

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ESTUDO SOBRE SISTEMA DE LOCOMOÇÃO DE UM EQUIPAMENTO DE INSPEÇÃO
INTERNA DE TUBULAÇÃO

por

André Pieres

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2016

ESTUDO SOBRE SISTEMA DE LOCOMOÇÃO DE UM EQUIPAMENTO DE INSPEÇÃO
INTERNA DE TUBULAÇÃO

por

André Pieres

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Fabiano Disconzi Wildner

Comissão de Avaliação:

Prof. Eduardo André Perondi

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Tiago Becker

Porto Alegre, 24 de junho de 2016.

Dedico este trabalho ao meu pai, Anibal Pieres,
à minha mãe, Antonia Alegre (*in memoriam*),
aos meus irmãos Adriano Pieres e Anibal Pieres Jr.,
ao sr. Arlindo Bauermann e sra. Inês Bauermann,
e à minha noiva Mariana Bauermann.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais, por dedicarem grande parte de sua existência ensinando eu e meus irmãos o essencial para a vida. Meu pai, minha primeira fonte de entusiasmo por esta área da ciência.

À minha avó Iria, que não mediu esforços ao se doar em prol de seus netos por toda a sua vida.

Ao meu irmão Anibal, cuja ternura e cuidado para comigo beira o infinito.

Ao meu irmão Adriano, minha fonte constante de aprendizado e exemplo de conhecimento. Pelo encorajamento a entrar na engenharia, pelas 10^n ($n \rightarrow \infty$) explicações sobre o universo, pela paciência e por poder contar contigo sempre.

Ao sr. Arlindo Bauermann e sra. Inês Bauermann, pela sua bondade, seu estímulo e pelo suporte financeiro. Seus enormes corações abraçam toda a sociedade, a que servem de inspiração. Sem seu apoio esta jornada teria sido muito mais árdua.

Ao prof. Fabiano Wildner, pelos ensinamentos, pela orientação e por toda a atenção concedida neste final de curso.

À minha madrinha Jucélia, por todo o carinho e pelo incentivo ao estudo desde criança.

Ao meu amigo e colega Giovani Busetti, pela extraordinária parceria de estudos durante esta caminhada, pelas muitas e muitas noites adentro de cálculos regadas a café.

À todo o corpo de professores da UFRGS, especialmente aos do Departamento de Engenharia Mecânica, muito obrigado pelo conhecimento compartilhado.

Ao meu amigo Andres Solana, é uma honra ter a sua amizade ao longo da minha trajetória; torna a minha vida ainda mais agradável.

E agradeço à minha noiva Mariana, minha parceira neste mundo. Pelo incentivo, por todo o amor, por sempre cuidar de mim, pelo apoio nas escolhas, por toda a paciência enquanto muitas vezes eu tive que ficar estudando, por sempre acreditar em mim, por me segurar quando preciso, por me mostrar que eu ia conseguir chegar até aqui. Muito obrigado.

PIERES, A. **Estudo sobre Sistema de Locomoção de um Equipamento de Inspeção Interna de Tubulação**. 2016. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

RESUMO

Os robôs de inspeção interna de tubulação são equipamentos de utilização comum na indústria petroquímica, e a demanda por máquinas que adaptem-se aos diferentes ambientes e condições de trabalho é crescente. A motivação para o presente estudo vem da necessidade de desenvolvimento de um sistema de locomoção para um robô de inspeção de tubulações de óleo e gás que se desloca pela parte interna das linhas. Este robô é energizado por fontes externas e precisa transportar seus cabos de alimentação ao longo da linha, que geram grande atrito com as paredes; portanto, é necessário equipar o robô com um sistema efetivo de fixação (agarre) junto às paredes para o seu deslocamento ser efetuado. A intenção deste estudo é, através de uma metodologia de projeto, propor duas configurações de robôs tipo “verme” dotados de mecanismos de agarre compostos por barras articuladas que utilizem parte da carga de resistência dos cabos como vantagem mecânica, ao gerar condições de autotravamento destes mecanismos junto à parede da tubulação. Ao auxiliar o agarre nas paredes, estes sistemas podem gerar redução no dimensionamento dos próprios componentes do robô, bem como redução no emprego de energia para o seu acionamento. Analisou-se as duas configurações de mecanismos de agarre como estruturas em treliça, e pelo método dos nós, sistemas de equações que modelam matematicamente o comportamento dos mecanismos foram obtidos. Um software de análise estrutural (*Mastan2*) foi utilizado para a elaboração de modelos computacionais para cada configuração. Identificou-se as diferentes situações de carregamento a que o robô é submetido durante sua operação e realizou-se simulações com os modelos para os dois mecanismos propostos sob estes carregamentos e sob uma faixa de ângulos de projeto de sua geometria. Chegou-se à conclusão que a condição de vantagem mecânica de autotravamento procurada pode acontecer, dependendo da disposição geométrica das barras dos mecanismos. Comparou-se os resultados pelas duas modelagens elaboradas e observou-se a equivalência dos métodos de análise utilizados na abordagem do problema, pela correspondência entre os resultados obtidos.

PALAVRAS-CHAVE: Robô, Inspeção, Tubulação.

PIERES, A. **Study of an In-Pipe Inspection Robot Locomotion System**. 2016. 20 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) - Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2016.

ABSTRACT

The in-pipe inspection robots are common used equipments in the petrochemical industry, and the demand for machines that adapt to different environments and working conditions is increasing. The motivation for this study is the need for development of a locomotion system for a robot inspection of oil and gas pipelines that moves from inside the lines. This robot is powered by external sources and needs to carry power cables along the line, which generate large friction with the walls; therefore it is necessary to equip the robot with an effective attachment system (grip) along the walls to its displacement be made. The intent of this study is through a design methodology propose two configurations of "worm" type robots provided with gripping mechanisms consisting of articulated bars that use of the cable resistance load as mechanical advantage, to generate self locking conditions of these mechanisms along the wall of the pipe. To assist grip on the walls, these systems can generate reduction in sizing the robot components themselves, as well as reduction in the use of energy for its drive. The two configurations of gripping mechanisms are analyzed as space truss structures, and by the method of the nodes, systems of equations that mathematically model the behavior of mechanisms were obtained. A structural analysis software is used for the development of computational models for each configuration. It was identified the different load situations to which the robot is subjected during operation and simulations were performed with models for the two mechanisms proposed under these loads and under a range of design angles of geometry. It has been concluded that the mechanical advantage condition of self locking sought may occur, depending on the geometric arrangement of the mechanisms bars. The results produced by the two models were compared and it is noticed that there was equivalence between the methods of analysis used to approach the problem, by the matching of the results obtained.

KEYWORDS: Robot, Inspection, Pipelines.

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Comprimento da barra a [mm]
b	Comprimento da barra b [mm]
DCL	Diagrama de Corpo Livre
DTP	Diagrama Trajeto-Passo
F	Força aplicada em um corpo [N]
F_a	Força de solicitação na barra a [kN]
F_b	Força de solicitação na barra b [kN]
F_f	Força de atrito estático [kN]
FS	Fator de segurança [adimensional]
F_x	Força na direção do eixo x [kN]
F_y	Força na direção do eixo y [kN]
F_z	Força na direção do eixo z [kN]
F_1	Força do atuador de agarre [kN]
h	Distância entre os nós A e C [mm]
N	Força de reação normal à superfície [kN]
<i>PIG</i>	<i>Pipeline Inspection Gadget</i> (Dispositivo de Inspeção de Tubulação)
P_1	Carga aplicada no nó A no eixo y [kN]
P_2	Carga aplicada no nó C no eixo y [kN]
r	Raio da tubulação [mm]
RIIT	Robô de Inspeção Interna de Tubulação
R_1	Reação interna no nó A no plano xz [kN]
R_2	Reação interna no nó C no plano xz [kN]
t	Distância entre os nós B e C no eixo y [mm]
x	Vetor de forças
α	Ângulo principal de projeto [graus]
β	Ângulo auxiliar de projeto [graus]
μ_e	Coefficiente de atrito estático [adimensional]

ÍNDICE	Pág.
1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3.1. Projeto Mecânico.....	2
3.1.1. Fases do Projeto Mecânico.....	2
3.1.2. Metodologia de Seleção de Conceitos.....	3
3.2. Atrito e Coeficiente Estático de Atrito.....	3
3.3. Estruturas em Treliça.....	4
4. METODOLOGIA.....	4
4.1. Definições do Problema.....	4
4.2. Análise do Problema e Geração de Conceitos.....	5
4.3. Análise de Movimentos.....	6
4.4. Análise de Carregamento.....	8
4.5. Modelagem dos Mecanismos.....	8
4.5.1. Modelos Matemáticos para os Mecanismos Tipo A e Tipo B.....	10
4.5.2. Modelos Computacionais para os Mecanismos Tipo A e Tipo B.....	11
5. RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	11
5.1. Força Normal Mínima para os Carregamentos 1 a 4.....	11
5.2. Forças nos Atuadores de Agarre.....	12
5.3. Solicitações nas Barras <i>a</i> e <i>b</i>	13
6. CONCLUSÕES.....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
Apêndice A.....	16
Apêndice B.....	19

1. INTRODUÇÃO

Nas indústrias de gás, óleo, água e em transporte de fluidos de forma geral, equipamentos de inspeção interna de tubulação (RIIT) são dispositivos que possuem uma grande demanda de utilização. A principal razão para o grande uso destas máquinas é a eliminação do fator humano no que compete à exposição em ambientes de risco e dificuldade de acesso a determinadas áreas [Nee et al., 2015]. Estes robôs têm por finalidade a realização de ações de manutenção e também de inspeção por defeitos, rachaduras, erosões internas, obstruções e outros problemas oriundos da degradação, corrosão, superaquecimento e presença de impurezas no interior das tubulações [Roslin et al., 2012]. Os RIIT's podem também transmitir dados como temperatura e pressão na tubulação. Estas ações são tarefas importantes que visam à prevenção de defeitos que podem levar desde pequenos vazamentos a explosões com riscos potencialmente altos à condição física de seres humanos e ao meio ambiente, bem como a interrupção e até mesmo o encerramento nas atividades de uma empresa.

Dentro desse contexto, surge a necessidade do desenvolvimento de um equipamento que se desloque no interior de tubulações de instalações petroquímicas, com o propósito de realizar ações como a desobstrução de linhas ou mesmo a inspeção destas. Entretanto, por definição de projeto, este dispositivo deve ser alimentado por uma fonte de energia externa, que é conduzida pelo interior da tubulação por meio de cabos ou mangueiras. Estes elementos podem oferecer uma grande resistência ao avanço do equipamento nas linhas devido ao atrito gerado com as paredes internas.

O objetivo deste trabalho é, através de uma metodologia de projeto, escolher um dispositivo de movimentação e avaliar diferentes sistemas de agarre para equipar o robô, de forma a possibilitar sua adequada fixação à parede da tubulação mediante um mecanismo que utilize a alta carga de resistência ao avanço oferecida pelo cabo como auxílio no agarre. Essa possível condição de vantagem mecânica é chamada de autotravamento do robô junto à parede e pode vir a diminuir a quantidade de força requerida nos atuadores dos sistemas de fixação do robô junto à parede da tubulação, reduzir a dimensão dos seus elementos atuantes e, conseqüentemente, reduzir a dimensão do próprio cabo de alimentação.

Através de modelagem matemática e computacional, as configurações propostas são analisadas, seus resultados são mostrados, comparados, validados e discutidos, e por fim as conclusões são apresentadas.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Pesquisas aplicadas ao aperfeiçoamento e criação de novas tecnologias de mobilidade, controle e princípios de acionamento têm sido desenvolvidas nas últimas décadas com a intenção de melhor capacitar os robôs para operar em ambientes específicos que serão encontrados quando em serviço. Cada máquina tem seu design concebido para atender aos requisitos de um projeto único, pois um robô construído para trabalhar em uma determinada tubulação não é compatível com outra de diferente configuração. Detalhes como mudanças de diâmetro, geometria complexa, ramificações, curvas e tipo de fluido de imersão em tubulações podem fazer com que o deslocamento de um robô através desta seja dificultado ou até mesmo impossibilitado [Zin et al., 2012].

Devido às restrições e às limitações que demandam diferentes arranjos em seu design, os RIIT's classificam-se em oito tipos, de acordo com seus princípios de deslocamento [Nayak e Pradhan, 2014]:

- 1) Robôs com rodas de estrutura simples: São robôs tracionados por rodas que tocam as paredes do interior da tubulação.
- 2) Robôs com rodas com pressão na parede: Estes robôs se locomovem utilizando rodas que são pressionadas contra as paredes internas da tubulação. Geralmente as rodas são dispostas

em ângulos de 90°, 120° ou 180° umas em relação às outras, com referência ao eixo da tubulação.

3) Robôs com rodas e estrutura rotacional: O contato destes robôs com as paredes é feito através de rodas pressionadas. Através da rotação de determinadas seções do corpo do equipamento em relação ao eixo da tubulação, uma força é gerada e o robô se desloca.

4) Robôs sem rodas e dotados de pernas: Estes robôs antropomorfos deslocam-se através de movimentos coordenados de elementos de sustentação do seu corpo, ou pernas.

5) Robôs sem rodas do tipo “verme”: O deslocamento desses robôs é feito através de seções que fixam-se às paredes da tubulação, por meio de sistemas de agarre. Quando uma seção está presa à parede, as demais são liberadas da condição de agarre e movimentam-se através de atuadores lineares. Alternadamente, as seções vão sendo fixadas e liberadas, o que juntamente com o movimento de extensão e recolhimento dos atuadores resulta em deslocamento do corpo do robô.

6) Robôs com esteira de estrutura simples: São robôs que possuem esteiras como dispositivos de movimentação ao invés de simples rodas. Estas esteiras, que também são chamadas de “lagartas”, são cintas flexíveis compostas de elementos rígidos interligados que aumentam a área de contato com as paredes dos dutos. A ação da força da gravidade é a única responsável pelo contato deste tipo de robô com o interior da tubulação.

7) Robôs com esteira com pressão na parede: São semelhantes aos robôs de estrutura simples, porém estes utilizam esteiras que são pressionadas contra as paredes da tubulação.

8) Equipamento de Inspeção tipo *PIG*: Da expressão em inglês *Pipeline Inspection Gadget*, ou “Dispositivo de Inspeção de Tubulação”, este aparelho não é tecnicamente classificado como um robô, pois seu funcionamento não é regido por algum dispositivo controlador. Os *PIG*'s são geralmente compostos de um corpo único e movimentados pelo próprio fluido em deslocamento dentro da linha a ser inspecionada. O contato com as paredes da tubulação se dá geralmente por meio de anéis vedantes que garantem uma pressão diferencial entre as partes anterior e posterior do corpo do equipamento. Apesar de não ser um robô, ele é citado aqui pois é um importante elemento presente na indústria.

Quanto à força motriz dos RIIT's, esta pode ser de natureza elétrica, hidráulica, pneumática, de tração (no caso de RIIT's puxados por cabos) e também originada da própria vazão de escoamento do fluido no interior da tubulação, para os *PIG*'s.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. Projeto Mecânico

O projeto mecânico pode ser definido com um processo interativo e repetitivo de tomada de decisão que visa a criação ou aprimoramento de um equipamento, sistema ou componente para atender uma necessidade humana ou resolver um problema [Budynas e Nisbett, 2011]. Uma equipe envolvida em um projeto mecânico deve buscar continuamente o melhor desempenho através da melhor combinação de materiais e de geometria, o que deve resultar em relações otimizadas de custo, peso, vida e segurança, entre outras propriedades importantes relacionadas ao projeto [Collins, 2014].

3.1.1. Fases do Projeto Mecânico

A atividade de um projeto é a repetição de um ciclo que começa com a concepção inicial, passa pela etapa de desenvolvimento e chega à apresentação. Essa repetição é dividida basicamente em cinco fases, que são sintetizadas a seguir:

1) Identificação da necessidade: item essencial e responsável por um projeto. A necessidade dá origem a um problema, que é solucionado por meio da criação de um projeto.

2) Definição do problema: compreende as características físicas e de funcionamento do objeto a ser projetado. São as especificações necessárias que regem a construção de um objeto ou de um sistema.

3) Projeto conceitual: é onde acontece a fase de *brainstorming*, que é o levantamento de conceitos preliminares que podem solucionar o problema. Nesta etapa a criatividade e a inventividade são estimuladas para que uma grande quantidade de conceitos viáveis seja alcançada, com base na experiência dos integrantes da equipe e na pesquisa de produtos já existentes. A viabilidade técnica e econômica destes conceitos também é avaliada [Back et al., 2008]. Pode-se construir modelos (físicos, matemáticos, virtuais) se houver necessidade, e então comparações são feitas entre os conceitos de forma a abordar o sistema como um todo, ainda sem a preocupação com o detalhamento de cada parte ou subsistema [Collins, 2014]. Através de metodologias específicas de seleção, um conceito é eleito como uma provável solução para atender as necessidades do projeto.

4) Projeto de detalhamento: trata principalmente da configuração final, arranjo, forma, tolerâncias, detalhes, métodos de fabricação e todos as demais especificações competentes a um projeto de engenharia, através da execução de cálculos, simulações, desenhos e o que mais for imprescindível para a finalização do objeto.

5) Projeto de otimização: abrange os testes e a avaliação do produto final, seja por meio da construção de um protótipo para ensaios mecânicos ou análise por simulação numérica. Visa descobrir se o projeto atende à necessidade inicial, se é economicamente viável, se resultará em lucro para quem o fabrica. De acordo com os resultados obtidos, pode ser necessário retornar às fases anteriores e aplicar alguma modificação nas especificações que irá refletir em diferentes resultados ao fim do processo iterativo [Collins, 2014].

3.1.2. Metodologia de Seleção de Conceitos

Ao final da fase do projeto conceitual, tem-se vários conceitos que são potencialmente viáveis a se tornarem a configuração final do projeto. O melhor conceito deve ser então eleito para prosseguir para a fase de detalhamento, otimização e demais etapas do processo, através de métodos de seleção.

A seleção de conceitos pode ser feita diretamente pela verificação do atendimento ou não das funções esperadas ou ainda pela existência de viabilidade técnica e econômica, por exemplo [Back et al., 2008]. Comparações, cálculos analíticos, construção de modelos físicos, matemáticos e virtuais podem ser utilizados para auxiliar o processo. A seleção também pode ser feita de forma sistematizada, através de comparação entre as propostas de design concorrentes com a utilização de uma matriz de decisão, onde elegem-se propriedades essenciais do projeto a serem julgadas que irão resultar em um *ranking* entre os conceitos [Norton, 1999].

3.2. Atrito e Coeficiente Estático de Atrito

Quando uma força F é aplicada em um corpo de forma a tentar deslizar-lo sobre uma superfície, esta exerce sobre o corpo uma força de atrito, que tem sua direção paralela à superfície e seu sentido contrário ao deslizamento. Esta força de atrito se deve basicamente às rugosidades superficiais dos materiais em contato, que ocasionam a adesão do corpo à superfície. Se o corpo não se move, a força de atrito (chamada de força de atrito estático F_f) e a componente de F paralela à superfície são iguais em módulo e têm sentidos opostos [Halliday, 1996]. O módulo desta força de atrito estático tem o valor máximo dado pela Equação 3.1.

$$F_f = \mu_e N \quad (3.1)$$

onde μ_e é o coeficiente de atrito estático, característico de cada material, e N é o módulo da reação normal à superfície que está em contato com o corpo.

3.3. Estruturas em Treliça

As treliças são estruturas constituídas de elementos conectados uns aos outros em suas extremidades por meio de rótulas, que são chamadas de nós. Estas conexões podem ser construídas por soldagem, por placas de reforço aparafusadas ou por simples pinos ou parafusos atravessando os elementos [Hibbeler, 1999].

Duas hipóteses devem ser assumidas para o projeto de uma estrutura em treliça: a primeira, é de que ainda que unidos rigidamente por soldas ou placas, como os elementos são esbeltos os nós da estrutura se comportam como se estivessem unidos por pinos lisos; A segunda hipótese é de que todas as cargas devem ser aplicadas somente nos nós. Através destas duas premissas, todos os elementos da estrutura sofrem apenas forças de tração ou de compressão. Opcionalmente, pode-se desconsiderar o peso dos elementos caso estes sejam bem menores que as forças sustentadas pela estrutura [Hibbeler, 1999].

As treliças podem ser divididas em planas e espaciais. As treliças planas podem ser representadas em um único plano, e são geralmente utilizadas para construção de pontes e telhados simples. As treliças espaciais são tridimensionais e utilizadas em máquinas e estruturas de arranjo mais complexo.

Para o projeto e análise de uma treliça, um método geralmente empregado é o método dos nós. Por meio de um diagrama de corpo livre (DCL) da estrutura, obtém-se as reações dos apoios, e então aplica-se para cada nó as equações dos somatórios das forças nos eixos x , y e z (F_x , F_y e F_z), Equação 3.2.

$$\sum F_x = \sum F_y = \sum F_z = 0 \quad (3.2)$$

Satisfaz-se assim para cada nó as condições de equilíbrio para a situação de carregamento em questão, já que o equilíbrio de momentos é garantido, pois todas as forças são concorrentes nos nós. Tratando-se as forças nos elementos como cargas externas aos nós, obtém-se as forças atuantes em cada elemento da treliça.

4. METODOLOGIA

Nesta seção a abordagem de projeto mecânico é aplicada desde a identificação de uma necessidade e definição do problema até a construção de modelos matemáticos e computacionais de conceitos que serão propostos, conceitos estes que têm por objetivo atender às especificações do projeto.

4.1. Definições do Problema

A necessidade inicial do estudo é a inspeção e ações de manutenção em tubulações utilizadas para o transporte de óleo e gás em instalações petroquímicas. Para realizar estas inspeções é necessário um equipamento que percorra a tubulação, já que não é possível o acesso de seres humanos ao interior desta devido às suas dimensões reduzidas e ainda pelas condições perigosas de trabalho existentes. Como a criação de um robô é um processo complexo de engenharia, um projeto desta magnitude é dividido em tarefas menores. O presente trabalho trata acerca de uma destas divisões, que é o estudo de um dispositivo de movimentação que cumpra a função da forma mais adequada e simples possível.

As características físicas de trabalho do ambiente e algumas hipóteses assumidas para o estudo são apresentadas a seguir.

- 1) A tubulação é assumida como de seção indeformável com diâmetro interno de 4 polegadas (101,6 mm) e o revestimento das paredes é de aço inoxidável;
- 2) O equipamento não deve possuir operação autônoma, por definição de projeto. Isto significa que a energia para a sua operação será fornecida por uma fonte externa à tubulação. Como o robô trabalhará em tubulações com até 4.000 m de comprimento, este necessitará ter força suficiente para puxar cabos ou mangueiras de alimentação/transmissão de dados com carga máxima de até 4.000 kg;

- 3) Em uma condição menos extrema de carga, quando o equipamento estiver no início de seu curso ou ainda em marcha à ré, este deverá ser capaz de transportar a sua própria massa (assumida como igual a 500 kg);
- 4) O interior da tubulação pode conter resíduos do fluido de trabalho durante a inspeção, que no caso mais crítico são óleos em geral, que através do efeito de lubrificação geram menor coeficiente de atrito estático na parede.

A partir da análise destas características e hipóteses, pode-se iniciar a fase de levantamento e seleção de conceitos para o dispositivo de movimentação do robô de inspeção.

4.2. Análise do Problema e Geração de Conceitos

Quanto ao método de deslocamento, nota-se que os dispositivos tipo *PIG* não são viáveis para a solução do problema, pois não podem atuar em tubulações cujo fluido de trabalho não esteja em movimento, como no caso de ações em uma linha obstruída. O princípio de deslocamento tipo “verme” é preferido em detrimento aos robôs dotados de rodas, pernas ou esteiras, já que procura-se uma maior resistência mecânica para o equipamento devido aos esforços em decorrência da carga que o cabo oferece. O sistema de agarre, no momento em que este fixa-se às paredes da tubulação, não mantém movimento relativo com as paredes, tornando-se uma estrutura estática e sem partes móveis. Este sistema pode ser projetado de forma a utilizar a carga do cabo como auxílio à sua fixação nas paredes, em uma condição chamada de autotravamento, reduzindo assim a necessidade de força motriz em seus elementos atuantes. Conseqüentemente, esta condição pode levar à redução dimensional destes atuadores, o que é vantajoso para o projeto. Uma representação do princípio de deslocamento tipo “verme” é mostrado na Figura 4.1, onde o duto é ilustrado horizontalmente e o robô é mostrado em passos sequenciais de sua movimentação. O robô é composto de três partes principais: os mecanismos de agarre dianteiro e traseiro, que podem fixar-se às paredes do tubo, e o sistema de extensão do corpo, ao centro do equipamento. De forma ordenada, as partes se movimentam (apresentadas em vermelho, na figura) e uma força resultante é gerada, impulsionando o dispositivo para frente ou para trás, dependendo da sequência aplicada (do passo 1 ao 6 a força resultante é para a direita do desenho, e do passo 6 ao 1 é para a esquerda). Após o último passo, a sequência se repete formando um ciclo de deslocamento.

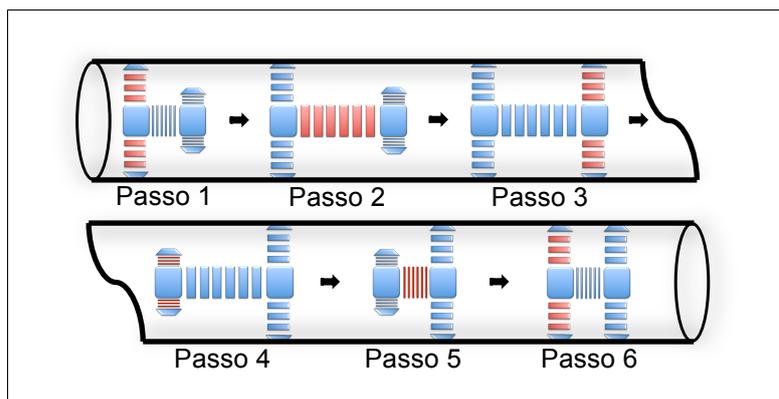


Figura 4.1 - Representação do princípio de deslocamento tipo “verme”.

Devido ao baixo atrito na tubulação, o sistema de agarre necessita exercer grande força na parede, o que requer preferencialmente o uso de elementos sólidos e resistentes, com o mínimo de partes móveis possíveis. Para a obtenção da transferência dos esforços exigidos, considera-se que um mecanismo de barras articuladas é uma proposta adequada para este caso, pois rodas, pernas e esteiras não são elementos indicados para suportar valores elevados de carga, em comparação a elementos sólidos.

Assim, dois diferentes sistemas de agarre compostos de barras articuladas são propostos, cada um com uma disposição particular, chamados de arranjos A e B. Esboços do

robô dotado de mecanismos de agarre dianteiro e traseiro dos tipos A e B são apresentados nas figuras 4.2 e 4.3, respectivamente. Cada mecanismo de agarre é composto por três conjuntos iguais de duas barras que são espaçados simetricamente em 120° em relação aos demais conjuntos, sobre o eixo longitudinal da tubulação y (representados por linhas de diferentes cores para melhor visualização). As barras são articuladas por juntas angulares em ambas as suas extremidades (nós). Também são esboçados os dois atuadores dos sistemas de agarre no interior dos arranjos e um atuador que simboliza o sistema de extensão do corpo, todos estendidos por conveniência. As linhas auxiliares permitem maior facilidade na localização espacial das barras e do dispositivo inteiro no interior da tubulação.

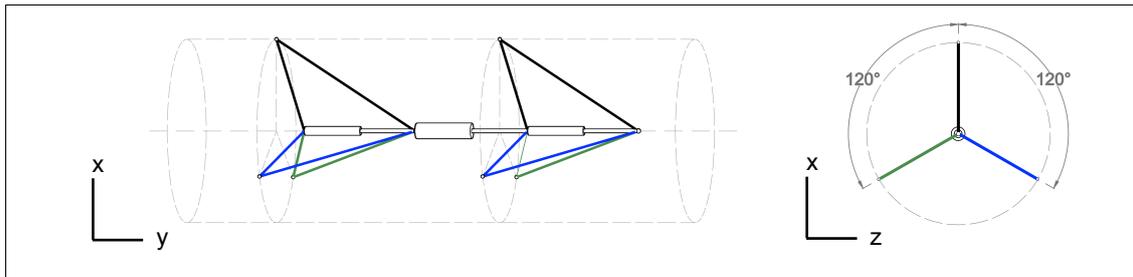


Figura 4.2 - Esboço das vistas de perspectiva e de topo do robô dotado dos sistemas de agarre "A", no interior da tubulação.

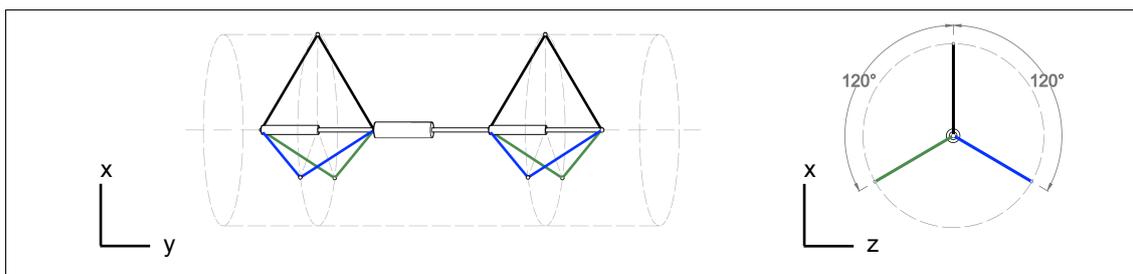


Figura 4.3 - Esboço das vistas de perspectiva e de topo do robô equipado com os sistemas de agarre "B", também no interior da tubulação.

4.3. Análise de Movimentos

Considerando o corpo do atuador de agarre de um dos mecanismos como um ponto fixo no espaço, cada conjunto de barras possui apenas um grau de liberdade em relação ao corpo do robô. Conhecendo-se a dimensão das barras, o comprimento da haste do atuador é suficiente para a determinação das coordenadas do nó que toca a parede. Ao mover-se, o atuador desloca dois nós de cada conjunto de barras simultaneamente em relação ao centro do arranjo, conforme ilustrado na Figura 4.4.

Para o arranjo A, as figuras 4.4a e 4.4b apresentam uma simplificação do mecanismo em posição vertical. É mostrado somente um dos três conjuntos devido à simetria da montagem, já que os outros são idênticos, e apenas um lado da parede da tubulação, que aparece em corte.

O funcionamento acontece da seguinte maneira: quando o atuador é estendido o mecanismo arma-se, pressionando as paredes e fixando aquela seção do robô à tubulação, oferecendo assim o atrito necessário para a sua locomoção. Quando o atuador é recolhido, o mecanismo afasta-se das paredes, liberando a respectiva seção do robô para movimentação.

As figuras 4.4c e 4.4d mostram, de forma análoga que para o arranjo A, o esquema do movimento simplificado para o arranjo B. O tipo B é semelhante ao tipo A em princípio de funcionamento, entretanto possui algumas diferenças; neste caso o atuador precisa recolher a sua haste para o mecanismo abrir, e estendê-la para os nós deixarem de tocar a parede.

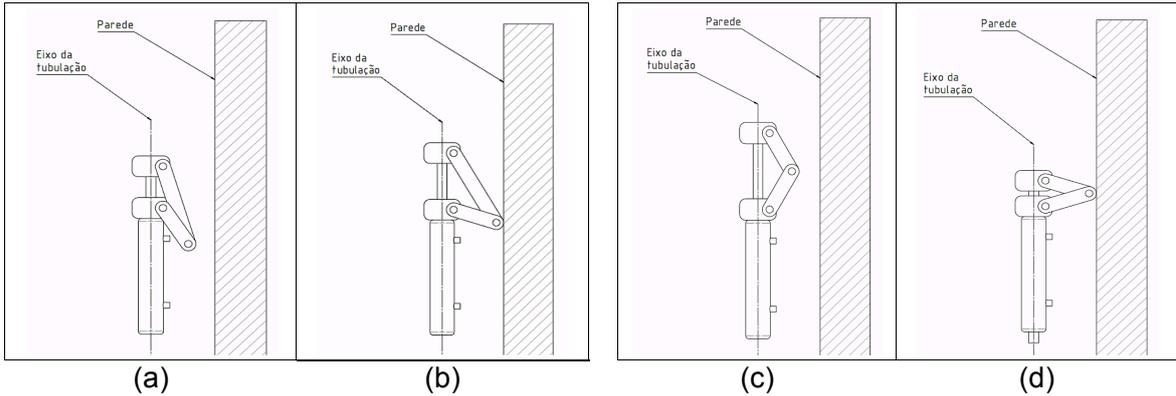


Figura 4.4 - Esboços de um dos conjuntos dos arranjos A e B: (a) tipo A recolhido, (b) tipo A estendido, (c) tipo B recolhido e (d) tipo B estendido.

As vantagens que ambos os arranjos oferecem são:

- 1) Os mecanismos são simples e através de geometria adequada podem se utilizar de carga externa aplicada (como a tensão oferecida pelo cabo que o robô precisa transportar) como auxílio no sistema de agarre. Nesta condição chamada de autotravamento, a força requerida pelo atuador dos mecanismos de agarre pode ser reduzida, hipótese que será analisada;
- 2) Facilidade na fabricação e montagem dos elementos do mecanismo (barras);
- 3) Como as barras são pivotadas entre si, os mecanismos se comportam como treliças espaciais, onde não há momentos fletores nem torsões nos elementos.

Observa-se que quando o atuador do arranjo B recolher sua haste, para o caso de este ser hidráulico, a pressão deve entrar no lado da haste e não do lado do êmbolo, como no arranjo A (supondo que este também seja acionado hidráulicamente, para comparação). Como a área diferencial é menor, isto deve aumentar as dimensões de fabricação do atuador.

Com o objetivo de proporcionar a visualização global dos movimentos e as relações de dependência dos mesmos, apresenta-se um diagrama trajeto-passo (DTP) para os robôs de configuração A e B na Figura 4.5. O passo 0 é um passo de entrada/saída do equipamento na tubulação, em que os mecanismos de agarre estão recolhidos, assim como o sistema de extensão do corpo, o que facilita a sua instalação no local de trabalho. O ciclo de movimentação se compõe dos passos 1 a 6 para um determinado sentido, enquanto que para a movimentação do equipamento no sentido oposto a ordem dos passos é invertida. A representação da detecção da posição entre os sistemas é feita por meio de elementos como sensores, onde s_2 e s_3 se referem aos sensores de finais de curso do sistema de extensão do corpo, enquanto os restantes são sensores de pressão, que são acionados quando as forças dos atuadores de agarre atingem os valores necessários para permitir a fixação nas paredes.

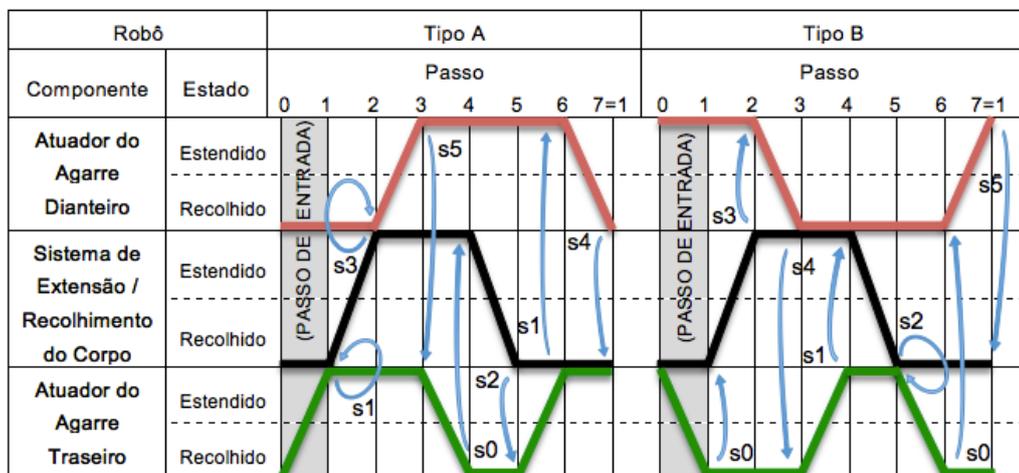


Figura 4.5 - Diagrama trajeto-passo para os robôs com mecanismos de agarre A e B.

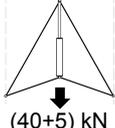
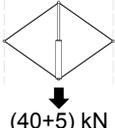
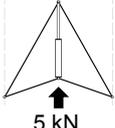
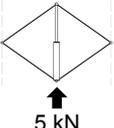
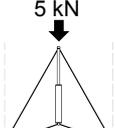
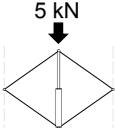
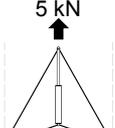
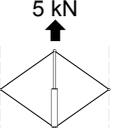
4.4. Análise de Carregamento

Os mecanismos de agarre estão sujeitos a situações distintas de carregamento (chamados de “modos de carregamento”), de acordo com a direção e sentido de deslocamento do robô. No momento em que os mecanismos de agarre estão fixados à parede, seus comportamentos relacionam-se com os de estruturas rígidas. Portanto, adota-se a análise estática para a avaliação destes mecanismos.

Devido às baixas acelerações impostas no robô, a carga referente ao seu próprio corpo é assumida como uma constante durante toda a operação, que para o caso mais crítico (durante um deslocamento na direção vertical) é igual ao peso do equipamento (5 kN). Em contrapartida, a carga oferecida pelos cabos (40 kN) que o robô arrasta pela tubulação só existe quando este se desloca para frente, isto é, afastando-se da posição de entrada na tubulação. Para o retorno, ou marcha à ré, o cabo é puxado por um equipamento externo.

A Tabela 4.1 apresenta os modos de carregamento estático que serão utilizados na avaliação dos mecanismos de agarre, referentes aos mecanismos dianteiro e traseiro para os tipos A e B, que são mostrados de perfil (o terceiro conjunto de barras é omitido nas vistas por conveniência). Para o carregamento nº1, que se refere ao passo 4 para o 5, o mecanismo dianteiro está armado e fixo na parede, sustentando a carga do cabo e do peso do robô, enquanto o sistema de extensão/recolhimento do corpo é recolhido. Na situação de carregamento nº2, relacionada com o passo 1 para 2, o mecanismo traseiro está fixo na parede e suporta apenas a carga do peso do robô enquanto seu corpo se estende.

Tabela 4.1 - Modos de carregamento estático para os mecanismos de agarre A e B.

Movimento	Para Frente		Para Trás	
Mecanismo de Agarre	Tipo A	Tipo B	Tipo A	Tipo B
Dianteiro	Passo 4⇒5 (carregamento nº1)		Passo 5⇒4 (carregamento nº3)	
	 (40+5) kN	 (40+5) kN	 5 kN	 5 kN
Traseiro	Passo 1⇒2 (carregamento nº2)		Passo 2⇒1 (carregamento nº4)	
	 5 kN	 5 kN	 5 kN	 5 kN

Já no carregamento nº3, em sentido inverso (marcha à ré, passo 5 para o passo 4), o mecanismo dianteiro está preso à parede e suporta a carga do peso do robô durante a extensão do seu corpo para trás. Finalmente, no carregamento nº4, passo 2 para 1, o mecanismo traseiro fixado na tubulação sofre uma carga que equivale ao peso do robô enquanto o corpo deste é recolhido, também em operação de marcha à ré.

4.5. Modelagem dos Mecanismos

O objetivo da modelagem é a obtenção de argumentos que possam ser usados para calcular a força requerida no atuador dos mecanismos para gerar a condição de agarre na parede, e também para calcular a carga nos elementos (barras) de cada mecanismo. Essas forças são funções da geometria do arranjo (principalmente do ângulo de projeto α , observado

na Figura 4.6), do carregamento a que a estrutura está submetida e do coeficiente de atrito na parede da tubulação. O conhecimento da força exigida no atuador é necessário para o projeto, pois está diretamente relacionado ao dimensionamento deste componente. Um mecanismo que utiliza as condições de carregamento como um auxílio para prender-se às paredes exige menos força dos atuadores. Com isto, consegue-se diminuir também a força motriz requerida para o equipamento, bem como redução dimensional dos componentes e do cabo de alimentação. A carga suportada pelas barras, por sua vez, também está diretamente relacionada com o dimensionamento dos elementos dos mecanismos.

Com a proposta de modelar matematicamente os dois arranjos, diagramas de corpo livre (DCL) são construídos para a obtenção das equações que regem os modos de carregamento e as relações geométricas. Essas equações são implementadas no software matemático *Maple* para a sua resolução. Ainda, modelos computacionais dos mecanismos são elaborados em um programa de análise estrutural baseado no software *MatLab*, o *Mastan2*, para a verificação dos resultados referentes às forças obtidas pelo sistema de equações dos DCL.

Aproveitando a simetria do sistema, cada DCL refere-se a apenas um conjunto de barras, situado no plano xy . Após o equacionamento do problema ser desenvolvido, as equações são ajustadas para descreverem o arranjo tridimensional completo de cada mecanismo de agarre, composto pelos três conjuntos de barras. A Figura 4.6 mostra os mecanismos A e B em posição armada em contato com a parede. As estruturas comportam-se como treliças planas, onde os elementos são unidos por suas extremidades formando nós e as cargas somente são aplicadas nesses pontos. Logo, pode-se utilizar o método dos nós para resolver o sistema de equações.

Os nós A são as extremidades das barras que se conectam ao corpo do atuador, enquanto os nós C são ligados à haste do atuador.

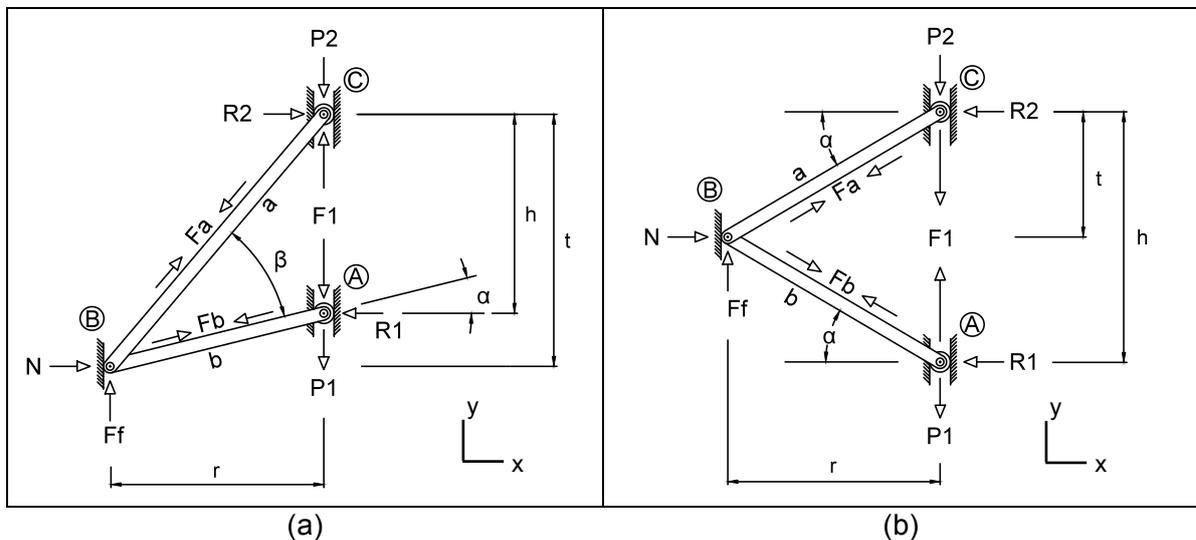


Figura 4.6 - Diagramas de corpo livre para um dos conjuntos de barras dos mecanismos: (a) tipo A e (b) tipo B.

Ambos os nós A e C são expressos no diagrama como roletes em um canal, e podem deslocar-se somente no eixo y , sofrendo a força F_1 do atuador, as cargas P_1 e P_2 (relacionadas aos modos de carregamento, Tabela 4.1) e as reações normais do apoio R_1 e R_2 . Os nós B são as articulações entre as barras e podem deslocar-se no plano xy até a parede do tubo, que, por sua vez, oferece a força normal N . Como os nós B são os que efetivamente tocam as paredes da tubulação e que são responsáveis pelo agarre do equipamento, a força de atrito F_f atuante em cada um desses nós junto à parede é a força de reação necessária para suportar a estrutura e fornecer a condição de equilíbrio para o arranjo. F_a e F_b são as forças suportadas

pelas barras a e b ; r é o raio aproximado da tubulação; α é o ângulo principal de projeto, que determina a geometria dos mecanismos (situado entre a barra b e um plano normal ao eixo do atuador de agarre para o tipo A, e entre as barras a ou b e um plano normal ao eixo do atuador de agarre para o tipo B) entre e β o ângulo auxiliar de projeto; h é a distância dos nós A e C equivalente ao comprimento estendido da haste do atuador para os dois tipos de agarre e ao comprimento total do mecanismo para o tipo B; finalmente, t é o comprimento total para o mecanismo tipo A e metade do comprimento do mecanismo tipo B.

4.5.1. Modelos Matemáticos para os Mecanismos Tipo A e Tipo B

A obtenção de todas as equações necessárias para a modelagem dos mecanismos de agarre tipos A e B, pelo método dos nós aplicado ao DCL conforme é mostrado no Apêndice A e B respectivamente, gera dois sistemas de equações lineares que são colocados em representação matricial de sistemas na forma $Ax=B$, Equação A.26 para o mecanismo do tipo A e Equação B.16 para o mecanismo do tipo B:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & (-1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & [-\cos(\alpha + \beta)] & 0 \\ 1 & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha + \beta)] & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \cos(\alpha) \\ (-1) & 0 & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha)] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ F_1 \\ R_1 \\ R_2 \\ F_a \\ F_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \\ N \\ 0 \\ P_2 \\ 0 \\ P_1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.26})$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \cos(\alpha) & 0 \\ (-1) & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha)] & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \cos(\alpha) \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 3\text{sen}(\alpha) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ F_1 \\ R_1 \\ R_2 \\ F_a \\ F_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \\ N \\ 0 \\ P_2 \\ 0 \\ P_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B.16})$$

Estes sistemas e as demais equações geradas e apresentadas nos Apêndices A e B foram implantadas em dois códigos no software matemático, onde pode-se inserir dados geométricos e os modos de carregamento apresentados. Através da solução das equações, obtém-se a resolução do vetor de forças x , cujas componentes F_1 (força no atuador), F_a e F_b (forças nas barras a e b) são essenciais para a comparação das solicitações nos elementos dos mecanismos de agarre entre os dois arranjos. Também pode-se verificar a possibilidade de haver vantagem mecânica no agarre junto à parede, onde o atuador responsável por essa função é auxiliado pela força de resistência ao avanço oferecida pelo cabo de alimentação, o que reduz assim a exigência de força no atuador.

Utilizou-se os seguintes dados de geometria:

- Para os tipos A e B, r mede 2 polegadas (50,8 mm), e para h (tipo A) apropriou-se um valor inicial de 100 mm, que é um tamanho considerado razoável para a haste estendida do atuador (alterou-se este valor mais tarde, ocasionando variação mínima nos resultados);
- Para os dois arranjos, variou-se o ângulo de projeto α de 5° a 50° através da construção de um laço de repetição no código. Esta faixa de ângulos foi escolhida para ser analisada por ser considerada adequada para o funcionamento do mecanismo no propósito do agarre na parede, já que ângulos de projeto extremos (próximos de 0° ou 90°) podem tornar difícil o controle do movimento de aproximação/afastamento dos nós B à parede. Ainda, ângulos próximos de 0° ocasionariam movimentos praticamente nulos dos nós B na direção do eixo x .

Utilizou-se na simulação as seguintes condições físicas de trabalho para a tubulação:

- Coeficiente de atrito estático na parede μ_e igual a 0,1 (condição de baixo atrito);
- Fator de Segurança FS igual a 1,5.

Executou-se cada código quatro vezes, uma vez para cada um dos quatro modos de carregamento mostrados na Tabela 4.1.

4.5.2. Modelos Computacionais para os Mecanismos Tipo A e Tipo B

Modelos computacionais tridimensionais são implementados no software de análise estrutural *Mastan2*, mostrados na Figura 4.7 (com um ângulo de projeto α genérico para ilustração). Para o tipo A, os nós 1 e 3 representam as extremidades do atuador, equivalentes aos nós C e A do DCL, e possuem restrição de movimento apenas nos eixos x e z . Os nós 2, 4 e 5 são os nós B que tocam as paredes da tubulação, e possuem restrição nos três eixos, simulando a condição de agarre. Os elementos $E1$, $E2$ e $E3$ representam as barras b e $E4$, $E5$ e $E6$ representam as barras a . Para o tipo B, os nós 1 e 2 são as extremidades do atuador (nós C e A do DCL), com restrição também nos eixos x e z . Os nós 3, 4 e 5 equivalem aos nós B, com restrição nos três eixos. Os elementos $E2$, $E4$ e $E6$ representam as barras b e $E1$, $E3$ e $E5$, as barras a .

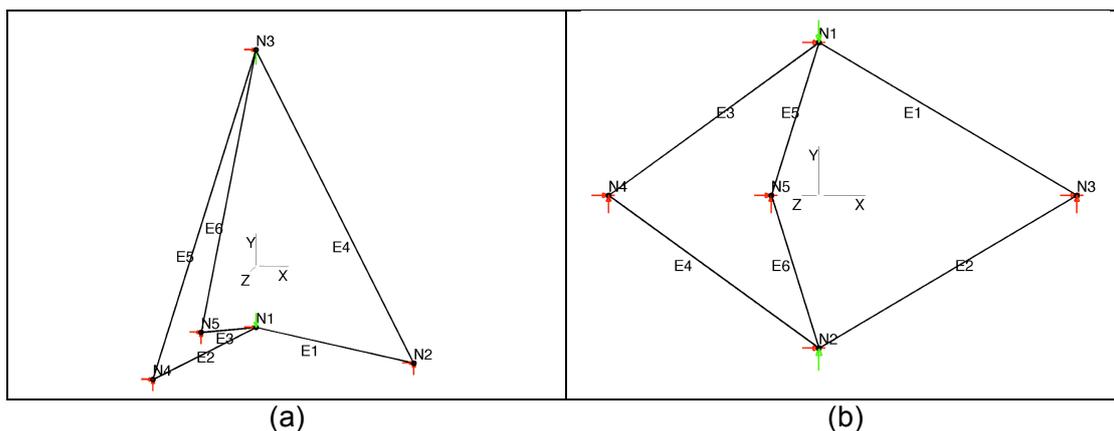


Figura 4.7 - Modelos computacionais dos mecanismos elaborados no software *Mastan2*: (a) tipo A e (b) tipo B.

Executou-se a simulação no modo “treliça espacial” do programa, com o modo de carregamento desejado sendo aplicado aos nós 1 e 3 (para o mecanismo tipo A, e 1 e 2 para o mecanismo B), utilizando-se as mesmas condições e geometria citadas na Seção 4.5.1, juntamente com a força F_I do atuador calculados através da solução do sistema de equações. Então, compara-se a carga nas barras e a condição de agarre nas paredes (força normal) com os valores obtidos pelos sistemas de equações para verificação da validade dos métodos e modelos aplicados.

5. RESULTADOS E DISCUSSÃO

5.1. Força Normal Mínima para os Carregamentos 1 a 4

A força normal N mínima em cada nó B necessária para gerar a condição estática de agarre nas paredes para ambos os arranjos (segundo a Equação A.25) e para cada modo de carregamento é apresentada na Tabela 5.1. Esta força é constante para cada carregamento, e nota-se que a maior solicitação refere-se ao modo de carregamento nº1, estágio em que o robô desloca o cabo de alimentação.

Tabela 5.1 - Força N (kN) mínima em cada nó B para ambos arranjos A e B, para a condição de não-deslizamento nas paredes.

Carregamento	1	2	3	4
N mínima requerida para tipos A e B (kN)	225	25	25	25

5.2. Forças nos Atuadores de Agarre

Através da solução dos sistemas de equações representado pelas equações A.26 e B.16, obteve-se os resultados para as forças no atuador necessárias para a condição estática de agarre junto à parede da tubulação, em função da variação do ângulo de projeto α de cada mecanismo de agarre, para os quatro modos de carregamento considerados. Estas forças foram dispostas em um gráfico e são mostradas na Figura 5.1.

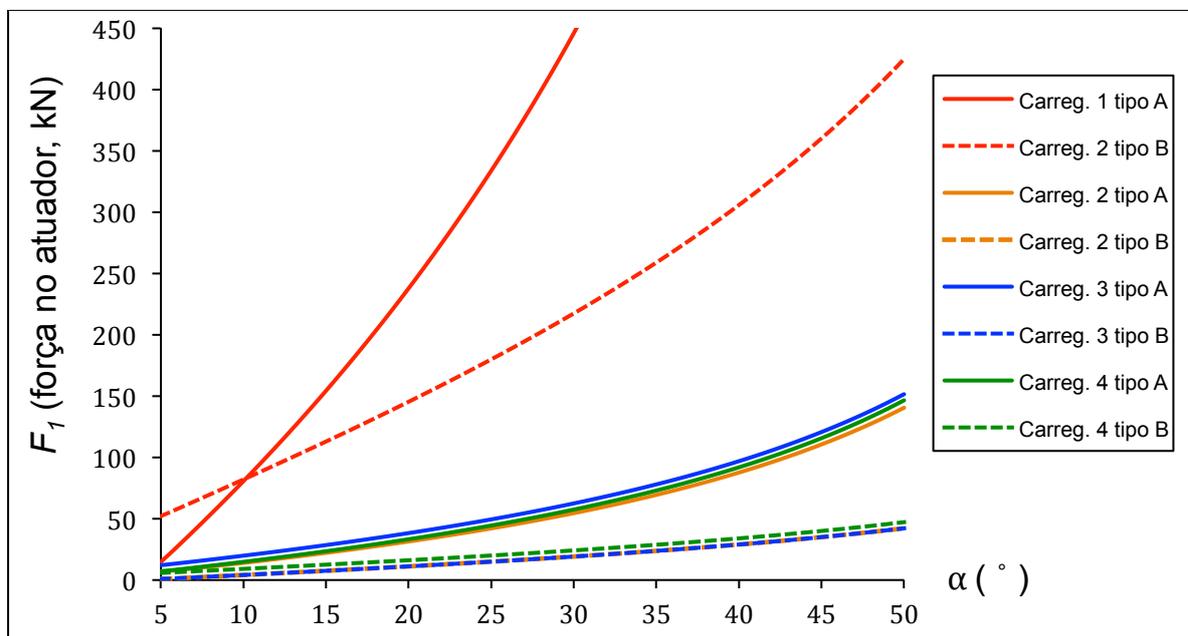


Figura 5.1 - Gráfico das forças mínimas nos atuadores de agarre A e B necessárias para a fixação nas paredes, sob os quatro modos de carregamento para α de 5° a 50° .

Percebe-se que o carregamento nº1 para ambos os arranjos (linhas em vermelho, na Figura 5.1) requer maior força do atuador. Como o atuador precisa atender todas as solicitações a que será exposto, este necessita ser avaliado em seu caso mais crítico de demanda de força, que é sob o carregamento nº1, pois assim todos os outros casos estarão conseqüentemente atendidos.

Observa-se que para os dois mecanismos sob o carregamento nº1 há uma equivalência entre as forças exigidas para ambos os atuadores, onde há um cruzamento das linhas. Este ponto é calculado pelas equações A.26 e B.16 e acontece em um ângulo α igual a $10,17^\circ$, exigindo 83 kN de força nos atuadores dos mecanismos de agarre A e B. Para ângulos maiores que esse, a utilização de um mecanismo de agarre do tipo A requer maior força no seu atuador em comparação ao uso de um mecanismo do tipo B. Para ângulos menores que $10,17^\circ$ e maiores que 5° , um mecanismo do tipo B necessita de maior força no atuador em relação a um mecanismo do tipo A.

5.3. Solicitações nas Barras a e b

O conhecimento do comportamento das cargas nas barras a e b referentes aos dois arranjos é necessário para uma futura fase de dimensionamento. A Figura 5.2 mostra um gráfico da solicitação nestes elementos para ângulos α variando de 5° a 50° , onde um valor positivo de força significa que uma barra está sob esforço de tração, e um valor negativo aponta para esforço de compressão.

Observa-se na Figura 5.2 que com o aumento do ângulo α , as barras a e b do tipo A sofrem maiores solicitações, já que pela curva referente ao carregamento nº1 na Figura 5.1 identifica-se maiores exigências de força por parte do atuador. Nesta situação, percebe-se que o arranjo A assume configurações geométricas que, apesar de oferecerem a mesma força normal N na parede (necessária para o agarre do mecanismo de acordo com a Tabela 5.1), ocasionam maiores carregamentos no mecanismo.

Já para o arranjo B as barras trabalham sempre sob esforços de compressão, onde as barras a deste tipo de arranjo são mais solicitadas que suas barras b , principalmente para ângulos próximos a 5° .

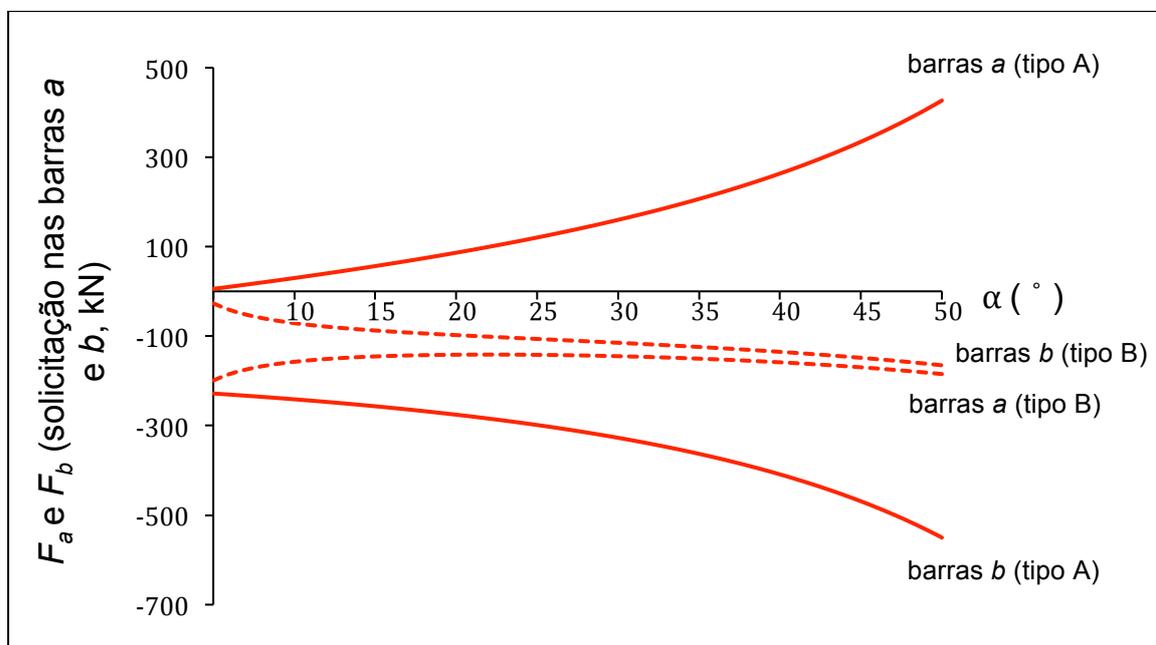


Figura 5.2 - Solicitação nas barras a e b para os dois arranjos sob o modo de carregamento nº1, para a faixa de α entre 5° e 20° .

O ponto de cruzamento entre os arranjos A e B visto na Figura 5.1 para o carregamento nº1 acontece em α igual a $10,17^\circ$, e viu-se que este é um ponto localizado em uma região de transição para fins de projeto. Para esse valor de α , torna-se conveniente a escolha da apresentação de todos os valores numéricos das forças pertinentes aos dois arranjos sob o carregamento nº1. As forças F_f (força de atrito para cada ponto de contato, pela Equação A.24), F_l (força no atuador), F_a (carga na barra a) e F_b (carga na barra b), estas três últimas obtidas pela solução das Equações A.26 e B.16, são calculadas no *Maple* e os resultados constam na Tabela 5.2.

Estas forças calculadas através dos modelos matemáticos são comparadas com as forças obtidas pelos modelos computacionais para a validação dos métodos e modelos aplicados. Os valores para as forças calculadas pela simulação computacional são mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.2 - Resultado das forças nos mecanismos para um α de $10,17^\circ$ sob o carregamento nº1, pelos modelos matemáticos.

Forças	Arranjo tipo A	Arranjo tipo B
F_f (kN)	15	15
F_l (kN)	83,0	83,0
F_a (kN)	+30,53 (tração)	-156,77 (compressão)
F_b (kN)	-241,68 (compressão)	-71,82 (compressão)

Tabela 5.3 - Resultado das forças nos mecanismos para um α de $10,17^\circ$ sob o carregamento nº1, pelo modelo computacional implementado no software de análise estrutural *Mastan2*.

Forças	Arranjo tipo A	Arranjo tipo B
F_f (kN)	15	15
N (kN)	225,0	225,0
F_a (kN)	+30,53 (tração)	-156,8 (compressão)
F_b (kN)	-241,7 (compressão)	-71,82 (compressão)

Os resultados obtidos para as forças calculadas pelos modelos matemático e computacional correspondem entre si, como pode ser observado analisando as Tabelas 5.1, 5.2 e 5.3. Demonstra-se assim, além da validade dos resultados, a consistência entre os métodos utilizados para a abordagem do problema.

A Figura 5.3 apresenta detalhes da interface do software de análise estrutural nas simulações. Pode-se identificar a disposição espacial dos mecanismos; os nós equivalentes aos nós A e C onde o carregamento é aplicado (em setas de cor verde); o sistema de eixos adotado; a maneira como as cargas axiais nas barras são apresentadas (figuras 5.3a e 5.3b) e ainda as forças de reação normal na parede e de atrito no nó B (figuras 5.3c e 5.3d).

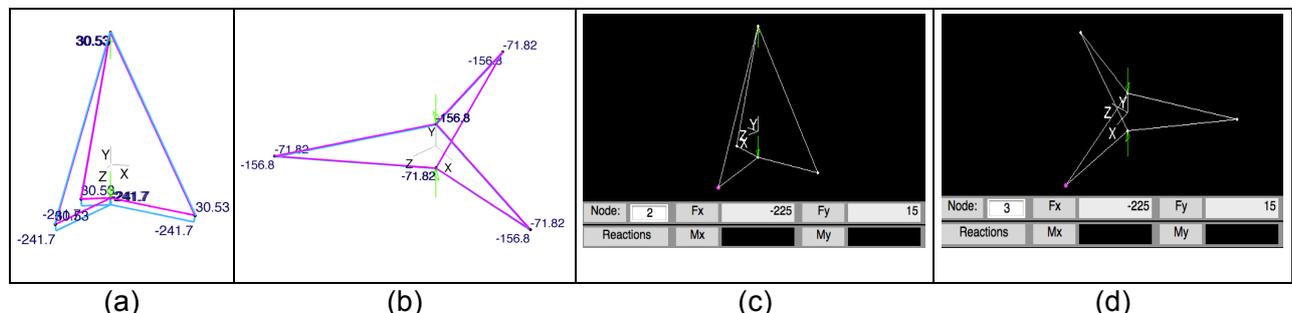


Figura 5.3 - Detalhes da simulação no *Mastan2*: (a) solicitação nas barras do arranjo A, (b) solicitação nas barras para o arranjo B, (c) forças de atrito e normal na parede para o arranjo A e (d) forças de atrito e normal na parede para o arranjo B.

6. CONCLUSÕES

Dentro da faixa de ângulos de projeto α analisada, observa-se que para ângulos maiores que $10,17^\circ$ é mais vantajosa a utilização dos arranjos tipo B no robô, pois os de tipo A requerem maior força por parte dos seus atuadores. Já para ângulos menores que esse valor, constatou-se que a disposição geométrica dos arranjos A exige menor força do seu atuador, o que pode vir a reduzir o dimensionamento do próprio atuador e das barras do mecanismo. Entretanto, pequenos ângulos comprometem o funcionamento dos mecanismos, pois geram pequenos deslocamentos dos nós B em direção à parede da tubulação.

Viu-se ainda que ambos os arranjos exigem menor força de seus atuadores de acordo com a diminuição do ângulo de projeto. Através desta variação na disposição geométrica das

barras articuladas consegue-se utilizar a carga de resistência ao avanço oferecida pelo cabo de alimentação como um auxílio na fixação dos mecanismos às paredes da tubulação, que são as condições de autotravamento investigadas.

Para o arranjo A, as barras a estão sempre sob forças de tração, enquanto que para as barras b deste mesmo arranjo a exigência é somente de compressão. Com a diminuição do ângulo de projeto, as barras de tipo a e b são menos solicitadas. Já as barras dos arranjos B estão sempre sob solicitação de compressão, mas com menores magnitudes do que as barras b dos arranjos A. À medida em que o ângulo de projeto diminui, as barras b do arranjo B têm sua solicitação reduzida, enquanto que suas barras a são menos solicitadas até cerca de 25° , passando então a ficarem mais carregadas de acordo com a aproximação com o ângulo de 5° .

Chegou-se à conclusão de que a condição procurada de vantagem mecânica por autotravamento dos mecanismos pode acontecer em forma de auxílio ao atuador dos sistemas de agarre, dependendo da disposição geométrica dos elementos articulados destes mecanismos. Os resultados obtidos pelas modelagens matemática e computacional elaboradas foram comparados e observou-se a equivalência dos métodos de análise empregados na abordagem do problema, pela correspondência entre os resultados obtidos. Demonstrou-se assim a possibilidade de uso de dois mecanismos de agarre que foram propostos para o dispositivo de movimentação tipo “verme”, que podem equipar o robô de inspeção interna de tubulação.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Back, N.; Ogliari, A.; Dias, A.; Silva, Jonny C. da; **“Projeto Integrado de Produtos: Planejamento, Concepção e Modelagem”**, Manole, Barueri-SP, 2008.

Budynas, Richard G.; Nisbett, J. Keith; **“Elementos de Máquinas de Shigley: Projeto de Engenharia Mecânica”**, AMGH, Porto Alegre, 8ª edição, 2011.

Collins, J. A.; **“Projeto Mecânico de Elementos de Máquinas: Uma Perspectiva de Prevenção da Falha”**, LTC, Rio de Janeiro, 2014.

Halliday, D.; Resnick, R.; Walker, J.; **“Fundamentos de Física - Vol. 1, Mecânica”**, LTC, Rio de Janeiro, 4ª edição, 1996.

Hibbeler, R. C.; **“Mecânica Estática”**, LTC, Rio de Janeiro, 8ª edição, 1999.

Nayak, A., Pradhan, S. K. **“Design of a New In-Pipe Inspection Robot”**. Procedia Engineering, vol. 97, pp 2081-2091, 2014.

Nee, L. V., Elamvazuthi, I., Ganesan, T., Khan, M. K. A. A., Parasuraman, S. **“Development of a Laboratory-scale Pipeline Inspection Robot”**. Procedia Computer Science, vol. 76, pp 9-14, 2015.

Norton, Robert L.; **“Design of Machinery: An Introduction to the Synthesis and Analysis of Mechanisms and Machines”**, McGraw-Hill, 2nd edition, 1999.

Roslin, N. S., Anuar, A., Jalal, M. F. A., Sahari, K. S. M. **“A Review: Hybrid Locomotion of In-pipe Inspection Robot”**. Procedia Engineering, vol. 41, pp 1456-1462, 2012.

Zin, M. R. A. M., Sahari, K. S. M., Saad, J. M., Anuar, A., Zulkarnain, A. T. **“Development of a Low Cost Small Sized In-Pipe Robot”**. Procedia Engineering, vol. 41, pp 1469-1475, 2012.

APÊNDICE A

Modelo Matemático para o Mecanismo Tipo A

Primeiramente, as relações geométricas das dimensões desse mecanismo são obtidas, já que são essenciais para a geração do sistema de equações. Como dados físicos iniciais do projeto têm-se h , r e α , suficientes para a definição de toda a geometria do arranjo. O comprimento da barra b é dado pela equação:

$$b = \frac{r}{\cos(\alpha)} \quad (\text{A.1})$$

O comprimento do mecanismo t é obtido pela Equação A.2:

$$t = h + b \sin(\alpha) \quad (\text{A.2})$$

Chega-se ao comprimento da barra a pela seguinte equação:

$$a = \sqrt{r^2 + t^2} \quad (\text{A.3})$$

O ângulo auxiliar β é determinado pela relação:

$$\beta = \arctan(t/r) - \alpha \quad (\text{A.4})$$

De posse destas relações de geometria, procede-se à análise estática das forças aplicadas à estrutura. Existem cinco incógnitas no diagrama: F_l , R_1 , R_2 , F_a e F_b . Necessita-se então de cinco equações que relacionam essas incógnitas para a resolução do sistema. Pelo somatório de forças no eixo x para a condição de equilíbrio, Equação 3.2, tem-se:

$$N + R_2 - R_1 = 0 \quad (\text{A.5})$$

Isolando-se a força normal na Equação A.5, tem-se:

$$N = R_1 - R_2 \quad (\text{A.6})$$

Pelo somatório de forças no eixo y também para satisfazer o equilíbrio, Equação 3.2, obtém-se:

$$F_1 - F_1 - P_1 - P_2 + F_f = 0 \quad (\text{A.7})$$

Isolando-se a força de atrito na Equação A.7, chega-se à próxima equação:

$$F_f = P_1 + P_2 \quad (\text{A.8})$$

A força de atrito F_f também é função da força normal N através da Equação 3.1. Substituindo-se essa equação na Equação A.8 e isolando-se N , tem-se a Equação A.9:

$$N = \left| \frac{(P_1 + P_2)}{\mu_e} \right| \quad (\text{A.9})$$

Através dessa equação, obtém-se a força normal requerida na parede para satisfazer a condição de equilíbrio da estrutura do diagrama, que é função somente das cargas aplicadas P_1 e P_2 e do coeficiente de atrito estático na parede, μ_e . A função módulo é aplicada na Equação A.9 pois a força normal N é positiva enquanto existir carregamento na estrutura, independentemente da convenção de sinais apropriado às cargas P_1 e P_2 . Fazendo-se a condição de equilíbrio de forças no eixo x para o nó C:

$$\sum F_{x(\text{nó C})} = 0 \quad (\text{A.10})$$

Identifica-se a equação:

$$R_2 - F_a \cos(\alpha + \beta) = 0 \quad (\text{A.11})$$

Pela condição de equilíbrio no eixo y no nó C:

$$\sum F_{y(\text{nó C})} = 0 \quad (\text{A.12})$$

Mostra-se que:

$$F_1 - P_2 - F_a \sin(\alpha + \beta) = 0 \quad (\text{A.13})$$

Isolando-se a carga P_2 na Equação A.13:

$$P_2 = F_1 - F_a \text{sen}(\alpha + \beta) \quad (\text{A.14})$$

A condição de equilíbrio no eixo x no nó A é expressa pela próxima equação:

$$\sum F_{x \text{ (nó A)}} = 0 \quad (\text{A.15})$$

Obtém-se assim:

$$F_b \cos(\alpha) + R_1 = 0 \quad (\text{A.16})$$

O equilíbrio sobre o eixo y no nó A é indicado por:

$$\sum F_{y \text{ (nó A)}} = 0 \quad (\text{A.17})$$

Inserindo-se as componentes na Equação A.17:

$$-F_1 - P_1 - F_b \text{sen}(\alpha) = 0 \quad (\text{A.18})$$

Chega-se à próxima equação isolando-se a carga P_1 :

$$P_1 = -F_1 - F_b \text{sen}(\alpha) \quad (\text{A.19})$$

Com as equações geradas tem-se o sistema de equações necessário para a modelagem de apenas um dos três conjuntos de duas barras que formam o mecanismo tipo A. É preciso obter o sistema de equações que expressa inteiramente um mecanismo de agarre, por meio da correção de três equações: a primeira é a de equilíbrio no eixo y para o nó C , já que nesse nó são conectadas três barras a simetricamente dispostas em 120° (Figura 4.2), e não somente uma. A Equação A.13 (que dá origem à Equação A.14) modificada resulta em:

$$F_1 - P_2 - 3F_a \text{sen}(\alpha + \beta) = 0 \quad (\text{A.20})$$

Isolando-se P_2 , chega-se em:

$$P_2 = F_1 - 3F_a \text{sen}(\alpha + \beta) \quad (\text{A.21})$$

A segunda equação a ser corrigida é a de equilíbrio em y no nó A , pois nesse nó são conectadas três barras b , e não apenas uma (de forma análoga às barras a que chegam ao nó C). A Equação A.18 (que dá origem à Equação A.19) ajustada leva a:

$$-F_1 - P_1 - 3F_b \text{sen}(\alpha) = 0 \quad (\text{A.22})$$

Ao isolar-se P_1 , tem-se:

$$P_1 = -F_1 - 3F_b \text{sen}(\alpha) \quad (\text{A.23})$$

A terceira equação a ser ajustada é a Equação A.8. A força de atrito F_f precisa atingir somente um terço do carregamento aplicado no mecanismo todo, já que são três nós B em contato com as paredes da tubulação no arranjo completo. Compensando-se a Equação A.8, é gerada a próxima equação:

$$F_f = \frac{P_1 + P_2}{3} \quad (\text{A.24})$$

Substituindo a Equação A.24 dentro da Equação A.9 e multiplicando por um fator de segurança FS chega-se a:

$$N = \left| \frac{(P_1 + P_2)}{3\mu_e} \right| FS \quad (\text{A.25})$$

Observa-se que o valor da força normal N também é reduzido em um terço, pois agora tem-se três pontos de contato com as paredes. Nota-se também que quanto menor o coeficiente de atrito estático na parede, maior é a força normal exigida para o mecanismo manter-se na condição estática. Finalmente, consegue-se reunir todas as equações necessárias para a modelagem de um mecanismo de agarre do tipo A. As Equações A.6, A.11, A.16, A.21 e A.23 formam um sistema de equações lineares que é colocado em representação matricial de um sistema $Ax=B$, levando-se à Equação A.26:

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & (-1) & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & [-\cos(\alpha + \beta)] & 0 \\ 1 & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha + \beta)] & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \cos(\alpha) \\ (-1) & 0 & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha)] \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ F_1 \\ R_1 \\ R_2 \\ F_a \\ F_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \\ N \\ P_2 \\ 0 \\ P_1 \end{bmatrix} \quad (\text{A.26})$$

Para ambos os arranjos, as forças R_1 e R_2 de cada conjunto de barras são reações internas necessárias para obtenção da solução das equações. Para o arranjo tridimensional completo, conforme ilustrado pela Figura A.1 em uma vista de topo que representa tanto o mecanismo A quanto o B, a disposição simétrica faz com que estas forças anulem-se no plano xz , conforme a prova que segue.

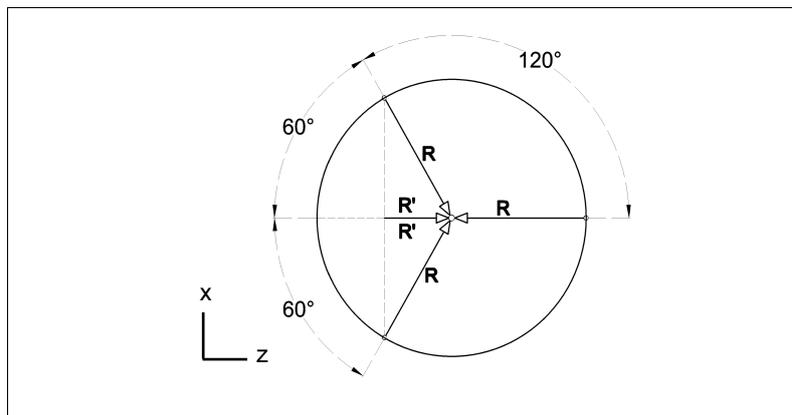


Figura A.1. Vista de topo de um mecanismo genérico evidenciando as reações internas dos conjuntos de barras.

Os vetores de forças R estão no plano xz , são iguais em módulo, estão dispostos a 120° em relação ao eixo z e estão aplicados no mesmo ponto central, representando as reações R_1 ou R_2 de cada conjunto de barras. Para os dois vetores que se encontram inclinados a 60° em relação ao eixo z , suas componentes projetadas neste eixo são os vetores R' . A Equação A.27 representa o equilíbrio sobre o eixo z em um nó genérico central do mecanismo.

$$\sum F_{z(\text{centro})} = 0 \quad (\text{A.27})$$

Inserindo-se os componentes na equação, tem-se:

$$2R' - R = 0 \quad (\text{A.28})$$

Cada componente R' é dado por:

$$R' = R \cos(60^\circ) \quad (\text{A.29})$$

Substituindo-se a Equação A.29 na Equação A.28 gera-se a Equação A.30:

$$2[R \cos(60^\circ)] - R = 0 \quad (\text{A.30})$$

Atribuindo-se o respectivo valor do coseno:

$$2\left(\frac{1}{2}R\right) - R = 0 \quad (\text{A.31})$$

Chega-se à prova do equilíbrio das reações no nó central:

$$R - R = 0 \quad (\text{A.32})$$

Esta prova também vale para o equilíbrio no eixo x , por analogia da simetria, mostrando que as reações R_1 e R_2 provenientes dos três conjuntos de barras se anulam nos nós centrais A e C dos mecanismos A e B.

APÊNDICE B

Modelo Matemático para o Mecanismo Tipo B

Da mesma forma que procedido no Apêndice A, as relações de geometria do mecanismo são obtidas. Como dados físicos iniciais do projeto tem-se r e α , e a partir destes dois parâmetros toda a geometria do arranjo é definida. O comprimento das barras a e b é dado pela equação:

$$a = b = \frac{r}{\cos(\alpha)} \quad (\text{B.1})$$

O comprimento do mecanismo h dá-se através da equação que segue, já que as barras a e b têm a mesma dimensão:

$$h = 2b \sin(\alpha) \quad (\text{B.2})$$

No diagrama, a dimensão t mede:

$$t = h / 2 \quad (\text{B.3})$$

A partir destas relações geométricas essenciais, segue-se para análise estática das cargas aplicadas, sendo que as incógnitas são as mesmas do mecanismo tipo A. A condição de equilíbrio no eixo x obtida pela Equação 3.2 resulta em:

$$N - R_1 - R_2 = 0 \quad (\text{B.4})$$

Ao isolar-se a força normal, chega-se a:

$$N = R_1 + R_2 \quad (\text{B.5})$$

Da mesma forma que para o arranjo A, a verificação do equilíbrio no eixo y pela Equação 3.2 leva às Equações A.7 e A.8. A força de atrito F_f continua sendo uma função da força normal N através da Equação 3.1. Novamente, substituindo essa equação na Equação A.8 e isolando N , tem-se a Equação A.9, que corresponde à força normal necessária na parede para satisfazer a condição de equilíbrio da estrutura, função apenas das cargas aplicadas P_1 e P_2 e do coeficiente de atrito estático na parede, μ_e .

A condição de equilíbrio de forças no eixo x para o nó C (representado pela Equação A.10) leva a:

$$R_2 + F_a \cos(\alpha) = 0 \quad (\text{B.6})$$

O equilíbrio no eixo y no nó C, expresso pela Equação A.12, mostra que:

$$-F_1 - P_2 - F_a \sin(\alpha) = 0 \quad (\text{B.7})$$

Separando-se a carga P_2 do resto da equação:

$$P_2 = -F_1 - F_a \sin(\alpha) \quad (\text{B.8})$$

A condição de equilíbrio no eixo x para o nó A, pela Equação A.15, resulta em:

$$F_b \cos(\alpha) + R_1 = 0 \quad (\text{B.9})$$

A expressão para o equilíbrio no eixo y para o nó A é a Equação A.17, que gera a equação seguinte:

$$F_1 + F_b \sin(\alpha) - P_1 = 0 \quad (\text{B.10})$$

Isolando-se a carga P_1 :

$$P_1 = F_1 + F_b \sin(\alpha) \quad (\text{B.11})$$

De forma análoga ao procedido no arranjo A, tem-se agora as equações suficientes para a modelagem de um dos conjuntos de barras do arranjo B. Para representar espacialmente o mecanismo inteiro, três equações também precisam ser ajustadas pelos mesmos motivos já explicados na modelagem do arranjo A. Parte-se para os ajustes, omitindo-se a explicação já citada. A Equação B.7 do nó C para o eixo y (que dá origem à Equação B.8) ajustada resulta em:

$$-F_1 - P_2 - 3F_a \text{sen}(\alpha) = 0 \quad (\text{B.12})$$

Ao separar o termo referente à carga P_2 mostra-se que:

$$P_2 = -F_1 - 3F_a \text{sen}(\alpha) \quad (\text{B.13})$$

Já a Equação B.10 referente às cargas no nó A sobre o eixo y (que dá origem à Equação B.11) após a compensação leva a:

$$F_1 + 3F_b \text{sen}(\alpha) - P_1 = 0 \quad (\text{B.14})$$

Reescrevendo a expressão para a carga P_1 :

$$P_1 = F_1 + 3F_b \text{sen}(\alpha) \quad (\text{B.15})$$

Por último, ajusta-se a Equação A.8 referente à força de atrito F_f , o que gera as Equações A.24 e A.25 já citadas anteriormente, visto que também existem três pontos de contato com as paredes.

Assim, reúne-se todas as equações requeridas para a modelagem de um mecanismo de agarre do tipo B. As Equações B.5, B.6, B.13, B.9 e B.15 geram um sistema de equações lineares que também é colocado em representação matricial de um sistema $Ax=B$, que é a Equação B.16.

$$\begin{bmatrix} 0 & 1 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & \cos(\alpha) & 0 \\ (-1) & 0 & 0 & [-3\text{sen}(\alpha)] & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & \cos(\alpha) \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 3\text{sen}(\alpha) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ F_1 \\ R_1 \\ R_2 \\ F_a \\ F_b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} B \\ N \\ P_2 \\ 0 \\ P_1 \end{bmatrix} \quad (\text{B.16})$$