



Cristian Garcia Boeck

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO
PNEUMÁTICO DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS DE
CARVÃO EM MOTORES DE ANÉIS**

Horizontina

2013

Cristian Garcia Boeck

**DESENVOLVIMENTO DE UM SISTEMA DE ACIONAMENTO PNEUMÁTICO DE
LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS DE CARVÃO EM MOTORES DE ANÉIS**

Trabalho Final de Curso apresentado como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, pelo Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade Horizontina.

ORIENTADOR: Richard Thomas Lermen, Doutor.

Horizontina

2013

**FAHOR - FACULDADE HORIZONTALINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova a monografia:

**“Desenvolvimento de um sistema acionamento pneumático de levantamento
das escovas de carvão em motores de anéis”**

Elaborada por:

Cristian Garcia Boeck

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

**Aprovado em: 02/12/2013
Pela Comissão Examinadora**

**Prof. Dr. Richard Thomas Lermen
Presidente da Comissão Examinadora - Orientador**

**Prof. Me. Anderson Dal Molin
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Prof. Esp. Felipe Dal Piva Ely
FAHOR – Faculdade Horizontina**

**Horizontina
2013**

RESUMO

O objetivo deste trabalho foi desenvolver um sistema pneumático de levantamento das escovas em motores de anéis para substituir o atual sistema mecânico. O porta escova móvel tem por finalidade minimizar os desgastes das escovas de carvão devido ao arraste sobre os anéis coletores e também aumentar o intervalo entre manutenções. No entanto, sua complexidade mecânica e robustez estrutural elevam significativamente o seu custo se comparado ao sistema com escovas fixas. O sistema foi desenvolvido utilizando uma nova configuração, onde o atuador mecânico e os movimentos axiais e radiais do sistema foram substituídos por cilindros pneumáticos posicionados adequadamente na nova estrutura do sistema. A pneumática é um sistema muito utilizado na maior parte dos ambientes industriais devido ao seu baixo custo relativo e simplicidade de operação. Com a utilização de cilindros pneumáticos, uma nova estrutura e forma de fixação, este dispositivo apresentou uma redução de custo próximo a trinta por cento comparado ao sistema mecânico atual. Através dos resultados obtidos pode-se afirmar que a substituição do sistema mecânico pelo sistema pneumático torna-se viável economicamente, além de reduzir o volume e massa do sistema.

Palavras-chaves:

Porta escovas levantável - sistema pneumático – redução de custo

ABSTRACT

The objective this work was develop a pneumatic system of the lifting brushes in the slip ring motors. The liftable brush holder is meant to reduce wearing off of the carbon brushes due to the drag on the slip rings and also meant to increase the interval between maintenance. However its mechanical complexity and structural strength raise significantly its cost if compared to the system with fixed brushes. This system was developed using a new configuration, so that mechanical actuator system and the axial and radial movements of this system were replaced by pneumatic cylinders positioned properly on the new system structure. The pneumatic system is often used in most industrial environments due to their relative low cost and simplicity of operation. With the use of pneumatic cylinders, a new structure and method of attachment, this device showed a cost reduction near to thirty percent compared to the current mechanical system. From the results obtained it can be stated that the replacement of the mechanical system for pneumatic system becomes economically feasible and reduce the volume and mass of the system.

Keywords:

Liftable brush holder – pneumatic system – cost reduction

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Bobina randômica	12
Figura 2 – Bobina pré-moldada.....	13
Figura 3 – Rotor de barras sem anel de curto	13
Figura 4 – Rotor de barras com anel de curto	14
Figura 5 – Rotor bobinado com coletor de anéis.....	15
Figura 6 – Conjunto porta escovas fixo	17
Figura 7 – Conjunto porta escovas levantável.....	18
Figura 8 – Conjunto porta escovas levantável.....	19
Figura 9 – Conjunto suporte de levantamento das escovas	20
Figura 10 – Conjunto suporte de levantamento das escovas	20
Figura 11 – Cilindro pneumático de dupla ação	21
Figura 12 – Movimento radial do sistema mecânico.....	26
Figura 13 – Movimento radial (avanço) do sistema pneumático	27
Figura 14 – Movimento radial (retorno) do sistema pneumático.....	27
Figura 15 – Suporte da escova de carvão.....	28
Figura 16 – Movimento axial do sistema mecânico	29
Figura 17 – Movimento axial (avanço) do sistema pneumático.....	30
Figura 18 – Movimento axial (retorno) do sistema pneumático	30
Figura 19 – Principais elementos do sistema mecânico	31
Figura 20 – Principais elementos do sistema pneumático.....	32
Figura 21 – Acionamento mecânico x acionamento pneumático	33
Figura 22 – Suporte em ferro fundido x discos em chapa de aço	34
Figura 23 – Disco e braço de movimento em ferro fundido x discos e haste de movimento em chapa de aço	34
Figura 24 – Catálogo Parker, cilindros ISO 6431/VDMA	35
Figura 25 – Representação do diagrama funcional do sistema.....	36
Figura 26 – Circuito pneumático do sistema.....	37
Figura 24 – Vista em corte de um coletor de anéis	41

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	8
2	REVISÃO DA LITERATURA	10
2.1	MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS	10
2.1.1	PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	10
2.2	MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS CONVENCIONAIS	12
2.3	MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS COM SISTEMA MECÂNICO DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS	18
2.4	DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO	21
3	METODOLOGIA	25
3.1	MOVIMENTO RADIAL – SUBSTITUIÇÃO DOS ELEMENTOS DO SISTEMA	25
3.2	MOVIMENTO AXIAL – SUBSTITUIÇÃO DOS ELEMENTOS DO SISTEMA	28
4	APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS	31
4.1	SISTEMA DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS COM SISTEMA MECÂNICO	31
4.2	SISTEMA DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS COM SISTEMA PNEUMÁTICO	32
4.3	SUBSTITUIÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA	33
4.3.1	ACIONAMENTO DO SISTEMA	33
4.3.2	SUSTENTAÇÃO DO SISTEMA	34
4.3.3	MOVIMENTAÇÃO DO SISTEMA	34
4.3	DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA	35
4.4	DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO	35
4.5	CIRCUITO PNEUMÁTICO E COMPONENTES DO SISTEMA	37
4.6	COMPARATIVO DE CUSTO ENTRE OS SISTEMAS	38
5	CONCLUSÕES	40
6	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	41
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	42

1 INTRODUÇÃO

A mudança do ambiente competitivo, o aumento das exigências dos mercados consumidores, das normas e regulamentações, impõe as empresas grande pressão para a constante melhoria de seus produtos existentes. Assim, a capacidade para conseguir manter os produtos atualizados frente às exigências do ambiente econômico e tecnológico, tem se tornado uma importante fonte de vantagem competitiva. O desempenho nessa área depende da capacidade das empresas para gerir o processo de desenvolvimento e de aperfeiçoamento de seus produtos e interagir com o mercado e com as fontes de inovação tecnológica.

As máquinas elétricas girantes podem ser chamadas de motores ou geradores, dependendo da forma de como são aplicadas. São nomeados motores quando tem por finalidade a conversão de energia elétrica em energia mecânica, e chamados geradores quando exercem a função contrária, transformando energia mecânica em energia elétrica. Entre os vários modelos existentes, destacam-se as máquinas de indução trifásicas ou, também conhecidas como, máquinas assíncronas. Devido à facilidade, à simplicidade de aplicação e ao custo baixo quando comparado com as máquinas síncronas, elas tornam-se as mais difundidas e aplicadas nas soluções de transformação eletromecânica nos setores industriais.

O motor de indução com rotor de gaiola, alimentado por uma fonte externa, é bastante utilizado em acionamentos fabris onde as aplicações requerem maiores potências e elevados torques durante a partida do motor. Considerando isso, a máquina de indução trifásica com rotor bobinado com dupla alimentação mostra-se um diferencial e uma alternativa bastante atraente. O acesso ao circuito elétrico do rotor permite a aplicação de uma resistência elétrica em seus enrolamentos, fazendo com que o torque aumente consideravelmente durante a partida. Esse acesso também permite o controle de velocidade e a redução da corrente de rotor bloqueado, por meio de resistências externas ou reostatos.

Apesar de bastante empregados, os rotores de anéis apresentam um elevado custo quando comparado aos motores de indução convencionais devido à necessidade de implantação de um sistema elétrico-mecânico que possibilite a passagem da corrente elétrica de fontes externas estáticas para partes rotativas internas da máquina. Esse acesso ao circuito interno da máquina é normalmente

garantido por meio do uso de escovas de carvão e anéis de cobre (coletores). O porta escovas com escovas fixas é efetivo sob o aspecto funcional, no entanto apresenta problemas relativos à manutenção. O constante contato eletromecânico entre as escovas de carvão e os anéis de cobre acarretam grande desgaste nestes componentes, produzindo o pó de carvão que em muitas vezes pode ser prejudicial a isolação elétrica (DT-6 – Artigo Técnico WEG).

Neste contexto, destaca-se o problema da pesquisa: É possível substituir o sistema mecânico por um outro com menor custo, que execute o mesmo trabalho?

Na exigência de diminuir o desgaste no uso das escovas, o constante monitoramento e curta periodicidade de manutenção criou-se o porta-escovas levantável para as máquinas de indução trifásicas. Nestas máquinas, o contato entre as escovas e os anéis ocorre apenas na partida da máquina. Após atingir a velocidade nominal, coloca-se o enrolamento do rotor em curto-circuito através da bucha de curto circuito e aciona-se o sistema mecânico para fazer o levantamento das escovas sobre os anéis coletores. Se por um lado este sistema preserva as escovas, por outro ele encarece o custo da máquina.

A robustez e a complexidade do sistema mecânico que atua no levantamento das escovas nas máquinas de indução trifásicas fazem com que o seu custo aumente consideravelmente. O projeto de um porta-escovas levantável com custos mais baixos será um diferencial muito grande durante a escolha ou aquisição por parte do cliente.

O objetivo do presente trabalho foi desenvolver um sistema de acionamento pneumático para substituir o acionamento mecânico usado para levantamento das escovas de carvão em motores elétricos de anéis, visando a reduzir custos em materiais e processos.

Para atingir o objetivo geral deste trabalho os seguintes objetivos específicos foram seguidos:

- a) definir as características mecânicas necessárias para o novo sistema;
- b) elaborar os desenhos de fabricação através de ferramenta CAD 3D;
- c) simular com ferramenta CAD 3D o conceito e funcionamento do sistema;
- d) comparar os custos de fabricação em relação ao sistema atual.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS

Conforme Akpinar e Pillay (2002), as máquinas de indução trifásicas (MIT) são os motores ou geradores que fazem a conversão de energia eletromecânica. A primeira concepção de uma máquina de indução trifásica com rotor de gaiola surgiu em 1889 através do russo Dolivo Dobrovollsky.

Essas máquinas integram o grupo das máquinas elétricas girantes de corrente alternada. As máquinas de indução trifásicas são muito utilizadas em diversos ramos industriais tais como mineração, naval, extração de petróleo, aproveitamentos hidráulicos de pequeno e médio porte, usinas de cana-de-açúcar, entre outros.

As máquinas de indução trifásicas têm a característica de operação baseada na aplicação de circulação de corrente induzida na gaiola do rotor e no enrolamento do rotor. Elas operam em rotação diferenciada da velocidade síncrona do campo girante do estator. Devido a isso, se denominam máquinas de indução trifásica ou máquinas assíncrona (FERREIRA, 2009).

2.1.1 Princípio de funcionamento

As máquinas de indução operam por base no princípio da ação ou interação eletromagnética entre o campo girante produzido pelas correntes trifásicas do enrolamento do estator e as correntes induzidas nos enrolamentos do rotor (CHAPMAN, 1999).

O campo magnético girante de uma máquina de indução resulta da passagem das correntes trifásicas defasadas de 120° no tempo por enrolamentos dispostos no estator e espaçados entre si 120°. Este campo gira a uma velocidade síncrona, dado pelas Equações 1 e 2:

$$n_{sín} = 60 \cdot \frac{f_{me1}}{pm} \quad (1)$$

$$\omega_{sín} = \frac{2 \cdot \pi \cdot f}{p} \quad (2)$$

Onde:

$n_{s\acute{m}}$ = velocidade s\acute{ncrona do campo girante ou rota\c{c}\~ao, em r. p. m.

$w_{s\acute{m}}$ = velocidade angular s\acute{ncrona do campo girante, em rad/s.

f_{me1} = frequ\ec{e}ncia el\acute{e}trica no enrolamento do estator, em Hz.

p_m = n\acute{u}mero de pares de polos.

Na Tabela 1 temos a rota\c{c}\~ao s\acute{ncrona em motores de indu\c{c}\~ao trif\~asicos para as frequ\ec{e}ncias de 50Hz e 60Hz.

Tabela 1 – Rota\c{c}\~ao s\acute{ncrona por minuto

N\acute{u}mero de polos	Rota\c{c}\~ao s\acute{ncrona por minuto	
	60 Hertz	50 Hertz
02	3600	3000
04	1800	1500
06	1200	1000
08	900	750
10	720	600

Mesmo que o campo girante do estator movimente-se em velocidade s\acute{ncrona, a rota\c{c}\~ao mec\~anica do eixo n\~ao apresenta o mesmo valor devido ao escorregamento. Esse escorregamento \acute{e} definido como sendo a diferen\c{c}a entre a velocidade de deslocamento do campo girante do estator e do campo induzido do rotor conforme Equa\c{c}\~ao 3:

$$S = \frac{n_{s\acute{m}} - n_{mec}}{n_{s\acute{m}}} = \frac{w_{s\acute{m}} - w_{mec}}{w_{s\acute{m}}} \quad (3)$$

Onde:

S = escorregamento da m\~aquina de indu\c{c}\~ao ass\acute{ncrona.

n_{mec} = velocidade mec\~anica do eixo ou rota\c{c}\~ao, em r. p. m.

w_{mec} = velocidade angular do eixo, em rad/s.

O escorregamento implica tamb\em na defini\c{c}\~ao da frequ\ec{e}ncia rotat\~oria como pode ser observado na Equa\c{c}\~ao 4:

$$f_{me2} = S \cdot f_{me1} \quad (4)$$

Onde:

f_{me2} = frequência rotatória no enrolamento do estator, em Hz.

S = escorregamento da máquina de indução assíncrona.

f_{me1} = frequência elétrica no enrolamento do estator, em Hz.

O escorregamento é a base de todo o processo de conversão de energia eletromecânica de uma máquina de indução trifásica assíncrona (CHAPMAN, 1999).

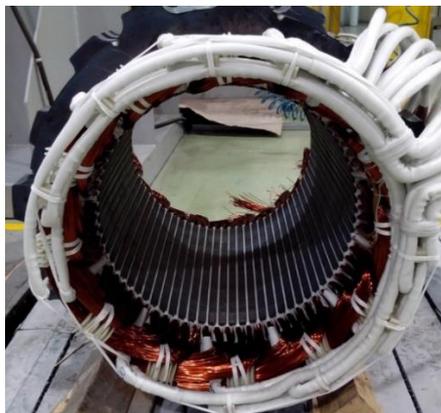
2.2 MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS CONVENCIONAIS

As máquinas de indução trifásicas são constituídas por dois componentes básicos: o estator e o rotor. O estator representa a parte fixa da máquina e o rotor o elemento móvel (CHAPMAN, 1999).

O estator é constituído por lâminas de aço que possuem boa permeabilidade magnética e condutores de alumínio ou cobre. A sua construção se dá por meio do empilhamento das chapas, e com isso forma-se o chamado pacote do estator. Os condutores representam o enrolamento ou bobinagem.

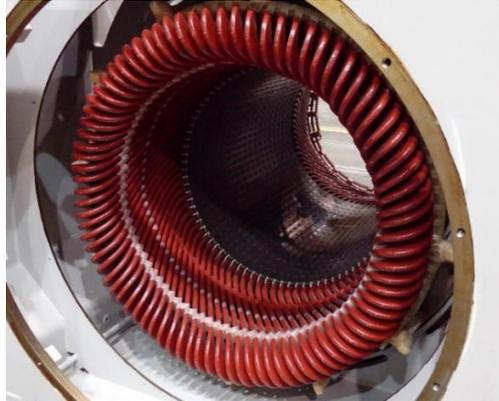
A isolamento e as características construtivas das bobinas dependem da tensão de alimentação e do tamanho do estator. Em estatores de pequeno porte e baixa tensão, o circuito elétrico mais comum são as bobinas randômicas de fios circulares, conforme a Figura 1.

Figura 1 – Bobina randômica



Em máquinas de grande porte ou alimentados em média e alta tensão normalmente são usadas as bobinas pré-moldadas por fios retangulares de cobre, conforme a Figura 2.

Figura 2 – Bobina pré-moldada



O rotor tem seus elementos condutores dispostos em duas formas construtivas: gaiola de esquilo ou bobinas (FITZGERALD; KINGLLEY; UMANS, 2006).

Os rotores de gaiola apresentam barras de cobre ou alumínio postas em curto-circuito em suas extremidades por meio de anéis. As principais características são a simplicidade construtiva, a robustez e a indisponibilidade de terminais para a conexão elétrica ao circuito do rotor. A Figura 3 apresenta um rotor com gaiola de barras de cobre ainda sem o anel de curto e na Figura 4 um rotor com o anel de curto montado.

Figura 3 – Rotor de barras sem anel de curto



Figura 4 – Rotor de barras com anel de curto



A máquina de indução trifásica de rotor de gaiola com alimentação somente no estator é a modalidade mais bem estabelecida sob o ponto de vista de projeto e utilização no mercado (RÜNCOS, 2006).

Os conceitos de máquinas assíncronas caracterizam-se pelo baixo custo quando comparadas às máquinas síncronas. Essas exigem pouca manutenção e mantêm uma alta confiabilidade. Nos setores industriais, as máquinas assíncronas constituem a maior parte da força motriz instalada e tem tido boa aplicabilidade em pequenos aproveitamentos hidrelétricos de geração de energia.

Se o estator for conectado diretamente na rede elétrica, esta máquina opera com pequena variação de velocidade. Entretanto, a operação com velocidade variável pode ser obtida por meio da alimentação do estator com conversor de frequência.

Uma alternativa interessante que garante a flexibilidade da máquina assíncrona com rotor de gaiola é o uso de conversor de frequência. Essa solução permite operá-la com velocidade variável, bem como melhorar as condições de partida em cargas com elevado torque (CHAPMAN, 1999).

O ponto negativo da utilização do conversor está na exigência de seu dimensionamento para a potência nominal da máquina. Nas aplicações em baixa tensão e de pouca potência, esse aspecto não representa um problema. Como resultado, o acionamento da máquina com auxílio de inversor de frequência acarreta

em um elevado custo para as máquinas que serão alimentadas em tensão média (RÜNCOS, 2006).

Se a máquina com polaridade única não comportar o uso do conversor de frequência, ela funcionará com variação de velocidade em faixa muito restrita. O controle sobre o torque e corrente da máquina restringe-se através da variação da tensão de alimentação da máquina, seja por meio de chaves compensadoras, autotransformadores ou partida estrela-triângulo (CHAPMAN, 1999). A fabricação de estatores com polaridade dupla oferecem uma pequena melhoria neste controle, no entanto a variação de velocidade limita-se a valores próximos das rotações síncronas das polaridades disponíveis no estator.

Em consequência, as máquinas de rotor bobinado apresentam-se como uma boa alternativa na busca por sistemas de controle de torque e velocidade que vão além das possibilidades já exploradas: redução da tensão de alimentação do estator, mudança de polaridade ou uso de conversores dimensionais para a potência total.

A configuração da máquina de indução trifásica de rotor bobinado é aquela em que se tem acesso ao circuito do rotor por meio das escovas e anéis de deslizamento (FERREIRA, 2009). A Figura 5 mostra um rotor bobinado e o conjunto de anéis de deslizamento.

Figura 5 – Rotor bobinado com coletor de anéis



O acesso ao circuito interno só é possível por meio de anéis de deslizamento e escovas de carvão que permitem a conexão elétrica de resistências externas ou reostatos. Enquanto o estator é alimentado na tensão e frequência nominais da rede elétrica, a conexão externa de resistências ligadas ao circuito do rotor possibilita o aumento considerável do torque de partida da máquina, facilitando o acionamento de cargas com elevada inércia ou alto torque de arranque (CHAPMAN, 1999).

O uso de resistências externas impacta em grande dissipação de energia na forma de calor. Dessa forma, o enrolamento do rotor normalmente é posto em curto-circuito após a aceleração da carga (RÜNCOS, 2006).

Por meio das resistências externas conectadas ao rotor, pode-se atuar no controle de velocidade da máquina assíncrona trifásica. A elevação da resistência externa aumenta a inclinação na curva de torque e conduz à redução de velocidade na ponta de eixo. Por outro lado, a redução da resistência externa tem o efeito de reduzir a inclinação da curva de torque e promover o aumento de velocidade na ponta de eixo.

Apesar de efetivo, o controle de velocidade via a utilização de reostato não se configura como uma das soluções mais interessantes do ponto-de-vista de conservação energética. Este método incorre em dissipação de energia na forma de calor e redução no rendimento da máquina elétrica. Assim, utiliza-se o controle por reostato em aplicações na quais se necessite a alteração de rotação somente por curtos períodos (CHAPMAN, 1999).

Evitando-se a perda de energia elétrica sob a forma de calor, tem-se o benefício de melhor rendimento na máquina. Assim, diversos estudos têm sido desenvolvidos na busca pela recuperação da energia dissipada pelo escorregamento (AKPINAR; PILLAY, 2002).

Dentro desta realidade, há de se considerar, no entanto, que todos os benefícios decorrentes das ações sobre o circuito do rotor da máquina de indução trifásica dependem fundamentalmente da interface entre um elemento móvel, o circuito do rotor, e elementos fixos, os terminais elétricos aos quais se conectam o conversor de frequência ou as resistências externas.

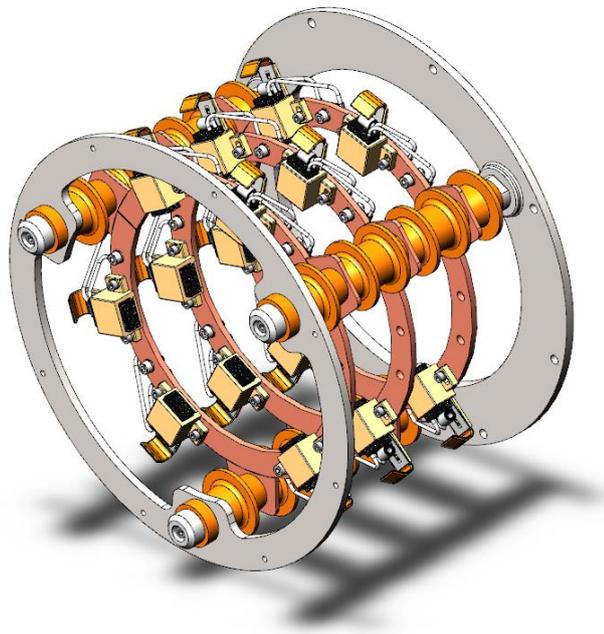
Conforme exposto anteriormente, o acesso ao circuito do rotor dá-se convencionalmente por meio de anéis de deslizamento e escovas de carvão. A

Figura 6 apresenta um sistema de porta-escovas fixo, no qual as escovas e anéis de deslizamento mantêm contato permanente durante a operação da máquina de indução trifásica.

O uso das escovas e anéis de deslizamento trata-se de uma técnica consagrada na transmissão de sinal e energia elétrica entre superfícies girantes e estáticas. Esta solução, todavia, exige contato entre estruturas móveis e fixas, o que incorre nas seguintes inconveniências:

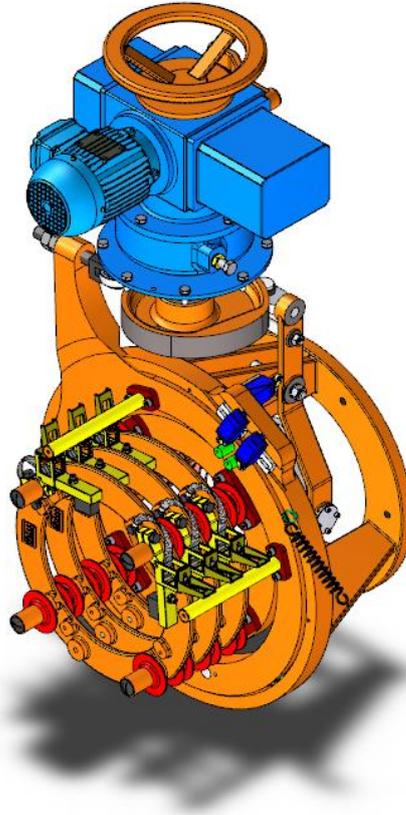
- Desgaste dos anéis e escovas;
- Produção de pó de carvão prejudicial à isolamento elétrica;
- Exigência de monitoramento constante do estado das escovas;
- Curtos intervalos de manutenção;
- Riscos de faiscamento;
- Diminuição na confiabilidade do sistema.

Figura 6 – Conjunto porta escovas fixo



Com a finalidade de reduzir o impacto do uso das escovas sob a máquina de indução de rotor bobinado, alguns fabricantes oferecem soluções com porta-escovas levantável, conforme a Figura 7.

Figura 7 – Conjunto porta escovas levantável



Em máquinas de indução trifásicas de porta-escovas levantável, o contato entre as escovas e os anéis de deslizamento ocorre apenas na partida da máquina. Um vez atingida a velocidade nominal, põe-se o enrolamento do rotor em curto-circuito e levantam-se as escovas, que deixam de atritar os anéis (RÜNCOS, 2006).

Se por um lado o sistema de levantamento preserva as escovas, por outro faz que o custo da máquina aumente consideravelmente devido a robustez que o sistema possui.

2.3 MÁQUINAS DE INDUÇÃO TRIFÁSICAS COM SISTEMA MECÂNICO DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS

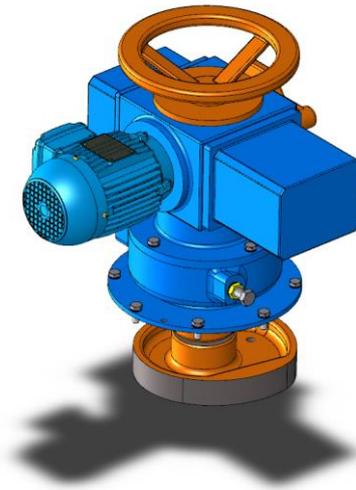
Nas máquinas de indução trifásicas, este sistema mecânico também conhecido por porta-escovas, é o sistema responsável pelo levantamento das escovas de carvão após a partida da máquina.

Este sistema também atua no fechamento do circuito do rotor, através de cabos de ligação que fazem a ligação entre os enrolamentos do rotor e o conjunto porta-escovas. Após a partida da máquina e tendo estabelecida a sua velocidade nominal, as escovas são levantadas pelo sistema e um anel de curto faz o fechamento do circuito do rotor. Sendo assim, o circuito e funcionamento do motor passa a comportar-se como um rotor de gaiola.

O sistema mecânico é composto basicamente por 3 conjuntos principais, o sistema de acionamento, o sistema de levantamento e o sistema de fechamento do curto do rotor.

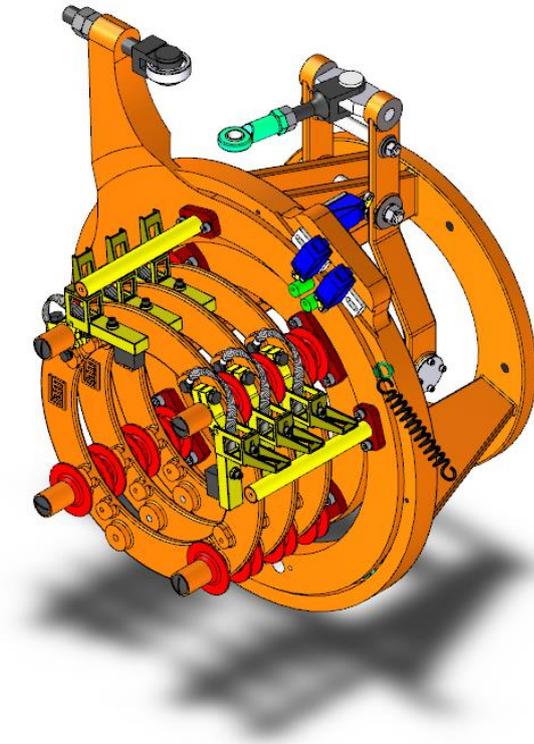
O sistema de acionamento é composto de uma central de redução acionada por um motor monofásico ou trifásico de pequeno porte. A Figura 8 mostra o sistema de acionamento mecânico de uma máquina de indução.

Figura 8 – Conjunto porta escovas levantável



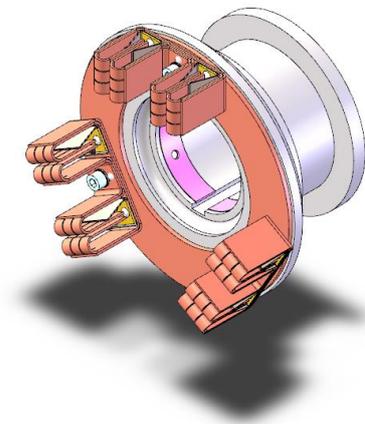
O sistema de levantamento das escovas é constituído pelo conjunto responsável pelo suporte de todos os componentes de fixação para levantamento das escovas. Além disto, é este o conjunto que recebe a força do sistema de acionamento e converte em movimentos, tanto para o levantamento quanto para o movimento da bucha de curto circuito. Devido a sua robustez, dentre os outros, este sistema torna-se o com maior custo agregado dentre os outros componentes do sistemas de levantamento das escovas. Este conjunto pode ser visto na Figura 9.

Figura 9 – Conjunto suporte de levantamento das escovas



O sistema de fechamento de curto do rotor é composto por uma bucha de ferro fundido a qual possui em sua face três pinos (engates) fixados sobre um anel circular de cobre. Este anel é o elemento responsável por fechar o curto entre os cabos do rotor. A Figura 10 representa a imagem de uma bucha de fechamento de curto.

Figura 10 – Conjunto suporte de levantamento das escovas



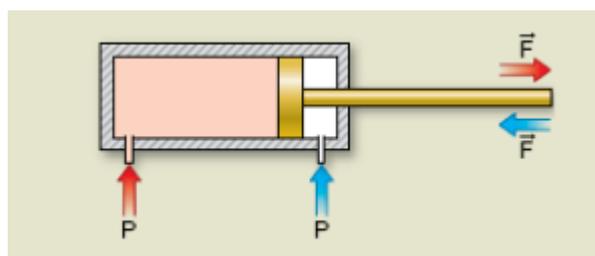
2.4 DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA PNEUMÁTICO

Os sistemas pneumáticos são utilizados na grande maioria dos setores industriais. É um tipo de sistema que utiliza ar comprimido como fonte de energia de trabalho. Com isto, a sua aquisição torna-se bastante atrativa devido ao baixo custo e a facilidade de manutenção.

Os cilindros pneumáticos por sua vez fazem parte da vasta gama de componentes e acessórios que englobam os sistemas pneumáticos, dentre aqueles, um dos componentes principais destes sistemas. Estes cilindros são utilizados quando as aplicações não excedem a carga de 1 TON onde se necessita movimentos de duas posições (avanço e retrocesso) limitados por batentes mecânicos ou sensores de posicionamento (POLITEC, 2002).

O dimensionamento de um atuador pneumático (cilindro) é determinado de uma forma meramente simples. Para o dimensionamento deste sistema é fundamental que a força que o cilindro deverá desenvolver, a pressão de trabalho do sistema e o curso de trabalho sejam conhecidas, bem como os limites de espaço a que o sistema estará sujeito. A figura 11 representa as forças e pressões atuantes em um cilindro pneumático de dupla ação.

Figura 11 – Cilindro pneumático de dupla ação



Fonte: Adaptado de Parker, 2007.

Recomenda-se que a pressão de trabalho não ultrapasse 80% do valor da pressão disponível na rede de ar (PARKER, 2000).

Também conforme o fabricante Parker, dependendo do tipo de trabalho onde o cilindro será aplicado, a força deverá ser corrigida para determinada aplicação. A tabela 2 traz alguns fatores de correção para algumas aplicações.

Tabela 2 – Fatores de correção da força

Velocidade de deslocamento da haste do cilindro	Exemplo	Fator de correção (Fc)
Lenta com carga aplicada somente no fim do curso	Operação de rebitagem	1.25
Lenta com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Talha pneumática	1.35
Rápida com carga aplicada somente no fim do curso	Operação de estampagem	1.35
Rápida com carga aplicada em todo o desenvolvimento do curso	Deslocamento de mesas	1.50

Fonte: Adaptado de Parker, 2000, p. 105.

As forças de projeto estão correlacionadas na direção e sentido de deslocamento do pistão. A fórmula para cálculo da força teórica e cálculo da área do pistão são dadas pelas Equações 5, 6 e 7:

$$F = P \cdot A \quad (5)$$

$$A = \frac{D^2 \cdot \pi}{4} \quad (6)$$

Onde:

$F = \text{Força (Kgf)}$.

$P = \text{Pressão de trabalho (Kgf/cm}^2\text{; bar)}$.

$A = \text{Área do êmbolo (cm}^2\text{)}$.

$D = \text{Diâmetro do êmbolo (cm)}$.

$\pi = 3,14$

Para o dimensionamento do sistema também se faz necessário calcular o consumo de ar do cilindro pneumático. Primeiramente deve-se determinar a velocidade do cilindro de acordo com as Equações 7 e 8.

$$V = \frac{L}{t} \quad \text{ou} \quad V = nc \cdot L \cdot 2 \quad (7 \text{ e } 8)$$

Onde:

L = Curso do cilindro em dm.

t = Tempo para realizar o curso (avanço ou retorno), utilizar o menos tempo.

V = Velocidade de deslocamento (dm/s).

n_c = Número de ciclos por segundo.

Com a velocidade de deslocamento calculada, consegue-se determinar o consumo de ar através da Equação 9:

$$Q = V \cdot A \cdot T_c \quad (9)$$

Onde:

C = Consumo de ar ($N \text{ dm}^3/\text{s}$ ou NI/s), onde N = normal.

V = Velocidade de deslocamento (dm/s), usar sempre a maior.

A = Área do cilindro (dm^2).

T_c (taxa de compressão) = $\frac{1,013 + \text{pressão de trabalho}}{1,013}$

O consumo de ar pode também ser determinada pela Equação 10:

$$C = \frac{A \cdot L \cdot n_c \cdot (p_t + 1,013)}{1,013 \cdot 10^6} \quad (10)$$

Onde:

C = Consumo de ar (l/s).

A = Área efetiva do pistão (mm^2).

L = Curso (mm) – considerar o curso de avanço e retorno do cilindro.

n_c = Número de ciclos por segundo.

p_t = Pressão (bar).

O dimensionamento dos cilindros na Tabela 3 estão conforme Norma ISO 6431. As forças indicadas são teóricas e dependem das condições do ambiente de trabalho.

Tabela 3 – Forças teóricas em cilindros conforme ISO 6431

Diâmetro do cilindro (mm)	Diâmetro da haste (mm)	Área efetiva (mm ²)		Força teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
32	12	804,25	691,15	482,55	141,69
40	16	1256,64	1055,58	753,98	633,35
50	20	1963,5	1649,34	1178,1	989,6
63	20	3117,25	2803,09	1870,35	1681,85
80	25	5026,55	4535,67	3015,93	2721,4
100	25	7853,98	7363,11	4712,39	4417,86

Fonte: Adaptado de Parker, 2000, p. 107

3 METODOLOGIA

O conceito do novo do sistema de levantamento das escovas através de cilindros pneumáticos foi desenvolvido com base na observação dos movimentos do acionamento mecânico em um motor de anéis fabricado em empresa do setor eletromecânico. A partir desta observação, viu-se a possibilidade em melhorar e reduzir custos, substituindo a forma de acionamento por um sistema de acionamento mais simples e também substituir alguns elementos da estrutura em ferro fundido por chapas de aço.

O acionamento mecânico é responsável por gerar dois movimentos básicos no sistema, o movimento axial da bucha de curto e o movimento radial do disco de levantamento das escovas de carvão. Ambos movimentos foram substituídos por cilindros pneumáticos atuando separadamente.

A fixação e sustentação do sistema mecânico é feito por um suporte em material de ferro fundido. Ele é responsável por toda a sustentação do sistema. Este foi substituído por discos em chapa de aço tornando o sistema mais leve.

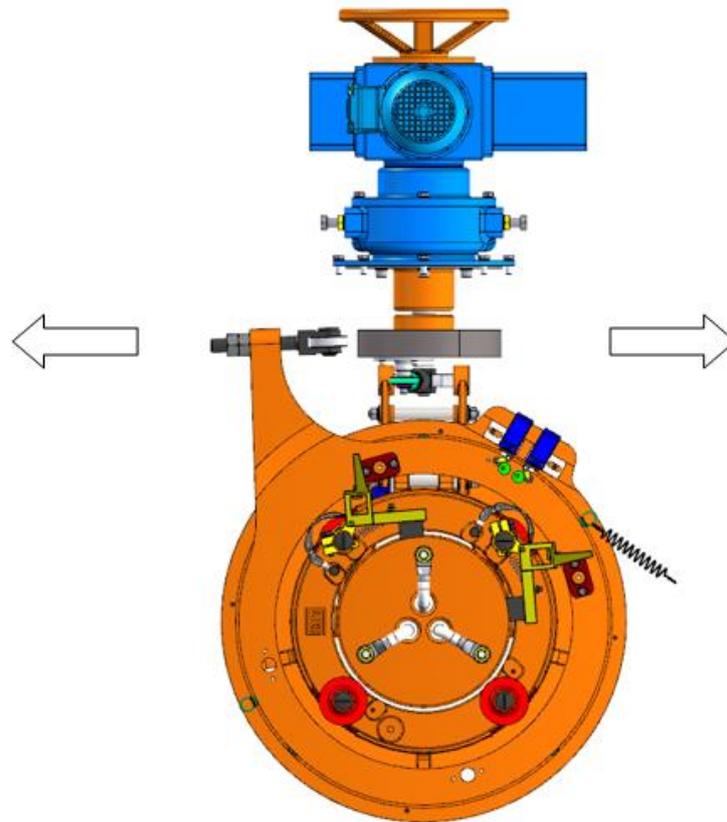
No desenvolvimento deste novo conceito se fez necessário a utilização dos seguintes materiais:

- Software Solidworks 3D;
- Software Autocad 2D;
- Instrumento para medição de força (dinamômetro).

3.1 MOVIMENTO RADIAL – SUBSTITUIÇÃO DOS ELEMENTOS DO SISTEMA

Observa-se na Figura 12 o movimento radial do atual sistema mecânico em relação ao eixo da máquina. Este, através de uma polia excêntrica faz o acionamento do conjunto suporte das escovas. Esta polia é dimensionada de tal forma que dependendo do local de contato entre ela e o conjunto braço de acionamento, as escovas são mantidas em contato ou afastadas dos anéis do coletor. O retorno ou afastamento das escovas de carvão dos anéis coletores é garantido através de molas.

Figura 12 – Movimento radial do sistema mecânico



Nas Figura 13 e 14, mostra-se o movimento radial sendo realizado por dois pistões pneumáticos. Neste caso, os pistões realizam o trabalho somente no sentido horário (avanço), pois o retorno do conjunto e afastamento das escovas de carvão sobre os anéis é feito através de molas de tração. Estas molas estão dimensionadas de tal forma que a sua força é superior ao somatório das forças das molas dos suporte das escovas de carvão.

Figura 13 – Movimento radial (avanço) do sistema pneumático

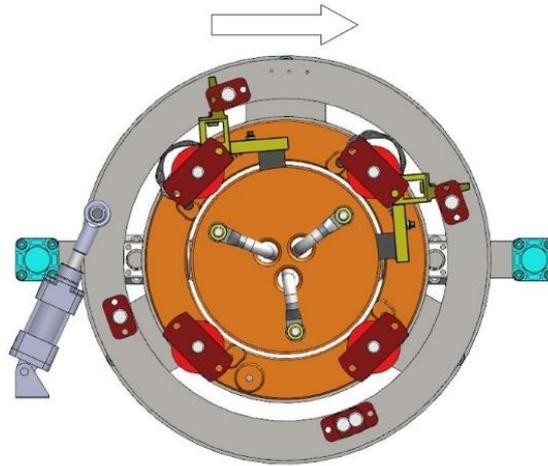
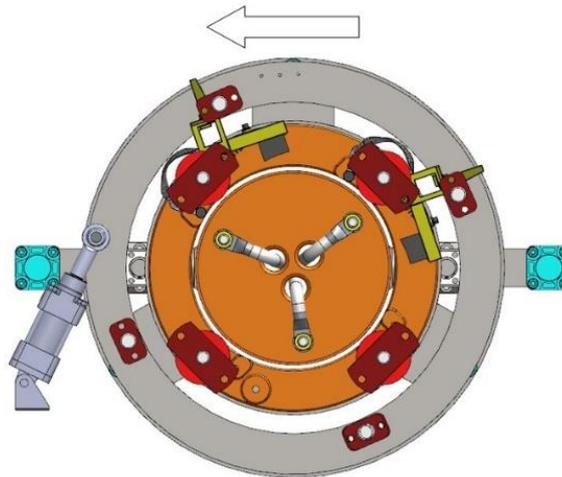
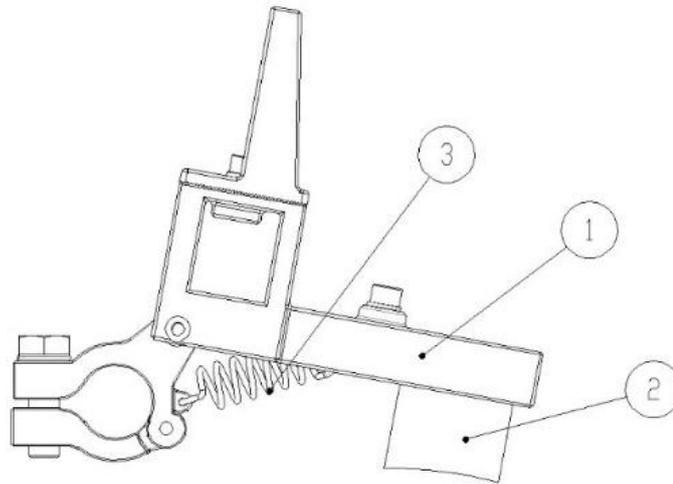


Figura 14 – Movimento radial (retorno) do sistema pneumático



Observando a Figura 15, cada porta escovas (1) possui uma mola (3) com a força dimensionada de tal forma que garanta o contato e pressão adequada da escova de carvão (2) sobre o anel coletor a fim de evitar desgastes prematuros, perdas de corrente e faiscamento entre carvão e anéis.

Figura 15 – Suporte da escova de carvão

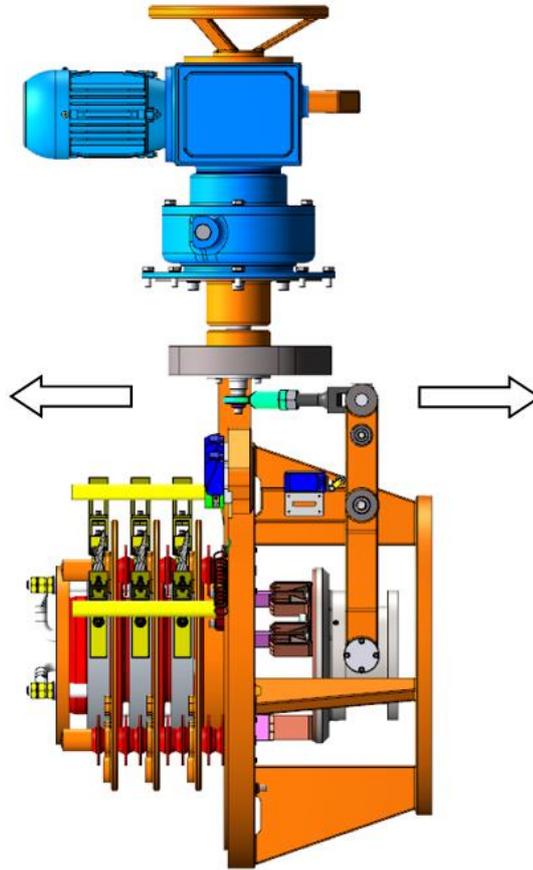


Dependendo da aplicação das máquinas de indução trifásicas, o número de escova de carvão varia. Os pistões e molas estão dimensionados de tal forma que garantam o movimento em casos onde se exija o uso do número máximo de escovas de carvão.

3.2 MOVIMENTO AXIAL – SUBSTITUIÇÃO DOS ELEMENTOS DO SISTEMA

Os movimentos de acionamento e desacionamento da bucha de curto podem ser observados na Figura 16, onde este movimento é transmitido do sistema mecânico através de uma polia excêntrica para a alavanca responsável pelo movimento axial da bucha de curto circuito em relação ao eixo do motor.

Figura 16 – Movimento axial do sistema mecânico



O sistema de acionamento pneumático utiliza dois cilindros posicionados paralelamente a bucha de curto. Através de uma haste de aço carbono eles transmitem o movimento axial necessário para o fechamento e abertura do curto circuitamento do rotor. Nas figuras 17 e 18 observa-se o fechamento e abertura do curto do sistema.

Figura 17 – Movimento axial (avanço) do sistema pneumático

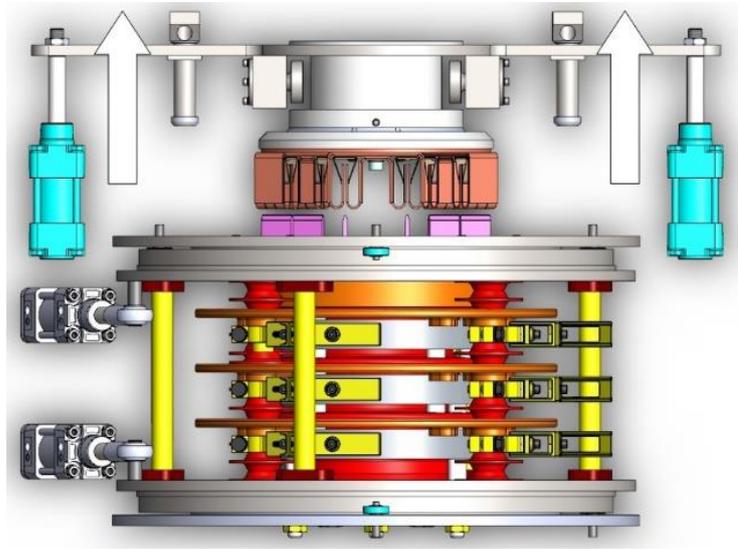
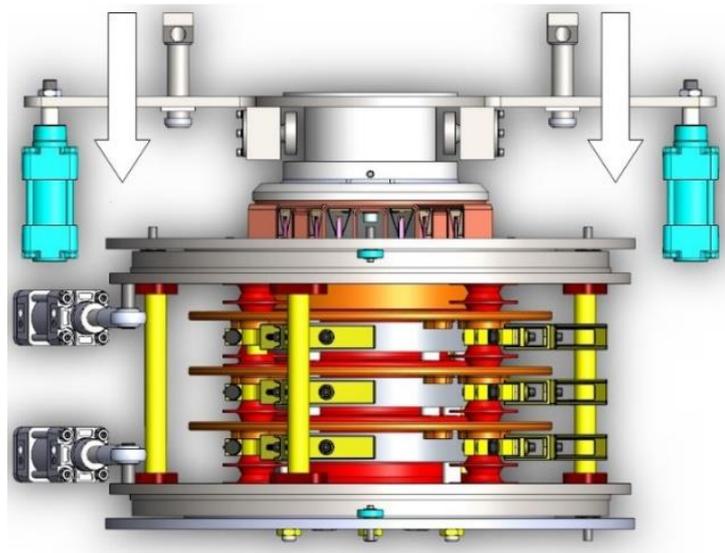


Figura 18 – Movimento axial (retorno) do sistema pneumático

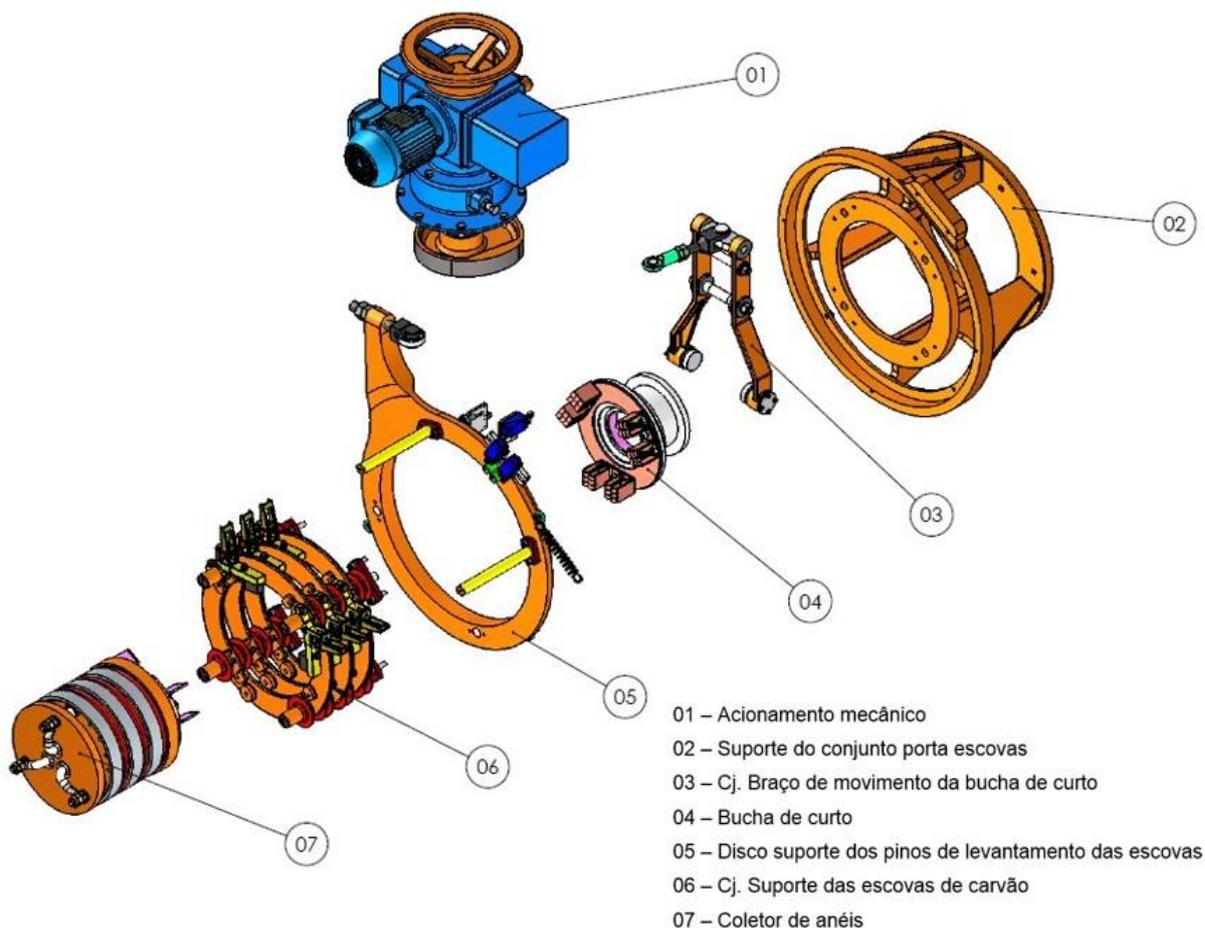


4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 SISTEMA DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS COM SISTEMA MECÂNICO

A Figura 19 demonstra os principais elementos utilizados no porta escovas levantável com sistema mecânico. Conforme comentado anteriormente, o sistema de levantamento das escovas mecânico é movimentado através de um acionamento mecânico (01). Este acionamento é composto por uma caixa de redução com um motor acoplado. Os movimentos que este acionamento realiza são transmitidos através de uma polia excêntrica para o disco suporte das escovas (05) e também para o conjunto braço de movimento (03) da bucha de curto (04). O suporte do conjunto escovas (02) é o responsável pela sustentação de todos os elementos deste sistema, exceto o acionamento mecânico (01) e o coletor de anéis (07).

Figura 19 – Principais elementos do sistema mecânico

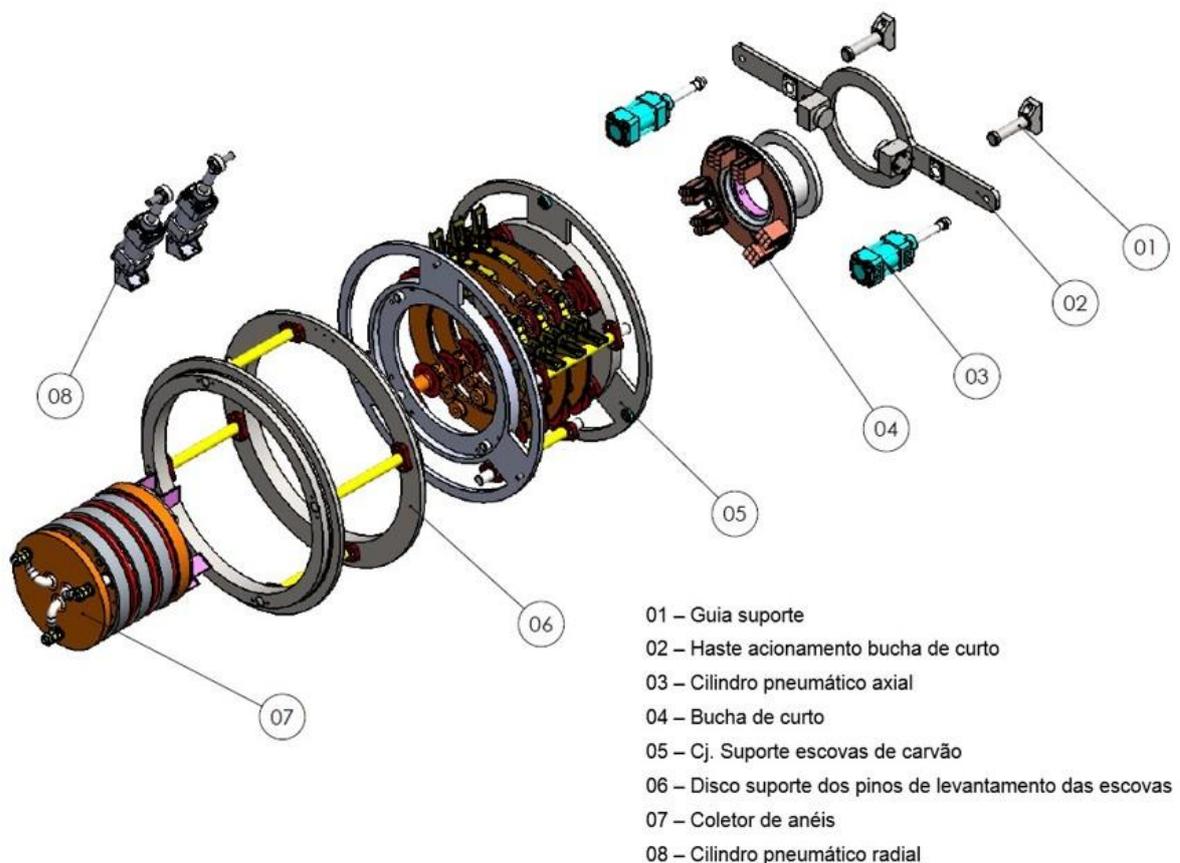


4.2 SISTEMA DE LEVANTAMENTO DAS ESCOVAS COM SISTEMA PNEUMÁTICO

Na Figura 20 observa-se os principais componentes utilizados pelo sistema de levantamentos das escovas com sistema pneumático. Neste sistema, o acionamento pneumático transmite os movimentos necessários ao conjunto através de cilindros pneumáticos (03) e (08). Os cilindros pneumáticos (03) transmitem o movimento axial através da haste de acionamento (02) para a bucha de curto (04). Esta haste tem sua sustentação feita por meio da guia suporte (01).

Já o movimento radial do sistema é garantido através dos cilindros pneumáticos (08), que por sua vez transmitem o movimento de levantamento e abaixamento das escovas através do disco de suporte (06) para o conjunto suporte das escovas de carvão (05).

Figura 20 – Principais elementos do sistema pneumático



4.3 SUBSTITUIÇÃO DOS COMPONENTES DO SISTEMA

4.3.1 Acionamento do sistema

O acionamento mecânico foi substituído por quatro cilindros pneumáticos de acordo com a Figura 21.

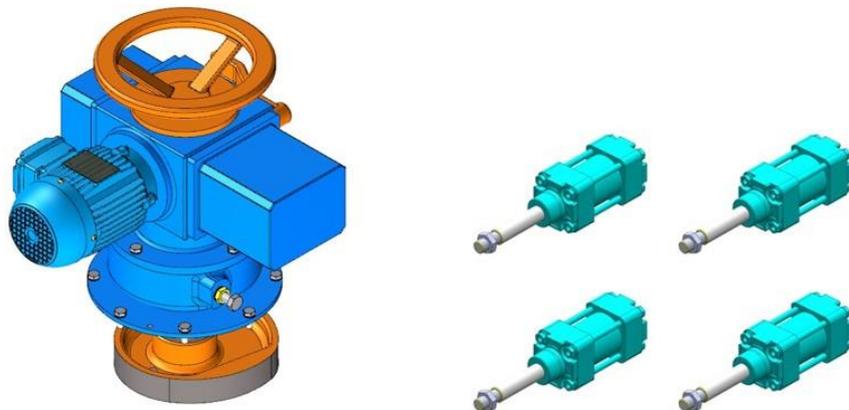
Para a determinação das forças a serem atuadas pelos cilindros pneumáticos se fez necessário conhecer as forças exercidas pelas molas de tração do porta escovas e do suporte dos pinos de levantamento das escovas.

Após determinado o valor em kgf de cada mola dos porta escovas, foi possível determinar a força necessária das molas de ação sentido contrário, utilizadas para manter as escovas afastadas dos anéis coletores.

A força a ser exercida pelos cilindros pneumáticos atuantes no sentido radial devem ser maiores que as forças das molas do suporte dos pinos de levantamento das escovas.

A determinação da força dos cilindros atuantes no sentido axial foram feitas levando em consideração a força exercida pelo atual sistema mecânico. A bucha de curto, por ser uma peça com ajuste deslizante, a força necessária para o seu movimento é relativamente pequena.

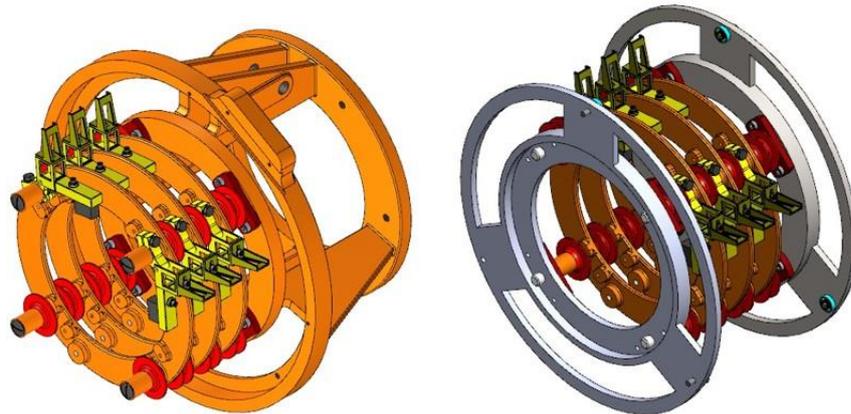
Figura 21 – Acionamento mecânico x acionamento pneumático



4.3.2 Sustentação do sistema

Conforme a Figura 22, a estrutura de sustentação do Conjunto suporte das escovas em ferro fundido foi substituído por discos em chapa de aço.

Figura 22 – Suporte em ferro fundido x discos em chapa de aço



4.3.3 Movimentação do sistema

A substituição dos componentes responsáveis pelos movimentos podem ser vistos na Figura 23.

Figura 23 – Disco e braço de movimento em ferro fundido x discos e haste de movimento em chapa de aço



4.3 DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA

O dimensionamento do sistema partiu do levantamento das forças atuantes no sistema mecânico. Para o dimensionamento do atuador 1 foi necessário obter as forças atuantes nas molas de pressão do porta escovas através de um dinamômetro. Conhecidas estas forças, juntamente com os cálculos demonstrados no Capítulo 3, foi possível resultar no dimensionamento deste primeiro atuador.

Para o segundo atuador, foi necessário mensurar a massa da bucha de curto circuito e também identificar o tipo de atrito entre este componente e o eixo (movimento axial). Também se fez necessário conhecer a pressão que os pinos de contato do coletor exerciam sobre os contatos da bucha de curto circuito no momento do fechamento e abertura do curto. Identificadas as forças atuantes na bucha de curto circuito, juntamente com os cálculos demonstrados no Capítulo 3, foi possível resultar no dimensionamento do segundo atuador.

Posteriormente aos cálculos dos atuadores 1 e 2, através de catálogos dos fabricantes é possível procurar um atuador pneumático que atenda o sistema em estudo. Conforme Figura 24, encontrou-se no catálogo da Parker os atuadores com Ø32 mm para o atuador 2 e Ø40 mm para o atuador 1:

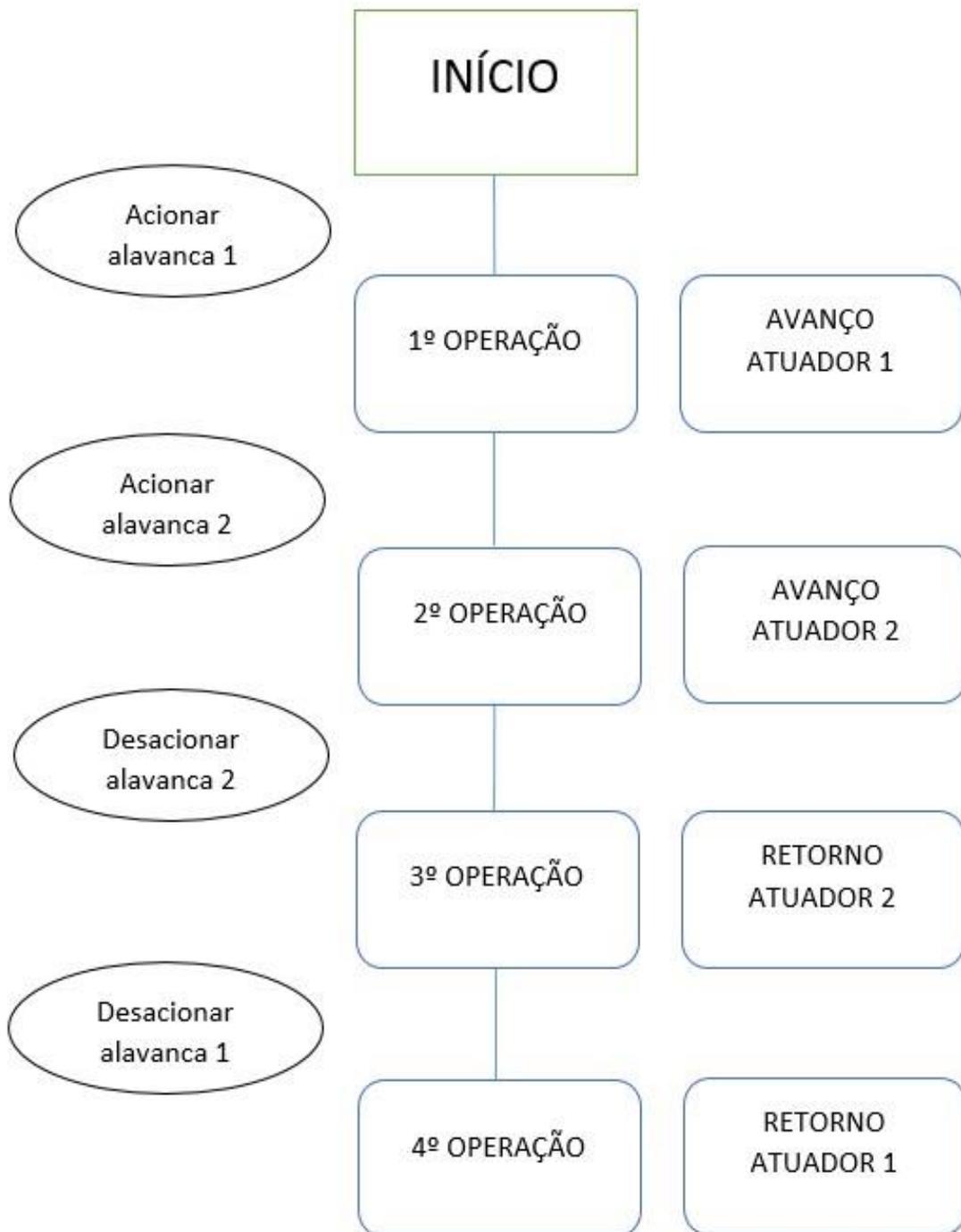
Figura 24 – Catálogo Parker, cilindros ISO 6431/VDMA

Diâmetro do cilindro (mm)	Diâmetro da haste (mm)	Área efetiva (mm ²)		Força teórica a 6 bar (N)	
		Avanço	Retorno	Avanço	Retorno
32	12	804,25	691,15	482,55	414,69
40	16	1256,64	1055,58	753,98	633,35
50	20	1963,50	1649,34	1178,10	989,60
63	20	3117,25	2803,09	1870,35	1681,85
80	25	5026,55	4535,67	3015,93	2721,40
100	25	7853,98	7363,11	4712,39	4417,86
125	32	12271,85	11467,60	7363,11	6880,56
160	40	20106,19	18849,56	12063,72	11309,73
200	40	31415,93	30159,29	18849,56	18095,57

4.4 DIAGRAMA DE FUNCIONAMENTO

Neste tópico está representado o diagrama de funcionamento do sistema. Este diagrama funcional representa a sequência do funcionamento do sistema conforme demonstrado na Figura 25:

Figura 25 – Representação do diagrama funcional do sistema



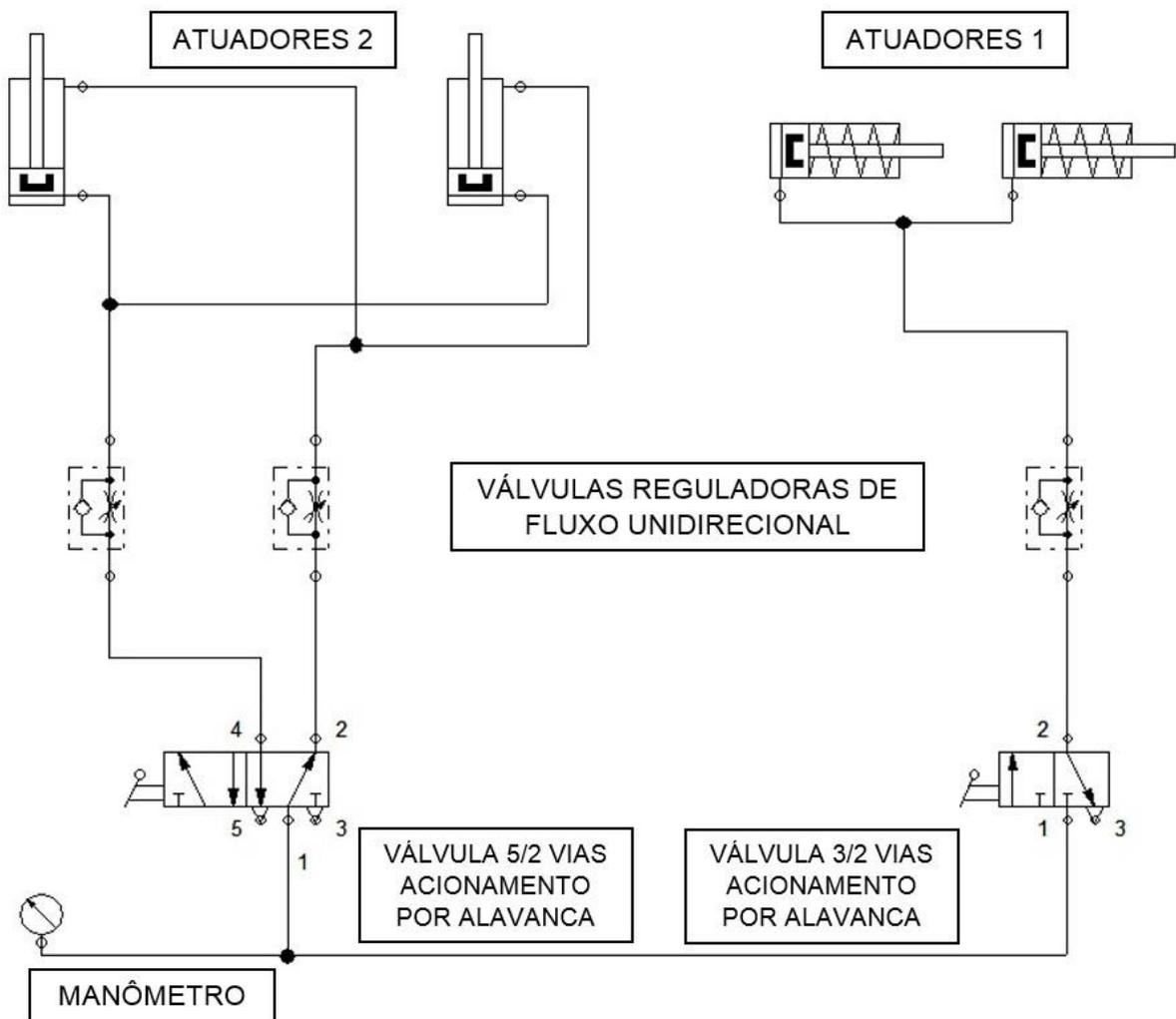
Conforme pode-se observar, ao acionar a alavanca 1 o primeiro atuador fará o movimento onde as escovas farão o contato com os anéis coletores. Com o acionamento da alavanca 2, a bucha de curto será afastada do coletor de anéis, ou seja, abrir o curto do rotor. Após a máquina atingir sua velocidade nominal, se faz o

desacionamento da alavanca 2, fechando novamente o curto do rotor através da bucha de curto circuito. E por fim, se faz o desacionamento da alavanca 1, onde as escovas de carvão são afastadas dos anéis coletores.

4.5 CIRCUITO PNEUMÁTICO E COMPONENTES DO SISTEMA

Determinada a sequência de trabalho e elaborado o diagrama funcional, foi necessário desenhar o circuito pneumático, assim como seus componentes e elementos de trabalho. Na Figura 26 observa-se o circuito pneumático do sistema.

Figura 26 – Circuito pneumático do sistema



Após definido o modo de funcionamento do sistema e determinado os elementos de trabalho foi possível elaborar a lista com os componentes necessários para a montagem do sistema pneumático de levantamento das escovas de carvão. Esses componentes estão representados no quadro a seguir:

ITEM	QTDE	UN. MEDIDA	DESCRIÇÃO
1	1	UN.	MANÔMETRO
2	4	UN.	TEE UNIÃO 8mm
3	1	UN.	VÁLVULA 5/2 VIAS ACIONAMENTO POR ALAVANCA
4	1	UN.	VÁLVULA 3/2 VIAS ACIONAMENTO POR ALAVANCA
5	3	UN.	VÁLVULAS REGULADORAS DE FLUXO UNIDIRECIONAL
6	2	UN.	ATUADOR PNEUMÁTICO DUPLA AÇÃO Ø32mm
7	2	UN.	ATUADOR PNEUMÁTICO SIMPLES AÇÃO Ø40mm (RETORNO POR MOLA)
8	4	M	MANGUEIRA 8mm

4.6 COMPARATIVO DE CUSTO ENTRE OS SISTEMAS

Alguns elementos do sistema mecânico foram mantidos, tal como a bucha de curto, o conjunto suporte das escovas e o coletor de anéis, pois o trabalho estava voltado para melhoria somente nas partes de movimentações mecânicas.

Conforme mostram as Figuras 21, 22 e 23, o acionamento mecânico foi substituído por quatro cilindros pneumáticos. O suporte do conjunto escovas foi substituído por dois discos em chapa de aço. O disco e o braço de movimentação foram substituídos pelo disco suporte das escovas e haste de movimentação da bucha.

Na Tabela 4 consegue-se ter uma ideia dos custos relativos entre os dois sistemas. Considerou-se o custo total de cada elemento do sistema como 100%, sendo assim o custo de cada elemento do acionamento pneumático equivale a uma porcentagem comparada aos 100%.

Os custos referentes ao novo sistema de acionamento foram obtidos através de cotações de matérias primas e custo de fabricação. Os custos do sistema mecânico foram coletados com base no sistema interno da empresa em estudo.

Tabela 4 – Comparativo de custos entre os sistemas

Elementos do sistema de levantamento das escovas de carvão	Mecânico	Pneumático
Acionamento	100%	51%
Sustentação	100%	85%
Movimentação	100%	70%
Bucha de curto, Conjunto suporte das escovas de carvão e Coletor de anéis	100%	100%

Fonte: Elaborado pelo Autor.

5 CONCLUSÕES

Com o presente trabalho pode-se afirmar que soluções mais simples e com menores custos podem ser implantadas em determinados ambientes ou sistemas, mantendo as mesmas funcionalidades e desempenho.

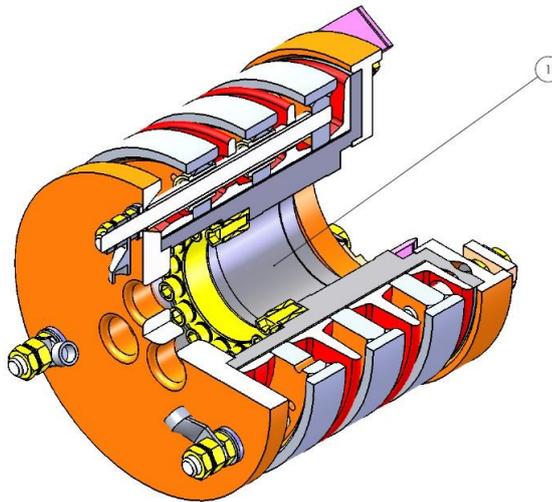
O novo conceito utilizando cilindros pneumáticos na substituição do sistema mecânico mantém as mesmas características de funcionamento do sistema mecânico. Além disto, proporciona uma diminuição dos custos operacionais, tendo em vista a facilidade de montagem e ajuste do sistema. Os cilindros possuem uma alta resistência a ambientes hostis, sendo resistentes a poeira, atmosfera corrosiva, oscilações de temperatura e umidade e também submersão em líquidos. Sendo assim, podem ser aplicados sem restrições nos mais variados ambientes.

Levando em consideração a diminuição de massa, volume e, principalmente, a diminuição do custo do sistema de levantamento das escovas, considera-se que o presente trabalho atingiu os objetivos propostos e que a utilização do porta escovas com acionamento pneumático é economicamente viável.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Devido a premissa de tempo e disponibilidade de recursos não pode-se englobar maiores melhorias no sistema. Entretanto, viu-se a possibilidade de melhorias focando a substituição de matérias-primas dentro do coletor de anéis. Conforme figura abaixo, para projetos futuros, um estudo focado na substituição do material fundido do cubo (01) do coletor por um material proveniente de resina de vidro ou derivado da família de polímeros se tornaria interessante.

Figura 27 – Vista em corte de um coletor de anéis



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AKPINAR, E.; PILLAY, P., ERSAK, A., “**Starting Transient in Slip Energy Recovery Induction Motor**”, em IEEE Transactions on Energy Conversion, Vol. 7, Iss. 1, pp. 238-244, 2002.

CHAPMAN, S. J.; “**Electric Machinery Fundamentals**”, 3rd ed., Ed. New York: McGraw-Hill, pp. 371-378, 1999.

FERREIRA, J. F. S. B, “**Controlo de Geradores de Indução Duplamente Alimentados em Turbinas Eólicas**”, Dissertação, Universidade Nova de Lisboa, Lisboa, Portugal, 2009.

FITZGERALD, A. E.; KINGSLEY Jr., C.; UMANS, S. D.; tradução: LASCHUK, A., “**Máquinas Elétricas**”, 6ª Edição, Ed. Bookman, Porto Alegre, Rio Grande do Sul, Brasil, 2006.

PARKER. Linha Pneumática. Tecnologia Pneumática Industrial. **Apostila M1001 BR**. Parker Hannifi Ind. Com. Ltda. Jacareí, SP., 2000.

POLITEC. Escola Politécnica da USP. Sistemas Fluidomecânicos. **Apostila de Pneumática PMR 2481**. Prof. Dr. Emílio Carlos Nelli Silva. São Paulo, SP., 2002.

RÜNCOS, F., “**Modelagem, Projeto e Análise de Máquinas Assíncronas Trifásicas Duplamente Alimentadas sem Escovas**”, Tese, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, Brasil, 2006.

WEG S/A. **Curso DT6 – Motores elétricos assíncronos de alta tensão**. Jaraguá do Sul: WEG Equipamentos Elétricos S/A, 2006.