico é apenas uma introdução ao problema, mostrando quais as condições de contorno e dificuldades.

Neste capítulo, análises de outras possibilidades de solução são apresentados. Sendo na verdade um resumo do processo de levantamento de idéias, onde as principais soluções são descritas. Assim, para cada solução, uma breve descrição do princípio de trabalho é feita bem como a apresentação das equações de equilíbrio do sistema. Além disso, um esboço em CAD de alguns mecanismos são mostrados para observação de possibilidades construtivas e de quais tipos de elementos mecânicos estariam envolvidos.

Novamente, a força do atuador, a força necessária do motor para manter a posição da mola, e a rigidez efetiva do mecanismo são apresentadas da forma gráfica para avaliação das geometrias.

5.1. GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR

O mecanismo em arco-circular, obtido da referência [9], consiste na variação da direção da força da mola causado pela movimentação de uma das extremidades da mesma ao longo de um percurso semi-circular sobre o braço da suspensão. O centro de tal arco estando no ponto onde a outra extremidade da mola se fixa ao chassi (para: $\alpha = 0$). Assim, a variação do

momento da força da mola em relação ao centro 'O' (onde o braço da suspensão está fixo) resulta na variação da magnitude da força do atuador. Os parâmetros ' α ' e ' θ ' são graus de liberdade desse sistema (ver Fig. 5.1). Eles representam respectivamente o deslocamento angular do braço da suspensão e o deslocamento angular da mola.

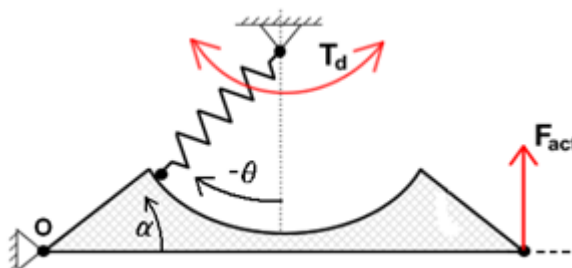


Fig. 5.1 – Diagrama da geometria Arco-circular [9].

1.1.1. Modelo matemático do mecanismo em arco-circular

Para avaliação das características dessa geometria, a expressão matemática do seu equilíbrio estático é apresentado em termos dos parâmetros iniciais. Esses parâmetros são mostrados na Fig. 5.2 (1).

- p – A distância horizontal do ponto 'O' ao ponto 'P'.
- h – A distancia vertical do ponto 'O' ao ponto 'P'.
- l_0 – O comprimento da mola na configuração inicial do mecanismo (a mola possui uma pré-carga nessa configuração).
- l_w – O comprimento do braço da suspensão.

Para o equacionamento, o movimento do mecanismo é decomposto em duas partes (ver Fig. 5.2 e 5.3).

Primeiramente, é introduzido um deslocamento ' θ ' para a mola, e a seguir um deslocamento angular ' α ' para o braço da suspensão. Por conveniência valores positivos desses parâmetros serão convencionados no sentido anti-horário de movimento.

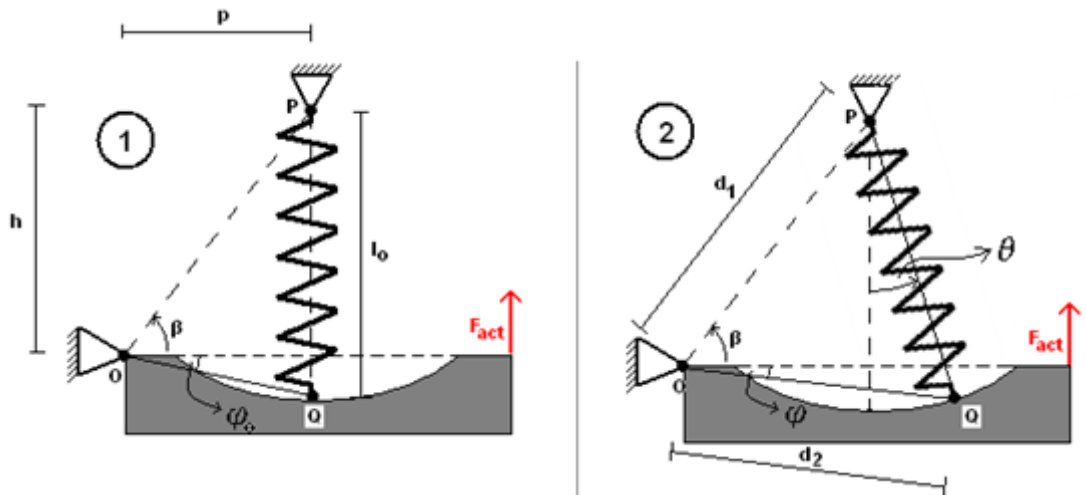


Fig. 5.2 - (1) Geometria Arco-circular na posição neutra. (2) Deslocamento angular da mola.

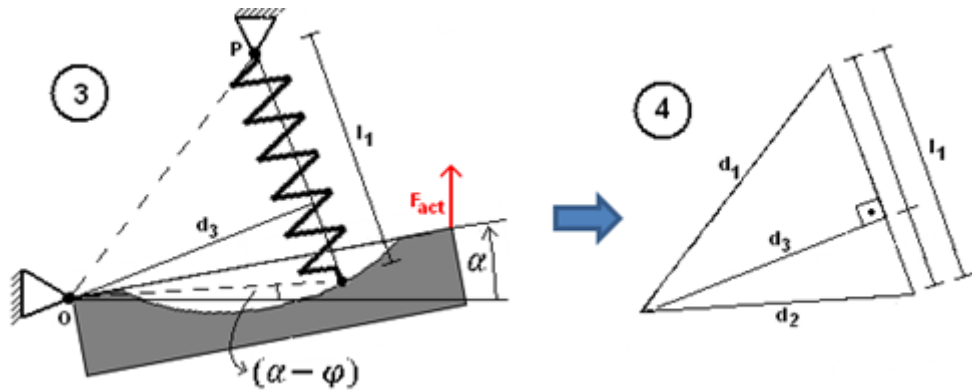


Fig. 5.3 - (3) Deslocamento angular da posição da mola e do braço da suspensão. (4) Esboço com dimensões relevantes da condição final.

Assim, dentro das condições de equilíbrio estático ($\ddot{\alpha} = 0; \ddot{\theta} = 0$), O equilíbrio de momentos em torno do ponto 'O' é dado por:

$$F_{act} \cdot l_w \cdot \cos(\alpha) = F_s \cdot d_3, \quad (5.1)$$

Onde a distância d_3 é o braço da força da mola em relação ao ponto 'O'. Sendo a força da mola (F_s) dada por:

$$F_s = F_{so} + C_s \cdot (l_0 - l_1), \quad (5.2)$$

Onde, C_s é a rigidez da mola e F_{so} sua pré-carga.

Expressões para as distâncias: d_1 , d_2 e d_3 em termos dos parâmetros iniciais são necessárias. Sendo assim, a equação para d_1 é dada por:

$$d_1 = \sqrt{p^2 + h^2}, \quad (5.3)$$

Para descrever a distância d_2 , a posição do ponto 'Q' é necessária (ponto de união entre a mola e o braço de suspensão). Será usado as coordenadas (x, y) para referenciar essa posição, sendo o ponto 'O' = (0,0) a origem desse sistema. Na Fig. 5.2 (1), pode-se observar que o valor desta coordenada na posição inicial é dado por:

$$x_0 = p; \quad (5.4)$$

$$y_0 = h - l_0; \quad (5.5)$$

Com a introdução do deslocamento angular ' θ ' para a mola (ver Fig. 5.2 (2)), as coordenadas do ponto 'Q' muda para (x_1, y_1) , que passam a ser:

$$x_1 = p + l_0 \cdot \sin(\theta); \quad y_1 = h - l_0 \cdot \cos(\theta); \quad (5.6)$$

Assim, o valor da distância ' d_2 ' fica:

$$d_2 = \sqrt{x_1^2 + y_1^2}; \quad (5.7)$$

As coordenadas do ponto 'Q' também podem ser representadas nas coordenadas polares na forma $(d_2, -\varphi)$, onde ' φ ' é a referência angular para esse ponto em relação a linha horizontal que passa por 'O'. Esse parâmetro é definido por:

$$\varphi = \tan^{-1} \left(\frac{y_1}{x_1} \right), \quad (5.8)$$

Mesmo com a introdução de um deslocamento angular ' α ' para o braço da suspensão, a distância d_2 permanece inalterada (ver Fig. 5.3 (3)). Para essa condição o comprimento da mola se torna ' l_1 ' e o valor para o ângulo determinado pelo braço da suspensão e a linha imaginária $\overline{OP}$ também é modificado

Assim, usando as leis dos cossenos em relação ao ângulo $P\hat{O}Q$ da Fig. 5.3 (4) é possível determinar o comprimento final da mola (l_1):

$$l_1 = \sqrt{d_1^2 + d_2^2 + 2 \cdot d_1 \cdot d_2 \cdot \cos(\beta - \alpha - \varphi)}; \quad (5.9)$$

Onde ' β ' é o ângulo inicial entre a linha de referência do braço da suspensão e o segmento $\overline{OP}$. Sendo definido por:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{h}{p}\right); \quad (5.10)$$

Para a distância ' d_3 ' a relação trigonométrica no triângulo da Fig. 5.3 (4) fornece:

$$\frac{d_1}{l_a} = \frac{d_2}{l_b} \rightarrow d_1 \cdot (l - l_a) = d_2 \cdot l_a \rightarrow l_a = \frac{d_1 \cdot l}{d_2 + d_1}; \quad (5.11)$$

$$d_3 = \sqrt{d_1^2 + l_a^2}; \quad (5.12)$$

Esse conjunto de equações foi implementado no programa computacional Matlab. Devido a expressão ser extensa, não é conveniente uni-las numa só equação.

1.1.2. Variação da força do motor e rigidez efetiva do mecanismo

O deslocamento angular ' α ' do braço da suspensão provoca o aumento da força do motor. Essa força necessária para manter a mola na mesma posição é então dada por:

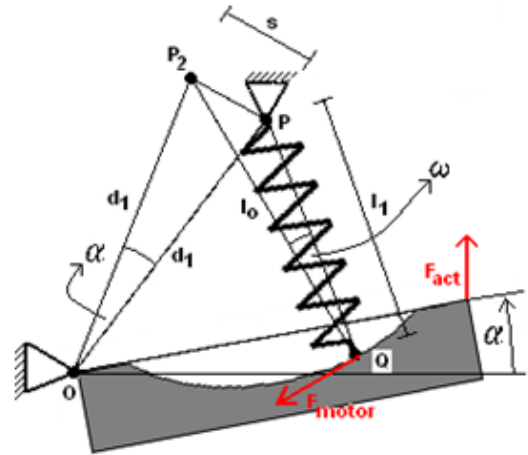
$$F_{motor} = F_s \cdot \sin(\omega); \quad (5.13)$$

Onde ' ω ' é o ângulo entre a linha de atuação da mola e a linha "ideal" da mola (linha da força da mola nas condições ideais onde $(\alpha = 0)$). O valor desse ângulo pode ser encontrado também com o uso das leis dos cossenos nos triângulos representados na Fig. 5.4 (OPP_2 e QPP_2), o fornece o resultado:

$$s = d_1 \sqrt{2 \cdot (1 - \cos(\alpha))}; \quad (5.14)$$

$$s^2 = l_0^2 + l_1^2 - 2 \cdot l_0 \cdot l_1 \cdot \cos(\omega) \therefore \omega = \arccos\left(\frac{l_0^2 + l_1^2 - s^2}{2 \cdot l_0 \cdot l_1}\right); \quad (5.15)$$

Fig. 5.4 - Esboço da geometria Arco-circular usada para obtenção da força do motor.



A rigidez efetiva do mecanismo, na extremidade livre do braço da suspensão, para pequenas variações de ' α ', é definida por:

$$C_{eff} = \frac{d(F_{act})}{d(l \cdot \sin \alpha)}; \quad (5.16)$$

Porém, uma vez que a expressão encontrada para ' F_{act} ' é um tanto extensa, seria trabalhoso encontrar uma equação para a rigidez efetiva manualmente. Usando métodos numéricos é possível derivar essa equação. Entretanto, uma vez que o conceito de rigidez equivalente é adotado para pequenos valores de oscilação em torno da referência original onde $\alpha = 0$, também é possível se usar a aproximação dada por:

$$C_{eff} = \frac{(F_{act1} - F_{act2})}{(l \cdot \sin \alpha_1 - l \cdot \sin \alpha_2)}; \quad (5.17)$$

O denominador dessa expressão – $(l \cdot \sin \alpha_1 - l \cdot \sin \alpha_2)$ – representa o pequeno deslocamento vertical da extremidade do braço da suspensão. Adotando-se valores adequados para os deslocamentos angulares e medindo-se os respectivos valores das forças dos atuadores pode-se então obter a rigidez efetiva.

1.1.3. Resultados da análise em equilíbrio estático

A resolução das equações determinadas na secção anterior no Matlab apresentou os seguintes resultados para F_{act} , F_{motor} e C_{eff} (ver Fig. 5.5 e

Fig. 5.6). Os valores dos parâmetros iniciais são: $p = 75,0$ mm, $h = 300,0$ mm, $l_0 = 400,0$ mm e $l_w = 150,0$ mm.

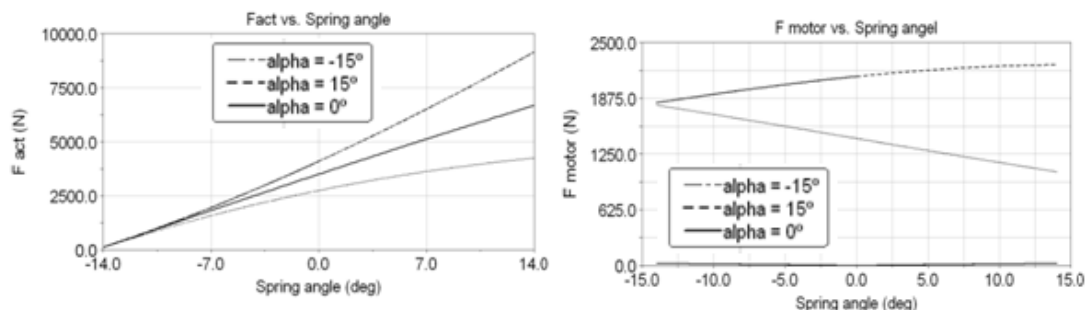


Fig. 5.5 – Análises da força do atuador (esquerda) e incremento da força do motor (direita) para o mecanismo arco-circular.

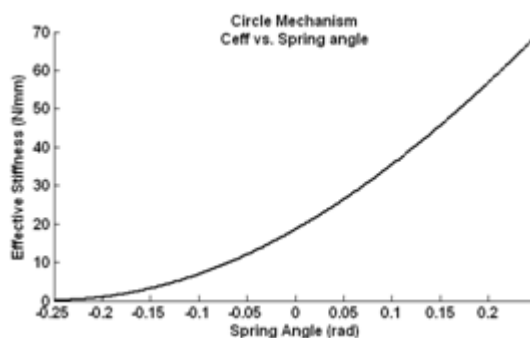


Fig. 5.6 - Análise da rigidez efetiva da geometria arco-circular.

Pode ser visualizado que tais resultados não atendem a todos as especificações de projeto. São, na verdade, resultados muito parecidos com os encontrados no capítulo anterior para o conceito básico do mecanismo. É possível observar que a rigidez efetiva apresenta uma elevada amplitude de variação (de zero até 70 N/mm). No entanto, o incremento da força do motor é menor que o apresentado no conceito básico.

1.1.4. Viabilidade construtiva

Um esboço em CAD da geometria arco-circular é mostrado para ilustrar como o mecanismo poderia ser construído. No esquema da Fig. 5.2, aparenta ser necessário o uso de uniões que percorram a trajetória circular do braço da suspensão, o que sugeriria a utilização de um rolete entre a extremidade da mola e o braço da suspensão no ponto 'Q'. Entretanto, esse

também era um dos principais defeitos da concepção básica, logo alguma modificação é necessária. Assim, é incluído então mais uma barra de ligação para modificar tal tipo de união por uma união rotacional. Na Fig. 5.7, estão representados o braço da suspensão, a mola, o motor elétrico e a barra que conecta a mola ao braço da suspensão.

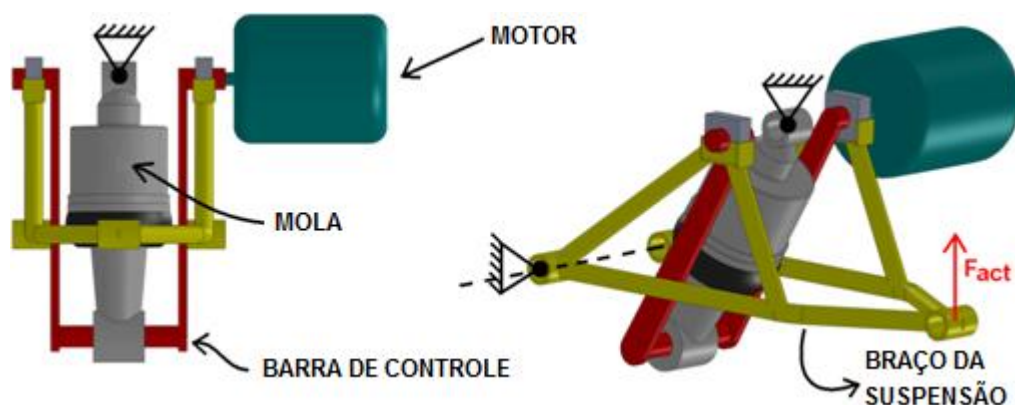


Fig. 5.7 - Esboço em CAD do mecanismo arco-circular.

Essa solução possui vantagens em termos construtivos. Os componentes não são tão complexos de fabricar, e o dispositivo parece receber menor influência do atrito, uma vez que a resistência de atrito é menor em juntas rotacionais. Entretanto, a posição do motor elétrico aumenta o momento de inércia de todo o sistema. Na Fig. 5.8, algumas outras configurações para a posição do motor são então exibidas.



Fig. 5.8 - Diferentes configurações para a posição do motor no mecanismo arco-circular.
(esquerda) biela-manivela. (direita) por parafuso de potência.

Além disso, a posição da mola também não é agradável. Como definido nas especificações requeridas, a força do atuador deve poder atingir uma taxa de variação mínima de $\dot{F}_{act} = 10000 \text{ N/s}$. Para atender a esse

requisito, a mola deve ser acelerada rapidamente, assim, os efeitos de inércia da mola se tornariam relevantes.

5.2. BARRA DE BALANÇO

O mecanismo da barra de balanço, também obtido da referência [9], consiste de uma alavanca conectada por uma extremidade a uma mola e conectado indiretamente ao braço da suspensão por uma outra barra. A relação de alavanca é controlado pela posição horizontal do ponto de pivotamento (onde atua a força do motor).

Nesse caso, a mola não varia sua posição e os graus de liberdade são: a posição horizontal do ponto pivô ao longo da barra de balanço (x) e o deslocamento angular do braço da suspensão (α) (ver Fig. 5.9).

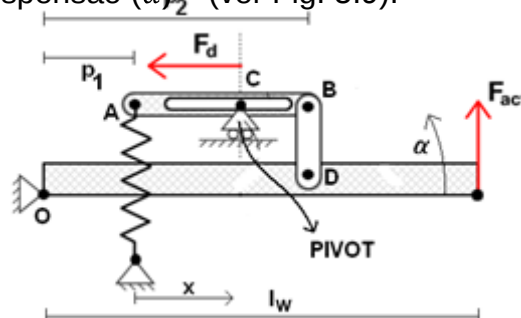


Fig. 5.9 - Diagrama da geometria da barra de balanço [9].

1.2.1. Modelo matemático do mecanismo da barra de balanço

Para a avaliação de tal solução é apresentado a expressão matemática do mecanismo em função dos parâmetros geométricos iniciais listados:

- p_1 – A distância horizontal do ponto ‘O’ ao ponto ‘A’.
- p_2 – A distância horizontal do ponto ‘O’ ao ponto ‘B’.
- l_w – O comprimento do braço da suspensão.

Dentro das condições de equilíbrio estático ($\ddot{\alpha} = 0, \ddot{x} = 0$), O equilíbrio de momentos sobre o braço da suspensão em torno do ponto 'O' é dado por:

$$F_{act} \cdot l_w = F_{link} \cdot p_2; \quad (5.18)$$

Com ' F_{link} ' sendo a força transmitida pela barra $\overline{BD}$. Essa força é determinada então pela equação de equilíbrio de momentos sobre a barra de balanço em torno do ponto pivô 'C':

$$F_{link} \cdot (p_2 - p_1 - x) = F_s \cdot x; \quad (5.19)$$

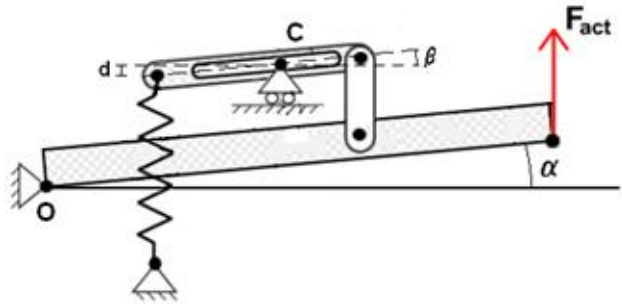
Além disso, a força da mola ' F_s ' é modificada pelo deslocamento vertical 'd' do ponto 'A', ficando definida por:

$$F_s = F_o + C_s \cdot d, \quad (5.20)$$

Onde ' F_o ' é a pré-tensão da mola e ' C_s ' sua rigidez. Tem-se ainda que o deslocamento vertical 'd' (ver Fig. 5.10) é dado por:

$$d = \frac{p_2 \cdot \sin \alpha}{(p_2 - p_1 - x)} \cdot x, \quad (5.21)$$

Fig. 5.10 – Diagrama do mecanismo da barra de balanço com um deslocamento angular do braço da suspensão.



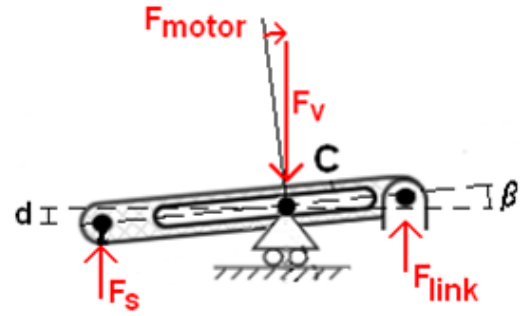
Finalmente, a força do atuador é expressa pelo seguinte equação:

$$F_{act} = F_{so} \cdot \left(\frac{p_2 \cdot x}{l \cdot (p_2 - p_1 - x)} \right) + \frac{C_s}{l} \cdot \left(\frac{p_2 \cdot x}{p_2 - p_1 - x} \right)^2 \cdot \sin(\alpha), \quad (5.22)$$

1.2.2. Variação da força do motor e rigidez efetiva do mecanismo

A força do motor para manter a posição do pivô estática quando o sistema está fora das condições ideais ($\alpha = 0$) é representada na Fig. 5.11.

Fig. 5.11 - Diagrama de forças sobre a barra de balanço.



Na imagem, ' F_v ' é a força vertical que equilibra a barra de balanço. Esta força é dada por:

$$F_v = F_s + F_{link} = F_s + F_s \cdot \left(\frac{x}{p_2 - p_1 - x} \right) = F_s \cdot \left(\frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 - x} \right), \quad (5.23)$$

O deslocamento angular do braço da suspensão ' α ' resulta no deslocamento angular ' β ' da barra de balanço, sendo este parâmetro definido por:

$$\beta = \tan^{-1} \left(\frac{p_2 \cdot \sin \alpha}{p_2 - p_1 - x} \right), \quad (5.24)$$

Assim, a força de reação do motor necessária para manter o pivô equilibrado e estático é expressa por:

$$F_{motor} = F_v \cdot \tan \beta, \quad (5.25)$$

Logo,

$$F_{motor} = \left(F_{so} + C_s \cdot \left(\frac{p_2 \cdot \sin(\alpha) \cdot x}{p_2 - p_1 - x} \right) \right) \cdot \left(\frac{p_2 - p_1}{p_2 - p_1 - x} \right) \cdot \sin \left(\tan^{-1} \left(\frac{p_2 \cdot \sin(\alpha)}{p_2 - p_1 - x} \right) \right), \quad (5.26)$$

A rigidez efetiva é obtida através da derivada da força do atuador em relação ao incremento vertical de deslocamento, assim, tem-se que:

$$C_{eff} = \frac{d(F_{act})}{d(l \cdot \sin \alpha)} = C_s \cdot \left(\frac{p_2 \cdot x}{l \cdot (p_2 - p_1 - x)} \right)^2, \quad (5.27)$$

1.2.3. Resultados da análise em equilíbrio estático.

A implementação do conjunto de equações anteriores no Matlab apresenta os seguintes resultados para F_{act} , F_{motor} e C_{eff} (ver Fig. 5.12 e

Fig. 5.13). Os valores dos parâmetros iniciais são: $p_1 = 50,0$ mm, $p_2 = 120,0$ mm e $l_w = 150,0$ mm.

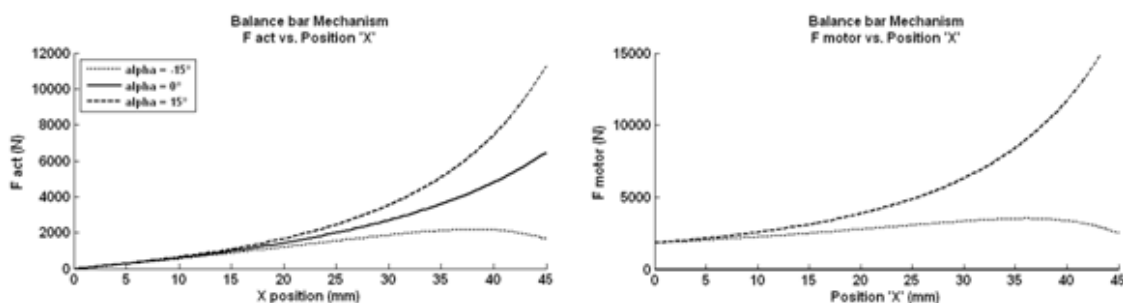


Fig. 5.12 - Análises da força do atuador (esquerda) e incremento da força do motor (direita) do mecanismo da barra de balanço.

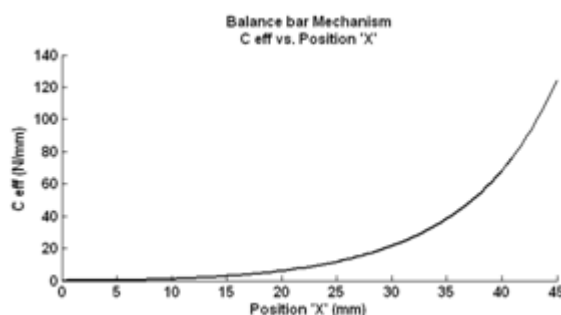


Fig. 5.13- Análise de rigidez efetiva do mecanismo da barra de balanço.

Os resultados apresentaram um formato quase exponencial. É possível ver que a rigidez da mola permanece inferior ao valor de 10 N/mm durante boa parte do gráfico e então cresce rapidamente para um valor próximo de 140 N/mm. O incremento da força do motor assume valores acima de 5000 N (chegando a até 15000 N), característica causada principalmente pela alta carga aplicada sobre a união 'C' do mecanismo. Assim, conclui-se que este mecanismo não é interessante para a aplicação desejada.

1.2.4. Viabilidade construtiva

O esboço em CAD para o mecanismo da barra de balanço é apresentado na Fig. 5.14, onde duas possibilidades de atuação do motor elétrico podem ser vistas. Na primeira, um sistema de parafuso de potência

por esferas transforma o movimento rotacional do motor em deslocamento translacional para controlar a posição horizontal do pivô. Na segunda configuração, um sistema biela-manivela é responsável por tal controle.

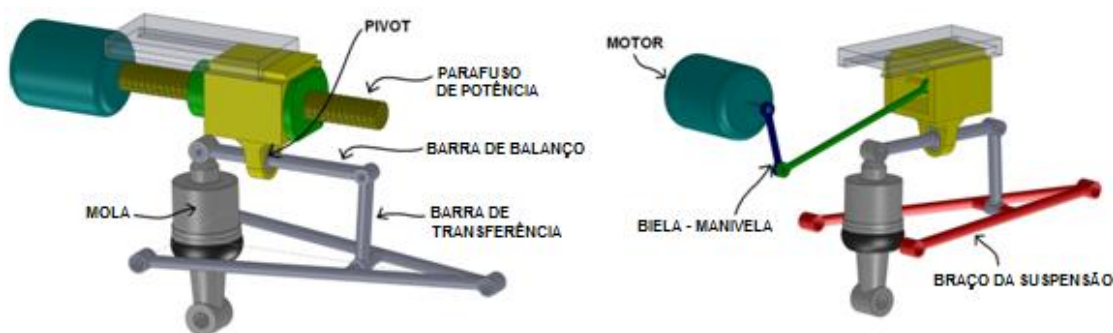


Fig. 5.14 - Esboço em CAD do mecanismo da barra de balanço com duas configurações diferentes para o posicionamento do motor. (esquerda) Parafuso de potência. (direita) Mecanismo biela-manivela.

A solução da barra de balanço possui um ponto de contato deslizando sobre alta pressão (ponto do pivô), além disso, a barra de balanço (ou barra de alavanca) trabalha sobre altos valores de momento fletor, o que poderia provocar a perda da mobilidade horizontal do pivô por travamento. Os componentes não são difíceis de serem construídos, mas a atuação significativa de forças de atrito na barra de balanço e toda a sua área em exposição para o acúmulo de sujeira permitem a conclusão de que tal sistema não possui confiabilidade de operação.

5.3. BRAÇO DE SUSPENSÃO VARIÁVEL

Até o momento todas as geometrias apresentadas trabalharam sobre os mesmos valores para o comprimento do braço da suspensão. No dispositivo apresentado neste tópico, porém, o comprimento do braço da suspensão é controlado de forma a variar a relação de alavanca. Na Fig. 5.15, é possível ver os elementos que compõem o braço da suspensão.

Assim, um parafuso de potência conectado a um motor elétrico, modificaria o comprimento do braço da suspensão.

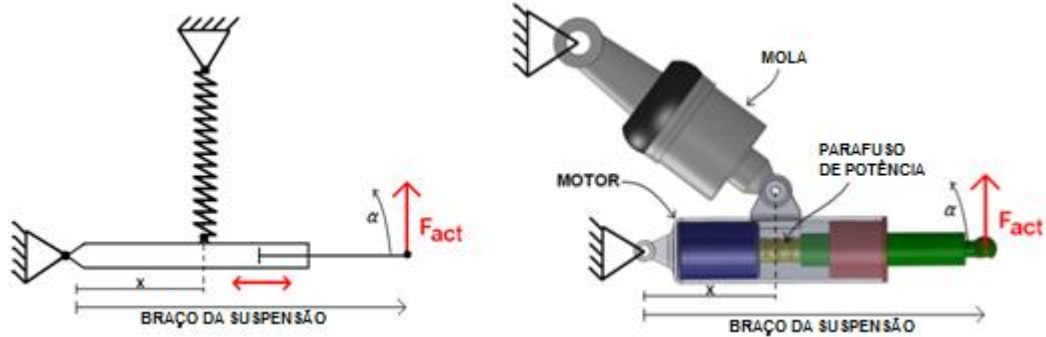


Fig. 5.15 - Esboço da geometria do braço de suspensão variável (esquerda). Desenho em CAD do mesmo mecanismo.

Observando a Fig. 4.1 localizada no capítulo 4, é possível notar que este dispositivo segue o mesmo esboço do modelo básico. Entretanto, agora a posição da mola é fixa, de forma que o comprimento do braço da suspensão ' l ' e seu deslocamento angular ' α ' são os graus de liberdade desse sistema.

1.3.1. Modelo matemático para o braço de suspensão variável

Os mesmos passos usados na modelagem do conceito básico podem ser usadas para escrever as seguintes equações dentro das condições de equilíbrio estático ($\ddot{\alpha} = 0$, $\ddot{l} = 0$). Assim, a força do atuador é dada por:

$$F_{act} = \frac{x}{l} \cdot (F_{so} + C_s \cdot x \cdot \sin(\alpha)), \quad (5.28)$$

A força do motor necessária para manter o comprimento do braço da suspensão é dada por:

$$F_{motor} = \frac{x}{l} \cdot (F_{so} + x \cdot C_s \cdot \sin(\alpha)) \cdot \sin(\alpha), \quad (5.29)$$

A rigidez efetiva na extremidade do braço da suspensão fica definido por:

$$C_{eff} = \frac{d(F_{act})}{d(l \sin \alpha)} = C_s \cdot \left(\frac{x}{l}\right)^2, \quad (5.30)$$

Importante notar que este dispositivo possui praticamente as mesmas equações de equilíbrio estático do modelo inicialmente analisado (o conceito básico). Dessa forma os diagramas para esses mecanismos são equivalentes, a única diferença está na força do motor que é multiplicada por um fator de $\frac{x}{l}$. Não é difícil entender o porquê: nessa nossa condição, o motor deve reagir contra a componente horizontal da força do atuador ao invés da componente horizontal da força da mola.

1.3.2. Viabilidade construtiva

O mecanismo em discussão possui alguns pontos negativos a serem observados em relação ao uso do parafuso de potência para controlar o atuador. Como é requisitada uma alta frequência de operação, existe a possibilidade de o parafuso travar devido ao atrito. Somado a isso, a presença de altos valores de momentos fletores sobre o braço da suspensão também torna o mecanismo pouco confiável. Além das características geométricas não permitirem que valores nulos da força do atuador sejam atingidas.

5.4. QUADRILÁTERO DE RELAÇÃO VARIÁVEL

Na referência [10], um design alternativo é apresentado para variar a relação total entre as forças de entrada e saída do mecanismo. Assim, o quadrilátero de relação variável, ilustrado na Fig. 5.16, trabalha variando a força de saída do mecanismo através da alteração da posição do braço $\overline{BB_o}$ ao longo do arco $\widehat{A_2B_o}$, resultando numa força de atuação controlável.

Assim, é proposto que um dos lados do quadrilátero seja usado como braço da suspensão, com a força de saída representando a força do atuador

enquanto a mola é conectada ao ponto respectivo à força de entrada. Desta forma, o deslocamento angular do braço da suspensão ' α ' e o deslocamento angular da barra de controle $\overline{BB_0}$ definido por ' θ ' são os graus de liberdade do sistema.

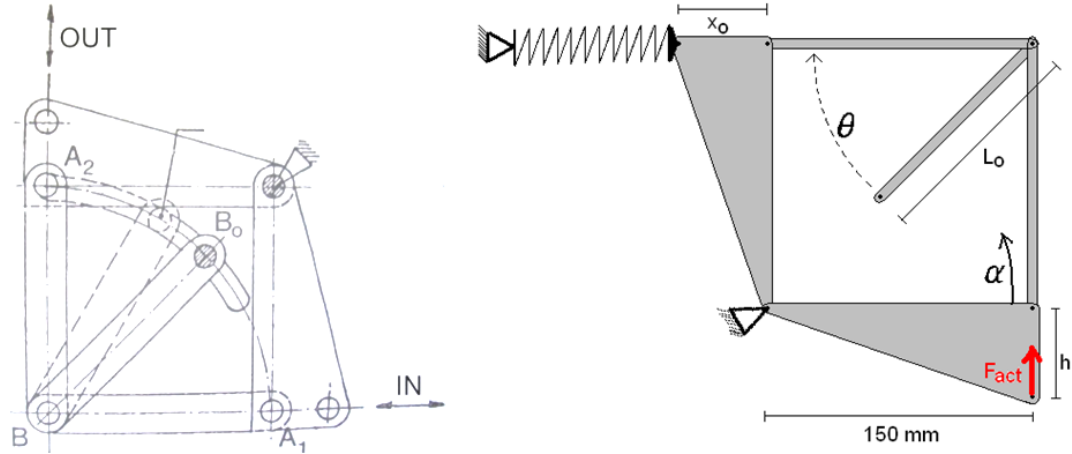


Fig. 5.16 - Diagramas do mecanismo quadrilátero variável [10].

1.4.1. Resultados da análise em equilíbrio estático

A análise de equilíbrio estático desse dispositivo foi realizada com o auxílio do programa para análise de multi-corpos Adams, que permitiu uma medição mais fácil, principalmente da rigidez efetiva do mecanismo. Os resultados para F_{act} e F_{motor} são mostrados na Fig. 5.17 e o resultado para C_{eff} na Fig 5.18, onde os valores dos parâmetros iniciais são iguais a: $x_0 = 50,0$ mm, $h = 50,0$ mm, $L_0 = 150,0$ mm e $l_w = 150,0$ mm.

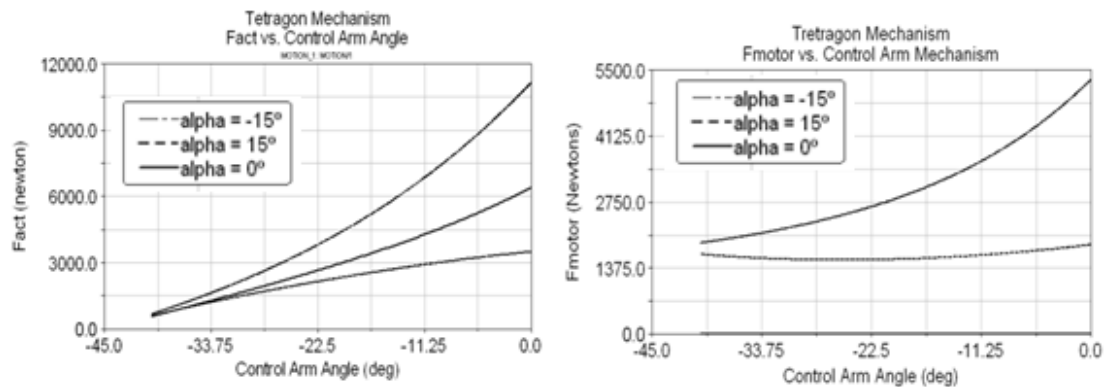


Fig. 5.17 - Análises para o mecanismo quadrilátero variável. (esquerda) Força do atuador. (direita) Variação da força do motor.

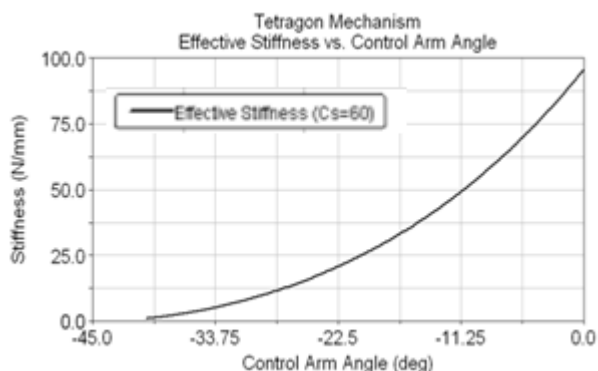


Fig. 5.18 - Rigidez efetiva para o mecanismo quadrilátero variável.

Esses resultados apresentados ainda não puderam atender aos requisitos. A rigidez efetiva possui uma alta amplitude de variação, e o incremento da força do motor obteve valores mais altos do que o conceito básico do capítulo 3. Assim como o mecanismo em arco-circular, esse dispositivo aparenta ter vantagens em termos construtivos principalmente devido ao uso de barras conectadas por juntas rotacionais (que apresentam maior confiabilidade e menor influência das forças de atrito).

Um esboço em CAD desse mecanismo ainda precisa ser feito para permitir uma melhor análise de viabilidade (para se avaliar, por exemplo, a posição do motor elétrico e sua conexão com os demais elementos). Além disso, esta geometria parece permitir uma melhor calibração da rigidez efetiva, devido ao número de parâmetro passíveis de adaptação para melhor adequação das suas características. Por esses fatores este mecanismo é selecionado para um estudo mais profundo (apresentado no próximo capítulo).

5.5. TRANSMISSÃO CONTINUAMENTE VARIÁVEL

Todos os mecanismos apresentados buscaram criar uma força de suspensão variável. Por isso que nesta solução é proposta uma mudança da relação de alavanca do mecanismo de suspensão através da inserção de um sistema de transmissão continuamente variável (CVT) (ver Fig. 5.19 (a)).

Um tipo interessante de CVT para se usar nesse caso poderia ser o Nu-Vinci, detalhado na referência [11]. Nesse mecanismo a relação é alterada pela modificação do ponto de contato das esferas com os discos de entrada e de saída (ver Fig. 5.19 (b)).

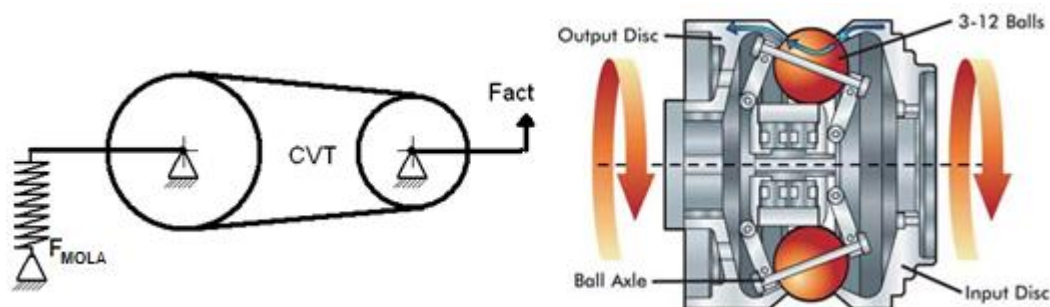


Fig. 5.19 - (a) Diagrama do mecanismo CVT. (b) o sistema Nu-Vinci [11].

Como apresentado em [11], a mudança da relação pode ser realizada facilmente com as mãos, isso quer dizer, com baixos valores de força, até mesmo se o sistema não esteja em rotação. Esse é o motivo desse sistema ser utilizado em câmbio de bicicletas.

Na Fig. 5.20, é possível observar um esboço em CAD usando tal sistema em conjunto com os elementos de suspensão, com um dos braços conectando a mola enquanto o outro braço conectaria com a cabine. Assim, a força do motor agiria apenas para alteração da relação de transmissão, podendo ser até mesmo constante uma vez que a geometria do mecanismo não está alterando.



Fig. 5.20 - Esboço em CAD de um mecanismo utilizando o sistema de CVT Nu-Vinci.

Porém, um problema observado em todos os tipos de CVT é que eles costumam transmitir potência através da força de atrito no contato entre os componentes. Assim, esse tipo de mecanismo permite a ocorrência de escorregamento. Para o sistema de suspensão isso resultaria na perda da pré-tensão da mola. Além disso, essa é possivelmente a solução mais complexa listada neste capítulo, sendo muito cara para implementação em veículos comerciais.

5.6. COMENTÁRIO GERAL SOBRE OS MECANISMOS

As especificações solicitadas para o projeto não foram atendidas facilmente nesse primeiro contato com possíveis soluções. Principalmente para o comportamento da rigidez efetiva, é possível concluir que nenhuma das soluções apresentaram curvas compreendidas dentro da faixa descrita no capítulo 3. Porém, o mecanismo em arco-circular e o quadrilátero variável parecem possuir vantagens em relação a aspectos construtivos. Comparando as soluções, apenas esses dispositivos apresentam uniões tipicamente rotacionais e cujos componentes não trabalham sobre altos valores de momento fletor.

Um estudo mais aprofundado, com o intuito de controlar as características de rigidez efetiva desses dois mecanismos, será descrito no próximo capítulo.

Outros mecanismos esboçados nesta etapa de *brainstorm* acabaram por seguir os mesmos princípios de funcionamento das geometrias apresentadas aqui, estes foram descartados por não representar uma solução viável e confiável, não agregando observações a este estudo.

6. INFLUÊNCIA DOS PARÂMETROS DOS MECANISMOS SELECIONADOS

No capítulo anterior, a geometria em arco-circular e o quadrilátero variável foram selecionados como foco de análise da influência de seus parâmetros geométricos. O objetivo então é atingir os valores especificados nos requerimentos através da calibração das dimensões que comandam o comportamento dos mecanismos.

6.1. METODOLOGIA UTILIZADA

A metodologia parte da adequação dos mecanismos à faixa requerida para a força de atuação ($0 \leq F_{act} \leq 6400$ N). Para esse propósito a rigidez da mola é padronizada em 20 N/mm e sua pré-carga em 6400 N. A força do atuador, a rigidez efetiva do mecanismo e a força do motor são então avaliados. Uma vez que a força de atuação já está calibrada e a força do motor possui uma característica mais comparativa, o foco principal dessa análise é a adequação da rigidez efetiva dentro da faixa: $10 < C_{eff} < 30$ N/mm.

Ambos os mecanismos foram modelados no programa de multi-corpos ADAMS-view, onde a dimensão de referência padrão foi o braço da suspensão (padronizada com dimensão de 150 mm). Além do mais, o curso vertical total na extremidade do braço da suspensão foi de 80mm (valor atualmente usado em suspensão de cabine de caminhões).

6.2. ANÁLISE DA GEOMETRIA ARCO-CIRCULAR

No mecanismo em arco-circular, a posição da mola é controlada então por uma barra, como explicado na seção 5.1. Na Fig. 6.1 estão

representados os parâmetros cuja influência sobre o comportamento da rigidez efetiva deseja-se observar. Esses parâmetros são:

- L_0 – O comprimento total da mola;
- h - A diferença vertical entre o ponto inferior de acoplamento da mola e a linha horizontal de referência do braço da suspensão;
- x_0 – A posição horizontal do ponto de fixação superior da mola.

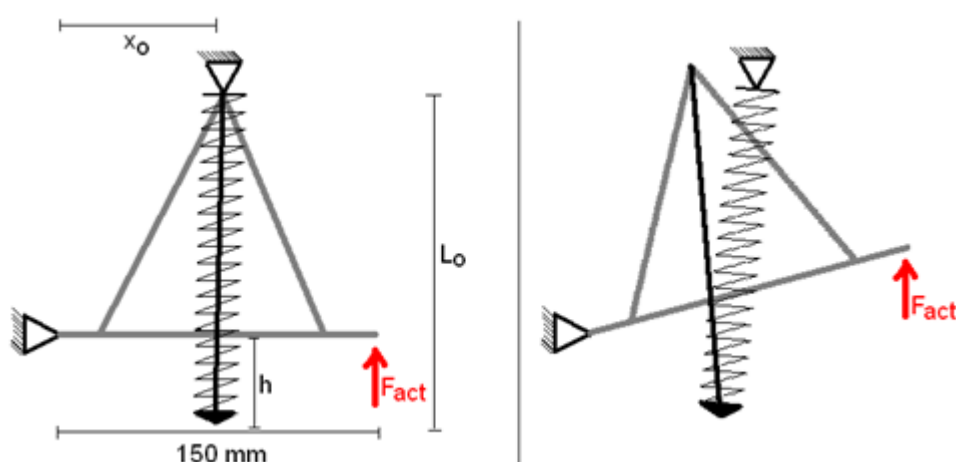


Fig. 6.1 - Diagrama identificando os parâmetros analisados da geometria Arco-circular.

Para o comprimento total da mola, os valores usados foram: 200, 250, 300 e 400 mm (com os outros parâmetros permanecendo inalterados). Os resultados são apresentados na Fig. 6.2, onde o eixo horizontal representa a posição da mola ao longo do braço da suspensão.

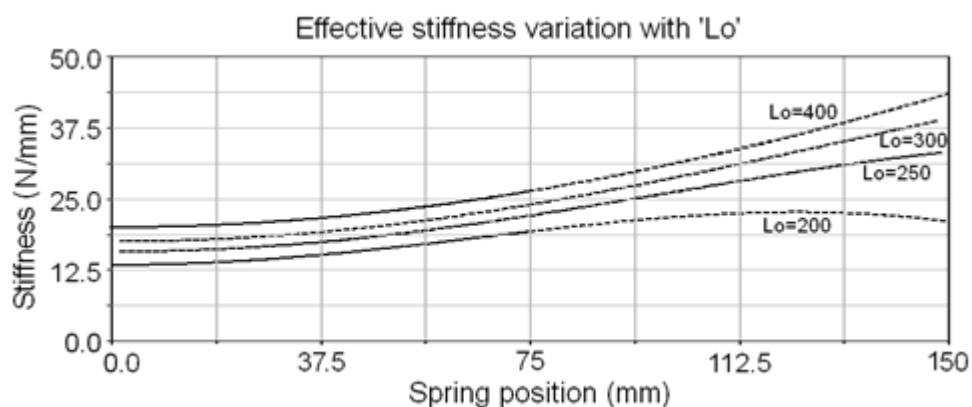


Fig. 6.2 - Comparação do comportamento da rigidez efetiva com diferentes valores para L_0 .

Observa-se que o incremento do valor de ' L_o ' resulta também num pequeno aumento de toda a curva de rigidez efetiva. Porém, tal aumento não é constante (no lado direito da curva as amplitudes de variação são maiores).

Para altura do ponto de fixação inferior da mola até a linha de referência do braço da suspensão (h) os valores usados foram: 50, 0, -50 e -100 mm. OS resultados obtidos podem ser vistos na Fig. 6.3.

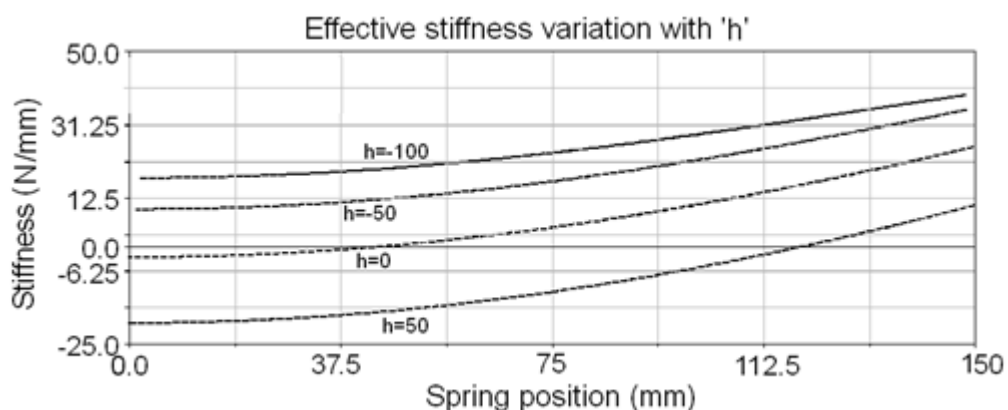


Fig. 6.3 - Comparação do comportamento da rigidez efetiva com diferentes valores para h .

Pode-se observar que o incremento do valor de ' h ' resulta na redução dos valores para a rigidez efetiva (esclarecendo que valores negativos de h estão localizados na região abaixo da linha de referência do braço da suspensão). Tal redução ocorre em maior proporção do lado esquerdo da curva. Inclusive, observam-se valores negativos para a rigidez efetiva quando são usados valores positivos de ' h '.

Para a posição horizontal da fixação superior da mola (x_0) os valores usados são: 0, 75 e 150 mm. Os resultados estão apresentados na Fig. 6.4.

A variação da posição horizontal da fixação superior da mola resulta numa variação muito pequena na curva de rigidez efetiva para valores compreendidos entre $0 \leq x_0 \leq 75$ mm. Apenas quando usados valores próximos a $x_0 = 150$ mm a diferença se tornou maior. Porém observa-se que a principal diferença entre as curvas é a variação da amplitude total da curva (para $x_0 = 75$ mm a curva apresentou a menor amplitude de variação).

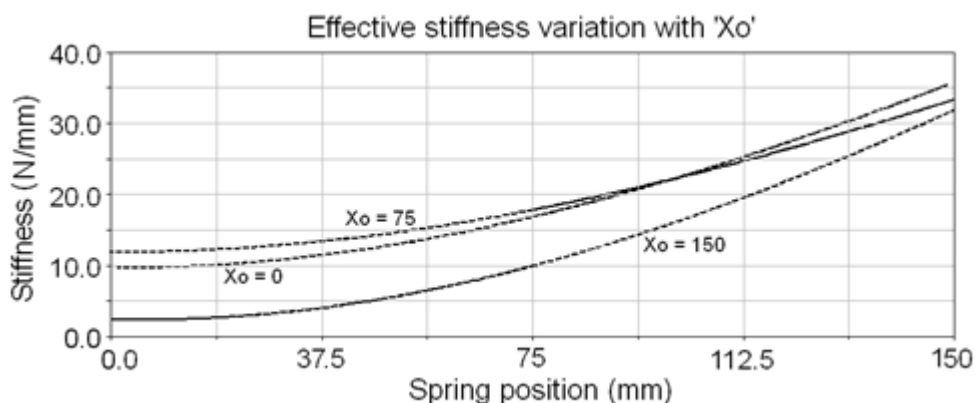


Fig. 6.4 - Comparação do comportamento da rigidez efetiva com diferentes valores para X_0

Finalmente, trabalhando com as conclusões obtidas dos testes anteriores, pode-se convergir para uma configuração que atende aos requerimentos usando os seguintes valores para os parâmetros principais: $L_0 = 200$ mm; $h = -75$ mm; $x_0 = 75$ mm; Assim, para esta configuração, a força de atuação, a força do motor e a rigidez efetiva são apresentadas respectivamente nas Fig. 6.5, 6.6 e 6.7.

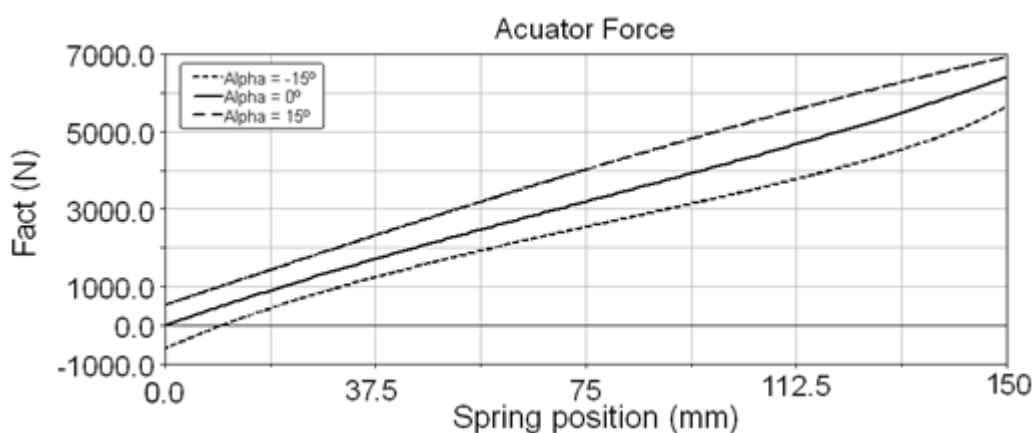


Fig. 6.5 - Força do atuador vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão.

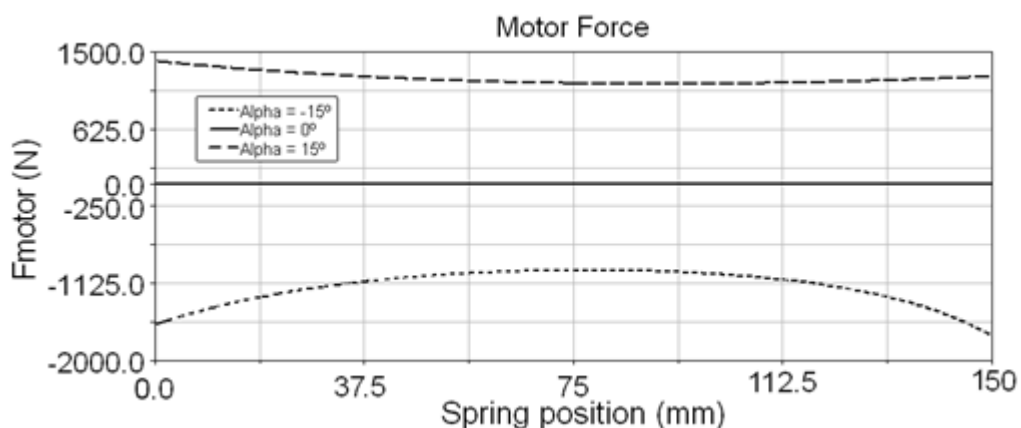


Fig. 6.6 - Incremento da força do motor vs. posição relativa da mola na suspensão.

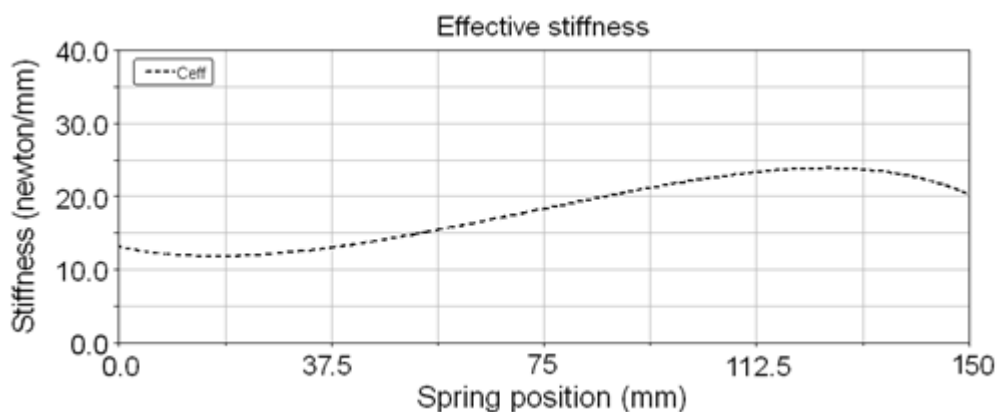


Fig. 6.7 - Rigidez efetiva vs. posição da mola ao longo do braço da suspensão.

Os resultados observados permitem a conclusão de que as especificações requeridas parâmetros foram finalmente satisfeitas usando essa geometria. Observe-se que os valores obtidos para a força do motor é relativamente baixa.

Porém, o valor de 200 mm para o comprimento da mola poderia ser muito pequeno para se encaixá-la. Ainda sobre este assunto, foi visto na secção 4.1.4., que é desejável um reposicionamento da mola a fim de reduzir os efeitos de sua massa no aumento da força do motor. Assim, o projeto do mecanismo em arco-circular é levemente alterado para solucionar ambos os problemas e ainda torná-lo mais compacto. (ver Fig. 6.8).

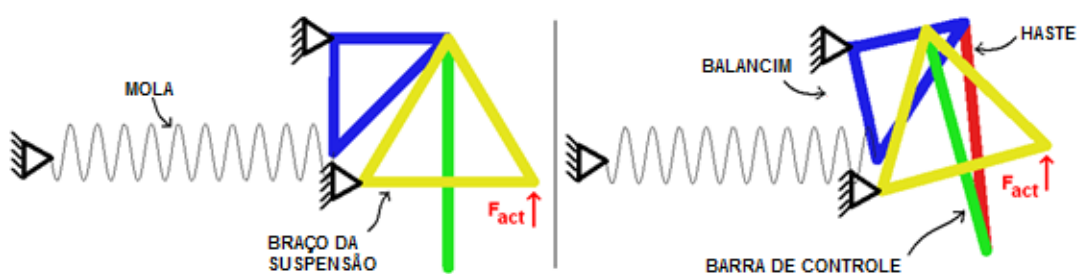


Fig. 6.8 – Ilustração da nova configuração do mecanismo Arco-circular.

A mola é então reposicionada para um local em que fique estática. A força é transferida para a mola através de um conjunto barra-balancim. Essa configuração faz com que o valor representado pela variável L_0 não seja mais o comprimento da mola, mas sim da barra de transferência de força pro balancim.

6.3. ESTUDO DO QUADRILÁTERO DE GEOMETRIA VARIÁVEL

Para o mecanismo em quadrilátero, são observados os parâmetros mostrados na Fig. 6.9, também com o intuito de se calibrar o comportamento da curva de rigidez efetiva para este dispositivo. Assim, os parâmetros analisados são:

- L_0 – O comprimento total da barra de controle;
- h – A distância vertical entre a linha de referência do braço da suspensão e o ponto de reação da força do atuador;
- x_0 – A posição horizontal do ponto de fixação da mola;

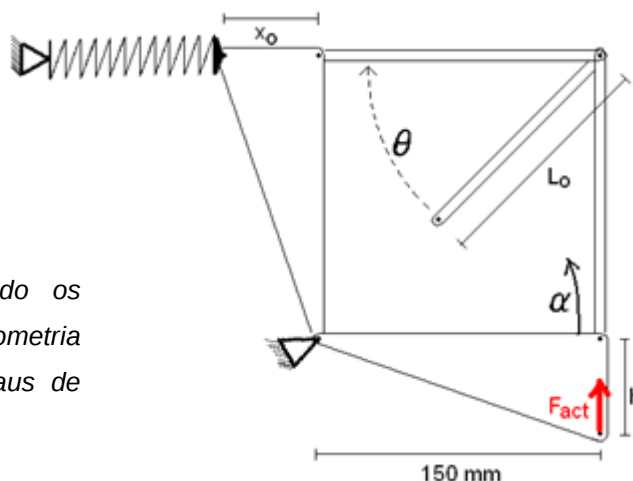


Fig. 6.9 - Diagrama identificando os parâmetros estudados para a geometria do quadrilátero variável e os graus de liberdade do mecanismo.

Para o comprimento da barra de controle os seguintes valores são usados: 100, 125, 150 e 200 mm. Os resultados obtidos estão representados na Fig. 6.10.

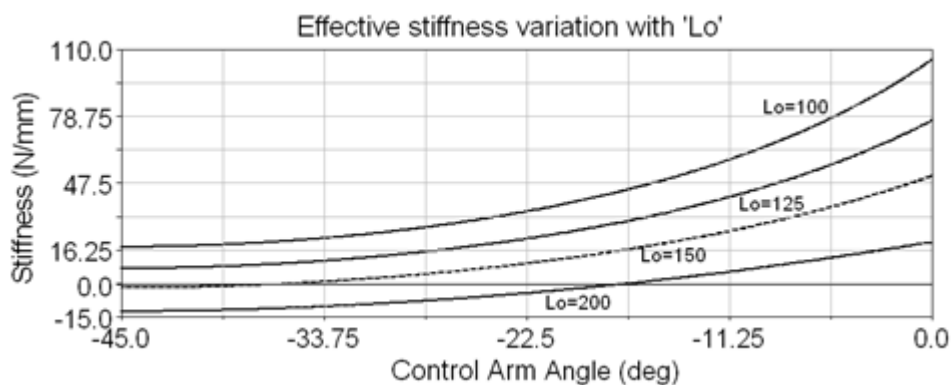


Fig. 6.10 - Comparação da rigidez efetiva para diferentes valores de L_0

O aumento do comprimento da barra de controle desloca a curva de rigidez efetiva para baixo. A influência maior ocorre do lado direito da curva. Pode-se notar que valores acima de 150 mm provocam valores negativos para a rigidez efetiva. Além disso, todas as curvas traçadas ainda demonstraram ter altos valores de amplitude total.

Para a altura entre a linha de referência do braço da suspensão e o ponto de reação da força do atuador são usados os seguintes valores: 50, 0, -50 e -100 mm. Os resultados estão apresentados na Fig. 6.11.

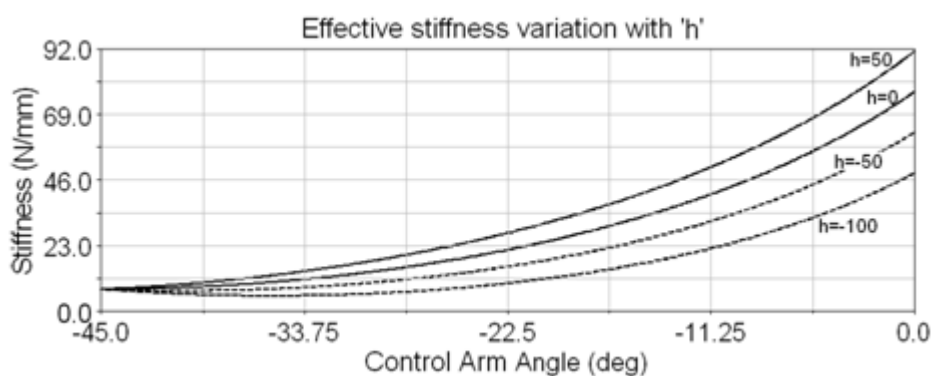


Fig. 6.11 - Comparação da rigidez efetiva para diferentes valores de h .

O aumento da altura ' h ' provoca um aumento da amplitude das curvas de rigidez efetiva. Nota-se que esse parâmetro não provoca nenhuma alteração quando a posição da barra de controle está na posição -45° . Ou seja, a maior influência está do lado direito da curva.

Para a posição horizontal do ponto de fixação da mola são usados os valores: 50, 0, -50 e -100 mm. Os resultados estão apresentados na Fig. 6.12.

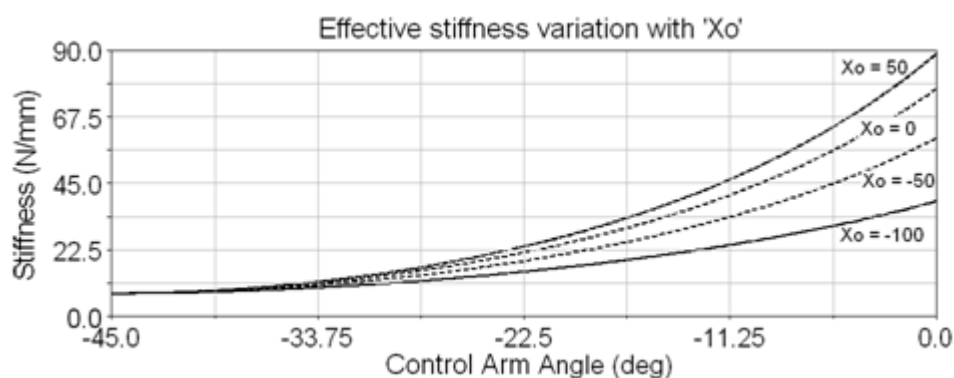


Fig. 6.12 - Comparação da rigidez efetiva para diferentes valores de X_o .

A variação com o parâmetro ' x_0 ' é praticamente o mesmo apresentado pela variação de ' h '. Isso ocorre devido à simetria do mecanismo. A única diferença é devida à pequena variação angular que ocorre na direção de atuação da mola.

Finalmente, usando as conclusões dos estudos anteriores, converge-se para o uso de valores para os parâmetros geométricos nos quais as especificações de projeto são atendidas. Os valores finais para essa geometria foram: $L_0 = 120$ mm; $h = 0$ mm; $x_0 = 135$ mm;

Assim, a força do atuador, a força do motor e a rigidez efetiva são apresentadas respectivamente nas Fig. 6.13, 6.14, e 6.15.

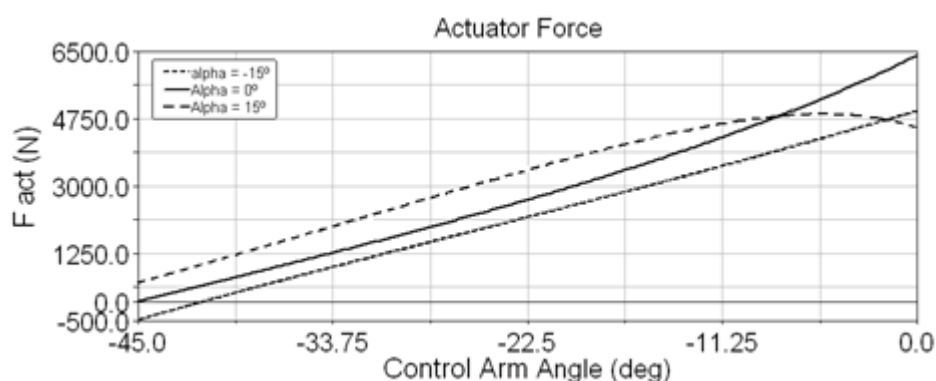


Fig. 6.13 - Força do atuador vs. ângulo da barra de controle para a configuração final do mecanismo quadrilátero variável.

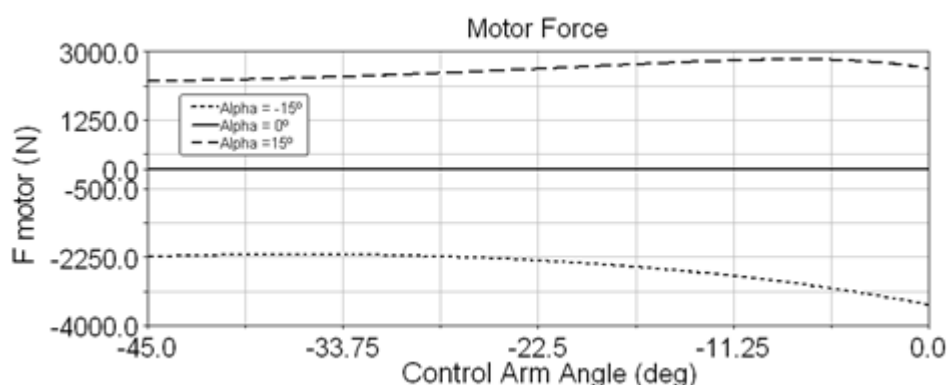


Fig. 6.14 - Incremento da força do motor vs. ângulo da barra de controle para a configuração final do mecanismo quadrilátero variável.

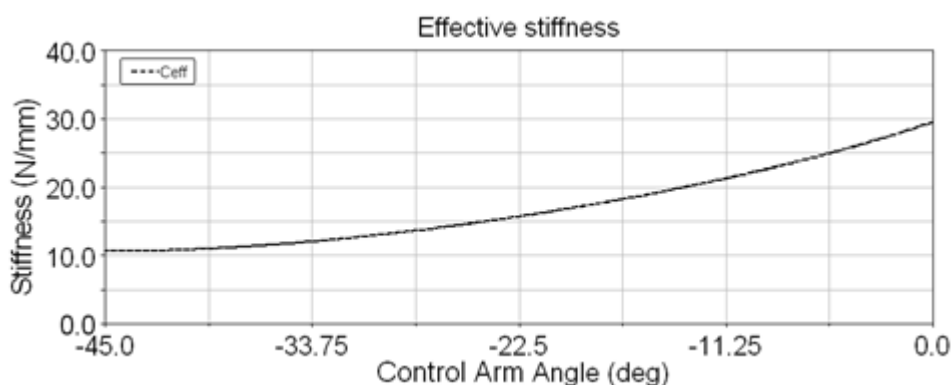


Fig. 6.15 - Rigidez efetiva vs. ângulo da barra de controle para a configuração final do mecanismo quadrilátero variável.

Aparentemente as especificações foram atendidas com a rigidez efetiva também se enquadrando dentro da faixa especificada. Entretanto, na Fig. 6.13, é possível observar que a curva da força do atuador para $\alpha = 15^\circ$ intercepta a curva para $\alpha = 0^\circ$, o que significa que com certeza há um valor para $\alpha \neq 0^\circ$ no qual a rigidez do mecanismo torna-se negativa.

A curva de rigidez efetiva é calculada em torno da posição ideal para o braço da suspensão ($\alpha = 0^\circ$), onde os valores obtidos são dentro dos especificados. Porém, para altos deslocamentos da suspensão, a rigidez sentida na extremidade do braço de suspensão se reduz (atingindo valores negativos quando a barra de controle está entre -8° e 0°). Assim, é possível concluir que o mecanismo atende aos requerimentos, porém, a rigidez do sistema não é favorável em todas as situações. Vale esclarecer que valores nulos ou negativos para a rigidez da suspensão tornam o sistema dinâmico instável. Outros valores podem ser usados para evitar essa característica, entretanto, nesse caso, a amplitude da curva de rigidez equivalente se torna muito alta.

Inclusive a força do motor é mais alta em comparação com o mecanismo arco-circular. A principal razão é o comprimento do braço de controle de cada dispositivo (mais curto no mecanismo quadrilátero), o que aumenta a magnitude da força do motor.

Um diagrama para a configuração final da geometria do quadrilátero é representada na Fig. 6.16, onde é possível observar que esse dispositivo

não parece ser tão compacto em comparação com o mecanismo arco-circular.

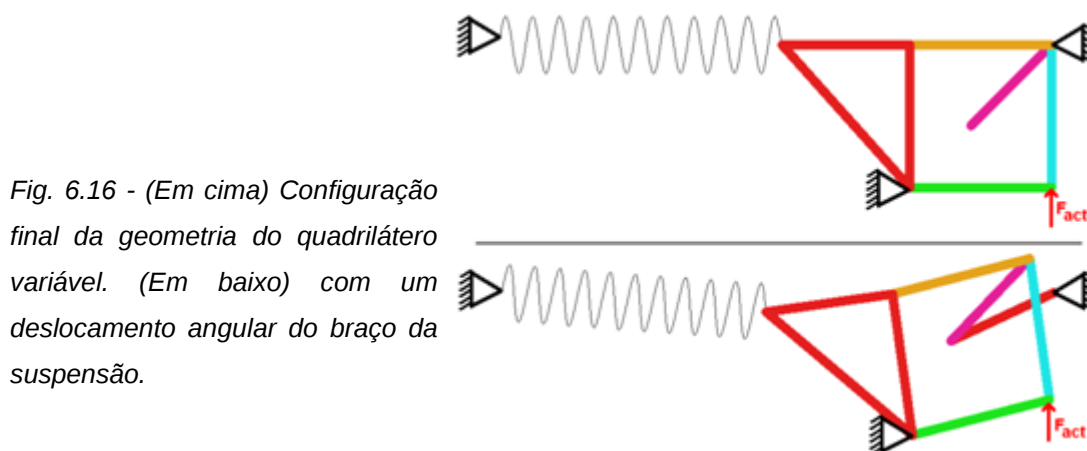


Fig. 6.16 - (Em cima) Configuração final da geometria do quadrilátero variável. (Em baixo) com um deslocamento angular do braço da suspensão.

6.4. COMENTÁRIOS SOBRE A SELEÇÃO DO MECANISMO

Analisando os mecanismos arco-circular e o quadrilátero variável, observa-se que o primeiro possui bons resultados em equilíbrio estático. O mecanismo do quadrilátero fica limitado em relação ao compromisso entre a rigidez efetiva e a rigidez resultante para altos deslocamentos da suspensão. Assim, apenas a primeira solução mostra cumprir os objetivos de maneira conveniente.

O mecanismo arco-circular é viável de ser fabricado. Seus componentes não são complexos e o uso de uniões rotacionais lhe dá o crédito de receber menor influência das forças de atrito. Como é possível de ver, esse mecanismo apresenta também dimensões compactas na configuração final. E somado a isso, modificações no projeto do mecanismo arco-circular usando os elementos adicionais (como haste e balancim) permitem a alocação da mola numa posição estática, reduzindo a influência de sua massa na dinâmica do sistema.

O próximo passo é analisar a possibilidade de se inserir esta geometria escolhida numa cabine de caminhão e avaliar as possibilidades de fabricação desse sistema.

7. PROJETO DA DISPOSIÇÃO ESPACIAL

O mecanismo arco-circular foi selecionado dentre os demais pelas suas características para ser introduzido no projeto de uma cabine de caminhão. Assim, o desafio a passa ser na forma de como tal geometria poderia se encaixar na cabine. E necessário avaliar então diferentes possibilidades construtivas para solucionar esta necessidade.

O projeto de desenvolvimento começa então com a avaliação do espaço disponível para se encaixar o sistema de suspensão da cabine. Importante lembrar que é desejado o mínimo de modificações no veículo original, ou seja, é uma restrição de projeto à realidade de que modificações no layout da cabine e mudança nos componentes principais ali localizados (como por exemplo, o sistema de direção ou freios) não são possíveis. Após isso, serão especificadas as características e critérios de escolha dos componentes principais do mecanismo (mola e motor elétrico).

Demonstraremos a configuração montada da uma visão geral de como deve ser usado o espaço disponível, também permitindo uma reflexão sobre as principais restrições e problemas encontrados. Assim, o método utilizado busca convergir passo a passo para uma solução que atenda às expectativas do projeto, descrevendo as vantagens e desvantagens de cada escolha.

7.1. ESPECIFICAÇÃO DO ESPAÇO DISPONÍVEL

A aplicação do mecanismo em estudo é direcionada para caminhões comerciais de médio e grande porte. Apesar da diferença entre os projetos das diversas marcas de caminhões, a disposição geral dos componentes é muito parecida dentro do grupo de caminhões especificado para estudo. Esse grupo é composto pelos seguintes tipos de caminhões:

- Volkswagen: Constallation e Worker

- Volvo: modelos FM, FH e VM
- Scania: séries P, G e R
- Mercedes-Benz: Atego, Actros, Axor
- DAF: modelos CF e XF
- Ford: Cargo

A implementação do dispositivo em dois diferentes tipos de caminhões da marca DAF é investigada. Foi escolhido essa marca de caminhões para estudo pela conveniência de ter os modelos a disposição na oficina onde este estudo foi realizado

Primeiramente, as dimensões dos elementos dos caminhões foram obtidas através de medições do caminhão DAF modelo CF 65.250, no laboratório de engenharia automotiva da Universidade Técnica de Eindhoven (TU/e). Porém, algumas dimensões não foram possíveis de serem medidas devido a impedimentos em se alcançar a suspensão dianteira da cabine. No segundo caso, um modelo em CAD do caminhão DAF modelo XF 105 foi montado para se estimar o espaço disponível nesse caminhão de maior porte.

7.1.1. Estudo do DAF CF 65.250

Uma vista isométrica é representada na Fig. 7.1, onde é possível observar a configuração usada na suspensão da cabine do modelo CF 65.250 ('Vx' mostra a direção frontal do caminhão). Na frente, conjuntos de molas a ar conectam a viga principal do chassi à cabine. Também há uma barra estabilizadora restringindo o movimento de rolagem da cabine. Na traseira, conjuntos de mola e amortecedor conectam a viga do chassi às vigas estruturais da cabine, enquanto molas laterais restringem o movimento para os lados.

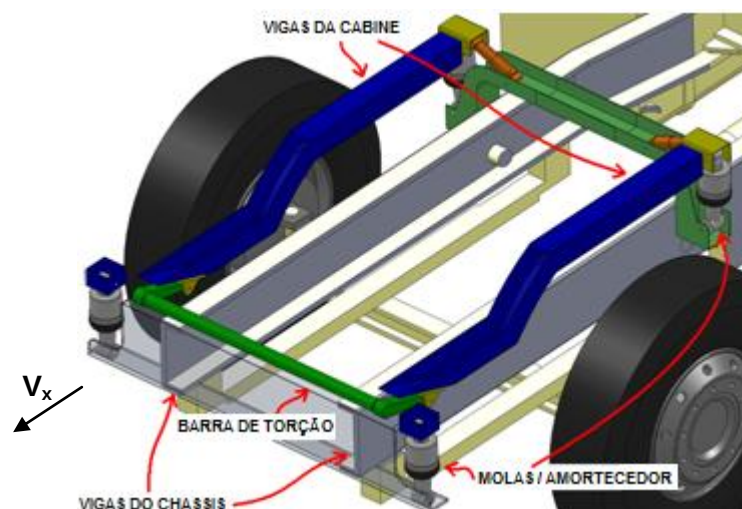


Fig. 7.1 - Ilustração dos elementos estruturais do chassi e da cabine de um caminhão, com a localização dos sistemas de suspensão convencionais.

A condição ideal para se analisar o espaço disponível seria através de um modelo em CAD contendo todos os elementos da região dianteira do caminhão. Não é possível desenhar todos os componentes, ainda mais por não haver espaço nessa região para medição dos componentes em suas posições (diversos outros componentes estão localizados ao redor da suspensão dianteira da cabine como: sistema de direção, cilindro de freios e outros elementos hidráulicos de controle dos dispositivos do caminhão).

Entretanto, comparando o modelo em CAD com as fotos tiradas da região dianteira, é possível avaliar o espaço ocupado por esses dispositivos (ver Fig. 7.2).

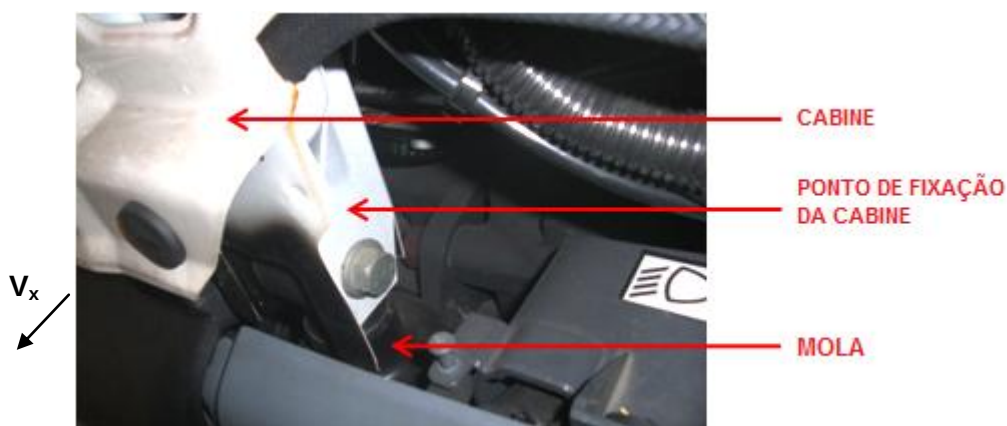


Fig. 7.2 - Imagem da localização da mola da suspensão dianteira da cabine.

Na foto, pode-se ver o quão apertado é o espaço em torno da mola da suspensão. Assim, o volume representado em torno dos elementos de suspensão na Fig. 7.3 mostra a área disponível para se encaixar o mecanismo proposto.

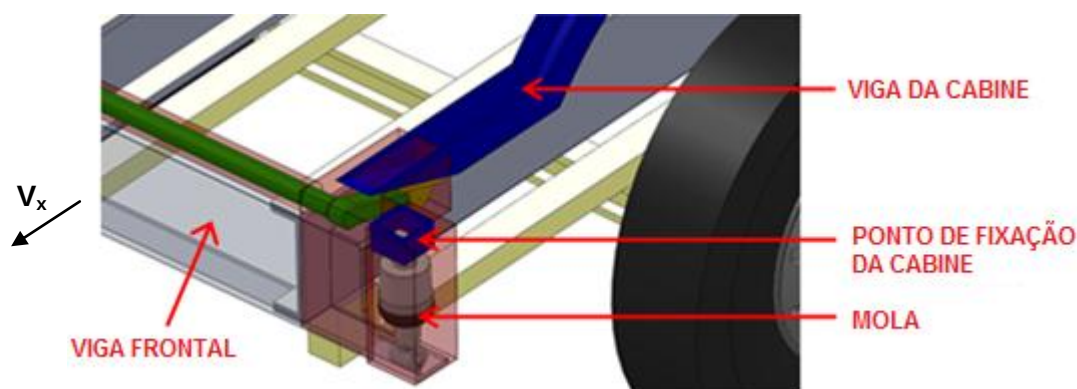


Fig. 7.3 - Espaço disponível para a suspensão dianteira do caminhão DAF modelo CF.

Esse volume representa o espaço ocupado atualmente pelo atual dispositivo de suspensão mais a viga frontal do chassi usada para sustentar a barra estabilizadora e a mola. A disponibilidade do espaço usado pela viga frontal do chassi é estimada como disponível considerando que este componente sustenta apenas os atuais elementos da suspensão (barra estabilizadora e mola), assim, essa viga frontal poderia também ser removida juntamente com os outros elementos. Porém, existe a possibilidade da viga frontal ser importante para a rigidez estrutural do chassi. Além disso, pode ser que ele suporte outros elementos no espaço entre as duas vigas principais, mas a porção lateral das vigas frontais poderia ser removida mesmo assim.

Não é possível avançar para trás ou para os lados da cabine, como apresentado na Fig. 7.2. Para o lado de dentro, o espaço é delimitado pela própria viga principal do chassi. Assim, o volume obtido possui as dimensões aproximadas de 350 x 350 x 150 mm, o que aparenta ser compatível com as dimensões médias necessária para o mecanismo arco-circular.

A possibilidade de usar o espaço entre a viga do chassi e a viga da cabine é descartada para este modelo de caminhão. A razão é que alguns

componentes de alimentação e escape do motor já estão instalados nessa região. Junto a isso, esse é um espaço relativamente longe do ponto onde a suspensão deve conectar a cabine. Grandes modificações da localização desse ponto de acoplamento não são interessantes, pois poderiam mudar o comportamento dinâmico já especificado para a cabine, e assim, os parâmetros iniciais definidos também mudariam.

Para a suspensão traseira um pouco mais de espaço está disponível, como pode ser visto na Fig. 7.4.

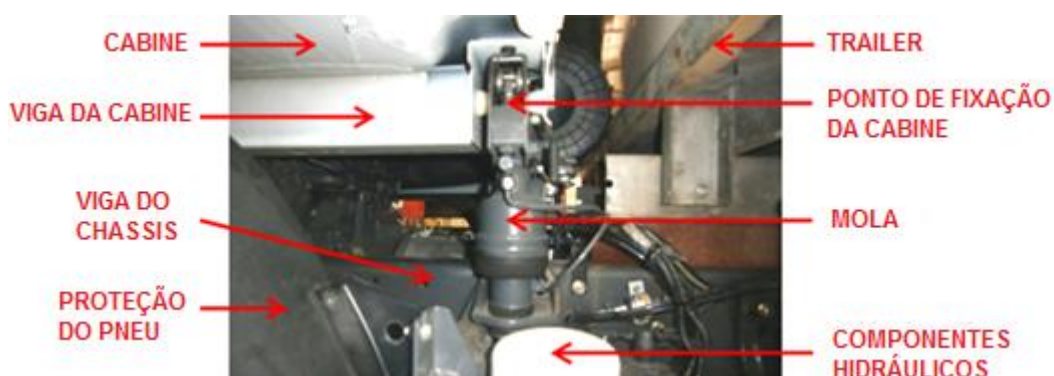


Fig. 7.4 - Imagem da suspensão traseira da cabine do caminhão DAF modelo CF.

O posicionamento de sistemas hidráulicos abaixo do sistema de suspensão não permite que essa área seja utilizada. Na Fig. 7.5, o volume em torno dos elementos de suspensão representa novamente a região disponível para instalação do mecanismo arco-circular.

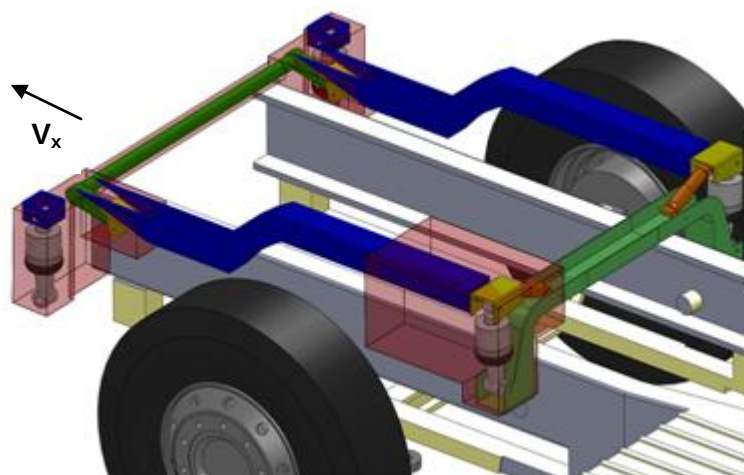


Fig. 7.5 - Espaço disponível para a suspensão da cabine no caminhão DAF modelo CF

Tal volume encontrado na traseira da cabine tem dimensões aproximadas de 550 x 350 x 250 mm. O limite na direção traseira do caminhão foi adotado com o objetivo de não se avançar além dos limites máximos da cabine do caminhão.

Conclui-se que o espaço disponível na região da suspensão dianteira será aquele que irá restringir o tamanho do projeto. Na traseira, seria interessante, na verdade, que o mecanismo seguisse o mesmo layout usado na dianteira por questão de padronização (que implica na redução de custo de fabricação).

7.1.2. Estudo do DAF XF 105

Com base nos desenhos de conjunto do caminhão DAF modelo XF 105 (providenciado pelo Dr. Igo Besselink da TU/e), pode-se observar que neste modelo mais espaço está disponível acima da viga principal do chassi (na mesma região onde atualmente se encontra o conjunto de suspensão). O modelo em CAD para o caminhão XF 105 é então apresentado na Fig. 7.6.

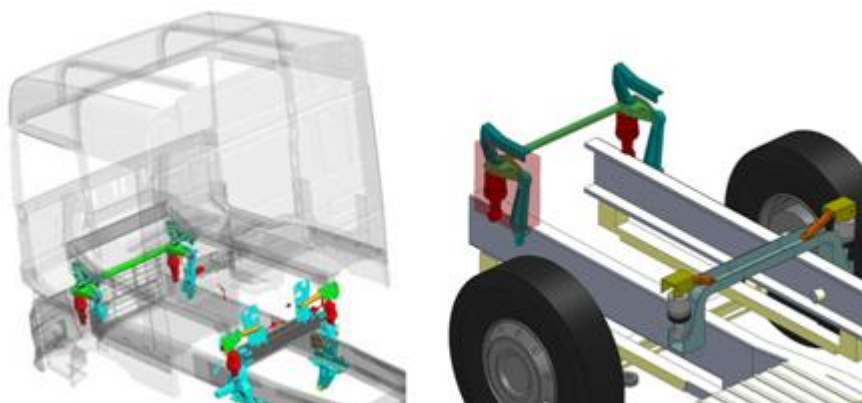


Fig. 7.6 - (esquerda) Imagem do DAF XF 105 com destaque para os elementos da suspensão da cabine. (direita) um modelo em CAD construído através da imagem obtida.

As especificações do espaço disponível nesse modelo de caminhão considerando apenas o volume ocupado pelos elementos da suspensão

dianteira são: 400 x 350 x 150 mm. É possível que algum espaço adicional ao redor deste volume seja viável, entretanto, não sabendo como estão alocados os demais sistemas do caminhão, é difícil considerá-los nesse primeiro momento.

7.2. ELEMENTOS DO ATUADOR

Antes de descrever as diferentes soluções, é necessário padronizar os nomes de cada componente do mecanismo (para facilitar a identificação da função de cada componente nos comentários que seguirão). Os mesmos elementos podem aparecer em diferentes combinações de posição e geometria, no entanto, sua função permanece a mesma.

O conceito original do mecanismo arco-circular é então apresentado na Fig. 7.7 com as identificações de cada elemento. Além disso, pode ser visto as dimensões principais desta geometria.

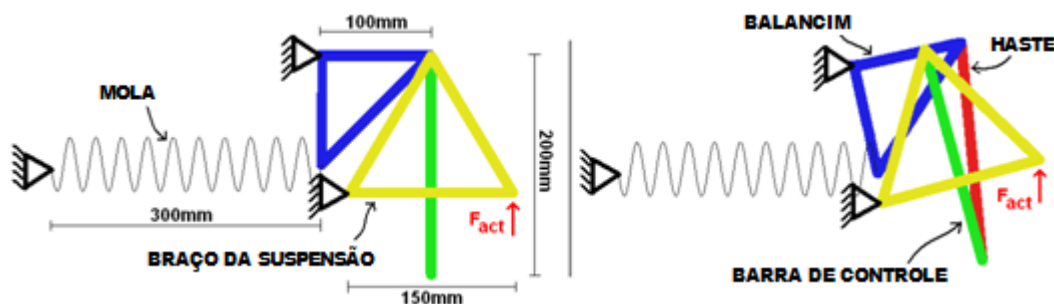


Fig. 7.7 - Diagrama do mecanismo Arco-circular identificando os componentes e as dimensões básicas.

A barra de controle é o elemento conectado ao motor, assim, ela define a relação de alavanca do mecanismo. A barra de transferência de força e o balancim são elementos necessários para transferir a carga para a mola, permitindo uma posição estacionária para a mesma.

O braço da suspensão é que conecta a viga da cabine à viga do chassi. A depender do sentido de instalação do braço da suspensão, uma barra extra pode ser necessária para permitir correto movimento dos graus de liberdade da cabine. Por exemplo, uma barra extra é necessária, conectando a extremidade livre do braço da suspensão à viga da cabine se o sentido de instalação da suspensão seguir uma posição transversal em relação à direção da viga do chassi (ver Fig. 7.8). Caso contrário, a cabine teria seus graus de liberdade travados.

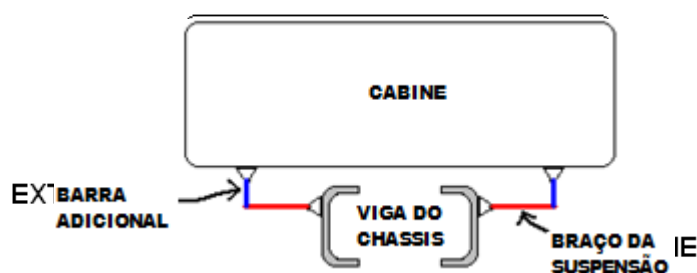


Fig. 7.8 – Diagrama em vista frontal do caminhão mostrando a necessidade da barra extra para permitir os correto graus de liberdade da cabine.

Como apresentado antes para o modelo CF da DAF, o espaço disponível para instalação da suspensão dianteira da cabine aparenta seguir esse sentido transversal. Em projetos onde isso ocorra essa barra adicional estará presente.

7.3. ESPECIFICAÇÕES DA MOLA

Usando os resultados obtidos nas simulações apresentadas no capítulo 5, os requerimentos para a mola do mecanismo possuem as seguintes especificações:

- $F_{so} = 6400 \text{ N}$ – a pré-tensão de compressão na posição neutra do mecanismo ($\alpha = 0$);
- $C = 20 \text{ N/mm}$ – rigidez da mola;
- $L = 300 \text{ mm}$ – comprimento da mola com a aplicação da pré-carga

A mola que atende de melhor forma a esses requisitos é uma mola pneumática da Continental cujo modelo é SZ 135-23. Na Tabela 7-1 encontram-se suas especificações.

Tabela 7-1- Especificações da mola a ar SZ 135-23.

Parâmetro	Valor	Unid.
Capacidade de carga sob pressão de = 5 bar	6200	N
Frequência natural	0,97	Hz
Rigidez da mola	22,7	N/mm
Compressão máxima	218	Mm
Extensão máxima	378	Mm

Tentativas de uso de outros tipos de mola demonstraram que o uso de uma mola helicoidal de espiras não atenderia aos requisitos de projeto (seria necessário construir uma mola muito longa para cumprir ao mesmo tempo os requisitos de rigidez e pré-carga). Molas de torção também não se mostraram viáveis, suas dimensões seriam maiores que o comprimento do próprio caminhão. Uma observação sobre a mola pneumática é o fato de esta operar apenas em condições de compressão.

7.4. O POSICIONAMENTO DO MOTOR ELÉTRICO

A seleção do motor está restrita à forma com que este componente será acoplado ao braço de controle. Assim, antes de se analisar a seleção do motor, algumas soluções para o caminhão DAF modelo CF são apresentadas. Para este propósito, o motor elétrico da Bodine modelo 34B-5N com capacidade de fornecimento de potência contínua de 280 W e relação de transmissão de 40:1 foi utilizado.

A composição de soluções inicia com a combinação entre motor e braço da suspensão. A questão que guia o projeto é também a forma de como o motor atuará sobre a barra de controle. Com a intenção de se reduzir os momentos de inércia suspenso do sistema, seria interessante fixar

o motor diretamente ao chassi. A Fig. 7.9 apresenta uma configuração onde o motor está parafusado ao chassi. Nota-se que o mecanismo não está completo para melhor observação dos elementos apresentados (apenas o braço da suspensão, o motor elétrico e a barra de controle estão presentes, além do ponto de acoplamento da viga da cabine e também a barra extra comentada anteriormente).

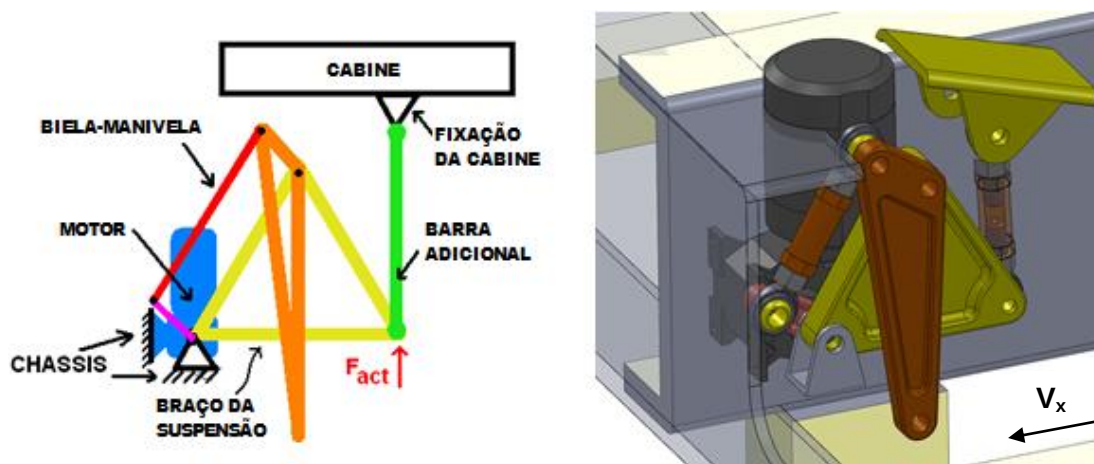


Fig. 7.9 – Configuração 1A – Com motor elétrico fixo ao chassi. Esquema 2D da solução proposta (esquerda) e um modelo em CAD da disposição física (direita).

A intenção desse primeiro contato é mostrar as possibilidades de layout do mecanismo. Na configuração 1A, o motor está conectado ao chassi, com seu eixo alinhado com o eixo de rotação do braço da suspensão. A transferência de potência do motor elétrico para a barra de controle é feita através de um mecanismo biela-manivela.

Um problema em separar o motor do braço da suspensão é que o algoritmo usado para controlar a dinâmica desse sistema terá de compensar o deslocamento relativo entre o motor e o braço da suspensão para manter a barra de controle na mesma posição. Assim, tal algoritmo se tornará muito complexo. Além disso, a comunicação entre o motor e a barra de controle solicitou duas barras adicionais no projeto (o mecanismo biela manivela) aumentando o número de elementos e uniões.

A possibilidade de se conectar a barra de controle diretamente ao motor depende da viabilidade de se inserir um sistema adicional de

transmissão para aumentar o torque do motor. Na Fig. 7.10, uma solução onde o motor está acoplado ao braço da suspensão é apresentada (novamente, o mecanismo não inclui a mola).

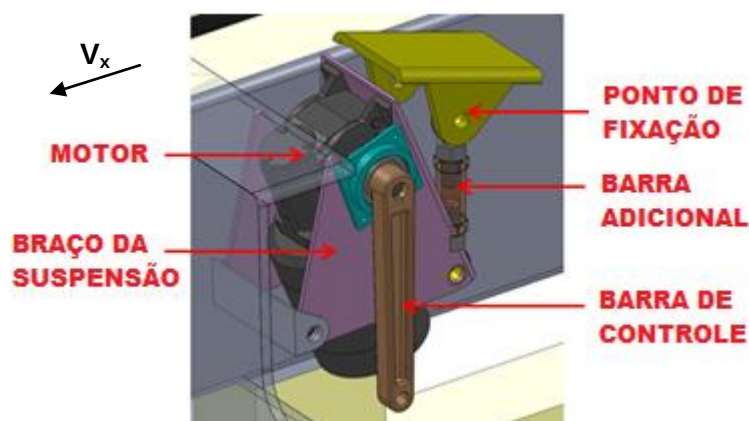


Fig. 7.10 – Configuração 2A – Com motor fixado ao braço da suspensão.

Na configuração 2A, o motor elétrico está conectado finalmente ao braço da suspensão e a barra de controle é acoplada diretamente ao eixo do motor, porém a carga radial não é descarregada sobre o motor, sendo transferida para o braço da suspensão através de rolamentos radiais. Pode-se ver a sinergia entre o motor e o braço da suspensão nessa solução adotada. A idéia principal por trás é a possibilidade de combinar o motor e o braço da suspensão para se reduzir o espaço ocupado. Assim, o braço da suspensão atua também como um “abrigo” para o motor elétrico.

7.5. DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO EM CAMINHÕES DE MÉDIO PORTE

Uma vez que algumas soluções foram apresentadas com a finalidade de discutir o melhor posicionamento para o motor elétrico, também é interessante discutir a disposição geral dos elementos do mecanismo na cabine do caminhão. Assim, propõe-se a apresentação de algumas possibilidades.

No caso exibido na Fig. 7.10, o braço da suspensão está posicionado numa direção paralela ao chassi, no entanto, observa-se que a barra extra de acoplamento à viga da cabine é necessária. A geometria triangular do braço da suspensão é imprescindível, pois certa distância precisa ser dada para evitar conflito do choque mecânico com o assoalho da cabine. Mesmo que o mecanismo seja rotacionado de cabeça para baixo, um conflito entre a barra de controle e o assoalho da cabine se mantêm.

Completando o sistema apresentado com os elementos faltantes (mola, barra e balancim) e considerando o espaço disponível para o encaixe da mola, uma solução óbvia é continuar o mecanismo ao longo do eixo ortogonal em relação ao plano do braço da suspensão. Assim, procura-se então adaptar-se os elementos do mecanismo barra-balancim para manter as propriedades geométricas do mecanismo arco-circular. A Fig. 7.11 apresenta uma solução usada alterando-se esses elementos.

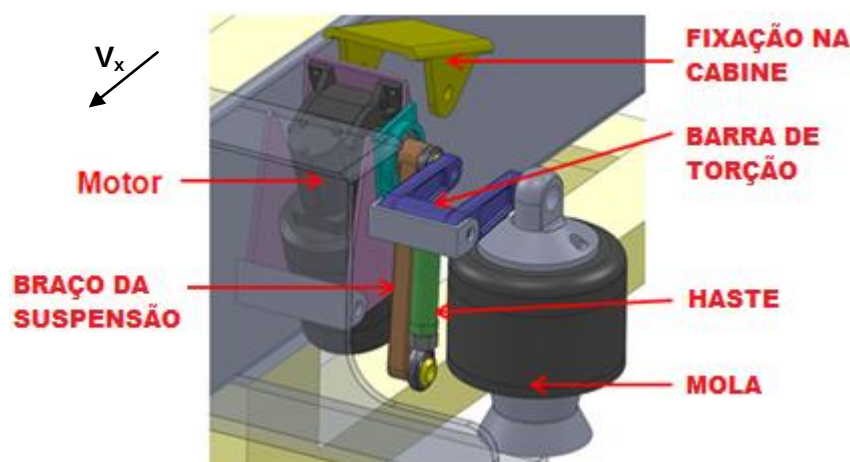


Fig. 7.11 – Configuração 2B - Modelo em CAD com a inserção da mola, barra e balancim ao mecanismo da Configuração 2A.

Como também apresentado na Fig. 7.7, o sistema barra-balancim conecta a barra de controle à mola, transferindo a carga para esta. O formato original triangular do balancim não é necessário, pois a mola não mais trabalha no mesmo plano em que o braço da suspensão. Ao invés disso o balancim é transformado numa pequena barra de torção, também compensando a grande distância entre a linha de atuação da mola e o plano do braço da suspensão.

Tentativas de diferentes configurações para o mecanismo podem ser vistas na Fig. 7.12, onde são apresentadas outras possibilidades para a posição da mola e do braço da suspensão. Desde que a necessidade do uso das barras extras conectando à viga da cabine pareçam ser obrigatórias, a orientação do braço da suspensão segundo o plano transversal do caminhão é também uma opção. Além disso, isso pode alinhar o trabalho da mola no mesmo plano de trabalho da suspensão.

Essa é uma solução que segue estritamente o conceito original do mecanismo arco-circular. O braço da suspensão está conectado ao chassi em uma extremidade e a cabine na outra (através da barra extra).

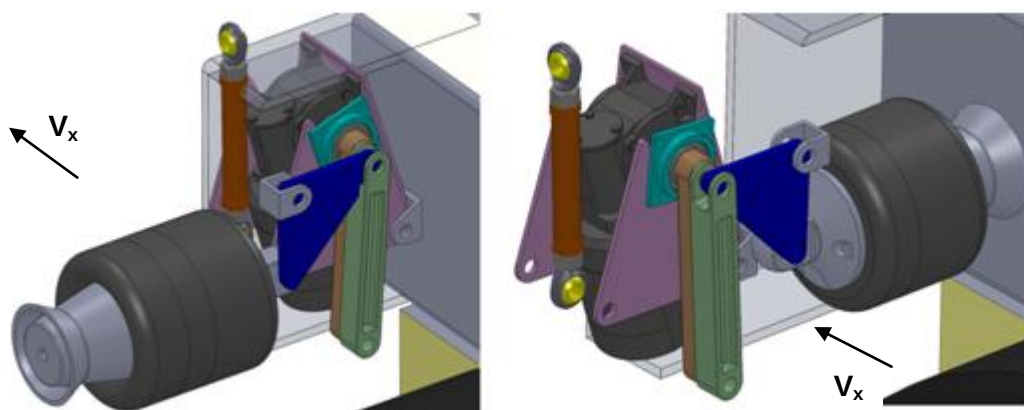


Fig. 7.12 – Configurações 2C e 2D - modelo em CAD das solução que seguem estritamente o layout original definido para o geometria Arco-circular.

A grande diferença entre as duas soluções apresentadas é que, na figura da direita, todos os pontos de engaste do mecanismo estão do mesmo lado (porém a barra adicional acaba se situando distante do ponto de acoplamento da viga da cabine). A diferença na localização da mola traz novas questões em relação aos pontos de fixação da mesma à estrutura principal do chassi.

A solução da esquerda pode ser construída com a introdução de uma viga estrutural, ramificada da estrutura do chassi, para segurar a mola. Essa solução apresenta uma configuração bem compacta, no entanto, comparando com o espaço disponível, nenhuma das soluções atende aos

requisitos do caminhão CF. Na verdade, a razão principal para isso é a dimensão da mola (maior que a largura especificada).

Outra possibilidade sugere mudanças no balancim de forma a criar uma relação de alavanca entre a mola e a barra de transferência de carga. A intenção da criação de uma relação adicional é a redução do tamanho e especificações da mola. A Fig. 7.13 apresenta uma solução que segue este princípio. No lado direito há um diagrama para ajudar na compreensão das modificações realizadas.

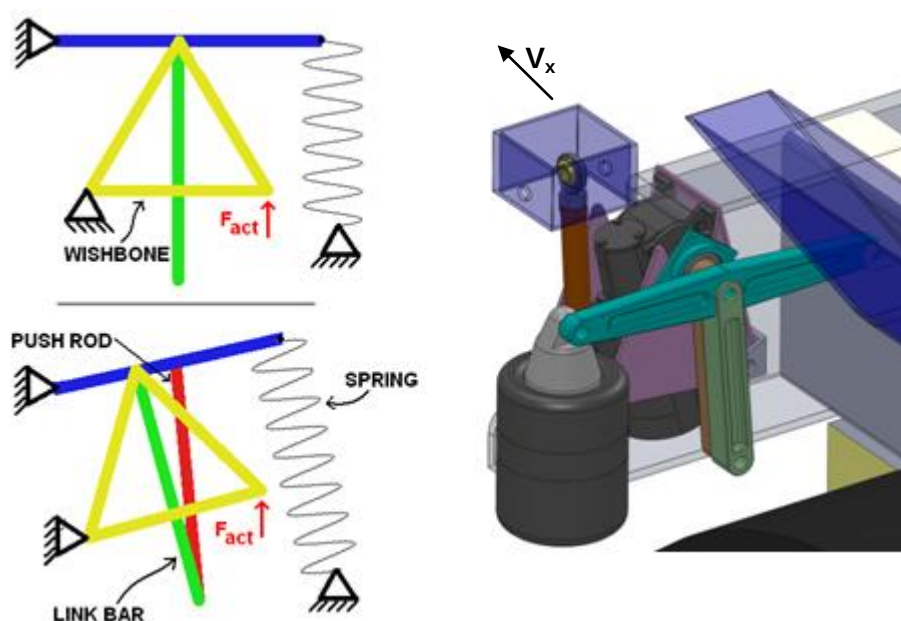


Fig. 7.13 - Configuração 2E - Com mola pneumática menor em combinação com elemento de alavanca de relação 2:1 (direita). Esquema 2D do layout (esquerda).

A mola utilizada então para essa aplicação foi um mola pneumática da Firestone modelo de número 7012. Suas especificações estão apresentadas a seguir na tabela 6-2.

Tabela 7-2 - Especificações da mola pneumático 7012

Parâmetro	Valor	Unid.
Capacidade de carga sob pressão de 5 bar	3180	N
Frequência natural	1,31	Hz
Rigidez da mola	13	N/mm
Compressão máxima	105	Mm
Extensão máxima	295	Mm

No entanto, essas modificações induzem altos valores de momento fletor trabalhando sobre o balancim, reduzindo a confiabilidade desse componente.

Usando novamente a mola anterior (SZ 135-23), foi observada a dificuldade de se encaixar todo o mecanismo no espaço definido. Assim, uma alternativa seria alocar parte do mecanismo numa outra área do caminhão conectando os componentes através de uma barra de torção mais extensa. A Fig. 7.14 apresenta uma solução que segue esta idéia.

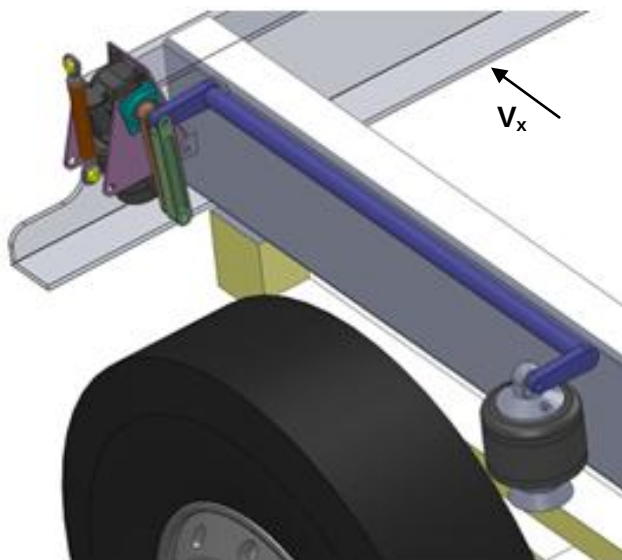


Fig. 7.14 - Configuração 2F - Utilizando o espaço disponível atrás das rodas. A barra de torção substitui o balancim nesta solução.

Essa solução espalha os elementos da suspensão da cabine ao longo do caminhão e obviamente possui maior massa total. Entretanto é a única que poderia atender as restrições espaciais (utilizando uma região disponível logo atrás dos pneus dianteiros). E a única modificação necessária foi a transformação do balancim em barra de torção.

Assim, conclui-se que as soluções 2E e 2F atendem aos requisitos para a suspensão dianteira do caminhão CF da DAF, podendo, porém, serem inconvenientes para aplicação prática.

7.6. SELEÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

Desde que a opção de posicionamento do motor elétrico está esclarecida, é necessário analisar as especificações requisitadas para a correta operação do sistema de suspensão. O objetivo é checar se o motor selecionado atende a todos os requisitos e se haveria uma opção melhor para o dispositivo.

Para a seleção do motor, as condições de contorno foram obtidas da análise de variação da força do motor apresentada no capítulo 6. A força do motor representa a força necessária para segurar a barra de controle na sua posição (independente da força do atuador). Essa força foi medida na extremidade da barra de controle (na junta conectada com a barra do balancim), entretanto, essa força deve ser transformada num correspondente torque do motor para servir de critério de seleção do mesmo. inclusive, a velocidade máxima de variação da posição da barra de controle deve ser especificada também. Esse dois parâmetros são usados para definir a potência do motor elétrico.

Assim, o torque máximo requerido é dado por:

$$T_{max} = F_{motor_max} \cdot L_{CA}, \quad (7.1)$$

Com F_{motor_max} representando a máxima força do motor obtida nas simulações (1500 N), e L_{CA} sendo o comprimento da barra de controle (200 mm). Assim, encontra-se que o máximo torque requerido é de 300 N.m.

Além disso, no capítulo 3, está especificado o valor máximo para a variação da força do atuador (10000 N/s).

Uma vez que, a faixa total de variação da força do mecanismo é de 6400 N, o tempo para completar uma variação, partindo de $F_{act} = 0$ N até se atingir $F_{act} = 6400$ N, é dado por:

$$t = \frac{\Delta F_{act}}{10000} = 0,64 \text{ s}, \quad (7.2)$$

Junto com isso, tem-se que o curso total da barra de controle correspondente com essa variação da força do atuador é de 62 graus. Logo, a velocidade angular máxima que a barra de controle deve atingir é de:

$$\omega_{c_bar} = \left(\frac{\Delta\theta.\pi}{180}\right)/t \rightarrow \omega_{c_bar} = \left(\frac{62.\pi}{180}\right)/0,64 \rightarrow 1,69 \text{ rad/s}, \quad (7.3)$$

Assim, a potência requerida pelo mecanismo é de:

$$P_{max} = T_{max}.\omega_{c_bar} = 507 \text{ watts}, \quad (7.4)$$

Existem diversas opções de motor elétrico capazes de atender a esse requisito. Mesmo o motor selecionado anteriormente, nas soluções apresentadas para o caminhão CF, pode atender essa especificação com um aumento da corrente de alimentação. Porém, é a restrição de torque máximo quem restringe as opções. Pois, em muitas situações, acaba sendo necessário o uso de um sistema de transmissão com alta relação de transmissão acoplada ao motor.

Além disso, as dimensões do motor e do sistema de transmissão influenciam a seleção, uma vez que o espaço é uma restrição para o projeto. Na Fig. 7.15, algumas opções que atendem os requerimentos são apresentadas ao lado do motor usado anteriormente (todas as solução já estão combinadas com um sistema de transmissão e estão na mesma escala).

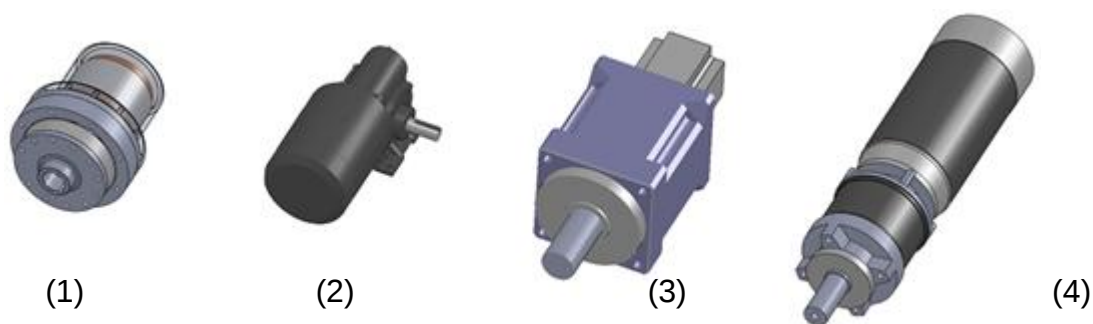


Fig. 7.15 - Comparação entre os motores elétricos para o controle do mecanismo. (1) Bayside K375200 (3150w) com transmissão Cyclo (relação de 59:1); (2) Bodine 34B-5N (280w e relação de 40:1); (3) Transmotec B86125-48 (660w e relação de 70:1); (4) Tranmotec PD117249 (550w e relação de 96:1).

Por fim, o motor selecionado para controlar o mecanismo é um Parker Bayside modelo K375200 [13]. As especificações de tal motor estão representadas na tabela 7-3.

Tabela 7-3 - Especificações do motor K375200.

Parâmetros	Valor	Unid.
Corrente máxima suportada (Imax)	75	A
Voltagem máxima suportada (Vmax)	42	V
Constante do motor (Km)	0,438	$N.m/\sqrt{W}$
Pico de torque (Tp)	14,82	$N.m$
Torque contínuo (Tc)	4,935	$N.m$
Peso	2,02	Kg

A escolha desse motor é combinada com a seleção do sistema de transmissão chamado “Cyclo”, que possui relação de 59:1. Essa é a solução mais compacta que atende aos requisitos de projeto.

7.7. DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO EM CAMINHÕES DE GRANDE PORTE

No caminhão DAF modelo XF a posição da cabine e dos pontos de acoplamento do chassi contribuem para a eliminação da barra extra. Assim: uma posição óbvia para o braço da suspensão é substituindo a barra estabilizadora da cabine.

Além disso, baseado nas experiências adquiridas com as criações das soluções pro caminhão CF, sabe-se que há vantagens em se fixar o motor diretamente ao braço da suspensão. Essas observações orientam a solução para o modelo XF. Na Fig. 7.16, uma primeira etapa o projeto é apresentado (com a omissão da mola e das barras de controle).

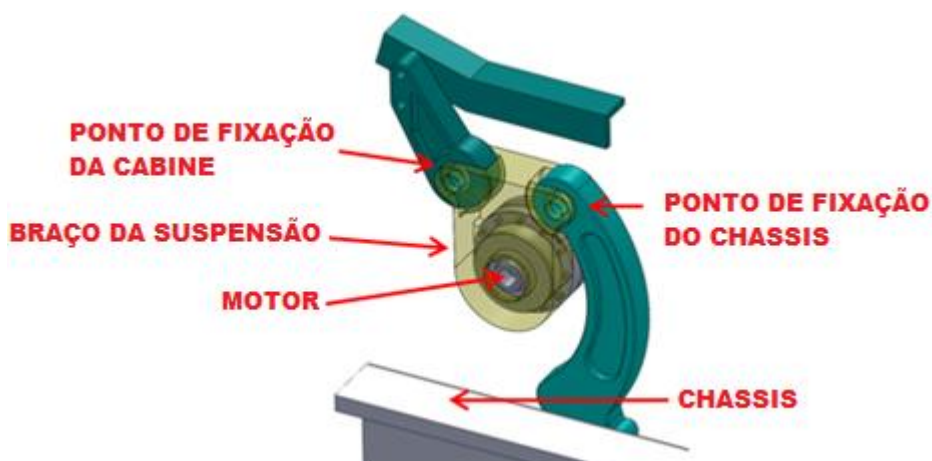


Fig. 7.16 - Configuração 3A - Modelo ilustrando a união do braço da suspensão com o ponto de engaste da cabine e do chassi.

Algumas mudanças no layout dos elementos da cabine do caminhão devem ser comentadas. Primeiramente a distância entre os pontos de acoplamento foram reduzidas para 150 mm (dimensão especificada para o braço da suspensão). Além disso, um formato em arco é proposto para o ponto de acoplamento que conecta o mecanismo à viga do chassi. Essa configuração é necessária para permitir o curso completo do sistema de suspensão sem choques mecânicos entre os elementos. A principal influência para esse fator é o diâmetro do motor.

Na Fig. 7.17, um corte transversal do mecanismo é apresentado com a inserção das barras de controle.

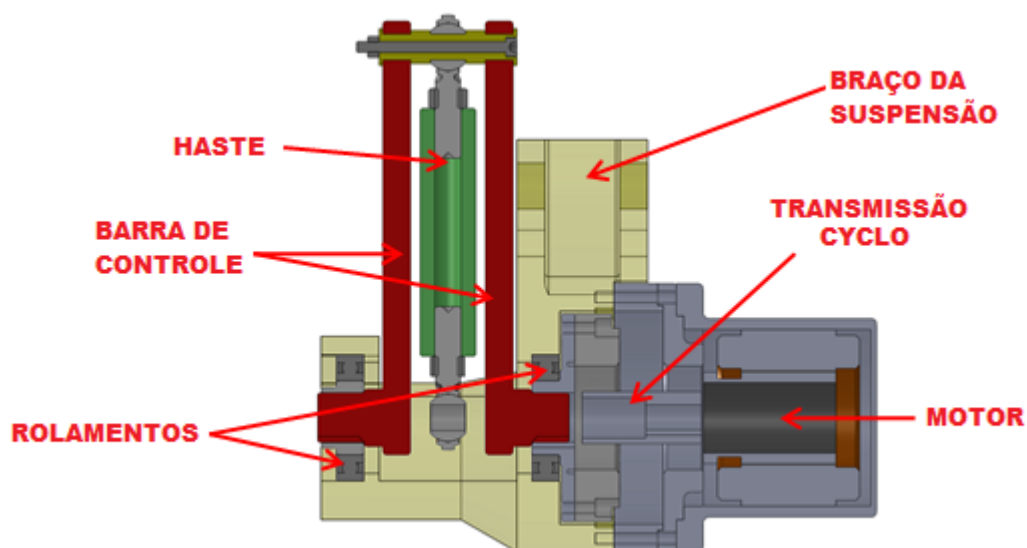


Fig. 7.17 - Corte transversal da solução 3A com a inserção das barras de controle.

O motor e a transmissão Cyclo são posicionados de um lado do braço da suspensão enquanto a barra de controle fica do outro lado. Essa configuração otimiza o uso do espaço disponível. Na solução mostrada apenas uma das barras de controle está conectada com o motor, entretanto, duas barras são usadas. A razão é a preocupação de se reduzir os momentos fletores que poderiam agir sobre a barra de controle devido à distância entre a linha de centro da barra do balancim e a linha de centro da barra de controle. Usando então duas barras de controle é possível balancear o sistema, eliminando esses momentos. Pode-se ver que a barra do balancim consiste apenas numa barra contendo juntas esféricas em suas extremidades.

O posicionamento dos rolamentos permite uma transferência direta da carga sobre a barra de controle para o braço da suspensão. Essa foi uma modificação sobre o projeto original da transmissão Cyclo no intuito de compactar ainda mais o mecanismo. A configuração original da transmissão Cyclo é representada na Fig. 7.18.

Comparando o layout proposto do sistema de transmissão Cyclo com a configuração usada, fica clara a vantagem de se compactar o conjunto conectando a barra de controle diretamente à flange da transmissão.

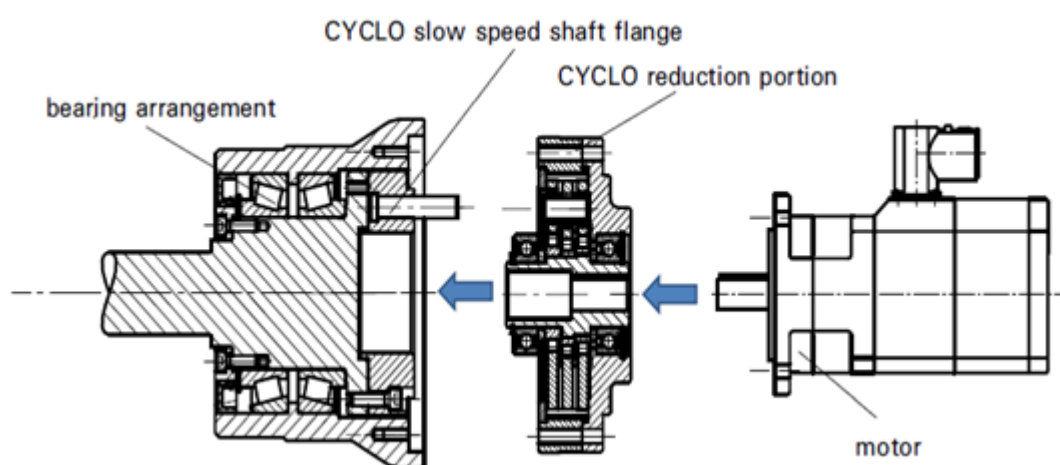


Fig. 7.18 - Instrução de uso sugerida pelo catálogo da transmissão Cyclo, onde o tamanho da flange que transmite o torque de saída pode ser comparada ao tamanho total do sistema.

A inserção do balancim e da mola completa o mecanismo, assim, tem-se na Fig. 7.19 uma possível solução para o caminhão XF.

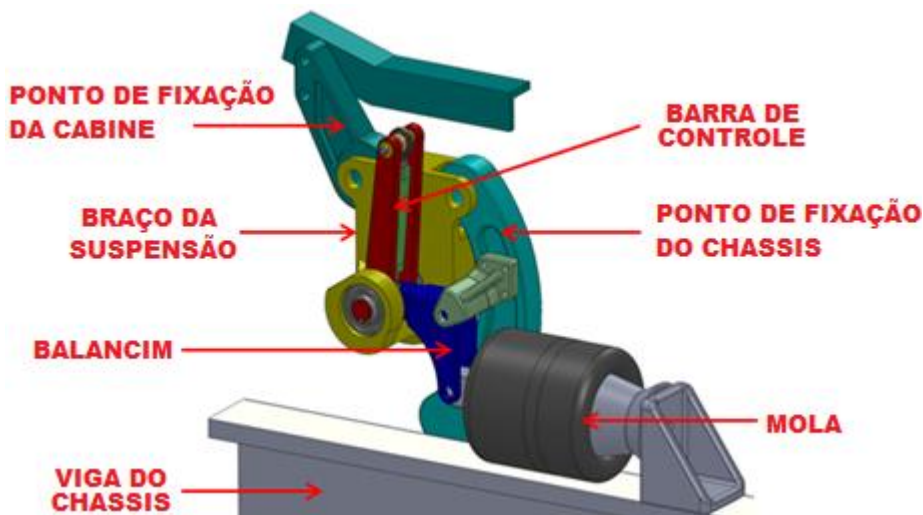


Fig. 7.19 - Configuração 3B - solução para a suspensão dianteira da cabine do caminhão DAF modelo XF 105.

Essa solução posiciona a mola no sentido horizontal, logo acima da viga principal do chassi. Essa é uma área fora do especificado na secção 7.1.2., no entanto, é uma solução compacta que aparenta ser bastante viável. Mais detalhes sobre a posição dos componentes do caminhão são necessários para permitir um melhor julgamento.

Na Fig. 7.20, duas imagens são apresentadas para o mecanismo nas condições de máximo deslocamento angular do braço da suspensão.

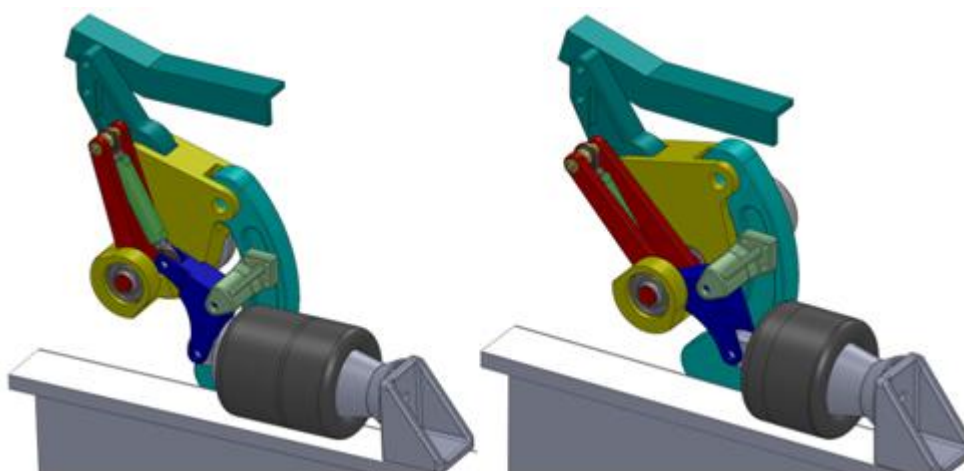


Fig. 7.20 - Configuração 3B apresentado com um deslocamento vertical da cabine. (esquerda) Afastamento máximo. (direita) Afastamento mínimo.

O dispositivo por inteiro ocupa um volume com altura de 400 mm, comprimento de 250 mm e espessura de 300 mm, somado a um espaço para a mola (contendo um comprimento de 250 mm e diâmetro de 170 mm).

7.8. DISPOSIÇÃO ESPACIAL DO MECANISMO TRASEIRO EM CAMINHÕES DE MÉDIO E GRANDE PORTE

Para a suspensão traseira da cabine o desafio principal não diz respeito ao espaço, mas num bom posicionamento para se conectar os elementos tanto na cabine quanto ao chassi. Provavelmente existem diferenças na suspensão traseira entre os modelos CF e XF (relacionados principalmente com a dimensão do caminhão e o peso da cabine), porém ambos possuem o mesmo layout. Dessa forma, a mesma geometria de suspensão será sugerida pra ambos os modelos.

No sistema traseiro em particular, existem elementos adicionais que controlam o movimento lateral da cabine. Isso significa que o mecanismo proposto não pode restringir esses graus de liberdade adicionais. Por essa razão, novamente será feito o uso da barra extra (conectando o braço da suspensão à cabine). Na Fig. 7.21, uma solução para a suspensão traseira é apresentada.

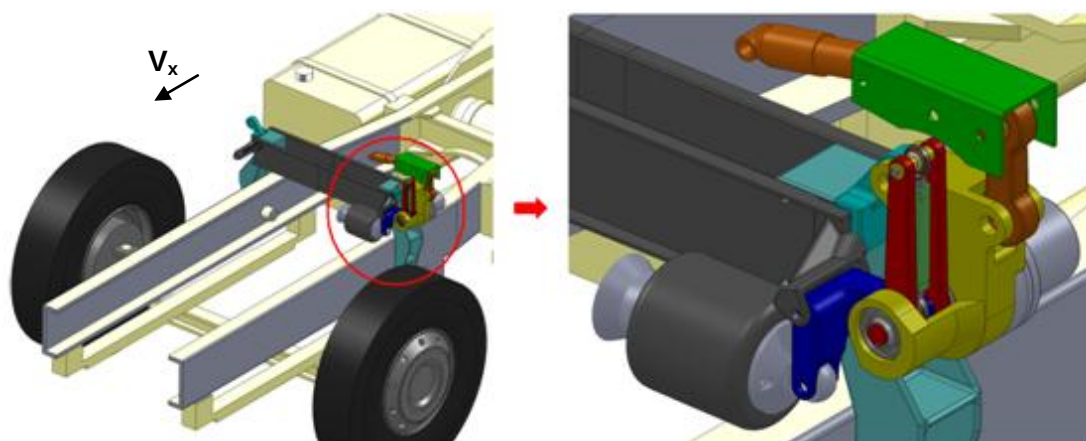


Fig. 7.21 - Solução para a suspensão traseira da cabine. (Esquerda) Localização da suspensão traseira ao longo do caminhão. (Direita) Detalhes do mecanismo que segue o mesmo conceito desenvolvido para a suspensão dianteira do caminhão XF.

Essa solução para a suspensão traseira encaixa perfeitamente no espaço disponível. E ela segue uma geometria semelhante à solução adotada na dianteira (apenas uma pequena modificação no balancim é necessária para um melhor posicionamento da mola).

7.9. COMENTÁRIOS QUANTO AO ESPAÇO UTILIZADO

Segundo os modelos em CAD desenvolvidos como referência, não há muito espaço disponível na porção dianteira para se alocar o mecanismo proposto. Observe-se que as dimensões da mola e do motor são os principais parâmetros que governam o layout do mecanismo. Devido às dimensões do motor conclui-se que o mecanismo proposto não é viável de implementação no modelo CF.

Para o modelo XF, as dimensões propostas também excedem o espaço especificado para o sistema dianteiro, no entanto, ele aparenta ser viável para este modelo devido ao formato que essa configuração atingiu. Mesmo assim, mais informações são necessárias sobre a posição dos outros sistemas que ocupam a região dianteira do caminhão para uma completa avaliação.

Conclui-se também que a seleção do motor elétrico é guiada pelo torque que ela é capaz de aplicar continuamente, combinado com a relação e dimensões do sistema de transmissão correspondente. Alguns motores demonstraram poder atender aos requerimentos de potência máxima, porém usariam sistemas de transmissão muito grandes para prover o sistema com a força requerida. A combinação dos critérios de potência máxima, torque e volume ocupado levaram à seleção do motor elétrico Bayside K350200. Junto a isso, a possibilidade de modificações no sistema de transmissão Cyclo, numa configuração diferente da sugerida por catálogo, também permitiu uma redução do volume do mecanismo.

Quanto a mola a ar, seu diâmetro governa a capacidade de pré-carga, enquanto o volume define sua rigidez. Portanto, é mais difícil encontrar outros modelos de diferentes tamanhos que também atendam aos mesmos requerimentos.

Finalmente, conclui-se que o espaço disponível na região traseira da cabine permite uma padronização com as soluções sugeridas para a dianteira. Apenas uma modificação no balancim é necessária para viabilizar isto.

8. PROJETO MECÂNICO

O mecanismo selecionado para continuidade do projeto mecânico foi a solução finalmente apresentada para o caminhão DAF de grande porte – modelo XF - (configuração 3B vista na Fig. 7.19). Essa idéia foi escolhida por ser a mais promissora em termos de viabilidade de implementação real.

Para a continuação do dimensionamento mecânico é necessário definir as condições de contorno do sistema, ou seja, as solicitações máximas na qual o mecanismo pode ser submetido. A seguir, serão discutido os critérios de dimensionamento dos componentes, também serão apresentados as análises feitas para verificação da resistência mecânica dos elementos estruturais principais.

As figuras são meramente ilustrativas e suas dimensões não estão em escala. Os ângulos e medidas adicionais consideradas necessárias para os cálculos foram obtidos dos programas de CAD.

8.1. CONDIÇÕES DE CONTORNO DO SISTEMA

Para especificação das forças atuantes sobre os componentes é definido primeiramente a carga principal que atua entre o mecanismo de suspensão e a cabine (F_{act}). Esse valor regue a intensidade dos esforços em todos os demais componentes. É necessário não apenas saber sua magnitude, mas também em qual situação essa condição é encontrada. Após a especificação da carga de entrada principal, serão desenvolvidos os cálculos para a obtenção das condições de contorno nos demais elementos do mecanismo.

O mecanismo proposto se conecta a cabine do caminhão e ao chassi através dos pontos de fixação do braço da suspensão e também pelo ponto de fixação da mola a ar. Esses são os terminais que transmitem força para o

mecanismo. Deseja-se então determinar as máximas cargas transmitidas por esses terminais.

A situação em que a máxima força de solicitação entre os terminais que conectam o mecanismo ocorre é na compressão do sistema. Conforme é explicado em [12], essa condição não se soma a efeitos de excitação externa uma vez que impulsos externos positivos (impulsos que provoquem a compressão do sistema de suspensão) fazem o sistema de controle aliviar a força transmitida pela suspensão da cabine. Isso ocorre através do ajuste da barra de controle para uma posição mais próxima do ponto de fixação do chassi. Dessa forma, o sistema de suspensão da cabine funciona como um controle de nível da cabine, procurando não transmitir acelerações externas para o operador.

A Fig. 8.1 ilustra esse comportamento do sistema de suspensão ativa na condição mais crítica (buracos e valas). Assim, quando a aceleração do chassi é negativa, ou seja, quando haveria uma redução da força atuante entre a cabine e o chassi, o atuador altera o estado do sistema para fornecer a esse sistema de suspensão mais força. O oposto ocorre na situação contrária. Quando a aceleração do chassi for positiva e o sistema passivo tender a incrementar a força atuante entre a cabine e o chassi a suspensão ativa irá se configurar de maneira a aliviar a força da suspensão e compensar esse incremento.

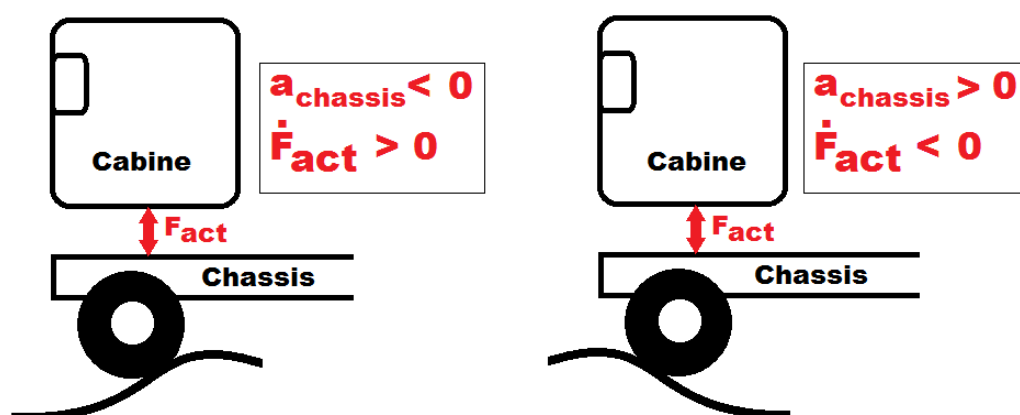


Fig. 8.1 -Ilustração do ajuste do mecanismo para compensar a variação da força entre o chassi e a cabine nas condições de variação extrema da aceleração do chassi.

Segundo essa estratégia de controle, o mecanismo não seria submetido jamais a solicitações superiores às definidas na sua faixa de operação. Para a geometria do mecanismo proposto a solicitação na extremidade conectada a cabine é representada na Fig. 6.5 do capítulo 6. Nesta figura, pode ser observada que a máxima força de solicitação apresenta um valor de 7000,0 N.

Será tomado como referência este valor de solicitação para a obtenção dos valores de cargas solicitantes nas outras extremidades do mecanismo. Para isso, será usado o diagrama de forças ilustrado na Fig. 8.2 para análise estática dos esforços na condição de máxima compressão do sistema de suspensão.

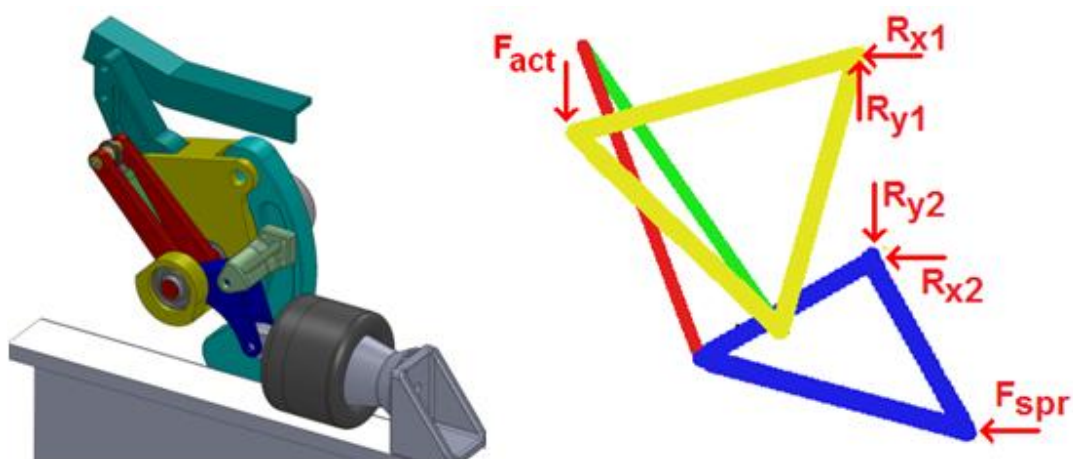
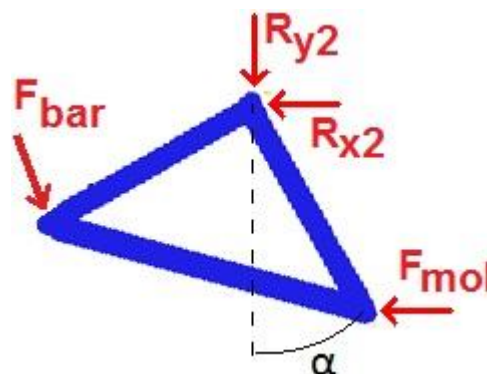


Fig. 8.2 – Condição de máxima solicitação do sistema de suspensão da cabine e o diagrama de forças no contorno do mecanismo.

As forças R_x e R_y atuam nos engastes que conectam o braço da suspensão e o balancim ao chassi. É proposta então uma análise em equilíbrio estático dos diagramas de corpo livre para cada peça, a fim de se encontrar as condições de solicitação de cada uma para realização do dimensionamento mecânico.

Partindo do Balancim, temos na Fig. 8.3 o diagrama de corpo livre para essa peça. Todas as uniões nesse componente são juntas rotativas, o que implica que não há transmissão de momentos nas juntas.

Fig. 8.3 – Diagrama de corpo livre em equilíbrio estático do Balancim



O máximo deslocamento angular do balancim, para a condição de compressão do sistema de suspensão é de $\alpha = 22^\circ$. Assim, temos que o deslocamento da mola é dado por:

$$F_{mol} = F_{s0} + 100 \cdot \left(\frac{\alpha \cdot \pi}{180} \right) \cdot C_{mol} = 7275,0 \text{ N} \quad (8.1)$$

Aplicando o TMA em torno do ponto de pivotamento do balancim obtêm-se a força aplicada pela barra de transferência de carga. Por simplificação, foi adotado um ângulo de 90° entre o balancim e a barra de transferência de carga. Assim, têm-se:

$$F_{bar} \cdot 100 = F_{mol} \cdot 100 \cdot \cos \alpha \quad (8.2)$$

$$F_{bar} = 6745,0 \text{ N} \quad (8.3)$$

Com esses dados é possível se obter as forças de resistência na união de pivotamento do balancim utilizando o TMB, como segue:

$$R_{x2} = F_{mol} - F_{bar} \cdot \sin \alpha = 4750,0 \text{ N} \quad (8.4)$$

$$R_{y2} = F_{bar} \cdot \cos \alpha = 6255,0 \text{ N} \quad (8.5)$$

A força total na união de pivotamento do balancim resultante da atuação combinada das componentes horizontal e vertical fica então:

$$R_2 = \sqrt{R_{x2}^2 + R_{y2}^2} = 7850,0 \text{ N} \quad (8.6)$$

Uma vez que a haste (barra de transferência de carga) possui uniões articuladas em ambas as suas extremidades, há apenas esforços de compressão nesse componente.

Na barra de controle o diagrama já é diferente, pois uma das suas extremidades está fixada ao eixo do motor de controle. Assim, parte da componente da força irá tracionar a barra, e a componente transversal irá gerar um momento fletor (ver Fig. 8.4).

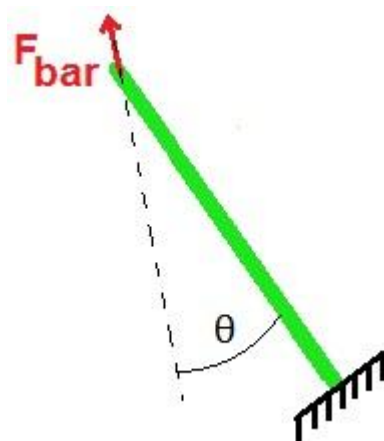


Fig. 8.4 – Diagrama de equilíbrio estático da haste

O ângulo θ entre a barra de controle e a barra de transferência de carga é de 12° . Lembrando que no mecanismo real a força de tração na barra de controle foi distribuída em duas peças, temos:

$$F_{bar_controle} = \frac{F_{bar} \cdot \cos \theta}{2} = 3300,0 \text{ N} \quad (8.7)$$

$$M_{bar_controle} = F_{bar} \cdot \sin \theta \cdot 0,2 = 280,0 \text{ N.m} \quad (8.8)$$

Por fim, devem ser obtidas as forças que atuam na união do braço da suspensão ao chassis. Para isso é utilizado o diagrama de corpo livre desta peça (ver Fig 8.5). É importante destacar que o momento fletor proveniente da barra de controle é descarregado também no braço principal da suspensão, uma vez que o motor está conectado a este componente.

Utiliza-se então o TMB no braço da suspensão, sendo o ângulo β o ângulo da aplicação da força da barra de controle, cujo valor é 42° . Assim, obtêm-se:

$$R_{y1} = F_{act} - (2 \cdot F_{bar_controle}) \cdot \cos \beta = 2100,0 \text{ N} \quad (8.9)$$

$$R_{x1} = (2 \cdot F_{\text{bar}_{\text{controle}}}) \cdot \sin \beta = 4416,0 \text{ N} \quad (8.10)$$

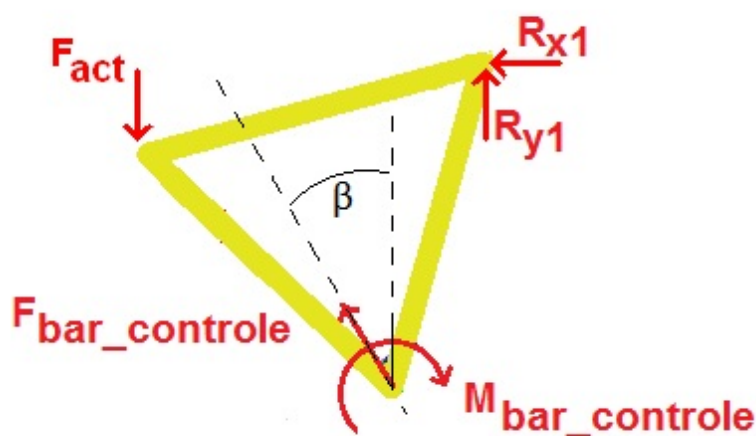


Fig. 8.5 – Diagrama de corpo livre em condição de equilíbrio estático do braço da suspensão na condição de máxima solicitação.

A força total na união de pivotamento do braço da suspensão resultante da atuação combinada das componentes horizontal e vertical fica então:

$$R_1 = \sqrt{R_{x1}^2 + R_{y1}^2} = 4890,0 \text{ N} \quad (8.10)$$

8.2. SELEÇÃO DAS UNIÕES MECANICAS

Partindo da descrição e dimensionamento das uniões articuladas do mecanismo, deseja se inicialmente determinar essas medidas para posterior detalhamento dos desenhos em 3D das demais peças.

Para o projeto do mecanismo de suspensão, pretende-se utilizar parafusos nas uniões entre o braço da suspensão e os pontos de conexão com o chassi e a cabine. Além disso, a união do Balancim com o chassi também utilizaria parafuso. As demais uniões articuladas serão realizadas através de pinos usinados, limitados por anéis elásticos.

A Tabela 8.1 mostra a seleção desses elementos de união, assim como a carga associada à seleção.

Tabela 8-1 - Especificação das uniões utilizadas no projeto.

União	F (N)	Tipo	D (mm)	A (mm ²)	T (Mpa)
Fixação com o chassis	4416,0	Parafuso	12,0	84,3	52,40
Fixação com a cabine	7000,0	Parafuso	12,0	84,3	83,07
Balancim / Mola	7275,0	Parafuso	12,0	84,3	86,33
Balancim / Chassis	7850,0	Parafuso	12,0	84,3	93,15
Balancim / Haste	6745,0	Pino	12,0	113,1	59,64
Barra de controle/ Haste	6600,0	Pino	12,0	113,1	58,36

Na tabela, F é a força cortante aplicada sobre o elemento de união, D é o diâmetro do componente, A é sua área útil para cálculo das tensões de cisalhamento e T é a tensão de cisalhamento resultante.

A classe dos parafusos geralmente utilizados nas indústrias automotivas é de 8.8, o que representa uma capacidade de carga estática mínima de 600 MPa. Esses fatores verificam a integridade dos elementos selecionados.

Para os pinos, outros fatores ainda favorecem a segurança da sua utilização, como a maior área de distribuição de tensões de cisalhamento e maior qualidade de acabamento superficial (uma vez que estes são usinados).

8.3. ESPECIFICAÇÃO DO MATERIAL PARA OS COMPONENTES

O material selecionado para o dimensionamento dos componentes é o Ferro Fundido. Este tipo de material é utilizado em larga escala pela indústria de máquinas e equipamentos, indústria automobilística, ferroviária, entre outras, devido as suas características de baixo custo de fabricação e capacidade de poder ser fundido em formatos bastante complexos (como é o caso do braço da suspensão).

Dentre os diversos tipos de ferro fundido, escolheu-se o SAE J2477 AD 750 [13]. Esse material é um ferro fundido nodular, também chamado de ferro fundido dúctil, fabricado a partir de um tratamento térmico de austêmpera. Também extremamente empregado na indústria automobilística, se destaca principalmente pela sua alta resistência a fadiga e baixo custo. Dentre os ferros fundidos da família ADI (Austempered Ductile Iron) é o que possui menor custo, por isso sua seleção. Na tabela 8.2 são apresentadas algumas características principais deste material.

Tabela 8-2 – Propriedades mecânicas do ferro fundido nodular J2477 com tratamento térmico AD 750.

Propriedade	Valor	Unidade
Tensão de ruptura	750,0	MPa
Densidade	7,3	g/cm ³
Tensão de escoamento	500,0	MPa
Módulo de elasticidade	148,0	GPa
Impacto Charpy	110,0	J

As propriedades desse material são utilizadas para configuração do programa de análise estrutural CosmosWorks Xpress. Com esses recursos em mãos, deseja-se modificar a geometria dos componentes (caso necessário) para se atingir valores de tensões dentro de um limite seguro para operação com cargas cíclicas.

Utilizando a teoria de limite de resistência a fadiga apresentado em [14], utiliza-se modificadores para a tensão máxima de ruptura, de forma a obter um valor de segurança para as tensões. Assim, considera-se que o componente possui vida útil praticamente infinita mesmo sobre solicitações de cargas cíclicas quando as tensões sobre ele não ultrapassam este valor. A fórmula para esse limite de resistência a fadiga é dada por:

$$S_e = 0,504 \cdot k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot S_{ut} \quad (8.11)$$

Os parâmetros para essa fórmula, assim como seus valores são especificados como segue:

S_e é a tensão limite para resistência a fadiga

k_a é o fator de superfície. Para o caso estudado a peça seria fundida para priorizar a facilidade de produção em massa. Logo o valor calculado é de 0,375.

- k_b é o fator de tamanho. Fator que é aplicado principalmente aos formatos da barra de controle e da haste. Como suas dimensões são da ordem de 20,0 mm de espessura, este fator foi calculado em 0,90.

- k_c é o fator de carregamento. Que para a condição crítica de torção é de 0,59 (essa condição ocorre na extremidade da barra de controle que está fixa ao motor elétrico).

- k_d é o fator de temperatura. Como não é previsto para esse tipo de dispositivo nenhum trabalho a elevadas temperaturas em relação a temperatura ambiente esse fator foi estimado em 1,00.

- k_e é o fator de confiabilidade. Para uma confiabilidade de 99,9% foi utilizado um coeficiente de 0,753.

- S_{ut} é a tensão limite de ruptura. Para o material utilizado assume valor de 750 MPa.

Aplicando-se tais modificadores, se calcula a tensão limite de fadiga em: $S_e = 56,7$ MPa. Valor que será utilizado como referência a partir de então.

8.4. ANALISE ESTRUTURAL DOS COMPONENTES

Utilizando o programa para análise estrutural CosmosWorks Xpress, foram analisados os seguintes componentes do mecanismo Arco Circular: braço da suspensão, balancim, barra de controle e haste.

Estão exibidos nas figuras a seguir os resultados das análises estruturais, assim como a forma com que as condições de contorno foram aplicadas.

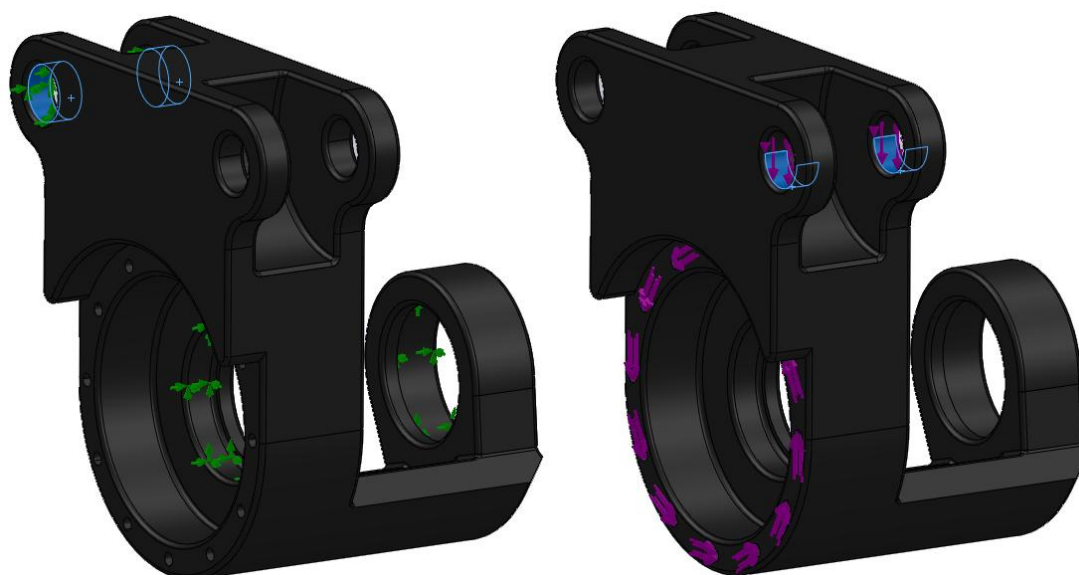


Fig. 8.6 - Aplicação das condições de contorno no braço da suspensão. (Esquerda) restrições. (Direita) Forças aplicadas.

Na Fig. 8.6 estão apresentadas as condições de contorno aplicadas sobre o braço da suspensão. Na imagem da esquerda estão exibidas as restrições de movimento radial no ponto de fixação do chassis e nos alojamentos dos rolamentos que sustentam a barra de controle. A direita, estão as forças aplicadas no ponto de conexão com a cabine e nas uniões do motor elétrico.

O resultado da análise estrutural para o braço da suspensão pode ser visto na Fig. 8.7. Como já era esperado, as tensões são mais elevadas na região da aplicação da força entre o ponto de fixação da cabine e o braço da suspensão. Mesmo assim, as tensões nesse componente atingiram um valor máximo de 25,9 MPa, não superando o limite de resistência a fadiga estipulado para este material. Interessante comentar os baixos valores de tensão na região ao redor dos alojamentos dos rolamentos. Pela geometria da peça, havia se criado um temor em relação ao braço criado para sustentação da segunda barra de controle.

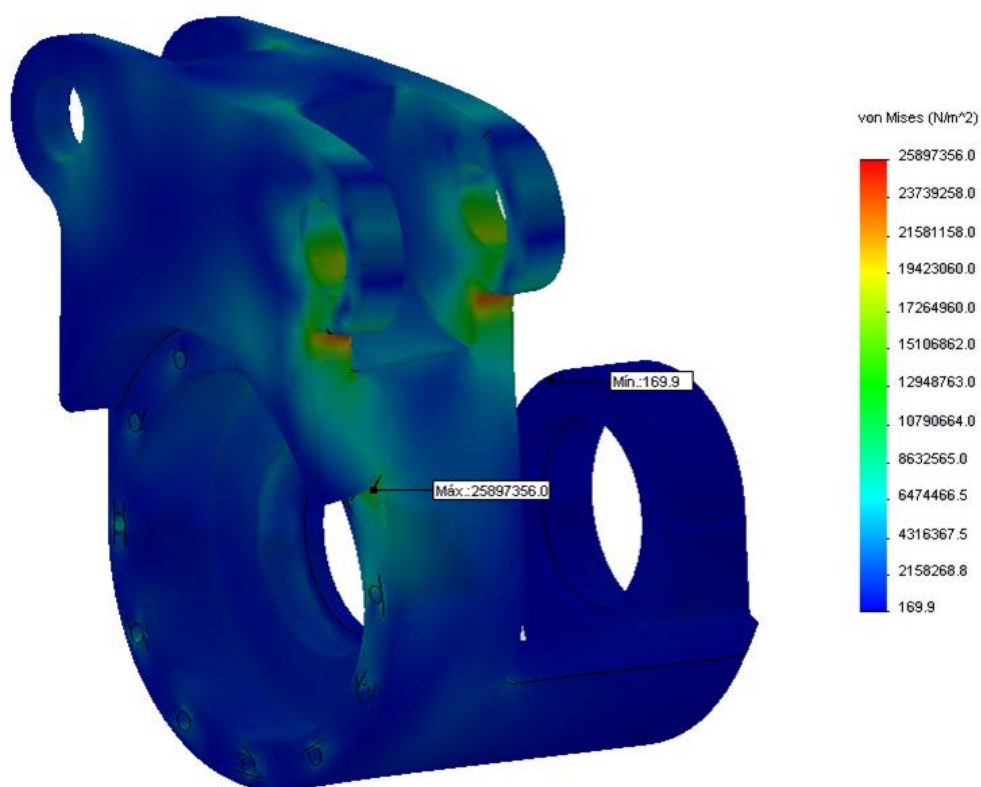


Fig. 8.7 - Análise estrutural no braço da suspensão. Tensão máxima de 25,9 MPa.

Para o balancim, estão exibidos na Fig. 8.8 as condições de contorno aplicadas e o respectivo resultado da análise estrutural. Para essa peça, a restrição de movimento radial (não exibida na imagem) foi aplicada ao furo de fixação do balancim com o chassis.

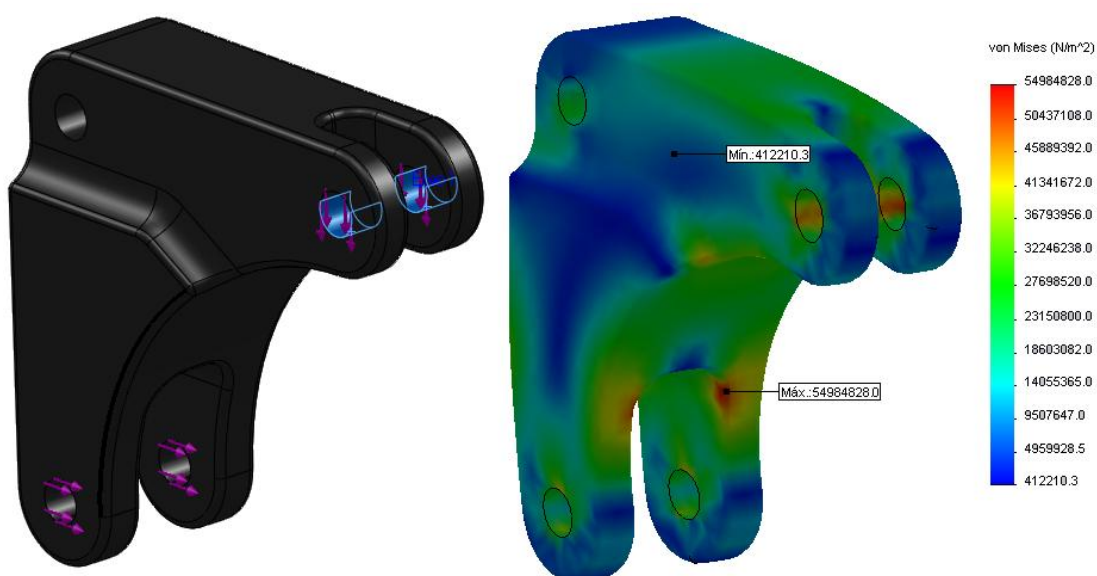


Fig. 8.8 - (Esquerda) Condições de contorno no balancim. (Direita) Análise de Von Misses com tensão máxima de 55,0 MPa.

A tensão máxima no balancim atingiu um valor próximo a 55,0 MPa, novamente não ultrapassando o limite de resistência estimado.

A barra de controle foi analisada aplicando-se uma condição de restrição radial ao redor da superfície de contato com a flange do motor e também aplicando-se restrição de translação na superfície lateral do rasgo da chaveta que resiste ao momento gerado. No furo da junção com a haste foi submetida a aplicação da força de tração da barra e da componente lateral que gera momento fletor sobre a barra. O resultado da análise, assim como o detalhe da aplicação das forças podem ser vistos na Fig. 8.9, onde também se observa que a tensão máxima atinge 29,2 MPa.

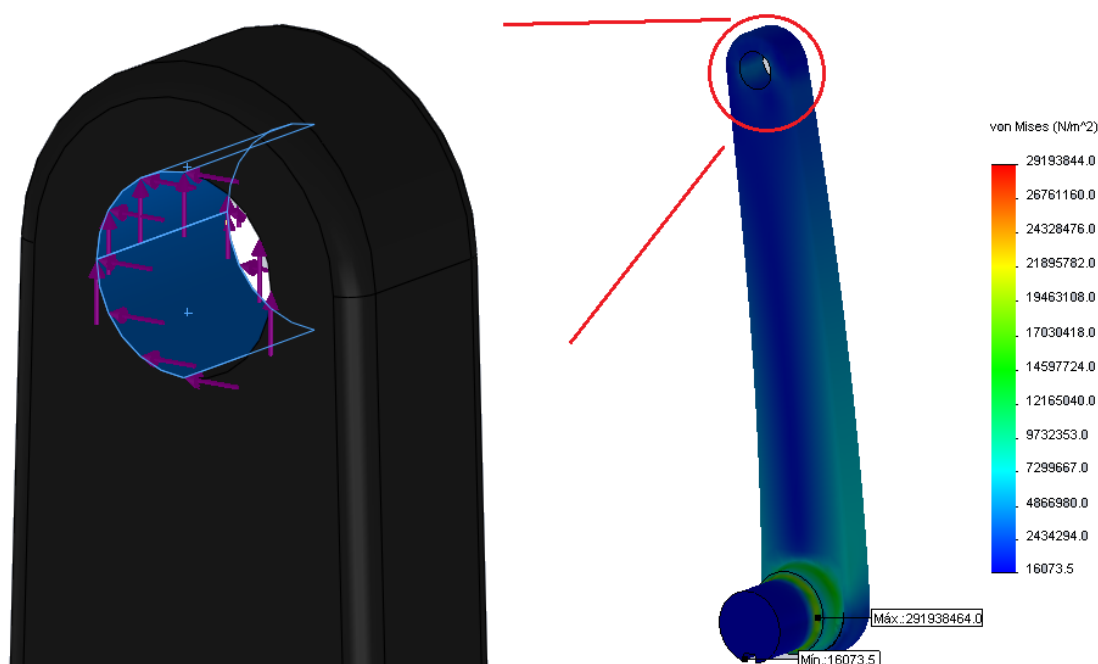


Fig. 8.9 - (Esquerda) Detalhe das forças aplicadas sobre a união rotacional com a haste.
(Direita) Análise de Von Mises com tensão máxima 29,2 MPa.

A haste é um elemento articulado em ambas as extremidades que sofre uma carga de compressão. Dessa forma, foi priorizado uma análise desse elemento com relação a sua possibilidade de flambagem. Assim, aplicando os conceitos de resistência dos materiais encontrados na referência [15], tem-se que:

$$P = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I_{crt}}{L^2} \quad (8.12)$$

Onde:

- P é a carga aplicada entre as extremidades da haste (6745 N)
- E é o módulo de elasticidade do material (148 GPa)
- L é o comprimento livre que está sujeito a flambagem. Neste caso é o próprio comprimento da haste (200 mm)
- I_{crt} é o momento de inércia mínimo (ou crítico) da seção transversal da haste capaz de suportar a carga de colapso entre as extremidades da barra.

Utilizando esses valores, obtêm-se um momento de inércia mínimo para a seção transversal da haste de $580,7 \text{ mm}^4$. Além disso, para suportar a carga de compressão sem ultrapassar a tensão limite de resistência a fadiga, é necessária uma área mínima de seção transversal de $120,5 \text{ mm}^2$.

Desenhando a haste com dimensões de seção transversal $20,0 \text{ mm} \times 15,0 \text{ mm}$ (dimensões convenientes para a adequação geométrica do mecanismo) obtêm-se valores para o momento de inércia principal da seção transversal de $10000,0 \text{ mm}^4$, onde a área da seção fica com 300 mm^2 . Esses valores verificam e garantem a integridade estrutural deste elemento.

Conclui-se então que os principais elementos do mecanismo são viáveis de construção e que possuem a integridade estrutural necessária para uma aplicação comercial. É possível fazer melhorias nos componentes de formas a se reduzir a quantidade de material usada para fabricação desses componentes, porém esse não é o objetivo deste estudo.

9. CONCLUSÃO DA PESQUISA

A saúde dos motoristas de caminhão é uma questão relevante que justifica a importância do conforto para os operadores desses veículos. Ao mesmo tempo, existe um compromisso entre o comportamento dinâmico do veículo em manobras e o conforto do operador que torna interessante o uso de sistemas de suspensão ativa. Uma vez que os sistemas atuais de suspensão ativa possuem um alto consumo energético envolvido, um novo conceito baseado num sistema de menor consumo é desejado.

O mecanismo de geometria variável baseado no princípio do Delft Active Suspension (DAS) é então escolhido para ser estudado devido às suas características de eficiência energética. Assim, o objetivo principal é o projeto de um sistema de suspensão para cabine de caminhões que atenda aos requerimentos de baixa complexidade, compacto, e que opere dentro das faixas especificadas para os parâmetros que governam seu comportamento (ver secção 3.1).

Seguindo o princípio do DAS, diversos mecanismos para variação da relação de alavanca são encontrados nas literaturas, entretanto, nem sempre eles representam soluções viáveis construtivamente. Muitos usam uniões translacionais, que na prática são construídos com roletes ou parafusos de potência (soluções de baixa confiabilidade para a aplicação num sistema de suspensão para cabines de caminhões).

Os resultados obtidos como o conceito básico do DAS (apresentado no capítulo 4) mostraram a necessidade de se buscar mecanismos que possuam melhores comportamentos das curvas que representam a força do atuador, a força do motor e a rigidez efetiva do sistema de suspensão, com o objetivo de se atender aos requerimentos.

O estudo de diferentes geometrias de atuadores apresentou vantagens particulares para dois mecanismos propostos (o quadrilátero

variável e o mecanismo em arco-circular – ambos exibidos no capítulo 5). Tais vantagens estão relacionadas ao layout bidimensional dos mecanismos, número e tipo de uniões utilizadas entre os elementos, e as suas disposições estruturais. Comparando com o conceito básico, o número de elementos e juntas aumentaram, porém, isso foi necessário para tornar o mecanismo viável. Além disso, para ambos os mecanismos, o posicionamento da mola numa posição estática reduziu a influência de sua massa sobre a dinâmica do sistema.

As análises dos parâmetros que controlam o comportamento em equilíbrio estático para o mecanismo em arco-circular e para o quadrilátero apresentaram propriedades particulares de tais geometrias, que permitem a calibração dos mesmos para adequá-los às especificações de rigidez efetiva do atuador. Os pré-requisitos são alcançados para ambos os mecanismos, porém, no quadrilátero variável, a rigidez efetiva do sistema possui um comportamento indesejável para altos deslocamentos da suspensão (ocorrem valores negativos para rigidez efetiva da suspensão). Além do mais, as dimensões básicas encontradas para o mecanismo em arco-circular são mais compactas que o obtido para o quadrilátero variável.

Da análise do espaço disponível nos caminhões DAF, modelos XF e CF, é definido o volume ocupado pelo atual sistema de suspensão. Sendo encontrados os seguintes limites:

- 350 x 350 x 150 mm para a suspensão dianteira da cabine dos caminhões de médio porte;
- 400 x 350 x 150 mm para a suspensão dianteira da cabine dos caminhões de grande porte;
- 550 x 350 x 250 mm para a suspensão traseira da cabine dos caminhões de médio e grande porte.

Porém, as soluções propostas para a suspensão dianteira da cabine do modelo CF não cabem no espaço especificado. As principais causas são

as dimensões da mola e do motor elétrico, que governam a configuração do mecanismo. Para o modelo XF, o dispositivo proposto também excede o espaço especificado, entretanto, a configuração alcançada para este modelo parece ser bem viável devido ao seu layout. Porém, mais detalhes sobre a posição dos elementos do caminhão são necessários para uma avaliação mais precisa desta solução.

A proposta implementação na suspensão traseira de ambos os tipos de caminhões é viável. Além disso, o espaço disponível na traseira permite a padronização das soluções usadas na suspensão dianteira da cabine. Apenas pequenas modificações são necessárias pra promover essa adaptação.

Comparando com os projetos desenvolvidos anteriormente (eLPAS), o volume ocupado pelo mecanismo em arco-circular é aproximadamente 25,2 litros, enquanto o eLPAS ocupa aproximadamente 27,5 litros. As dimensões principais de cada mecanismo são apresentadas na Fig. 9.1.

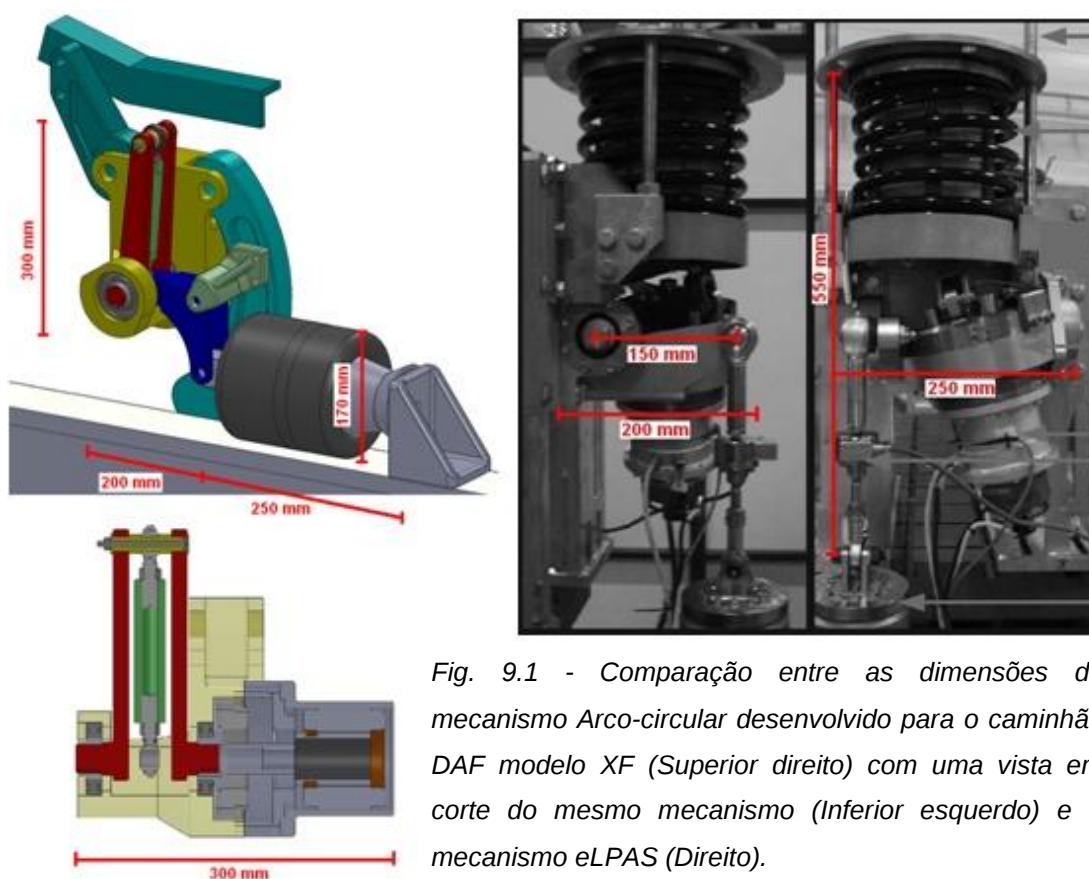


Fig. 9.1 - Comparação entre as dimensões do mecanismo Arco-circular desenvolvido para o caminhão DAF modelo XF (Superior direito) com uma vista em corte do mesmo mecanismo (Inferior esquerdo) e o mecanismo eLPAS (Direito).

Observa-se que a elevada altura do mecanismo eLPAS não é conveniente para alocação na cabine de um caminhão. Nesse ponto, é justamente a disposição espacial dos componentes do mecanismo arco circular que o favorecem quanto a adequação em veículos comerciais.

As análises estruturais verificaram a integridade dos elementos segundo o critério de vida infinita para resistência a fadiga. As especificações sobre a massa aproximada dos componentes do mecanismo arco-circular estão exibidas na Tabela 9-1.

Tabela 9-1 - Massa dos componentes do mecanismo Arco-circular

Componente	Valor (g)
Mola	1.500,0
Braço da suspensão	11.600,0
Barra de controle	1.925,0
Haste	850,0
Balancim	1.700,0
Motor elétrico	2.100,0
Redução (Cyclo)	2.600,0
TOTAL	22.275,0

O mecanismo atende aos requisitos especificados. Observando a tabela 9-1, é possível concluir que o componente de maior influência na massa do conjunto é o braço da suspensão (representando 52% do sistema). A combinação do motor elétrico com a transmissão Cyclo representa 21% da massa do sistema.

9.1. RECOMENDAÇÕES E PRÓXIMOS PASSOS

Estudos subseqüentes sobre o espaço realmente disponível no caminhão DAF modelo XF é necessário para completar a análise de viabilidade da solução proposta. Uma montagem de conjunto em CAD que inclua todos os componentes presentes na região dianteira do caminhão é o

melhor ambiente para se avaliar o uso desse espaço. Ao menos, informações sobre o posicionamento dos sistemas de direção, freios, e elementos do sistema de força do veículo são cruciais. Esse estudo pode ser realizado também nos demais caminhões de médio e grande porte de outras marcas.

Uma vez que a mola e o motor elétrico são componentes fundamentais para a determinação do layout do dispositivo, um desafio contínuo será a redução das suas dimensões. Para a mola pneumática, sua área transversal regula sua capacidade de pré-carga e seu volume total regula sua rigidez, porém, o uso de um reservatório de ar externo à mola possa permitir um melhor controle das suas dimensões. Quanto ao motor elétrico, o desafio é encontrar sistemas de transmissões com mais elevadas relações de transmissão. Além disso, o uso de sistemas que alteram a direção da linha de força (como a série “rightangle”) pode resultar numa combinação ainda mais compacta de motor com braço da suspensão.

Como apresentado na Fig. 6.10, baixos valores para o parâmetro L_o atendem o requerimento para a rigidez efetiva com maior facilidade. O valor de 200 mm havia sido tomado como limite devido às dimensões limites para a alocação de uma mola. Entretanto, com o reposicionamento da mesma, esse parâmetro passa a representar o comprimento da barra de controle ao invés do comprimento da mola. Isso significa que menores valores de L_o podem reduzir ainda mais as dimensões da barra de controle, além de melhorar o comportamento do mecanismo.

Como continuidade para futuros desenvolvimentos de continuidade desse trabalho é sugerido que se realize uma modelagem do sistema de suspensão da cabine juntamente com os demais elementos de suspensão do caminhão com o objetivo de análise dos limites de atuação do mecanismo de forma a promover a melhoria do conforto do operador. A construção de um protótipo, bem como a integração com sistemas eletrônicos de controle completariam o desenvolvimento desse sistema.

10. REFERÊNCIAS

- [1]. <http://www.askthetrucker.com>, Agosto, 2009;
- [2]. <http://www.truckertrucker.com/Trucking-Jobs>, Agosto, 2009;
- [3]. <http://ezinearticles.com/?Maintaining-Your-Health-While-Truck-Driving&id=2693403>, Agosto, 2009
- [4]. Venhovens, P.J.Th., van derKnaap, A.C.M. (1995). Delft Active Suspension (DAS) - Background Theory and Physical Realization, Seminar on Smart Vehicles. In: *Smart Vehicles*. pp. 139 – 165.
- [5]. R.S. Sharp (1998). Variable geometry active suspension for cars. *Computing & Control Engineering Journal*, 9 (5), pp. 217 – 222.
- [6]. Van derKnaap, A.C.M., Pacejka, H.B. (1994). Evaluation and practical implementation of a low power attitude and vibration control system. AVEC'94. pp. 318-324.
- [7]. Nakano, K., Suda, Y., Nakadai, S., Tsunashima, H. (1999). Self-power active control applied to a truck cab suspension. *JSAE Review*, 20 (4), pp. 511 – 516.
- [8]. Evers, W.-J., Besselink, I., van derKnaap, A., Nijmeijer, H. (2008). Analysis of a variable geometry active suspension. AVEC'08, 20 (4), pp. 350 – 355.
- [9]. Van der Sanden, M. C. W. (2008). Actuator ontwerp voor een actieve ophanging. DCT 2008.122, Technical University of Eindhoven.
- [10]. Koster, M.P. (2007). Constructieprincipes – Voor het nauwkeurig bewegen en positioneren – Technische Universiteit Eindhoven.
- [11]. <http://www.fallbrooktech.com/Nuvinci.asp>, Julho, 2009
- [12]. Evers, W.-J., Teerhuis, A., Besselink, I., van derKnaap, A., Nijmeijer, H. (2009). The electromechanic low power active suspension: modeling, control, and prototype testing.
- [13]. <http://www.matweb.com>, Novembro, 2010
- [14]. Shigley, Joseph E. (2005). Projeto de engenharia mecânica, 7. Ed.
- [15]. Gare, James M. (1925). Mecânica dos materiais, 5. Ed.