

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

AVALIAÇÃO DE ANÉIS E ESCOVAS PARA USO  
EM INSTRUMENTAÇÃO: APLICAÇÃO EM  
TRANSDUTORES DE TORQUE PARA  
SISTEMAS GIRANTES

João Carlos Pinheiro Beck

Porto Alegre

1996

Universidade Federal do Rio Grande do Sul

AVALIAÇÃO DE ANÉIS E ESCOVAS PARA USO  
EM INSTRUMENTAÇÃO: APLICAÇÃO EM  
TRANSDUTORES DE TORQUE PARA SISTEMAS  
GIRANTES

João Carlos Pinheiro Beck

Orientador: Prof. Dr. ILDON GUILHERME BORCHARDT

Dr. em Ciências, ITA

UFRGS/PPGEMM

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Metalúrgica e dos Materiais - PPGEMM, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Doutor em Engenharia. Área de concentração: Ciência dos Materiais.

Porto Alegre

1996

ESCOLA DE ENGENHARIA  
BIBLIOTECA

Esta TESE foi julgada adequada para a obtenção do título de Doutor em Engenharia, Área de Concentração de Ciência dos Materiais e aprovada em sua forma final pelo orientador e pela Banca Examinadora do Curso de Pós-Graduação.

Orientador: Prof. Dr. ILDON GUILHERME BORCHARDT

Dr. em Ciências, ITA

UFRGS/PPGEMM

Banca Examinadora: Dr. Altamiro Amadeu Suzim - DELET - UFRGS

Dr. Renato Machado de Brito - DELET - UFRGS

Dr. Bertilo Becker - Instituto de Informática - PUCRS

Dr. Bachir Hallouche - Instituto de Física - PUCRS

Dr. Ildon Guilherme Borchardt - PPGEMM - UFRGS

Prof. Dr. Telmo R. Strohaecker

Coordenador do PPGEMM

*"Alguns cometem tamanhos  
absurdos que até  
parece que bebem."  
José Rogério de Araújo*



*À minha esposa Leda Maria,  
às minhas filhas Beatriz e Roberta  
e em memória do meu grande amigo  
José Rogério de Araújo.*

## AGRADECIMENTOS

Para quem sempre teve todo estímulo por parte dos colegas do grupo de trabalho se torna difícil expressar toda gratidão. Mas quero prestar meus sinceros agradecimentos aos seguintes companheiros:

Prof. Dr. Ildon Guilherme Borchardt, sempre disposto a colaborar e cuja orientação foi fundamental para a realização deste trabalho. Fizemos uma grande amizade Ildon!

M.C. Eng. José Rogério de Araújo, em memória a este grande amigo que, quando resolveu partir já tinha me dado todo auxílio e incansável apoio. Zé, um abraço e até nosso reencontro!

Ao Prof. Dr. Renato Machado de Brito, que sempre em prejuízo de suas atividades e afazeres se dispunha a me auxiliar em qualquer coisa que eu pensasse em necessitar. Brito amigo, tu não existe, particularmente te aprecio demais!

Ao Dr. Eng. Carlos Roberto Cauduro, grande e incansável amigo, silencioso, competente e sempre disposto a colaborar comigo. Cauduro, realmente somos amigos e isto não tem preço!

Aos bolsistas e colegas do INMETAL que sempre encontraram um meio de me ajudar.

Às funcionárias da Escola de Engenharia, Míriam e Loraci, sempre dedicadas e cooperadoras comigo.

Às instituições de apoio à pesquisa, FINEP, CNPq, CAPES e FAPERGS, que suportaram financeiramente este trabalho.

À UFRGS e em particular ao PPGEMM que permitiu o desenvolvimento deste meu trabalho.

Às empresas KRUG S.A. e ALBARUS SPICER S.A. pelo apoio.

## SUMÁRIO

<b>RESUMO .....</b>	<b>XI</b>
<b>ABSTRACT .....</b>	<b>XII</b>
<b>1 MOTIVAÇÃO, OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES .....</b>	<b>1</b>
<b>1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVAS .....</b>	<b>1</b>
<b>1.2 TRABALHOS REALIZADOS .....</b>	<b>4</b>
<b>1.3 ATIVIDADES REALIZADAS .....</b>	<b>6</b>
<b>1.4 CONTRIBUIÇÃO CIENTÍFICA E TECNOLÓGICA .....</b>	<b>7</b>
<b>2 CONTATOS E ESCOVAS .....</b>	<b>11</b>
<b>2.1 CONTATOS .....</b>	<b>11</b>
2.1.1 Matéria prima para comutadores e anéis .....	11
2.1.2 Características das escovas utilizadas comercialmente.....	12
2.1.3 Tensão elétrica e contato .....	13
2.1.4 Pressão nas escovas.....	13
2.1.5 A pátina .....	15
<b>2.2 ESCOVAS .....</b>	<b>15</b>
2.2.1 Atrito nas escovas .....	15
2.2.2 Escovas carbografíticas .....	18
2.2.3 Escovas eletrografíticas .....	19
2.2.4 Escovas grafíticas.....	20

2.2.5	Escovas metalgráficas.....	21
2.2.6	Escovas especiais .....	23
<b>2.3</b>	<b>A COLETA DO SINAL ELÉTRICO.....</b>	<b>24</b>
2.3.1	O contato .....	24
2.3.2	A temperatura localizada .....	25
2.3.3	A atuação do filme .....	26
2.3.4	A formação específica do filme.....	27
<b>2.4</b>	<b>COMPACTAÇÃO DAS ESCOVAS .....</b>	<b>29</b>
2.4.1	Escovas monolíticas .....	29
2.4.2	Escovas de vários elementos.....	32
2.4.3	Escovas de lâminas metálicas.....	35
<b>2.5</b>	<b>A RESISTÊNCIA DE CONTATO .....</b>	<b>36</b>
2.5.1	Razão de desgaste das escovas .....	36
2.5.2	Medidas da resistência das escovas.....	40
2.5.3	Medidas do potencial de contato .....	42
2.5.4	Asperezas, deformações e desgastes.....	48
<b>2.6</b>	<b>MODELO DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA E DA TRANSFERÊNCIA DO SINAL .....</b>	<b>50</b>
2.6.1	Resistências: ôhmica, do filme e de constricção .....	50
2.6.2	A condução da corrente na escova.....	52
2.6.3	O ruído no contato .....	56
2.6.4	Vantagem das escovas de multi-elementos.....	58
<b>2.7</b>	<b>A ESTABILIDADE TÉRMICA NOS CONTATOS DE GRAFITE.....</b>	<b>59</b>
2.7.1	A temperatura máxima .....	59
2.7.2	O balanço térmico nas spots .....	60
<b>2.8</b>	<b>VARIAÇÕES DA TEMPERATURA EM CONTATOS ELÉTRICOS DESLIZANTES.....</b>	<b>62</b>
2.8.1	Análise teórica da temperatura.....	62
2.8.2	Expressão para alta velocidade de deslizamento.....	64
2.8.3	Efeitos mecânicos e elétricos no aumento da temperatura .....	66
<b>3</b>	<b>O PROJETO DA BANCADA DE TORQUE .....</b>	<b>67</b>
<b>3.1</b>	<b>CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTAIS DA BANCADA .....</b>	<b>67</b>
<b>3.2</b>	<b>DETALHAMENTO DA BASE.....</b>	<b>68</b>
<b>3.3</b>	<b>DIAGRAMA EM BLOCOS DAS POSSIBILIDADES DE OPERAÇÃO DO SISTEMA .....</b>	<b>70</b>

<b>3.4 COMPONENTES DA BANCADA .....</b>	<b>72</b>
<b>3.5 VISTAS DO EQUIPAMENTO.....</b>	<b>72</b>
<b>3.6 TORQUÍMETROS E CONDICIONADORES .....</b>	<b>75</b>
3.6.1 Torquímetro não-rotativo .....	75
3.6.2 Torquímetros rotativos.....	76
<b>3.7 CONDICIONADORES .....</b>	<b>76</b>
3.7.1 Condicionador com fonte de tensão constante .....	76
3.7.2 Condicionador com fonte de corrente constante .....	77
<b>3.8 A FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DO ELEMENTO ELÁSTICO.....</b>	<b>80</b>
<b>3.9 SENSIBILIDADE - REGIME DE RESPOSTA .....</b>	<b>84</b>
3.9.1 Sensibilidade do elemento elástico .....	84
3.9.2 Sensibilidade dos extensômetros de resistência elétrica .....	87
3.9.3 Sensibilidade da ponte de Wheatstone .....	88
3.9.4 Sensibilidade da eletrônica associada .....	89
<b>3.10 REGIME DE RESPOSTA.....</b>	<b>91</b>
3.10.1 Adequação .....	91
3.10.2 Regime estático .....	91
3.10.3 Regime dinâmico .....	92
<b>4 PROJETO DO TORQUÍMETRO DE BANCADA.....</b>	<b>93</b>
<b>4.1 EQUAÇÕES DE PROJETO PARA O TORQUÍMETRO DE BANCADA .....</b>	<b>93</b>
<b>4.2 O PROJETO DO ELEMENTO SENSOR .....</b>	<b>97</b>
<b>4.3 PROJETO DE EXECUÇÃO DO TORQUÍMETRO DE TESTE .....</b>	<b>99</b>
<b>4.4 CARÇA DO TORQUÍMETRO TESTE .....</b>	<b>100</b>
<b>4.5 TAMPAS LATERAIS DO TORQUÍMETRO TESTE .....</b>	<b>101</b>
<b>4.6 COMPONENTES DO TORQUÍMETRO TESTE .....</b>	<b>103</b>
4.6.1 O porta-escovas .....	105
4.6.2 As escovas .....	106
<b>4.7 MONTAGEM .....</b>	<b>106</b>
<b>4.8 GRÁFICOS DOS TESTES EFETUADOS .....</b>	<b>108</b>
<b>4.9 TENSÃO NAS ESCOVAS.....</b>	<b>117</b>
<b>4.10 RESISTÊNCIA NAS ESCOVAS.....</b>	<b>118</b>
<b>4.11 RELAÇÃO FREQUÊNCIA X DEFORMAÇÃO .....</b>	<b>118</b>

<b>5 MEDIÇÃO DE TORQUE EM VEÍCULO AUTOMOTOR.....</b>	<b>120</b>
5.1 DADOS TÉCNICOS DO VEÍCULO INSTRUMENTADO.....	120
5.2 PROJETO DE INSTRUMENTAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE.....	122
5.3 INSTRUMENTAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE .....	123
5.4 O PORTA-ESCOVAS.....	123
5.5 CALIBRAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE .....	128
5.6 TESTES EFETUADOS .....	131
5.7 REGISTROS OBTIDOS.....	133
<b>6 CONCLUSÕES.....</b>	<b>139</b>
<b>APÊNDICES.....</b>	<b>144</b>
<b>APÊNDICE A.....</b>	<b>144</b>
Introdução ao estado da arte na medida de torque em dispositivos girantes .....	144
Dinamômetro de absorção.....	146
<b>DINAMÔMETROS DE TRANSMISSÃO .....</b>	<b>148</b>
Transdutor de torque de diferença de fase .....	149
Transformador diferencial de torção variável (TVDT).....	149
Transdutor de torque fotoelétrico Método da diferença de fase .....	150
Transdutor de torque magnetoelástico.....	150
Transdutor de torque estacionário .....	151
Transdutor de torque utilizando EREs.....	151
<b>APÊNDICE B - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DOS TRANSDUTORES.....</b>	<b>152</b>
Não-linearidade.....	152
Histerese.....	152
Repetibilidade .....	153
Defasagem .....	158
Não-simetria .....	158
Ajuste de equipamentos.....	158
<b>APÊNDICE C - O VOCABULÁRIO DA METROLOGIA LEGAL .....</b>	<b>159</b>
<b>BIBLIOGRAFIA .....</b>	<b>168</b>



## RESUMO

Neste trabalho primeiramente nos preocupamos em conduzir um estudo a respeito da transmissão de energia e sinal elétricos, através de contatos do tipo anéis e escovas, utilizados em instrumentação aplicada à dispositivos girantes. Projetou-se uma bancada de ensaio construída em aço, para efetuar testes. Construímos várias escovas de estrutura, configuração e constituintes diversos e, utilizando um torquímetro teste (protótipo) especialmente projetado para analisar dez escovas por vez, através de condições físicas diferentes, comparamos estes valores obtidos com os valores fornecidos por um torquímetro padrão, posto em série e com características conhecidas. Assim tivemos condições de escolher a escova mais adequada para ser utilizada em instrumentação.

Finalmente projetamos e construímos um encaixe de porta-escovas para que fosse utilizado diretamente na ponta de eixo, previamente instrumentada, de um veículo automotor. Desta forma tivemos condições de registrar o torque real a que este eixo estava submetido, em diferentes condições de contorno, à cada marcha, aceleração ou desaceleração produzida.

As medidas assim obtidas foram comparadas com dados de projeto do veículo e adequadamente validadas. Desta forma obteve-se um dispositivo de fácil adaptação prática, de baixo custo que pode ser utilizado para testes em condições reais de operação de veículos automotores, constituindo-se em alternativa para os caríssimos “dinamômetros” utilizados pelas indústrias fabricantes de motores e veículos.

## ABSTRACT

Our first concern in this work was a study about the electric transmission of energy and signals which occurs through contacts like rings devices. After we was building a steel testing bench to test torquemeters of different kinds, geometrical shapes and conceptions. We have built several structural brushes, with different appearance and constituents, and we have used a testing torquemeter which was specially designed to analyze ten brushes at a time in different physical conditions, and we have compared the values obtained with the ones that were furnished by a standard torquemeter which was set in a series with know characteristics. By this way we choose the best brush for the use in instrumentation.

At last we have designed and built a brush-box to be directly used at the point of the axis, with values that had been previously instrumented for a motor vehicle.

In this way, we have been able to record the real torque to which the axis had been submitted to in different control conditions under various speeds, accelerations and disaccelerations.

The measures so obtained have been compared with data from the vehicle project and then properly valued. In this way we got a low-cost device of easy, practical adaptation to be used for real condition operational tests in motor vehicles, as an alternative for the very expensive dynamometers that are now a days used by motor vehicle industries.



*"Se ao realizar um experimento  
nada for esperado de antemão,  
todo resultado é possível."  
Aldon Borchardt*

# 1 MOTIVAÇÃO, OBJETIVOS E CONTRIBUIÇÕES

## 1.1 MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVAS

Entre as razões operacionais que motivam e justificam a realização desta tese, podemos citar as seguintes:

1. No laboratório de instrumentação já foram desenvolvidos anéis coletores constituídos em cobre fosforoso e escovas gráficas para a coleta de sinais em torquímetros de várias geometrias utilizando-se extensômetros de resistência elétrica (EREs). Foi verificado em teses anteriores, que a resistência de contato entre os anéis e as escovas, não é constante, provocando grande variação na indicação da medição, dificultando a leitura das medidas quando se excita a ponte com tensão constante.

Numa tentativa inicial para resolver este problema, foram construídas escovas monolíticas de cobre em formato de molas que, sob pressão mantêm um contato mais intenso, oportunizando que parte dos problemas de contato desapareçam. Concomitantemente a esta tentativa de solução, surgiram outros

novos problemas, quais sejam: superaquecimento, formação de escória e desgaste excessivo, tanto das lâminas quanto dos anéis coletores.

2. Devido aos problemas mecânicos citados foi buscada uma solução com base na eletrônica associada, no que diz respeito à variação do sinal. Neste sentido foi desenvolvido um condicionador de sinais que excita a ponte de extensômetros com fonte de corrente constante, que efetivamente solucionou parte dos inconvenientes. Portanto não havia sido abordada uma pesquisa de solução própria no que se refere ao tipo de contato mecânico, pressão aplicada, dimensões, características do contato ou natureza dos materiais e ligas possíveis.
3. Guardadas as devidas proporções, no que diz respeito ao tipo específico de mecanismo utilizado, a transmissão de sinal por escova e coletor em instrumentação é de grande durabilidade, a mais simples, de pequena altura, de fácil manutenção e fundamentalmente a mais barata.
4. Quanto aos tipos de contato (escovas e coletores), para a transmissão do sinal, a informação é superficial, tanto no que diz respeito às características de acoplamentos, quanto aos constituintes, componentes, desgastes, regimes de operação, condições de autolubrificação e atmosfera de trabalho. Isto principalmente no que diz respeito às escovas.

5. Internacionalmente, a informação com respeito à pesquisa de novos materiais a serem utilizados em escovas e coletores, restringe-se às indústrias que operam no ramo que muito pouco ou nada divulgam.
6. Na atualidade, quase que em sua totalidade, a correspondência entre tração mecânica e energia elétrica é efetuada através de escovas. A amplitude de aplicação é tal que passa por: brinquedos infantis, aparelhos eletrodomésticos, trens, aviões, satélites e até naves espaciais.
7. A empresa Albarus Spicer demonstrou interesse na instrumentação da semi-árvore do veículo Fiat Tipo, uma vez que eles pretendem fabricar semi-árvores para a Fiat. Inclusive fizeram-nos o empréstimo de um inversor (12V-110V) da marca Guardian.
8. A empresa gaúcha M. Krug, que exporta escovas para vários países da América, África, Ásia e Europa, atualmente não está pesquisando na área específica de escovas, e inclusive demonstrou interesse oficial num estudo a respeito e colocou seu equipamento à nossa disposição, tendo sinterizado vários tipos de escovas com componentes pré-determinados para que realizássemos nosso trabalho.
9. Na América do Sul não existem empresas que construam torquímetros rotativos a base de EREs.

10. Concomitantemente, não se dispõem de bancadas de ensaios de torquímetros rotativos em operação. Algumas empresas nacionais como: Eberle, Weg, Carbone Lorena, Krug, que operam na industrialização de motores elétricos ou escovas, fazem estimativa de torque dinâmico, operando basicamente com torquímetros estáticos.

## 1.2 TRABALHOS REALIZADOS

Objetivamente esta tese foi dividida em quatro capítulos, cujas atividades realizadas passamos a descrever:

Capítulo I - neste capítulo mostramos o desenvolvimento de estudos realizados sobre mecanismos de contato, desgaste associado, correntes e tensões elétricas. Apresentamos também, o conjunto de escovas projetadas e sinterizadas que foram objeto de análise. À disposição deste material, verificamos o comportamento e sua conveniente utilização em transmissão de sinal e energia quando em medições com extensômetros de resistência elétrica (EREs), especificamente empregados em sistemas girantes. Através do estudo da pressão de trabalho, desgaste associado, análise das superfícies de contato e temperaturas envolvidas, tivemos condições de optar pelos tipos mais convenientes de anéis e escovas para serem utilizadas em instrumentação.

Capítulo II - neste capítulo tratamos da construção da bancada de testes, desenvolvida para ensaiar qualquer tipo de torquímetro rotativo e seus componentes, tais

como: escovas, anéis coletores, carga aplicada e instrumentação associada. Basicamente esta bancada serviu para outras teses já desenvolvidas, para esta tese e servirá para trabalhos futuros.

Capítulo III- apresentamos neste capítulo os vários passos na construção de um torquímetro rotativo e um porta-escovas para analisar a transmissão de sinal e energia utilizando-se anéis e escovas de diversas concepções. Realizamos a comparação entre um torquímetro padrão e um torquímetro teste, considerando a influência dos materiais empregados, da estrutura mecânica, do regime de trabalho e da instrumentação eletro-eletrônica do condicionador de sinais utilizado nas medições. Ou seja, construímos um torquímetro rotativo e desenvolvemos um porta-escovas para estudar alguns anéis e escovas especialmente sinterizadas e comparar com a resposta de um torquímetro padrão.

Capítulo IV - neste capítulo mostramos os projetos dos componentes desenvolvidos para efetuarmos a medida de torque real num veículo em movimento. Para embarcar tais componentes construímos um encaixe de porta-escovas para ser utilizado numa semi-árvore (ponta de eixo dianteira esquerda), de um automóvel marca Fiat Tipo 1.6, utilizando contatos por anéis e escovas por nós desenvolvidos. Nesta fase, portanto, apresentamos uma aplicação imediata dos produtos por nós executados.

### 1.3 ATIVIDADES REALIZADAS

Relacionamos a seguir as atividades e os resultados alcançados nos estudos conduzidos para a realização desta tese:

1. Definição de um conjunto de anéis e escovas utilizáveis em instrumentação aplicada a torquímetros girantes com extensômetros de resistência elétrica.
2. Projeto e construção de uma Bancada de Ensaios de torquímetros girantes com ampla possibilidade de programação de velocidade e carga aplicada ao eixo.
3. Projeto, confecção e teste de um torquímetro e de um porta escovas para ensaios comparativos de até dez escovas de diferentes composições e mesma área de contato com anéis de cobre fosforoso.
4. Projeto, construção, preparação e realização de dispositivo para ensaio de torque na semi-árvore de um automóvel marca Fiat Tipo 1.6.
5. Análise técnica dos resultados das medidas de torque efetuadas e validação dos ensaios aplicados a um veículo em movimento real em trânsito na cidade e estrada.

## 1.4 CONTRIBUIÇÃO CIENTÍFICA E TECNOLÓGICA

Citamos a seguir, alguns estudos que poderão ser efetuados futuramente, tendo como base, os materiais e equipamentos montados, propostos e desenvolvidos durante esta tese:

1. Verificar o comportamento, quanto à transferência de sinal, de escovas constituídas de diferentes tipos de ligas e/ou materiais compostos diferentes daqueles investigados neste trabalho.
2. Verificar as condições de lubrificação das escovas e anéis para qualquer outro tipo de material além daqueles aqui apresentados.
3. Analisar, comparar e descrever o comportamento, quanto à transferência de sinal elétrico, de anéis e escovas de diferentes constituições, tais como: outros tipos de escovas gráficas, metais mais nobres e polímeros.
4. Estudar o comportamento de escovas especiais em atmosfera rarefeita ou controlada em diversos regimes de operação.



5. Comparar protótipos de torquímetros que utilizam anéis e escovas, com torquímetros modelos padrões, analisando aspectos de ruídos, pressão e desgaste de qualquer outro tipo de escova ou anel.
6. Levantar curvas de aferição de torquímetros-modelos.
7. Efetuar ensaio programável via teclado do microcomputador, atuando-se sobre a velocidade do motor através da variação da frequência e programando a carga aplicada ao alternador.
8. Examinar e analisar o desgaste das pistas e escovas, em função da pressão e densidade de corrente.
9. Analisar o comportamento de torquímetros rotativos com transferência de sinal e/ou energia por meio de anéis e escovas.
10. Utilizar o porta escovas desenvolvido para a semi-árvore de transmissão do veículo Fiat Tipo em outros veículos ou eixos, quer para simulação em bancada de testes, quer para testes de torquímetro embarcado.
11. Verificar o comportamento de eixos, acoplamentos e mancais, quando submetidos a uma larga faixa de frequência mecânica.

12. Estudar as deformações reais de tração, flexão e tensão combinadas que ocorrem num eixo em teste embarcado real e não necessariamente em eixos dispostos em bancadas.

Enumeramos aqui, apenas alguns dos trabalhos que podem ser desenvolvidos. É fácil verificar que, pela natureza do trabalho que desenvolvemos, estamos tratando apenas do vértice do leque de opções possíveis.

*"Na prática a teoria é outra,  
somente quando esta foi  
erroneamente aplicada."  
Renato Brito*

## 2 CONTATOS E ESCOVAS<sup>(58,62)</sup>

Com este título quer-se, de forma introdutória e didática, apresentar as principais grandezas e suas variações que têm influência básica na comutação (atrito, ruído, corrente elétrica, tensão, lubrificação, etc.). Portanto, neste item fazemos uma abordagem extensa da maioria das grandezas físicas que sofrem variação tanto na transferência de energia quanto na transferência de sinal.

### 2.1 CONTATOS<sup>(16,20,41,72,96)</sup>

#### 2.1.1 Matéria prima para comutadores e anéis<sup>(58,62)</sup>

Atualmente toda matéria prima básica utilizada para lâminas de comutadores é de material duro, em cobre eletrolítico, com dureza Brinell entre 85-100.

Cobre não temperado é muito mole e o endurecimento com carvão de material de escova, às vezes, é inadmissível pela excessiva espessura. O desgaste da escova nestas condições também é muito acentuado. Mediante a solda dos anéis, procedimento muito

utilizado, e devido ao contato dos comutadores, às vezes, há um comportamento chamado de escova de fogo, onde as ligas de cobre, devido à temperatura envolvida, acabam sofrendo recristalização, cuja temperatura é baixa (180°-200°C). Outro problema que surge é o aumento do ruído e vibrações provocados pelos contatos.

Para exigências mais rigorosas, os comutadores devem ser construídos através de cobre ligado com prata. Em geral, nestas condições, é utilizado um percentual de prata na ordem de 0,025% a 0,25%. A fronteira de amolecimento do metal, nestas circunstâncias, é da ordem de 200°C a 350°C e a condutibilidade não é afetada essencialmente. A literatura ainda cita como outras ligas mais usadas para comutadores, as seguintes: cobre-cadmium, cobre-cromo, níquel-silício-cobre.

### 2.1.2 Características das escovas utilizadas comercialmente<sup>(70,73,75,101)</sup>

As escovas, devido à sua porosidade, apresentam macrodureza que não guarda relação direta com a dureza ao risco, segundo a escala Moss. Esta não pode então, ser uma indicação direta da resistência ao desgaste, servindo em geral, apenas como uma forma de comparação e de indicação da densidade local do material.

É fundamental a investigação do regime de trabalho das máquinas, para que o cálculo da densidade de corrente não seja feito somente para valores nominais da corrente, pois tal fato pode provocar uma lubrificação deficiente, determinando um mau desempenho na operação e riscos no coletor. Caso a densidade de corrente seja alta, há

superaquecimento das escovas, o que provoca um desgaste muito rápido tanto das escovas quanto do coletor. Em contrapartida, com densidade de corrente baixa, há mal formação de película lubrificante, proporcionando muita vibração no sistema, aumentando o coeficiente de atrito e diminuindo o tempo de vida da escova.

### 2.1.3 Tensão elétrica e contato

A queda de tensão elétrica no ponto de contato é a queda de tensão entre a face da escova e o coletor. Esta queda de tensão no ponto de contato é uma função crescente da densidade de corrente e decrescente da pressão e da temperatura, principalmente em se tratando de escovas gráficas. Esta queda de tensão é sensivelmente influenciada por todos os fatores que atuam sobre a formação da pátina, os quais sejam: a umidade, presença de gases corrosivos, variação do regime de trabalho e acoplamento escova e coletor.

### 2.1.4 Pressão nas escovas

A pressão nas escovas é de fundamental importância, pois, atua diretamente nas condições de operação das mesmas. Pressões baixas prejudicam o contato entre escova e coletor, provocando centelhamento indesejável, inadequando o contato e danificando o coletor. Por outro lado, para pressões excessivas, há a ocorrência de desgastes mecânicos devido ao atrito.

Portanto, pressões baixas provocam desgastes de origem elétrica e pressões altas provocam desgaste de origem mecânico devido ao atrito.

Outro fato importante a considerar quando se transfere energia é que as diversas escovas de uma máquina, devem estar, tanto quanto possível, submetidas à mesma pressão, para evitar a distribuição desigual da corrente.

Os vários tipos de máquinas elétricas, em condições normais de operação, variam a pressão de trabalho nas escovas, na ordem de 150 a 600gf/cm<sup>2</sup>.

A seguir apresenta-se uma relação de algumas máquinas e pressão de operação utilizadas:

– motores universais	200 a 300gf/cm <sup>2</sup> ;
– conversores estacionários	180 a 300gf/cm <sup>2</sup> ;
– motores de trolleybus	300 a 450gf/cm <sup>2</sup> ;
– locomotivas	250 a 400gf/cm <sup>2</sup> ;
– ferramentas elétricas	400 a 600gf/cm <sup>2</sup> .

### 2.1.5 A pátina

A pátina é a película que se forma sobre o anel e/ou coletor, sendo geralmente de cor marrom. Desempenha as funções de lubrificante, impedindo o desgaste do coletor e das escovas, como também, reduz as correntes de curto-circuito entre as lâminas do coletor, facilitando a comutação. Sua constituição básica é óxido de cobre, vapor d'água, película de grafite e partículas de carvão incrustado.

As causas de contribuição para a formação de uma adequada pátina podem ser:

1. Adequada umidade absoluta do ar;
2. Escolha correta da natureza e qualidade da escova;
3. Ausência de contato entre escova e/ou coletor, de contaminantes, principalmente os seguintes: vapores e ácidos (F, Cl, Br, I), óleos, graxas, poeiras, álcoois e detergentes.

## 2.2 ESCOVAS<sup>(64,71,78,94,99,104)</sup>

### 2.2.1 Atrito nas escovas<sup>(63,64)</sup>

Descreve-se, a seguir, alguns dos principais parâmetros que influenciam no atrito das escovas:



Temperatura: conforme a literatura, a temperatura ideal de funcionamento é da ordem de 85 a 110°C.

Corrente elétrica: para cada tipo de escova há um valor ideal de densidade de corrente, onde o desgaste é mínimo, proporcionando maior durabilidade.

Regime de funcionamento: quando a máquina trabalha com valores de carga mecânica muito abaixo da nominal ou sem carga, a escova trabalha excessivamente fria e, neste casos, teremos altos valores de coeficiente de atrito, fazendo com que a escova risque o coletor, danificando-o devido à remoção da película lubrificante.

Velocidade periférica: quando a velocidade de rotação periférica aumenta dentro de um certo regime, verifica-se que o coeficiente de atrito diminui, isto se deve principalmente à atuação da pátina que funciona como lubrificante.

Rugosidade do coletor: a característica do acabamento superficial do coletor é importante, esta superfície deve estar bem preparada para que haja formação de película lubrificante. A rugosidade ideal é da ordem de 0,8 a 1,2 micrometros.

Situação da mica: os coletores, quando muito próximos entre si, são separados por um material isolante, a mica, utilizada entre as lâminas do coletor de uma máquina com comutação de enrolamentos no rotor e pode originar os seguintes inconvenientes:

- a) sendo a mica constituída de material mais abrasivo que o material da escova, diminui o tempo de duração da escova;
- b) toda vez que a escova passa pela mica, irá desfazer o contato com o coletor, produzindo centelhamento por auto-indução, que vai destruindo o coletor;
- c) em virtude dos constantes impactos, fragmentos de mica podem aderir à superfície da escova, riscando o coletor.

Pressão: a pressão incorreta resultará sempre em altos valores para o coeficiente de atrito, danificando a escova.

Umidade: em geral é apresentada a umidade absoluta em gramas de água por metro cúbico de ar; de acordo com a literatura, os valores ideais de umidade absoluta para uma boa performance das escovas deve oscilar entre 8 até 15 g/m<sup>3</sup>. Em atmosfera muito seca (menor que 3g/m<sup>3</sup>), ou quimicamente agressiva, a pátina desaparece e aumenta sensivelmente o atrito. Para efeito de comparação pode-se dizer que uma umidade relativa de 35% a 22°C corresponde, aproximadamente, a uma umidade absoluta de 6,7g/cm<sup>3</sup>.

Em atmosferas muito úmidas ocorre aumento da espessura da pátina, dificultando a comutação. A umidade excessiva também possibilita a formação de ranhuras aumentando o desgaste da escova, quando ela trabalha muito fria.

### 2.2.2 Escovas carbográficas<sup>(90,94,104)</sup>

As escovas de carvão-grafite consistem de coque de retorta finamente pulverizado, às quais é adicionada certa porcentagem de grafite para proporcionar condutividade elétrica e propriedades lubrificantes ao produto final. Este material pulverizado é misturado com aglomerante plástico, ou piche, moldado ou extrudado e colocado no forno para eliminar os elementos voláteis e carbonizar o meio de ligação. Estas são as mais antigas escovas e são fabricadas até hoje. A classe das escovas em que a proporção de grafite é baixa são chamadas de carvão. Aquelas em que a proporção de grafite é quase cinquenta por cento, são chamadas de carvão-grafite, e aquelas em que a porcentagem de grafite excede o coque, são chamadas de grafite-carvão. Em geral estes tipos de escovas têm alto coeficiente de fricção e não são adequadas para altas densidades de corrente, sendo os valores de  $7A/cm^2$  e  $20m/s$  os valores representativos dos limites costumeiros, embora algumas carbo-gráficas sejam capazes de operar com sucesso com valores bem mais elevados<sup>(104)</sup>.

O principal campo de aplicação das escovas de carvão, carvão-grafite, e grafite-carvão são os comutadores com fluxo de mica, os geradores de baixa velocidade, e os motores que requerem escovas com apreciável ação de polimento, como os utilizados em moinhos, minas e guas.

### 2.2.3 Escovas eletrográficas<sup>(37,58,62,96)</sup>

Algumas formas de carbono amorfo, podem ser convertidos para a forma cristalina do grafite, pelo cozimento a alta temperatura em forno elétrico, conduzindo a um novo tipo de escova de carbono com melhores propriedades mecânicas para equipamentos de comutação elétrica. Coque petrolífero, alguns tipos de coque de retorta e o coque formado pela carbonização do piche, são amaciados em forno, podendo se transformar numa forma untuosa de grafite. Por outro lado, se verifica que tal não ocorre com o negro-de-fumo, pois, ele não sofre tais variações. Assim, escovas compostas inteiramente de negro-de-fumo aglutinadas com coque de piche, retêm substancial dureza e alta resistividade após cozimento elétrico, mas apresentando efetivas propriedades lubrificantes resultantes da grafitização nas vizinhanças da casca de piche que servem de ligação do negro-de-fumo. Escovas compostas inteiramente de coque e requerido meio de ligação, são severamente amolecidas no processo de grafitização e a resistividade elétrica é reduzida em torno de 25%.

As características das escovas eletrográficas cobrem uma ampla variação, pelas surpreendentes diferenças no efeito devido às temperaturas de grafitização do negro-de-fumo e coque. As escovas eletrográficas são todas substancialmente livres de propriedades abrasivas, desde que a temperatura atingida no forno elétrico seja suficiente para volatilizar aqueles elementos que são as principais fontes de abrasão nas escovas dos outros tipos. A classe das eletrográficas são adaptadas para velocidades superficiais de até 30m/s, possuindo habilidade de absorver choques. A classe das eletrográficas de negro-de-fumo têm alta queda de resistência de contato e excepcionais propriedades de

comutação. Por causa deste fato e o baixo coeficiente de atrito, comum a este tipo de escova, densidades de corrente de até  $12A/cm^2$  são possíveis em projetos de máquinas, embora a resistividade é substancialmente maior do que a maioria das escovas de carvão-grafite <sup>(58,96)</sup>.

O campo de aplicação das eletrográficas, cobre praticamente todas as classes de serviço, e recomendações específicas são possíveis somente a um tipo individual. Tratando-se de potência em serviço pesado, equipamento de transporte, e aplicações envolvendo altas velocidades do comutador e problemas de dificuldade de comutação, teremos uma classe de serviço em que as escovas eletrográficas mostrarão superioridade de atuação sobre as escovas de outros tipos.

#### 2.2.4 Escovas gráficas<sup>(16,32,65,72)</sup>

Alguns tipos de escovas são compostas quase que inteiramente de grafite e um meio conveniente de ligação.

Flocos de grafite natural são muito usados nesta classe de escovas. Algumas são construídas artificialmente em fornos elétricos e, às vezes, chamadas erroneamente de grafite amorfo, por não apresentar uma estrutura em flocos como é característica do grafite natural. Algumas são constituídas de ligantes carbonizados, enquanto outras, são manufaturadas com resina ligante curada à uma temperatura abaixo daquela de carbonização.



Como uma classe de escovas, as escovas grafiticas, são caracterizadas por uma ação de polimento maior do que as eletrografíticas, mas há poucas classes que poderiam ser definidas como mais do que suavemente abrasivas. A maioria das escovas grafiticas são adequadas para velocidades superficiais de até 30m/s e algumas para velocidades de até 70m/s ou mais.

A estrutura da escova é porosa com baixa densidade aparente. A baixa inércia deste tipo de escova faz com que elas mantenham um contato muito bom a altas velocidades do comutador ou da superfície do anel. Escovas grafiticas, por causa de suas boas qualidades de deslize e maciez, são caracterizadas pela sua operação silenciosa quando em trabalho. A classe das grafiticas cujo ligante é inteiramente carbonizado apresenta baixa resistência longitudinal, mas a resistividade na direção da pressão de moldagem, para a classe que provém de flocos de grafite, é muito maior do que em outras direções. O limite recomendado para a densidade de corrente em escovas grafiticas é na ordem de 10A/cm<sup>2</sup>. As escovas grafiticas não são indicadas para trabalho em condições de severidade mecânica, mas são freqüentemente preferíveis a escovas de outros tipos quando a ausência de ruído é um requerimento especial.

### 2.2.5 Escovas metalgrafíticas<sup>(20,31,41,60)</sup>

As escovas de metal-grafite são em geral de dois tipos básicos:

- a) aquelas em que pó metálico e grafite são misturados nas desejadas proporções e convenientemente aglomerados;
- b) aquelas em que os poros do grafite ou carvão-grafite são impregnados com metal fundido.

As escovas do primeiro tipo variam muito em composição, desde aquelas contendo aproximadamente 30% de metal, até aquelas contendo dois ou três por cento de grafite. As proporções de metal e carvão, no grau de impregnação depende do grau da porosidade e da estrutura dos poros da base. A total variação do conteúdo metálico utilizados nos tipos mais recentes de escovas é da ordem de 40% a 75% em peso. A variação de escova para escova, de uma mesma classe, não está sujeita a um controle tão fechado quanto o que é possível fazer com escovas manufaturadas pela ligação de quantidades medidas de pó de metal e de grafite. As fases metal-grafite, com baixa proporção de metal são aglomeradas de forma similar às fases de carvão e grafite, enquanto que aquelas contendo altas proporções de metal, são usualmente ligadas pela sinterização do pó metálico. O metal mais freqüentemente utilizado em escovas metal-grafite é o cobre, mas, algumas escovas prata-grafite também são comerciais. Uma pequena percentagem de metais de baixo ponto de fusão, tais como estanho e chumbo são utilizados em algumas das muitas fases metálicas.

A maioria das escovas metal-grafite têm muito baixa queda de contato e têm consideravelmente maior capacidade de transporte de corrente do que as escovas de carvão grafite. A maioria das fases metal-grafite têm boas propriedades de fricção e são

adaptáveis a velocidades superficiais de até 30m/s. Devido à grande variação possível na proporção metálica, se pode obter grandes variações nas características físicas de tais escovas.

O principal campo de aplicação das escovas de metal grafite é em anéis e comutadores de baixa voltagem. Fases contendo 50% de metal ou menos, são usadas em veículos, motores de baixa voltagem, geradores, carregadores de bateria, etc., a maioria na variação de 24V a 60V. Fases contendo 60% a 85% de metal são utilizadas em aplicações de 6V a 24V. Em aplicações de até 6V, ou menos, são necessárias escovas com conteúdo metálico de 75% ou mais, isto a depender do metal utilizado e da aplicação do dispositivo.

### 2.2.6 Escovas especiais<sup>(10,30,31)</sup>

Alguns tipos de escovas são submetidas a rápido desgaste em alguns tipos de aeronaves, em equipamentos que operam em atmosfera rarefeita, umidade extremamente baixa e temperaturas sub-zero, encontradas em altas altitudes. Este desgaste resulta da destruição do filme de proteção, mantido, em altitudes normais, pela adsorção do vapor d'água nas superfícies de contato e a formação de óxidos nos comutadores e anéis. Isto é tão sério que escovas comuns, operando em determinadas altitudes, podem durar menos de uma hora.



## 2.3 A COLETA DO SINAL ELÉTRICO<sup>(1,9,17,20,72,77,93,104)</sup>

### 2.3.1 O contato<sup>(1,20,72)</sup>

Assim como ocorre com a superfície de contato entre dois sólidos, a presença de rugosidades microscópicas na escova e no coletor é tal que a área mecânica real de contato é muito menor que a área de contato aparente. Quando os corpos são completamente rígidos, é de se esperar que apenas três pontos de contato, cada um de dimensões infinitesimais, estejam presentes. Na prática, deformações elásticas e/ou plásticas ocorrem na área real de contato, proporcionando que haja 1/1000 ou 1/10000 vezes a área aparente real. Estima-se que somente 10-50 pontos de contato mecânico por  $\text{cm}^2$  ocorram na interface entre escova-anel deslizante, segundo condições normais de deslizamento, mas as características particulares do material da escova e a textura da superfície podem afetar este resultado. O que se tem presenciado é que um significativo filme pode ser formado na superfície deslizante. No caso de escovas cobre-grafíticas, óxidos estão presentes no Cu, junto com partículas de grafite e escórias de desgaste. Desde que, conforme experiências têm demonstrado, basicamente tais filmes são isolantes, o campo elétrico que está presente entre a escova e o anel é suficiente para causar eletromigrações e quedas de tensão elétrica dentro da pequena porção de área de contato mecânico. Tais áreas de contato elétrico são denominadas de **alfa-spots**, como descreve-se adiante. Este filme contém não só material sólido, mas também, gases e

vapores adsorvidos. Esta interface é lubrificante, e a ausência deste filme provoca na escova um desgaste catastrófico, normalmente chamado de empoeiramento.

A necessidade de que toda corrente passe através dos alfa-spots, introduz uma resistência ao fluxo de corrente que é denominada de **resistência de constricção**. Em adição a esta condução de corrente há que se considerar aquela que se efetua através do filme absorvido que está presente nos alfa-spots. A resistência elétrica total inclui ambas as contribuições.

### 2.3.2 A temperatura localizada<sup>(75,84,93,104)</sup>

Para que se possa manter uma porção de filme e baixas perdas é interessante operar em atmosferas não oxidantes. Isto tem sido observado para qualquer sistema de escovas.

A concentração de corrente nos "*alfa spots*" produz alta temperatura localizada freqüentemente chamadas de "*supertemperaturas*". Em contatos de materiais semelhantes e com determinada área, a máxima temperatura ocorre na interface, mas em contatos de materiais diferentes ou com áreas assimétricas, a máxima temperatura pode ocorrer na própria escova devido às suas baixas condutividades térmica e elétrica.

Evidentemente, o calor também é gerado nas superfícies de contato, como um resultado da fricção durante o processo de deslizamento. Este calor gerado é

proporcional ao coeficiente de atrito, à força normal e à velocidade relativa das duas superfícies. Em baixas velocidades, a quantidade de calor que se transmite à escova e ao anel, por este caminho, varia com as respectivas condutividades térmicas. Por outro lado, em altas velocidades o anel deslizante estará mais frio do que a escova e uma grande quantidade de calor será instalado numa fina camada na superfície do anel. Aqui, é importante salientar que fenômenos, tais como instabilidades termoelásticas, podem modificar esta distribuição, de tal forma a favorecer a condução nos alfa-spots<sup>(93,104)</sup>.

O valor do coeficiente de fricção é determinado especialmente pelas características do filme nas áreas de contato mecânico. Isto é afetado, não somente, pelas características do filme sólido, mas também, pela adsorção de gases e vapores na base e nas margens dos sítios de cristais de grafite.

### 2.3.3 A atuação do filme<sup>(9,17,77)</sup>

Um fino filme adsorvido de vapor de água na superfície do anel de cobre é essencial para a operação em baixa fricção para escovas, sejam monolíticas ou de multi-elementos. Tudo indica que este filme tem pequeno efeito no mecanismo de condução, seja porque ele é periodicamente rompido, reforçando-se as asperezas entre escova e anel, ou seja, devido ao fato dele ser tão fino que o efeito de tunelamento vem a ocorrer, sem haver perda elétrica significativa. Isto se evidencia pela não verificação de características usuais no espectro Auger, nas películas de Oxigênio e Cobre, havendo indícios de que isto seja devido às propriedades do filme d'água. A idéia é de que

moléculas complexas de  $\text{Cu}_2\text{O}\cdot\text{H}_2\text{O}$  sejam formadas na superfície do metal quando exposto a atmosferas úmidas. Tal filme teria excelentes propriedades de lubrificação (como realmente é observado), já que as moléculas d'água são fracamente ligadas e podem cisalhar facilmente. Esta camada de líquido típica separa as superfícies de contato por somente 2-3nm, assim a condução pode ter lugar com muito baixas perdas. Convém recordar que se as partes não tiverem em contato não existe nenhuma corrente elétrica entre a escova e o coletor, de acordo com a Mecânica Clássica, devido ao potencial de confinamento dos elétrons pelos dois materiais. O fato experimental contraria esta hipótese, pois os elétrons também possuem propriedades ondulatórias (Mecânica Quântica), o que permite que eles ultrapassem barreiras de potencial superiores à sua energia, este é o fenômeno de tunelamento.

#### 2.3.4 A formação específica do filme<sup>(77)</sup>

De acordo com a hipótese apresentada em que moléculas de óxido de cobre e água se formam na superfície do metal, a natureza do filme pode ser, do ponto de vista químico, como se mostra na Figura a seguir (Figura 1), onde se mostra a superfície do metal (que pode ser o anel) e o filme imediatamente aderido.

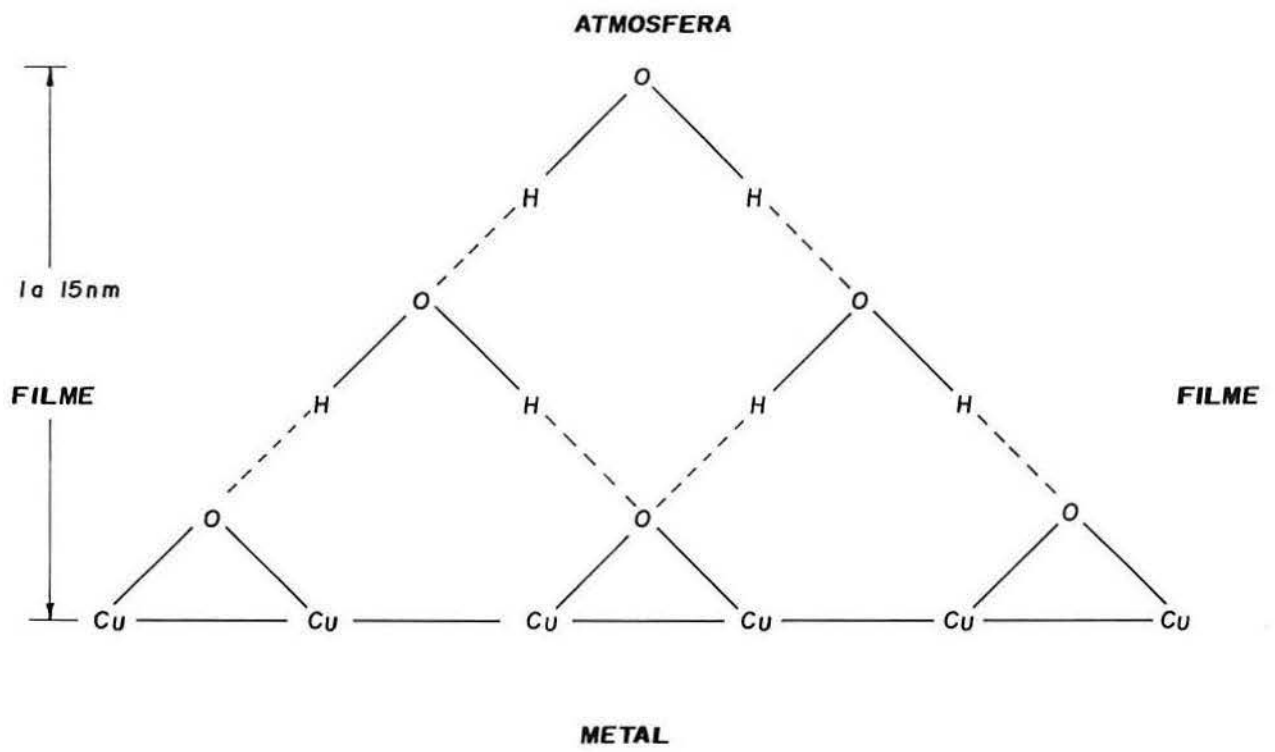


FIGURA 1 - Possíveis ligações  $\text{Cu}_2\text{H}_2\text{O}$  na superfície do anel.

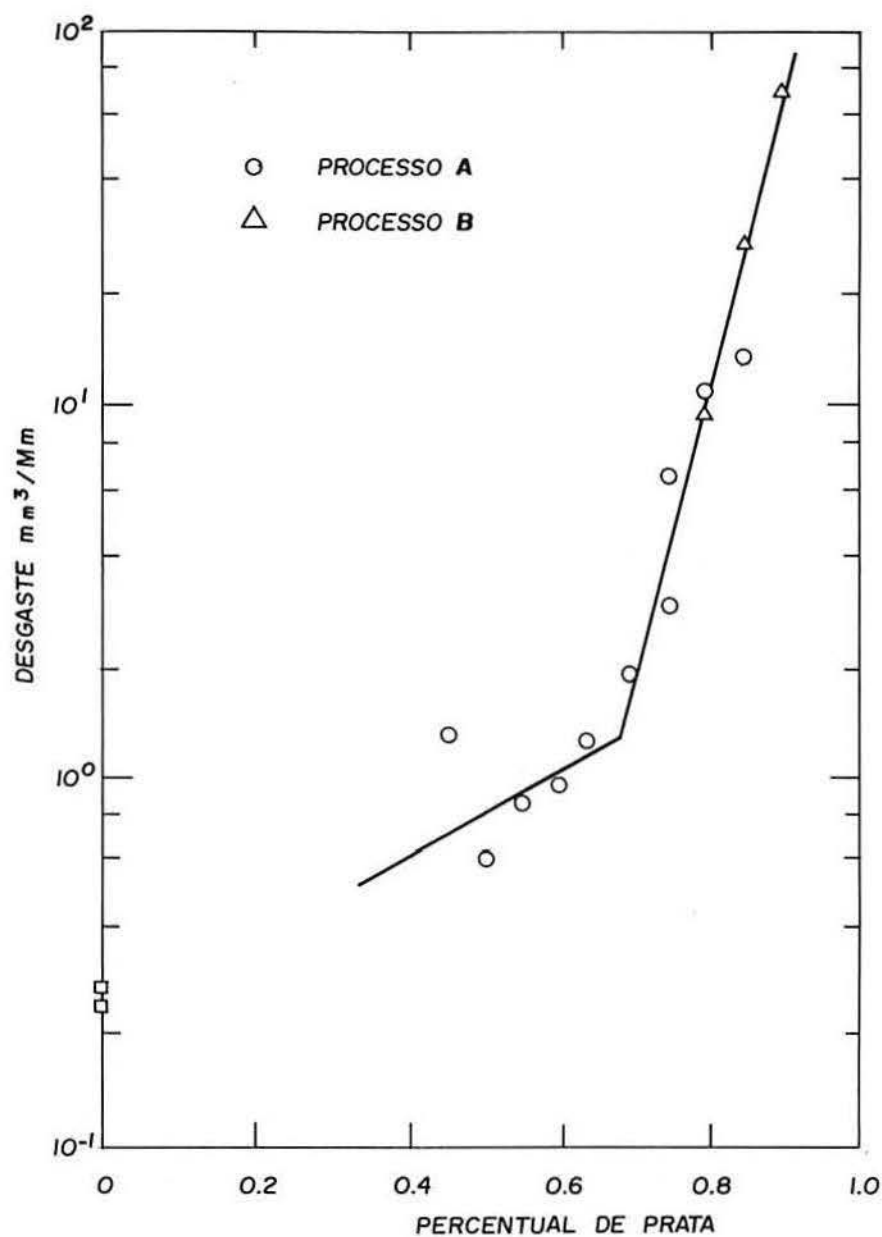
## 2.4 COMPACTAÇÃO DAS ESCOVAS<sup>(13,64,71,77,88,93,94,99)</sup>

### 2.4.1 Escovas monolíticas

Normalmente as escovas monolíticas são misturas de grafite, carbono e metal, este último variando de 0 a cem por cento. Sua confecção normalmente é efetuada via metalurgia do pó em que pequenas partículas de grafite carbono e metal (usualmente cobre ou prata) são prensados e sinterizados, para formar um bloco sólido. Uma produção alternativa é a impregnação a vácuo dos poros do bloco de grafite com metal fundido, que nestas condições limita o conteúdo dos materiais impregnados na matriz de grafite na ordem de 55%.

A experiência tem mostrado que o conteúdo de metal nas escovas metal-grafite convencionalmente sinterizadas é de fundamental importância na performance das escovas. A seguir (Figura 2), mostra-se a variação no desgaste de uma escova prata-grafítica como função da fração de massa de prata presente na matriz, conforme McNab<sup>(77)</sup>. Verifica-se através do gráfico que, a partir de um conteúdo de 70% de prata na matriz, o desgaste torna-se bastante acentuado. No processo B foi aumentada a umidade e efetuados testes com conteúdo de prata de oitenta por cento ou mais. Nota-se que não foi verificada alteração em relação ao processo A.





**FIGURA 2 -** Mostra o desgaste de uma escova prata-grafítica deslizando num anel de cobre em atmosfera umidificada de CO<sub>2</sub>. Superfície da escova de 1 cm<sup>2</sup> e velocidade periférica de 12,7 m/s.

Estas experiências foram efetuadas com uma densidade de corrente de 0,78MA/m<sup>2</sup> (500A/in<sup>2</sup>) que ao tempo da experiência representava um significativo aumento na prática convencional, que era da ordem de 50-100A/in<sup>2</sup>. Portanto,



otimização de material e condições de operação tem provido sempre, maiores e significantes avanços nas densidades de corrente. Nesta busca de otimização, uma série de aspectos tem sido investigados, tais como, atmosfera gasosa, aditivo de vapores, composição do material da escova, materiais constitutivos dos anéis e temperaturas de operação. Em testes e equipamentos perfeitamente controlados em bancadas tem sido obtidas densidades de correntes da ordem  $8\text{MA/m}^2$  ( $5000\text{A/in}^2$ ). O que encoraja no resultado destas experiências é que se tem verificado que tanto o coeficiente de atrito como a resistência de contato aparentemente diminuem com o aumento da densidade de corrente acima de  $3,9\text{MA/m}^2$ , embora o processo de condução venha ser menos estável. É bem possível que fusões localizadas ocorram no contato transiente nas asperezas das spots e isto seja responsável por este comportamento observado<sup>(48,89)</sup>.

Escovas monolíticas consistindo de metal sinterizado ligado com partículas de grafite tem sido testadas. O conteúdo de metal é controlado pela espessura das partículas de ligação. Outra opção inclui a adição de grafite e pós metálicos, sendo eficiente o uso da fase metálica, pois, permite a ocorrência de baixa resistividade elétrica. Várias experiências tem sido realizadas no *Massachusetts Institute of Technology* onde a performance de alfinetes de prata-grafite atuando sobre discos de metais nobres e raros tem sido testados, com a finalidade de medir a fricção, desgaste e resistência elétrica. Baixo desgaste foi verificado estar relacionado mais com a incompatibilidade metalúrgica do disco de metal com o grafite, do que com a prata constituinte do material que compõe o alfinete de contato. Outro resultado inesperado foi a alta razão de desgaste estava associado com baixos valores de atrito. Baixos valores de desgaste foram encontrados para materiais como Ródio, Paládio e Platina.

## 2.4.2 Escovas de vários elementos<sup>(71,77,99)</sup>

Examinando-se a transferência de corrente através da interface de contato, tem sido verificado que, excluída a resistência do corpo e do circuito, a resistência de contato está composta da chamada resistência de constrição e da resistência do filme. Um importante resultado advindo disto é que quando a resistência de constrição é dominante, a resistência de contato pode ser reduzida subdividindo o contato num número bastante grande de unidades independentes. As escovas de multi-elementos são várias lâminas ou vários filamentos compactados numa fase.

Uma das primeiras escovas de multi-elementos investigadas foram escovas compostas de fibras de carbono arranjadas em placas metálicas em que havia  $10^5$  a  $10^6$  fibras individuais por  $\text{cm}^2$  fazendo contato com a superfície do anel. A tecnologia para a produção de tais fibras é alta, permitindo que com esta técnica se obtenham escovas de fibras com fator de empacotamento de área de até 0.75, ou mais. A reduzida resistência de constrição das escovas de fibras e sua natural habilidade para manter o contato, seguindo as irregularidades da superfície do anel deslizante permite o uso de contatos de cargas muito mais suaves do que com escovas monolíticas (tipicamente 7kPa, ou  $0,07\text{kgf/cm}^2$ ) assim, reduzindo as perdas pelo atrito e contato elétrico<sup>(11,93,98)</sup>.

Pelas vantagens citadas é que existem esforços centrados na análise geral da total resistência de contato das escovas de multi-elementos que operam no modo elástico ou plástico das deformações das asperezas. Tais análises têm mostrado que benefícios se

tem encontrado com o aumento do número de contatos individuais, mas que, por outro lado, na maioria das circunstâncias, não é necessário mais do que  $10^2$ - $10^3$  contatos individuais por  $\text{cm}^2$  (Figura 3). Baseado nestas considerações, escovas de múltiplas fibras metálicas têm sido desenhadas, construídas e testadas em várias condições de operação. Os resultados obtidos tem informado que, incluindo operações com alta densidade de corrente ( $7,8\text{MA}/\text{m}^2$ ) se obtém baixas perdas (menos que  $0,25\text{W}/\text{A}$ , ou  $0,25\text{V}$ ) e baixo valor de desgaste. Resultados experimentais mostram que pequenas unidades de escovas, podem transferir densidades de corrente de até  $100\text{MA}/\text{m}^2$  estavelmente, através de fibras individuais com velocidades de  $15\text{m}/\text{s}$ . Veja-se que estes níveis de densidade de corrente são altos, e mais típicos de serem achados em sólidos supercondutores do que em contatos elétricos deslizantes <sup>(77)</sup>!

Escovas monolíticas subdivididas têm demonstrado capacidade de transportar alta densidade de corrente, embora com maiores perdas mecânicas e maior razão de desgaste.

A Figura 3 mostra a resistência relativa do filme (que é a resistência elétrica do filme num ponto particular em relação à resistência máxima) e o número de elementos constituintes da escova. Nota-se que após determinada espessura ( $k$ ) a resistência é praticamente constante, e diminui à medida que a espessura do filme diminui ( $k_2$ ). O mesmo acontece com a espessura do filme nas próprias constricções ( $k_1$ ).

O gráfico mostra claramente que, na prática, **não** são necessárias mais do que 100 elementos de contato para se diminuir bastante a resistência relativa. Esta é a razão pela qual utilizamos cem filamentos nas escovas multi-elementos utilizadas.

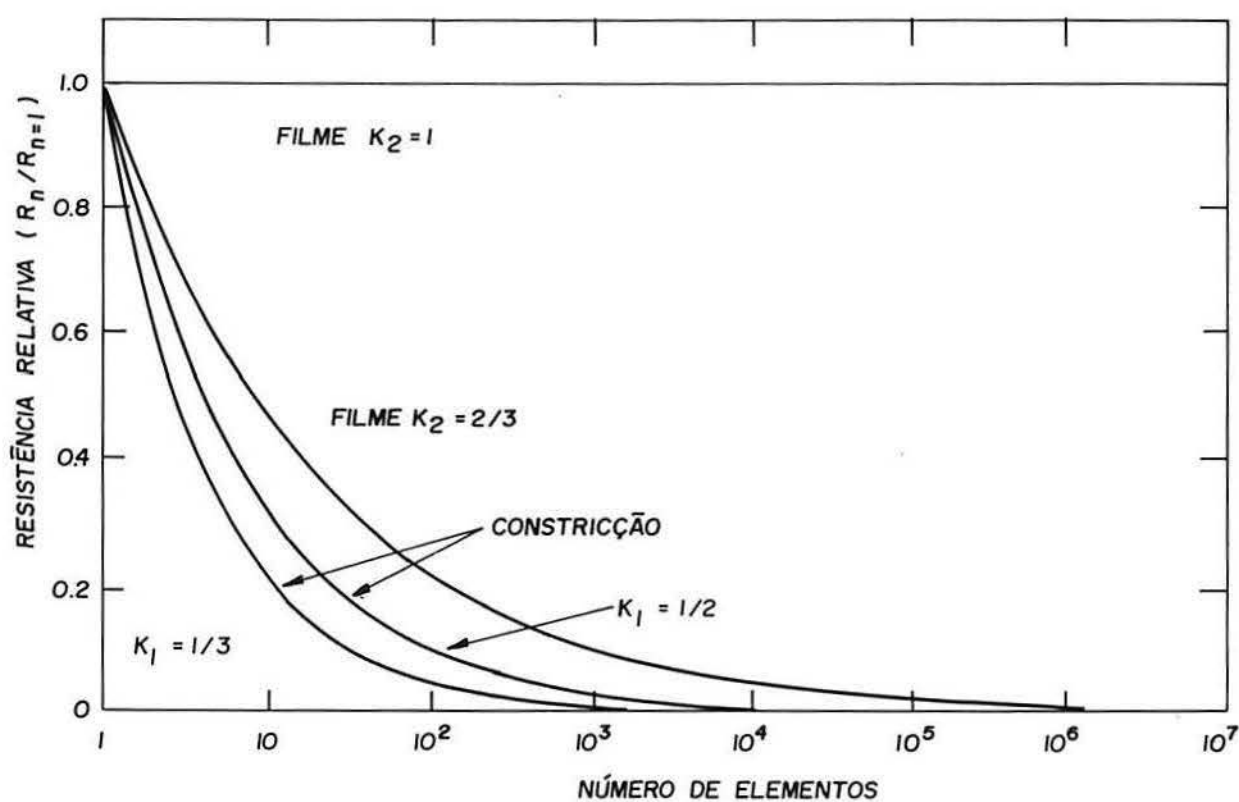


FIGURA 3 - Efeitos, da subdivisão da escova, na resistência de contato.



### 2.4.3 Escovas de lâminas metálicas<sup>(61,64,76,80,105)</sup>

Escovas elétricas constituídas de lâminas metálicas de prata, cobre e alumínio têm sido testadas, principalmente de 12 a 25mm de espessura e compostas de 15 a 195 lâminas individuais com pressões na ordem de  $10^4$ Pa com densidades de corrente de  $700\text{A}/\text{cm}^2$ .

A observada dependência da queda de tensão através das escovas como função da densidade de corrente concorda plenamente com a teoria de contato de Holm aplicada para escovas deslizando em Cu ou Al. Nestes tipos de escovas, filmes de resistividade da ordem de  $10^{-12}$  ohm·m para o Cu e  $3 \cdot 10^{-2}$  ohm·m, para o Alumínio, têm sido encontrados. Estes filmes constituem-se basicamente de água e óxidos de alumínio ou cobre, conforme o caso em estudo.

A perda total, elétrica e mecânica, através das escovas é independente da densidade de corrente se a pressão na escova é convenientemente escolhida para minimizar a perda total. Assim, nestas condições, a perda depende somente da velocidade da escova, da dureza e maciez dos dois materiais envolvidos (isto é, da lâmina e rotor ou anel), do coeficiente de atrito e da resistividade do filme.

Segundo exames microscópicos do rotor e das escovas, tem sido mostrado que a superfície da escova é alisada através da velocidade da escova, onde o rotor permanece quase não afetado, ou no máximo, suavemente rugoso, desta forma não permitindo que

se formem arcos elétricos. Arcos produzem considerável rugosidade superficial em ambos, na escova e na superfície do rotor, depositando resíduos metálicos e entulhos no rotor, isto fazendo com que as escovas sejam severamente riscadas, tendo como consequência uma aceleração no seu desgaste.

## 2.5 A RESISTÊNCIA DE CONTATO<sup>(6,18,19,33,37,50,51,85)</sup>

Através das pesquisas, tem sido normalmente aceito que a resistência de contato na interface dos metais é mais dependente da natureza do filme de óxido na interface do que da resistência chamada de constricção dos contatos. O decréscimo na resistência de contato com o aumento da corrente elétrica é universalmente atribuído ao rompimento do filme óxido quando o campo elétrico através do óxido excede o valor de  $10^8$  Volts/m.

### 2.5.1 Razão de desgaste das escovas<sup>(18,37,50)</sup>

Conforme as experiências têm mostrado (segundo Casstevens, Fisher e Hurricks), para um longo período e ação de cargas leves, a razão de desgaste é errática para estas cargas leves. Por exemplo, para o caso de escovas eletrográficas atuando sobre anéis de alumínio, uma força de 0,6N atuando sobre escovas de 5mm x 5mm, a razão de desgaste variou de  $3,6 \cdot 10^{-10}$  mm<sup>3</sup>/mm para  $5 \cdot 10^{-10}$  mm<sup>3</sup>/mm. Num período de 400h a razão média de desgaste foi de  $4,2 \cdot 10^{-10}$  mm<sup>3</sup>/mm. Também foi observado que a efeito da corrente elétrica sobre a razão de desgaste é pequeno em baixas cargas, indicando que o faiscamento não ocorre nestas circunstâncias. Até 2,0A, nenhuma variação na razão de

desgaste na escova positiva foi observada. Acima de 2,0A faiscamento ocorreu e a razão de desgaste aumentou para  $4.10^{-8} \text{mm}^3/\text{mm}$ . Por outro lado, o efeito da corrente no desgaste da escova negativa foi mais marcante em correntes abaixo de 2,0A. De fato, a razão de desgaste aumenta com o valor da corrente elétrica. Em correntes de 500mA a razão de desgaste observada foi da ordem de  $6,8.10^{-10} \text{mm}^3/\text{mm}$  e a 1,0A ela aumentou para  $9,4.10^{-10} \text{mm}^3/\text{mm}$ . Para uma corrente de 2,0A, um desgaste catastrófico tomou lugar e a razão de desgaste aumentou duas ordens de grandeza, passando para  $4.10^{-8} \text{mm}^3/\text{mm}$ .

Quando operando com médias cargas, da ordem de 4,6N, a razão de desgaste é muito mais fácil de ser medida. Também tendo sido observado que a razão de desgaste entre a escova positiva e a negativa foi muito menos pronunciada. Correntes elétricas acima de 5A, se tornaram catastróficas, apresentando uma razão de desgaste de  $10^{-6} \text{mm}^3/\text{mm}$ <sup>(18,37)</sup>.

Quando se opera com altas cargas, em torno de 10,6N, ocorre uma alta razão de desgaste facilitando as medidas do desgaste. Note-se também, que nenhuma variação significativa na razão de desgaste aparece, até ocorrer o arco elétrico com 10A, quando então, a razão de desgaste passa para  $10^{-4} \text{mm}^3/\text{mm}$ .

Quando operando sem corrente elétrica a razão de desgaste aumenta da forma indicada na Figura 4. Quando operando em baixas cargas e sem corrente, a razão de desgaste foi baixa e aumentou proporcionalmente à carga aplicada. Por outro lado,

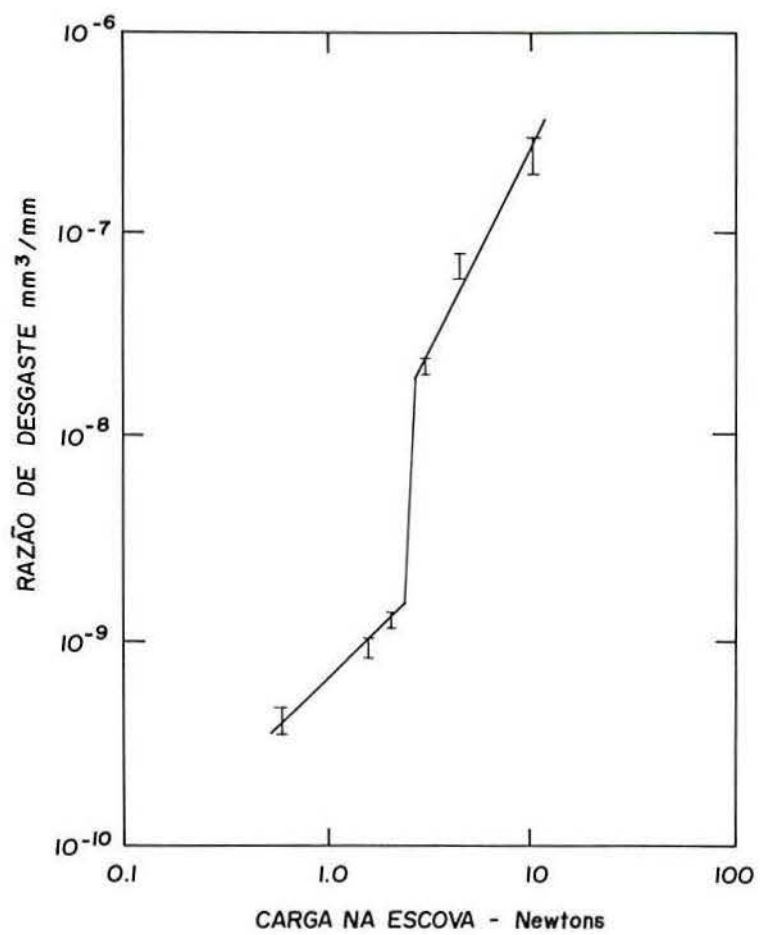


quando a carga aumentou acima de 2,6N, a razão de desgaste aumentou subitamente conforme mostra a Figura 4. Quando a carga foi reduzida para 2,6N a razão de desgaste permaneceu alta, mas reduziu novamente quando se diminuiu a carga abaixo de 2,6N.

A Tabela 1 mostra os resultados em baixas cargas antes e após 3,0N, cujos dados sugerem que a transição do valor de médio desgaste para o severo desgaste é reversível quando se reduz a carga. Nenhum dano sério à superfície é causado, quando operando em altas cargas, estas consideradas maiores do que 3,0N, para este sistema particular considerado. No gráfico mostrado na Figura 4 observa-se que a mudança do desgaste brando ao severo tem lugar exatamente na carga mecânica correspondente a 2,6N, em acordo com Fisher e Quinn<sup>(37)</sup>.

**TABELA 1 - Razão de desgaste de uma escova eletrográfrica submetida a várias cargas e sem corrente elétrica.**

	<i>CARGA (Newtons)</i>	<i>RAZÃO DE DESGASTE (mm<sup>3</sup>/mm)</i>
<i>Cargas crescentes</i>	0,5	$4,0 \times 10^{-10}$
	1,5	$9,3 \times 10^{-10}$
	2,0	$1,2 \times 10^{-9}$
	2,6	$1,7 \times 10^{-9}$
	3,0	$2,0 \times 10^{-8}$
<i>Cargas decrescentes</i>	2,6	$1,5 \times 10^{-9}$
	2,0	$1,2 \times 10^{-9}$
	1,5	$9,3 \times 10^{-10}$
	0,5	$4,0 \times 10^{-10}$



**FIGURA 4 -** Variação na razão de desgaste de uma escova eletrográfrica com a carga aplicada, sem corrente elétrica.

## 2.5.2 Medidas da resistência das escovas<sup>(19,33,37,51)</sup>

Para medir as resistências elétricas das escovas utilizamos um miliohmímetro HEWLETT-PACKARD-HP, 4328A, 48-66Hz com resolução de  $20\mu\Omega$ , um osciloscópio TEKTRONIX 466 e um multímetro FLUKE 5700 com 7,5 dígitos.

Os valores obtidos para as resistências ôhmicas de algumas escovas, medidas num conjunto de 10 escovas de cada tipo e efetuada a média aritmética, foram os que apresentamos a seguir. O símbolo Kr indicam que foram sinterizadas na empresa KRUGG S.A.

Tipo de escova	Resistência elétrica (m $\Omega$ )
Kr 70, 70% Cu .....	6,2m $\Omega$
Kr 75, 75% Cu .....	5,2m $\Omega$
Kr 85, 85% Cu .....	4,4m $\Omega$
Kr 95, 95% Cu .....	3,6m $\Omega$
Kr 60 Ag, 60% Ag.....	1,8m $\Omega$
Cu 99, 99,9% Cu.....	0,9m $\Omega$
Grafítica .....	13m $\Omega$

Estes valores foram obtidos medindo-se a resistência elétrica da escova diretamente, sem fazer passar corrente adicional pelas escovas.

Experiências foram efetuadas com escovas eletrográficas deslizando sobre anéis de Cu e Al. Tais experiências foram efetuadas fazendo passar uma corrente elétrica conhecida através das escovas e medindo a diferença de potencial através da interface escova-anel. Estas medidas primeiramente foram efetuadas sem corrente elétrica para verificar se alguma força eletromotriz térmica era gerada. Conforme foi verificado, nada foi detectado. As voltagens foram então medidas para diferentes valores de corrente elétrica. Tais medidas foram tomadas, tão logo as condições de regime permanente foram atingidas, após a variação na corrente. As condições do chamado regime permanente foram usualmente atingidas dentro do intervalo de tempo de dois minutos da variação na corrente. Ligeiras variações na voltagem, as vezes, ocorreram num longo período, mas estas variações foram negligenciáveis comparadas com a voltagem que estava sendo medida. A corrente foi aumentada até o faiscamento ocorrer na escova, quando então, o experimento foi parado <sup>(37)</sup>.

Os resultados mais interessantes foram obtidos usando a carga de 0,6 N e vários valores de correntes, desde 10  $\mu$ A, até o máximo de 2 A. Quando a corrente através das escovas era aumentada, o novo valor da diferença de potencial era atingido quase que imediatamente e não variava significativamente deste valor. O valor da resistência de contato foi calculado da diferença de potencial estabelecida após o equilíbrio ter sido atingido. Em vários estágios através da experiência, a corrente através das escovas foi reduzida e a resistência de contato determinada <sup>(37)</sup>.

### 2.5.3 Medidas do potencial de contato<sup>(6,37,51,85)</sup>

Conforme a orientação da corrente elétrica que a percorre, a escova pode ser caracterizada como positiva ou negativa.

A variação na resistência de contato, com a corrente elétrica é mostrada na Figura 5 para uma escova positiva e na Figura 6 para uma escova negativa, ambas em carga de 0,6N. Nas figuras o sentido das setas, indicam quando a corrente está aumentando ou diminuindo. Verificou-se que até uma corrente de 1mA a interface se comportou de maneira ôhmica. A resistência de contato permanece constante e a corrente através da interface é proporcional à voltagem através da interface. Quando a corrente era aumentada acima de 1mA, a resistência de contato diminuía com o aumento da corrente. Na redução da corrente, as características não sugeriam a mesma curva, o valor da resistência de contato inicialmente permanecia baixo, mas recuperava seu valor original após longo tempo. Muito pequena diferença existia entre as características das escovas positivas e negativas. É de aceitação geral que a resistência de contato na interface da maioria dos metais é mais dependente da natureza dos filmes de óxidos nas interfaces do que da resistência de constricção dos contatos. O decréscimo na resistência de contato com o aumento da corrente elétrica tem sido universalmente atribuído à ruptura do filme de óxido, embora seja de se esperar que também ocorram variações físicas no filme de óxido, de acordo com Fisher e Quinn<sup>(37)</sup>.

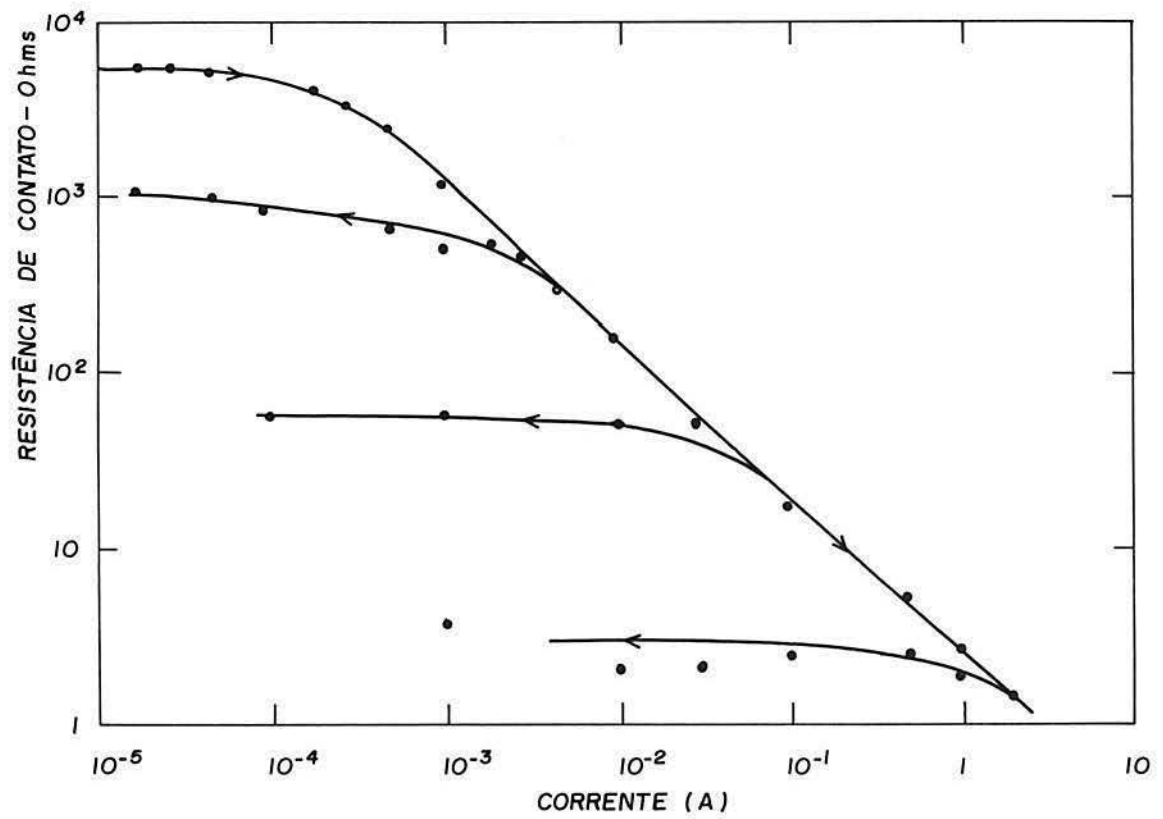


FIGURA 5 - Resistência de contato, de uma escova positiva, em relação à corrente elétrica.

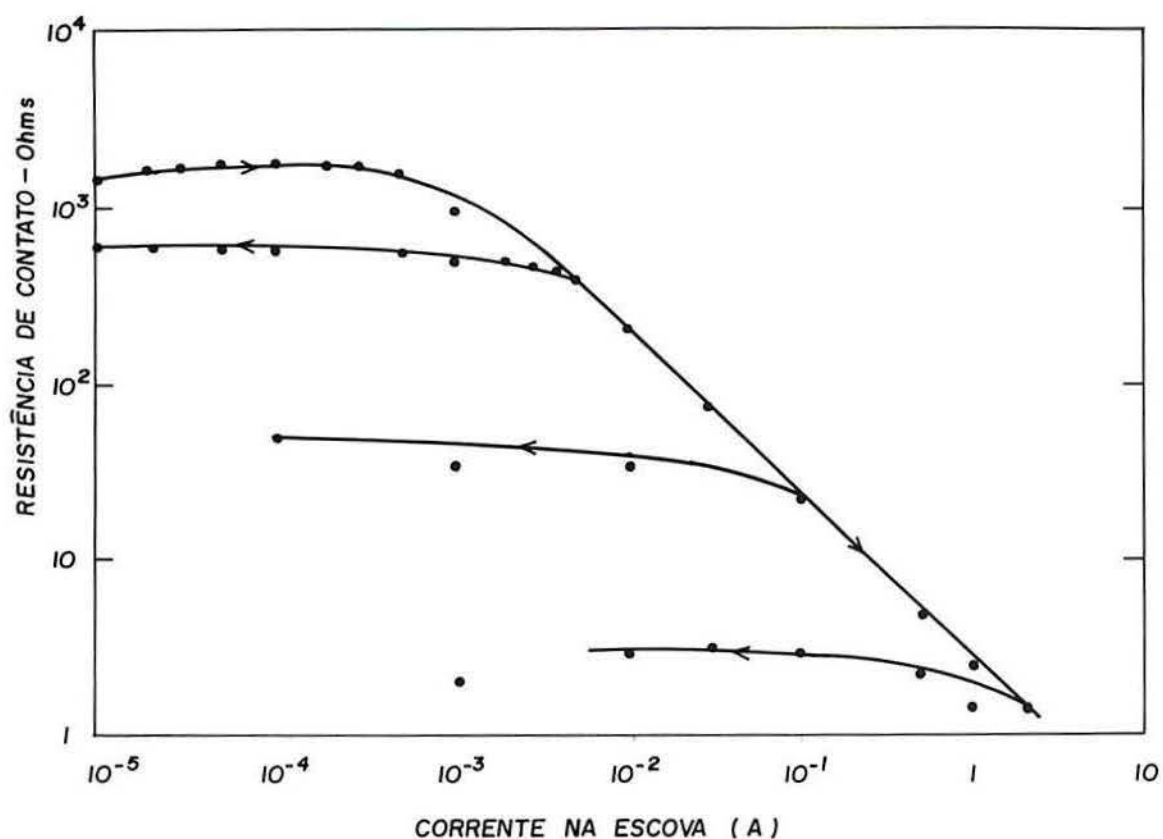


FIGURA 6 - Resistência de contato de uma escova negativa em relação à corrente.

Plotando-se a resistência de contato contra o potencial de interface, as curvas mostradas nas figuras 7 e 8 eram obtidas, para cargas de 0,6N. Estas curvas mostram que a interface se comportava de uma maneira ôhmica até um potencial crítico ser aplicado, quando um rápido decréscimo na resistência ocorria. A queda de potencial nas resistências era o mesmo, tanto para as escovas positivas, quanto negativas, isto em torno de 1,1mV.



O comportamento da resistência de contato do sistema em altas cargas mecânicas era muito menos complexo. Quando em altas cargas a resistência de contato foi sempre de baixo valor e dependendo muito pouco da corrente que passava através da escova.

Várias medidas diretas do potencial de contato foram efetuadas comprovando tal resultado. Devido ao fato de diferentes áreas de carregamento no anel fazerem contato com áreas similares na escova, qualquer variação na resistência total das asperezas de contato, em baixo da escova poderia ser refletida pela variação no potencial de contato. Quando em altas cargas o contato é muito íntimo não produzindo grandes variações na resistência de contato. O grande problema é que, com altas cargas temos atrito elevado e o conseqüente desgaste se contrapõe ao fato de se obter baixa resistência de contato nesta situação.

As Figuras 7 e 8 a seguir mostram a variação da resistência de contato em função da diferença de potencial através da interface. Vê-se que não há grande variação entre as escovas positivas e negativas. Observa-se também que até 0,9V a resistência de contato é praticamente constante e, acima deste valor a resistência de contato diminui bastante.

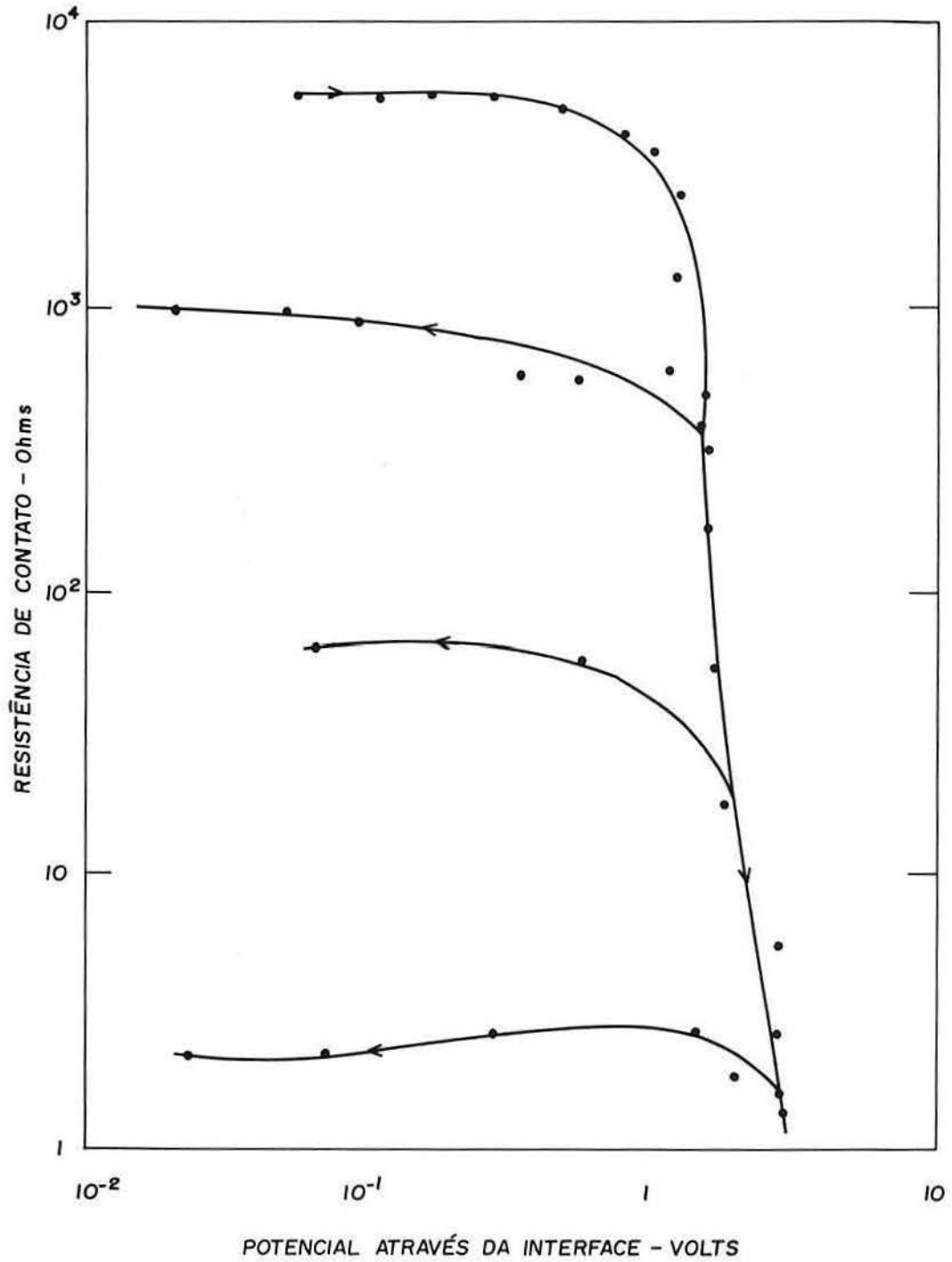


FIGURA 7 - Resistência de contato de uma escova positiva com a ddp

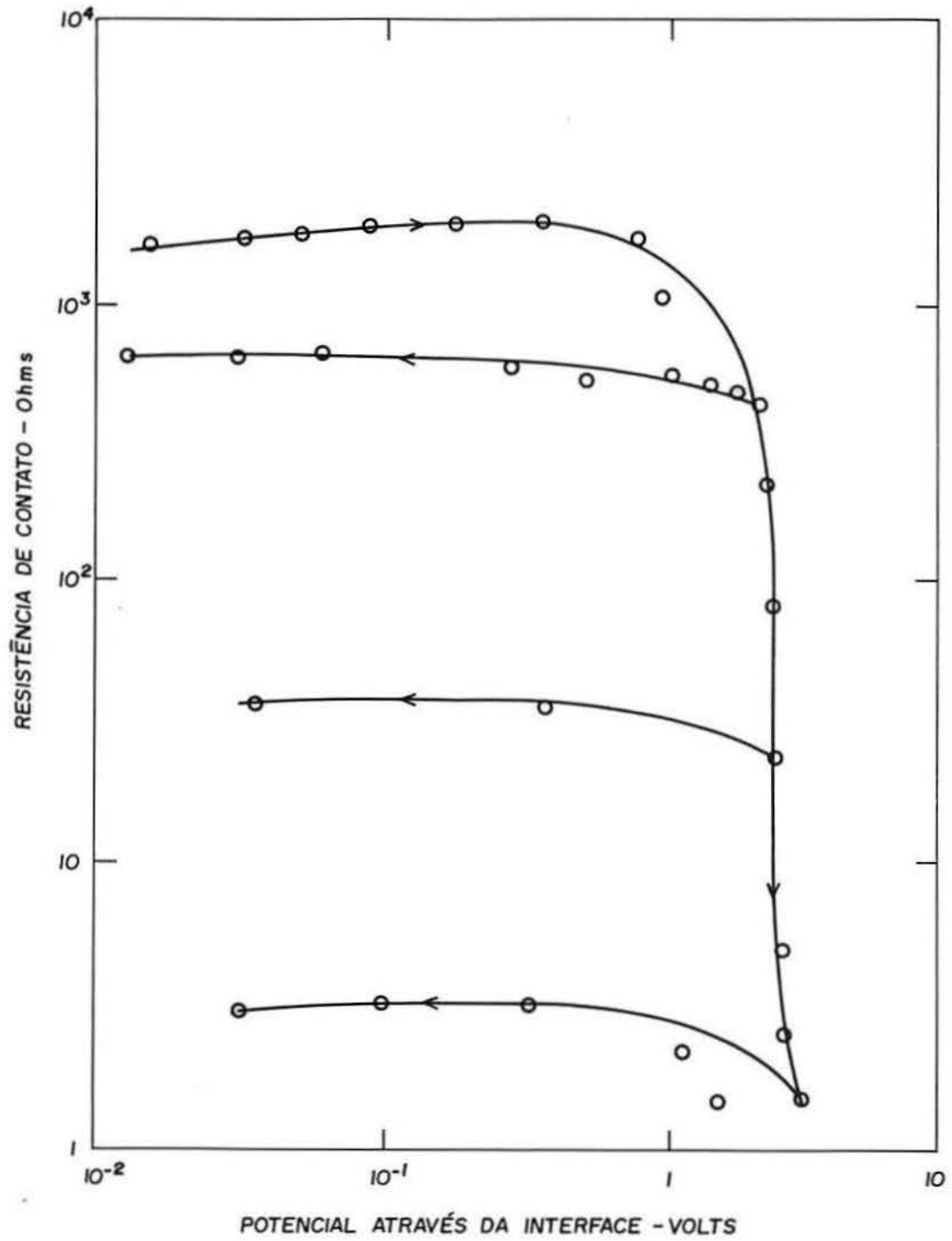


FIGURA 8 - Resistência de contato de uma escova negativa com a ddp

#### 2.5.4 Asperezas, deformações e desgastes<sup>(23,32,93)</sup>

Conforme a literatura, em se tratando de escovas eletrográficas e anéis deslizantes, tem sido mostrado que a carga mecânica é o primeiro fator determinante do desgaste de modo brando ou severo das escovas. Claramente a variação na corrente tem efeito, especialmente quando ocorre arco, que sempre vem associado a um desgaste catastrófico. Isto em geral ocorre a 2A para cargas leves, 5A para cargas médias e 10A para cargas altas. O desgaste contra anéis de Alumínio pode ser comparado com a magnitude daquele que ocorre com escovas contra anéis de cobre. Os valores recomendados para operar com estes tipos de escovas em motores é da ordem de  $1,4 \cdot 10^4 \text{Pa}$  a  $5 \cdot 10^4 \text{Pa}$ , já que a transição do desgaste suave ocorre a  $10^5 \text{Pa}$ .

Segundo Fisher e Quinn <sup>(37)</sup> a forma de variação do potencial de contato tem indicado que, em baixas cargas a configuração do contato tem muito pouca variação em longos períodos. Isto quer indicar que o material, no caso Cobre ou Alumínio, estão sendo elasticamente deformados. Em cargas mecânicas acima da carga de transição, a tensão de contato é muito variável, indicando que as asperezas metálicas não fazem extensos contatos repetidos. A rapidez de variação na configuração do contato pode surgir por duas razões (fazendo variar o valor da tensão lida):

- a) as asperezas metálicas estão sendo deformadas plasticamente pelo contato com a escova;

b) estão sendo produzidos fragmentos de desgaste, que mudam a topografia do contato.

Teoricamente <sup>(37)</sup> a probabilidade  $k$  de ser produzida uma partícula de desgaste no contorno de uma aspereza pode ser deduzida da lei de Archard, em que  $\alpha = k.A$ , onde  $\alpha$  é a razão de desgaste (expressa em termos de volume removido por unidade de distância de deslizamento), e  $A$  a área total real de contato. Com uma boa aproximação, se pode assumir que  $A = F/H$ , onde  $F$  é a carga aplicada e  $H$  é a dureza do material de contato.

As forças entre duas superfícies deslizantes surgem em geral:

- a) da adesão do grafite ao grafite, quando a escova está em contato com o grafite transferido, ou;
- b) da adesão do grafite ao óxido metálico.

A banda de valência entre átomos de Carbono é extremamente forte em circunstâncias normais e as bandas de átomos não pareados, nas arestas dos cristais, contribuem fortemente para a adesão. Portanto, as propriedades lubrificantes do grafite têm sido atribuídas a saturação de bandas pela adsorção do  $O_2$  ou moléculas de água. A adesão dos cristais de grafite surge, portanto, das forças fracas de Van der Waals. Gases atmosféricos são rapidamente quimioabsorvidos na superfície de óxido e esta camada de moléculas adsorvidas podem ter adicional redução na adesão entre o óxido e o grafite.

## 2.6 MODELO DA RESISTÊNCIA ELÉTRICA E DA TRANSFERÊNCIA DO SINAL<sup>(5,6,15,17,41,49,56,72,92,93,95)</sup>

### 2.6.1 Resistências: ôhmica, do filme e de constricção<sup>(41,72,93,95)</sup>

A resistência elétrica das escovas é composta, basicamente, de três partes:

$R_o$ , resistência ôhmica do corpo da escova;

$R_c$ , resistência de constricção;

$R_f$ , resistência do filme.

A chamada resistência de constricção está presente, porque o contato, numa escala atômica, tem lugar apenas numa fração da área da geometria total da chamada superfície de contato. Estas frações consistem de ilhas de contatos atômicos que são chamados de "alpha spots", ou "a-spots" (Figura 9).

Conforme Holm, a resistência para uma corrente conduzida através de um a-spot circular de raio "a" pode ser escrita por

$$R_a = \frac{\rho_b + \rho_r}{4a} + \frac{T_F}{\pi a^2} \quad (1)$$

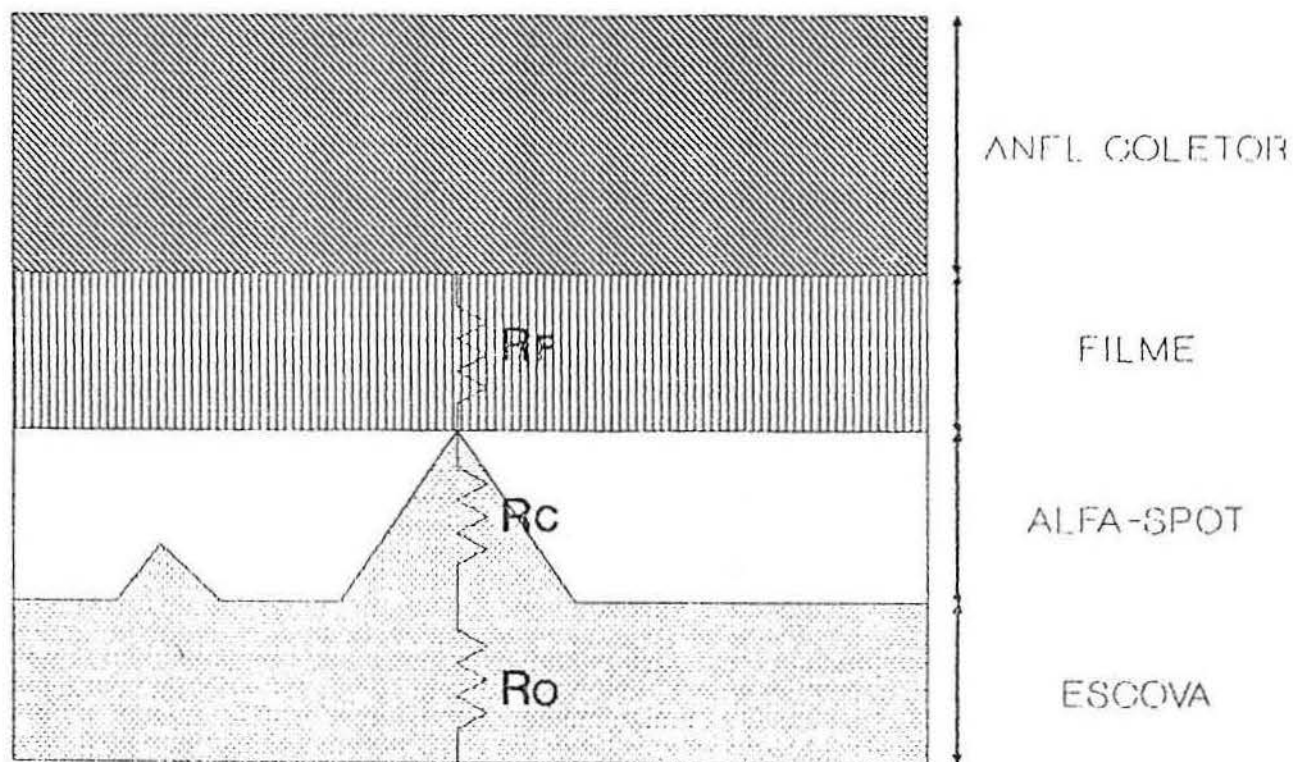
onde  $\rho_b$  e  $\rho_r$  são as resistividades elétricas dos materiais dos quais a escova e o contato oposto, no caso o rotor, são construídos. Chamando de  $T_F$  a resistência da unidade de área de qualquer filme de separação entre a escova e a superfície de contato oposta.

Evidentemente que o primeiro termo na equação (1) é a resistência de constricção e o segundo termo a resistência do filme da "a-spot" considerada. Para  $n$  similares "a-spots" na interface de contato, a resistência total da escova é dada pela expressão

$$R_b = \frac{R_c}{n} + R_o, \text{ ou seja,}$$

$$R_b = R_c + R_f + R_o = \frac{\rho_b + \rho_r}{4an} + \frac{T_F}{n\pi a^2} + R_o \quad (2)$$





**FIGURA 9 - Resistência de contato**

### 2.6.2 A condução da corrente na escova

Quando a corrente  $I$  é conduzida através de uma escova movendo-se à velocidade  $v$ , relativa à superfície oposta (rotor), contra a qual ela é pressionada com força  $F$ , a potência total perdida  $W$  é a soma das perdas mecânicas e elétricas, assim,

$$W = R_b I^2 + \mu v F \quad (3)$$

onde  $\mu$  é o coeficiente de atrito. Da equação (3), a potência total perdida, por unidade de corrente, medida em watts por ampère, ou seja, em Volts, pode ser escrita:

$$\frac{w}{I} = L_t \text{ (perda total)} = L_E + L_M = \left( \frac{\rho_b + \rho_r}{4an} + \frac{T_F}{n\pi a^2} + R_o \right) I + \frac{\mu v F}{I} \quad (4)$$

Conforme mostrado por Holm <sup>(45)</sup>, para "a-spots", não circulares, a resistência de constricção pode ser até 30% menor do que a dada pela equação acima (4). Por outro lado, quando os dois lados de uma "a-spot" são separados por um filme de alta resistividade, a resistência de constricção pode ser aumentada por um valor de até  $4/\pi$ . Estas correções opõem-se e certamente, podem ser negligenciadas se comparadas com outras incertezas na equação, as quais sejam  $T_F$ ,  $n$  e  $a$ , respectivamente a resistência da unidade de área, número de a-spots e o raio da a-spot.

Se nós assumirmos que os contatos são essencialmente limpos e que a superfície do filme tem propriedades similares sempre, a área total de contato de condução elétrica  $A_b = n\pi a^2$  é essencialmente relacionada à dureza  $H$  de dois materiais, pela expressão

$$A_b = n\pi a^2 = \frac{F}{p} = \frac{F}{\&H} \quad (5a)$$

quando ocorrem deformações plásticas em a-spots, onde  $p$  é a pressão média no contato do "a-spot", isto é,  $p = \beta H$ , sendo por definição,  $\beta \leq 1$ , onde  $\beta$  é um coeficiente entre a pressão e a dureza do material.

Usualmente, para contatos estacionários, tem sido mostrado que  $0,1 \leq \beta \leq 0,3$ . Com uma pressão baixa, uma rugosidade qualquer é gradualmente atingida, desde um leve toque infinitesimal do material com um negligenciável campo de força no estado inicial para a dureza  $H$ , a qual é atingida assintoticamente quando a profundidade da reentrância se aproxima  $e$ , então, excede 3% do raio de curvatura da aspereza, conforme teoria de Holm. A partir deste ponto avançado  $p \approx H$  é igual a três vezes a pressão de saturação para tensão ou compressão uniaxial, no completo estado endurecido. É de aceitação geral que, após longo trabalho, seja para uma escova monolítica ou de folhas, enfim, para quaisquer objetos em contato para os quais o número de a-spots não é muito grande,  $\beta$  será geralmente próximo à unidade. A razão disto é que os sucessivos contatos que ocorrem durante o período de operação, geram uma situação de endurecimento do material na superfície (de acordo com as condições locais de temperatura, velocidade de deformação e outras condições de contorno). Isto não interessando qual tenha sido a dureza inicial, pois, o processo de desgaste irá sempre deixar uma, ou ambas as superfícies de contato, num mesmo estado de rugosidade. Isto quer dizer que, na grande maioria dos casos, após decorrido um certo tempo e com um pequeno, e até médio, número de "a-spots", ter-se-á a situação em que a média dos "a-spots" estarão plasticamente deformados, sendo assim  $\beta = 1$  e podemos escrever:

$$a = \left( \frac{F}{n\pi H} \right)^{1/2} \quad (5b)$$

Considerando-se deformações elásticas, o raio  $a$  das "a-spots" será<sup>(104)</sup>:

$$a = 1,1 \left( \frac{F r_c}{nE} \right)^{1/3} \quad (6)$$

onde  $r_c$  é o raio médio de curvatura da superfície e o valor de  $r_c$  entre duas superfícies é o da superfície mais rugosa em caso de dúvida. Por outro lado, para um filme uniforme a potência total perdida por a-spots plasticamente deformadas pode ser escrita como

$$L_{Tp} = R_B \cdot I + \frac{\mu v F}{I} = \left\{ \left( \frac{\pi^{1/2}}{4} \right) (\rho_b + \rho_r) \left( \frac{H}{nF} \right)^{1/2} + \frac{T_F H}{F} + R_o \right\} I + \frac{\mu v F}{I} \quad (7)$$

e para a-spots elásticas será

$$L_{Te} = \left\{ 0,23 (\rho_b + \rho_r) \left( \frac{E}{n^2 F r_c} \right)^{1/3} + (1,1^2 \pi)^{-1} T_F \left( \frac{E^2}{n F^2 r_c^2} \right)^{1/3} + R_o \right\} I + \frac{\mu v F}{I} \quad (8)$$

Pode ser visto claramente das equações acima que é altamente vantajoso se o número  $n$  de a-spots é grande. Com escovas monolíticas,  $n$  pode ser tão pequeno quanto a unidade e é raramente maior que 20. Também, seria desejável ater-se a baixas cargas, para se ter um trabalho de modo elástico, e assim, ser beneficiado em baixas perdas de acordo com a equação (8) comparada com a (7). Através destas equações se pode, portanto, verificar a vantagem obtida na escolha das escovas de vários elementos (representados por  $n$ ), sejam de filamentos ou de lâminas, pois, aumentam o número de contatos sem a necessidade de aumentar a pressão, o que provocaria um aumento no desgaste.

### 2.6.3 O ruído no contato<sup>(2,5,7,17,41,49,92)</sup>

Conforme visto no item anterior, é possível verificar-se que, para dados valores de  $F$  e  $H$ , é conveniente que se tenha altos valores de " $n$ ". Adicionalmente, devido a variações estatísticas no tamanho e número de a-spots, a resistência da escova flutua, tanto mais, quanto menor for  $n$ , e o correspondente ruído elétrico é emitido. Ainda, com escovas monolíticas,  $n$  não tem como ser controlado. Portanto, segundo circunstâncias ordinárias  $n < 20$ , a resistência de constricção contribui, ao menos, por uma significativa parte da resistência total da escova. As a-spots são plasticamente deformadas, perdas são relativamente altas e o ruído na escova, nestas circunstâncias, é severo.

Em adição à discutida desejabilidade de grande valor de  $n$ , de forma a reduzir o ruído na escova, assim como  $L_T$ , que é dado por (4), (7) e (8), atenção deve ser feita



para aumentar  $r_c$ , isto é, fazer o contato das superfícies tão liso quanto possível. Com respeito à força  $F$  na escova, ela pode ser ajustada de forma a minimizar  $L_T$ , para um dado valor de corrente elétrica; este mínimo geralmente ocorre quando  $L_M$  e  $L_E$  são de magnitudes semelhantes. Portanto, para reduzir o atrito é usualmente desejável tomar  $F$  abaixo daquele nível, especialmente em altas correntes, quando o valor de  $F$  determinado para minimizar  $L_T$ , pode ser muito alto. Concomitantemente, em baixas correntes e altas velocidades, a carga  $F$  que minimiza  $L_T$ , para escovas monolíticas é freqüentemente muito baixa para manter o contato contínuo entre a escova e o rotor (ou anel, ou comutador), nestas circunstâncias a escova salta; isto ocorrendo, provoca o arco elétrico, aumentando o ruído e determinando um desgaste excessivo. Adicionalmente, na prática, raramente se torna possível ajustar a carga  $F$  com a corrente momentânea.

Mundialmente, todas as escovas comerciais, de carvão, que freqüentemente incorporam pós metálicos, com o objetivo de melhorar a condutividade, servem de excelente exemplo aos requerimentos acima. Estas escovas são monolíticas e, portanto, têm  $n \leq 20$ ; fundamentalmente estas escovas de carvão têm baixo coeficiente de fricção, bom nível de desgaste e são mecanicamente macias, de tal forma que, ao deslizarem não saltam, mesmo com baixas cargas, evitando o arco.

Atualmente, em um número grande de equipamentos, necessitam-se de escovas com perdas reduzidas, em altas densidades de corrente e velocidade, que é difícil obter-se com escovas monolíticas. Têm preferência nestes casos as escovas de fibras ou lâminas metálicas.



## 2.6.4 Vantagem das escovas de multi-elementos<sup>(6,15,41,56)</sup>

As vantagens das escovas de fibras metálicas, são as seguintes:

1. O número de a-spots pode ser tão grande para este tipo de escova, que a resistência de constrictão  $R_c$  é inteiramente negligenciável.
2. Escovas de fibras metálicas podem ter muito alta compliância mecânica; isto permite o uso de muito baixo valor de força sobre a escova, sem fazê-la saltar em alta velocidade, além do que, a perda mecânica é grandemente reduzida.
3. Com o uso de baixas cargas e muito grande número de a-spots, a média das a-spots são elasticamente tensionadas e a correspondente baixa perda elétrica é obtida.
4. Segundo condições favoráveis a área total das zonas anelares sobre as a-spots, contendo pequenas larguras para permitir o tunelamento, é significativa e dominante. Isto causa uma redução na perda elétrica, dada pela equação (8).

Portanto, escovas metálicas em filamentos, são intrinsecamente capazes de baixas perdas em altas velocidades e altas densidades de corrente elétrica.

## 2.7 A ESTABILIDADE TÉRMICA NOS CONTATOS DE GRAFITE<sup>(6,17,23,55,77,80,90,102,103,106)</sup>

### 2.7.1 A temperatura máxima<sup>(17,23,55,106)</sup>

Abordamos que a resistência de constricção é uma resistência adicional que surge nos contatos. O calor gerado nesta resistência, pela corrente, aumenta a temperatura no ponto de contato, o que realmente pode danificar as regiões na interface. Isto ocorre para contatos, quer estáticos, quer coletores deslizantes.

O método clássico de cálculo da temperatura máxima atingida na região de constricção (chamada de supertemperatura  $T_m$ ) é efetuado através da expressão de Kohlrausch

$$U^2 = 8 \int_0^{T_m} \lambda \rho \partial T$$

que é dada em termos da voltagem  $U$  entre os condutores. Tal relação é dada em termos da resistividade elétrica  $\rho$ , da condutividade térmica  $\lambda$  e sua variação com a temperatura. Esta relação indica que  $T_m$  varia monotonicamente com a voltagem  $U$ . O problema é que na prática, os coletores de corrente não têm voltagens aplicadas através deles: suas impedâncias são insignificantes, e conseqüentemente eles têm correntes através deles. Assim, as voltagens desenvolvidas através deles são, como as

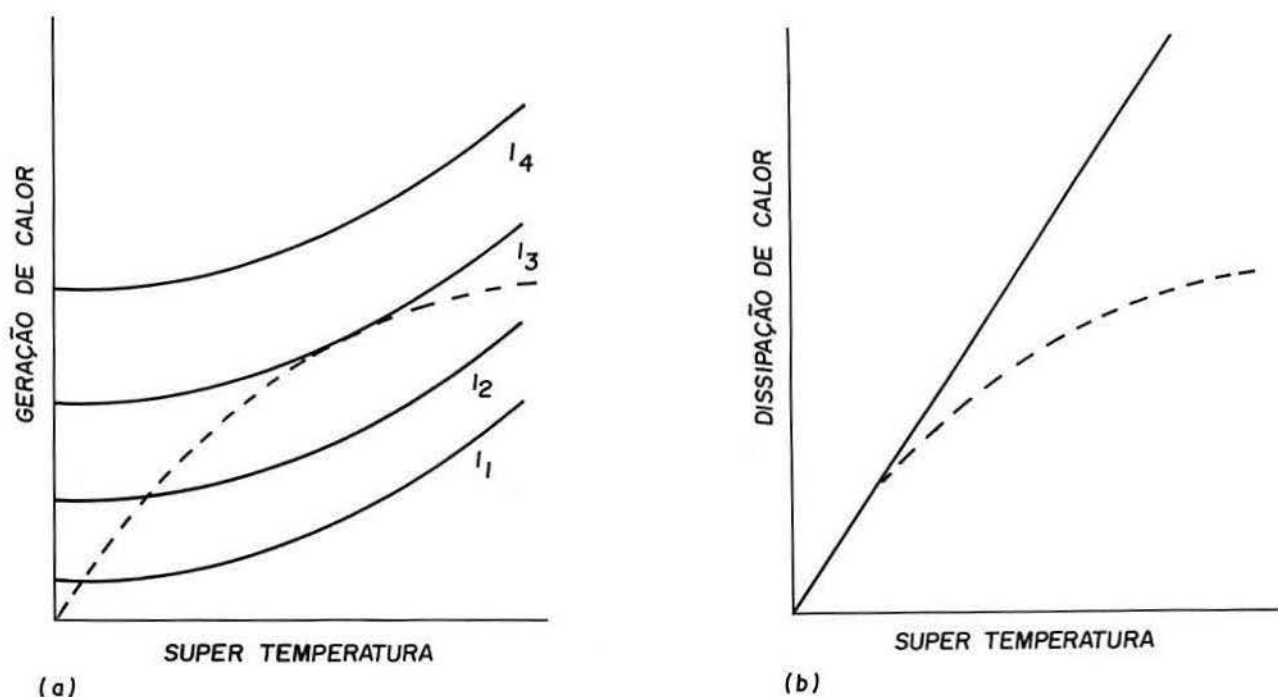
supertemperaturas, variáveis dependentes. Isto é importante que se diga, pois, a ocorrência de duas variáveis dependentes não informa nada a respeito da estabilidade da equação.

### 2.7.2 O balanço térmico nas spots<sup>(6,23,87,106)</sup>

De acordo com vários autores, como Bartram <sup>(6)</sup>, Clausing <sup>(23)</sup> e Reichner <sup>(87)</sup>, o calor gerado na região de constricção é dado pelo quadrado da corrente vezes a resistência de constricção  $R$ , onde o próprio  $R$  depende da resistividade, evidentemente. Portanto, para uma dada corrente o calor gerado, variará com a temperatura na mesma forma que  $\rho$  varia com a temperatura. Complica-se a relação exata, porque a temperatura é diferente de ponto a ponto na constricção, mas é claro que o calor gerado varia com  $T_m$  numa forma tal como é mostrado na Figura 10a, curva  $I_1$ . Esta curva fornece o calor que seria gerado na região de contato pela corrente  $I_1$ , se a máxima temperatura na constricção fosse  $T_m$ . Evidentemente, altas correntes gerariam mais calor, como mostram  $I_2, I_3, I_4$ .

Em contraste, a dissipação de calor da região de contato no corpo dos condutores depende da condutividade térmica e de como ela varia com a própria temperatura. Para uma condutividade térmica constante, a dissipação de calor será proporcional a  $T_m$ , conforme se mostra na Figura 10b. Quando a condutividade térmica diminui com o aumento de temperatura, como ocorre com o grafite, a dissipação de calor será como está mostrado pela linha pontilhada. Na prática, a corrente irá aumentar

a temperatura até que a dissipação de calor iguale o calor gerado entre os contatos: a temperatura de equilíbrio será dada pela interseção entre as curvas do calor gerado e do calor dissipado em função da supertemperatura, como se mostra pela linha pontilhada na Figura 10a. Estes gráficos mostram imediatamente que, embora em baixas correntes as curvas do calor gerado e do calor dissipado se interceptam, há uma corrente crítica, acima da qual, o calor gerado é maior que o calor dissipado, em todas as temperaturas. Isto determina uma descontinuidade no comportamento, que não é revelado pelas características voltagem-temperatura, calculada usando a equação de Kohlrausch. Esta corrente é a máxima que pode passar através do coletor em equilíbrio; acima dela não há mais balanço térmico e a temperatura aumenta indefinidamente. A máxima temperatura de equilíbrio é uma função da variação com a temperatura da condutividade térmica e da resistividade elétrica: isto não está associado com qualquer variação de estado<sup>(87,106)</sup>.



**FIGURA 10 - (a) Representação da supertemperatura em função do calor gerado pela corrente fluindo através de uma resistência de constricção (a curva pontilhada é a dissipação do calor e mostra a temperatura em que haveria balanço térmico; (b) Influência da supertemperatura na dissipação do calor através da região de contato (a linha cheia é para uma condutividade térmica constante; a linha pontilhada mostra o efeito quando a condutividade térmica cai, assim que  $T_m$  aumenta).**

## 2.8 VARIAÇÕES DA TEMPERATURA EM CONTATOS ELÉTRICOS DESLIZANTES<sup>(4,12,13,23,24,45,46,54,57,63,83,84,94,95)</sup>

### 2.8.1 Análise teórica da temperatura<sup>(23,84,85)</sup>

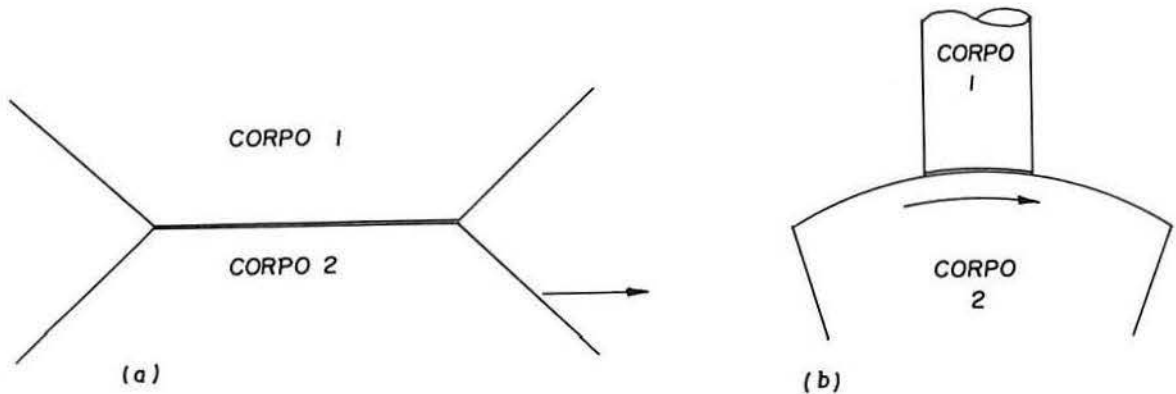
Em contatos elétricos deslizando transportando correntes, como se viu, uma das óbvias limitações para esta transmissão resulta do aquecimento interfacial. Caso a temperatura na interface seja muito grande o material pode amolecer, fundir ou excessiva oxidação pode ocorrer. Adicionalmente o excessivo desgaste irá ocorrer.

A análise teórica do aumento de temperatura na superfície de contato é geralmente baseada nos trabalhos de Blok<sup>(12)</sup> e Jaeger<sup>(54)</sup>. As relações obtidas por estes pesquisadores tem sido discutidas e aplicadas ao aumento da temperatura causado pela fricção por Archard<sup>(4)</sup> e Rabinowicz<sup>(83)</sup>. O aumento da temperatura dos contatos elétricos, especialmente o caso estático, tem sido discutido por Holm<sup>(45-47)</sup>, e Shobert<sup>(94)</sup> tem considerado também o caso dos contatos deslizando.

Considerando primeiro a situação onde baixa velocidade de deslizamento ocorre e o aquecimento é causado pela fricção, considerando que há uma região circular de contato entre as superfícies deslizando (Figura 11), o aumento médio da temperatura  $t_e$  é dado pela relação

$$\theta = \frac{fFv}{4Jr}(k_1 + k_2) \quad (1)$$

onde  $J$  é o equivalente mecânico do calor,  $r$  é o raio da junção,  $f$  é o coeficiente de atrito,  $F$  é a carga normal na junção,  $k_1$  é a condutividade térmica do corpo 1,  $k_2$  é a condutividade térmica do corpo 2 e  $v$  é a velocidade.



**FIGURA 11 - (a) Ilustra a junção de contato entre dois corpos sólidos; (b) O sistema analisado em altas velocidades de deslizamento, considera um pequeno corpo 1 em contato com um corpo grande 2, onde periodicamente há pontos de contato.**

A relação anteriormente apresentada, assume que o calor originado na interface é então, conduzido aos dois corpos adjacentes. É evidente que o aumento da temperatura é proporcional à velocidade, porque a geração de calor por unidade de tempo é ela mesmo proporcional à velocidade.



### 2.8.2 Expressão para alta velocidade de deslizamento<sup>(12,23,54,57,84,85,95)</sup>

Quando a velocidade de deslizamento é muito grande, esta equação não é válida. Considerando o caso mais simples, em que o corpo 1 é um espécime pequeno e o corpo 2 é uma superfície extensa, o corpo 1 estará sempre em contato e deslizará, assim, sobre áreas frescas do corpo de maior dimensão (Figura 11). Neste caso, o aumento da temperatura será dado pela expressão seguinte:

$$\theta = flv^{1/2} / 3,6J(\rho_2 c_2 r^3 k_2)^{1/2} \quad (2)$$

onde  $\rho_2 c_2$  é o calor específico de volume da superfície extensa.

Basicamente, esta relação difere da anterior por dois caminhos:

Primeiro: ela é assimétrica em relação às superfícies de topo e da base, pois, a superfície de topo, sendo menor e estando continuamente em contato, estará sempre quente, enquanto a superfície da base, será continuamente refrigerada, estando sempre mais fria, assim, essencialmente, todo calor passará através dela e, portanto, somente suas propriedades térmicas serão significantes.

Segundo: nesta equação deve ser notado que a velocidade tem expoente 1/2, equação (2). Isto ocorre porque, assim que a velocidade aumenta, nós aumentamos a

razão de aquecimento, mas também aumenta-se o resfriamento na base, onde o calor pode ser dissipado. Logo, é de se esperar, que a temperatura aumente com  $v$ , mas menos rapidamente do que com a primeira potência.

Em geral a equação (1) é aplicada quando a dimensão do parâmetro  $vr\rho_2c_2/k_2$ , é menor do que 2, enquanto que a equação (2) é aplicada quando este parâmetro é maior do que 2, respectivamente conforme Archard<sup>(4)</sup> e Rabinowicz<sup>(83)</sup>.

Segundo Holm, o aumento de temperatura, devido ao aquecimento elétrico, numa junção estacionária, é dado por

$$\theta = i^2 R / 4Jr(K_1 + K_2) \quad (3)$$

onde  $i$  é a corrente elétrica na junção e  $R$  a resistência elétrica na junção.

Esta equação é muito similar a expressão para o aumento de temperatura em baixa velocidade (1), exceto que o produto  $Ri^2$  é reproduzido por  $fFv$ , ou seja, aquecimento elétrico por aquecimento mecânico, na unidade de tempo. Holm argúi que a expressão (3) pode ser reduzida por um fator 2, devido a entrada de calor via constricções.

### 2.8.3 Efeitos mecânicos e elétricos no aumento da temperatura<sup>(57,63,84,85)</sup>

Caso adicionemos o aumento de temperatura elétrica ao aumento de temperatura mecânica em regime de baixa velocidade, podemos escrever:

$$\theta = (fFv + i^2R) / 4Jr(K_1 + K_2) \quad (4)$$

Esta é a expressão explicitamente assumida por Holm e Shobert.

Caso se deseje a expressão para altas velocidades deveríamos ter:

$$\theta = (fFv + i^2R) / 3,6J(r^3k_2\rho_1c_2v)^{1/2} \quad (5)$$

Neste caso a influência da velocidade na temperatura é difícil de estimar, desde que, uma alta velocidade aumenta a temperatura causada pela fricção (primeiro termo), enquanto irá reduzir o efeito do aquecimento elétrico.

## 3 O PROJETO DA BANCADA DE TORQUE

### 3.1 CARACTERÍSTICAS FUNDAMENTAIS DA BANCADA<sup>(3,8,14)</sup>

Basicamente é um dispositivo para testar torquímetros rotativos quando em operação, com variação dos parâmetros de teste.

Trata-se de uma estrutura que permite a um motor, ser acoplado a um eixo através de correia e polia (Figura 12). Neste eixo, uma polia engastada permite que se acople à sua extremidade, um torquímetro padrão ou de comparação. Em série com ele, através de acoplamentos convenientes (rígidos ou flexíveis, a depender do comprimento, peso e frequência de operação), é possível adaptar o torquímetro modelo ou padrão. A seguir se pode adaptar o alternador em operação com cargas. Todo este equipamento vai montado sobre uma base retificada, semelhante a um barramento de torno, na qual vão adaptadas as estruturas de suporte dos mancais de apoio dos eixos. Tais estruturas são deslizantes na base retificada, para permitir adaptar equipamentos de comprimentos, formatos e dimensões várias.

No caso adaptamos um conversor de frequência ao motor, para, com isto, ter-se condições de variar a velocidade de rotação do motor através da variação da frequência de alimentação do mesmo. Concomitantemente, após o alternador, pode-se adaptar um quadro de cargas para experimentar o conjunto em operação e carregado (Figura 13).

### 3.2 DETALHAMENTO DA BASE

A seguir mostram-se os detalhamentos da base, elementos de fixação, apoio e acoplamentos (Figura 12). Os elementos móveis e a base corrediça, são para se poder variar as distâncias entre eixos e acoplar os torquímetros para testes.

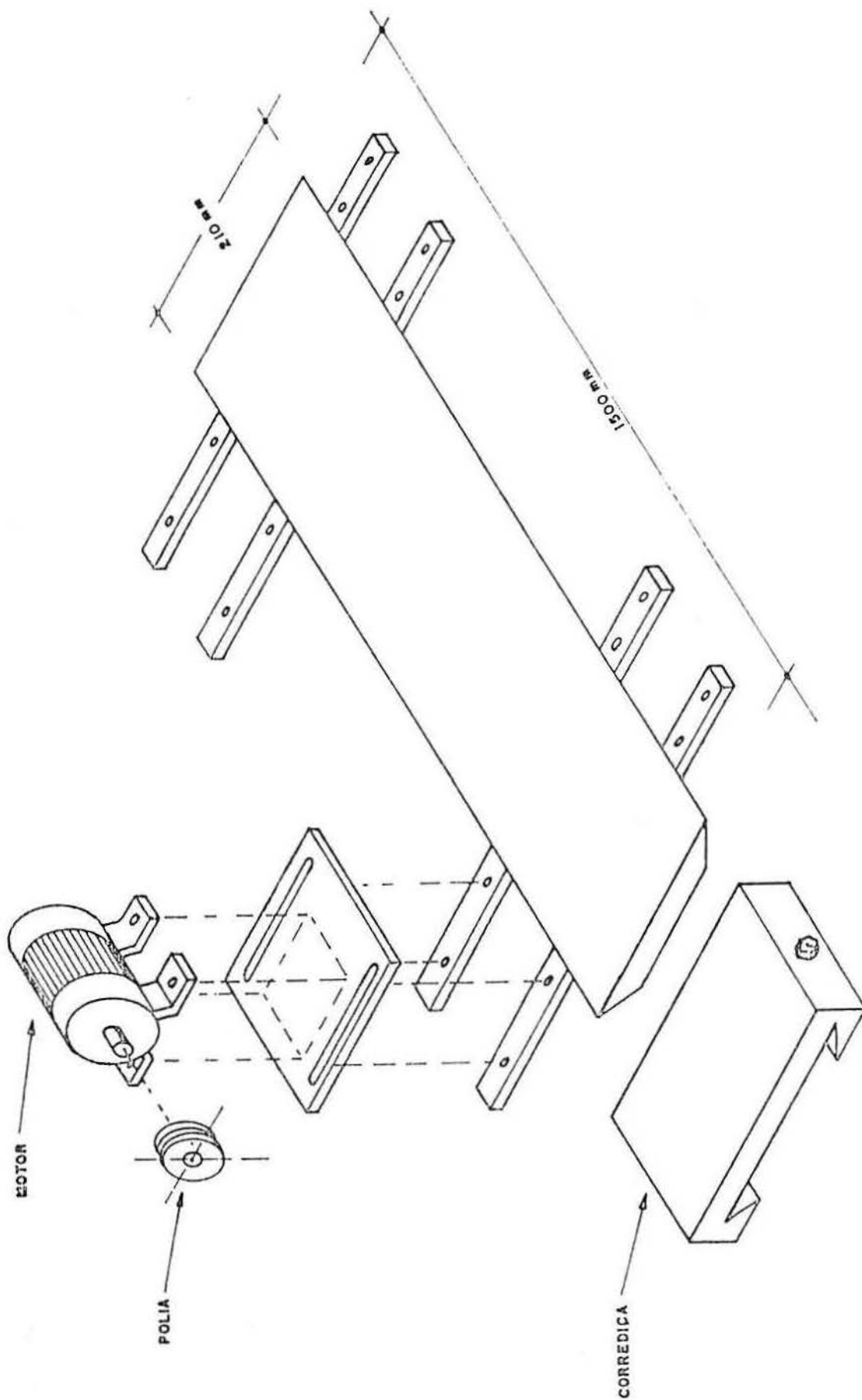
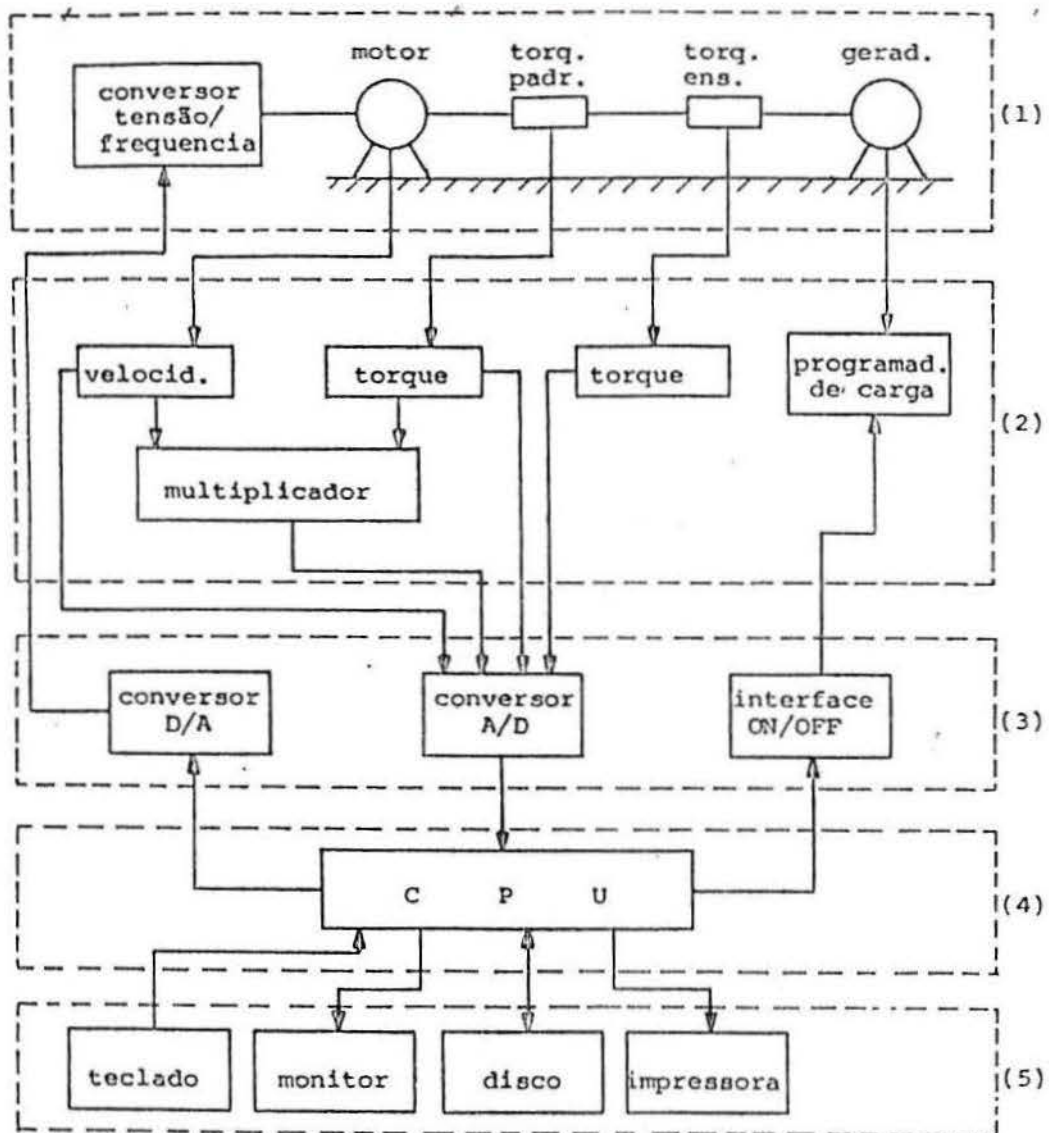


FIGURA 12 - Detalhamento da base



### 3.3 DIAGRAMA EM BLOCOS DAS POSSIBILIDADES DE OPERAÇÃO DO SISTEMA

A seguir mostra-se um diagrama em blocos da bancada, onde se pode visualizar a entrada e a saída da informação, com as respectivas possibilidades de comando. O presente trabalho restringiu-se ao item (1), onde estão o torquímetro padrão e o de ensaio, e onde operaram os anéis e escovas em estudo. Nesta figura mostramos todo o conjunto já interligado com os componentes: bancada de testes, condicionadores, interfaces, microcomputadores e periféricos.



- (1)- bancada de testes  
 (2)- condicionadores  
 (3)- interfaces  
 (4)- microcomputador  
 (5)- periféricos

FIGURA 13 - Diagrama da bancada computadorizada para torquímetros

### 3.4 COMPONENTES DA BANCADA

De acordo com o que foi executado, é o seguinte o material e equipamento disposto na bancada de testes:

- barramento-base retificada;
- microcomputador 486;
- motor elétrico WEG, 10CV, 60Hz;
- torquímetro padrão T30 FN da HBM;
- instrumentação do torquímetro teste;
- inversor de frequência BCM, 60Hz, 380V;
- instrumentação dos torquímetros protótipos, com STRAIN GAUGES, tipo espinha de peixe, de 120 ohms;
- interfaces e chaveamento;
- quadro de cargas;
- relés contadoras;
- torquímetros protótipos;
- eixo para análise de anéis e escovas;
- escovas sinterizadas a serem testadas.

### 3.5 VISTAS DO EQUIPAMENTO

A seguir mostram-se as vistas superior e lateral da bancada de ensaio de torquímetros (Figura 14 e 15).

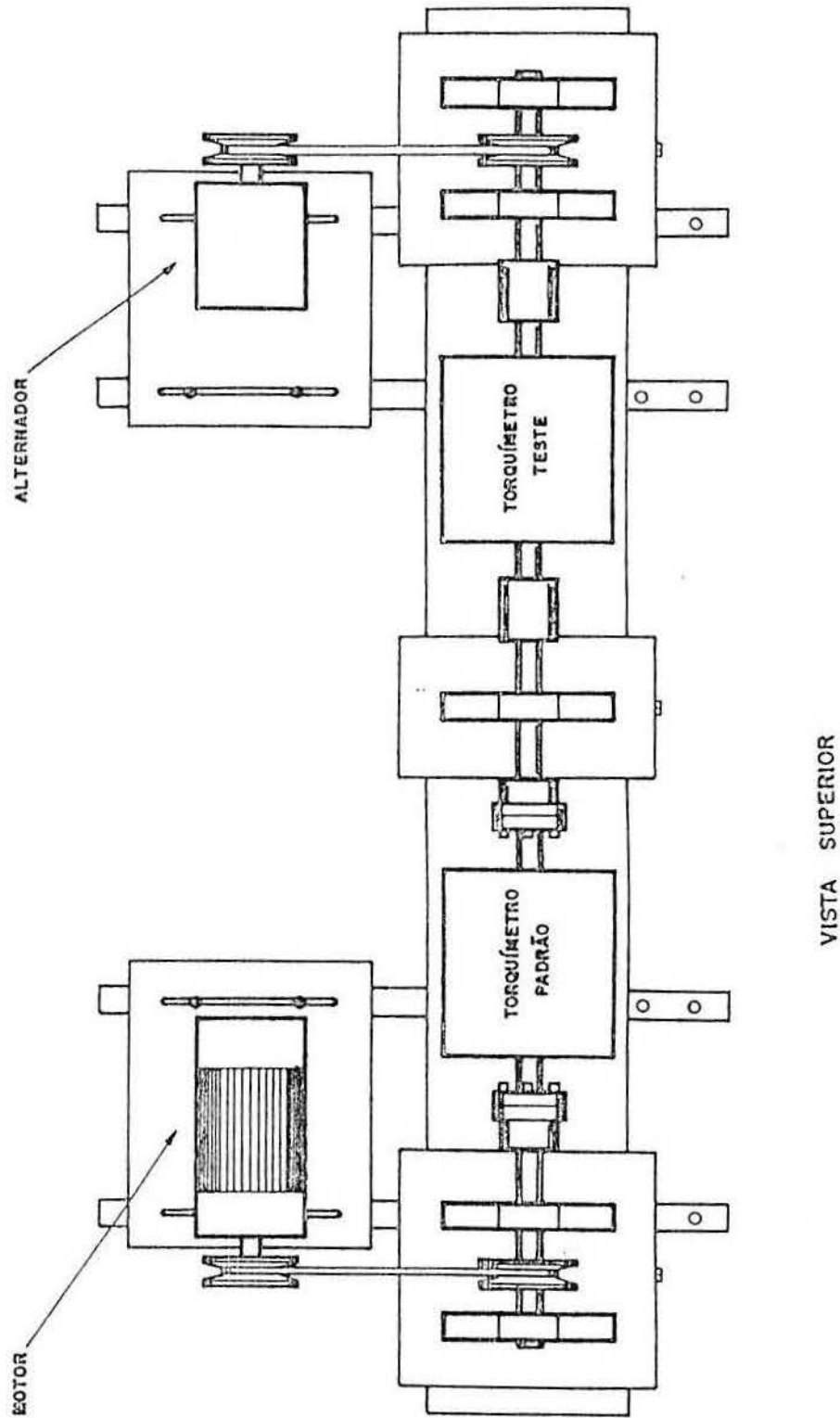


FIGURA 14 - Vista superior do conjunto, com motor, alternador e torquímetros

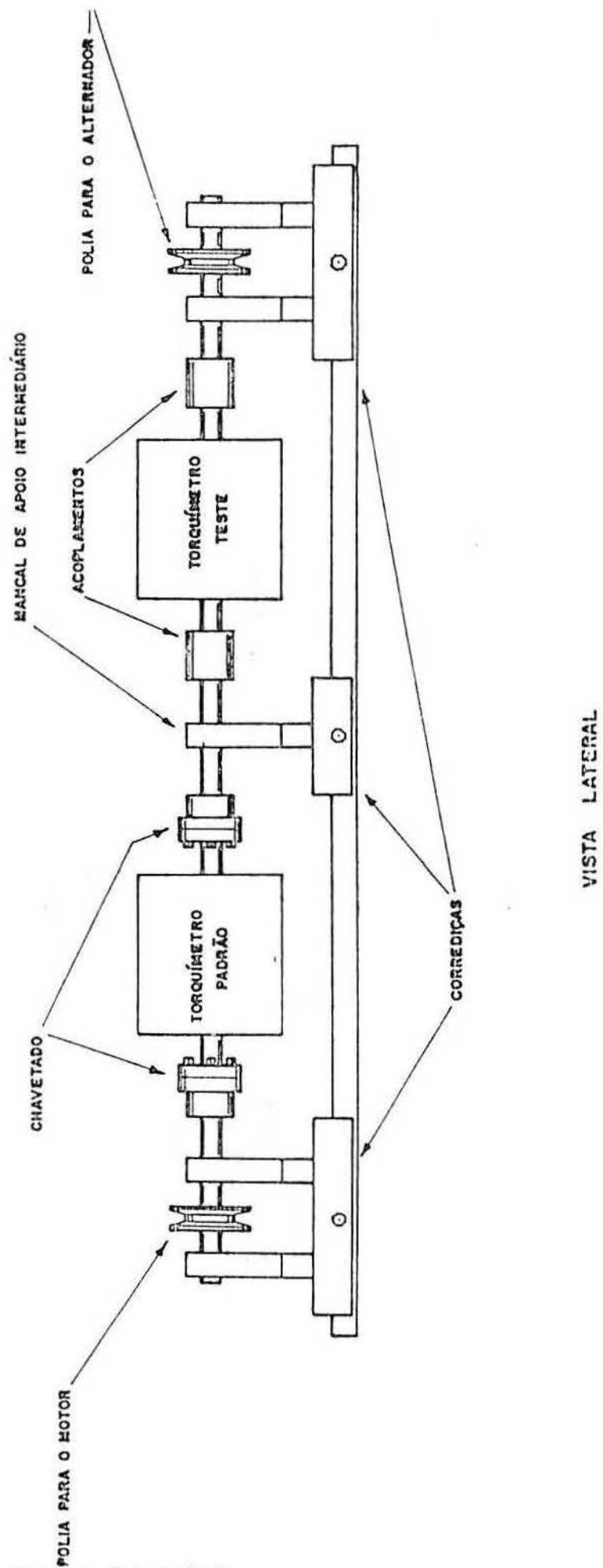


FIGURA 15 - Vista lateral do conjunto

### 3.6 TORQUÍMETROS E CONDICIONADORES<sup>(2,44,59,69,74,93)</sup>

#### 3.6.1 Torquímetro não-rotativo

Em geral chama-se de torquímetro não-rotativo, o transdutor de torque em que o elemento elástico sensor não chega a estabelecer uma rotação completa em torno de si mesmo. Neste caso, a fiação sai diretamente dos ERES, até os componentes elétricos associados. A aferição de tais torquímetros é simples e direta, utilizando-se apenas um braço de alavanca e massas previamente aferidas. No Laboratório de Instrumentação já foram construídos vários destes torquímetros. Entre eles, um torquímetro de 270Nm de capacidade, com a finalidade de aferir chaves de impacto pneumáticas, chamadas de aparafusadeiras. Estas aparafusadeiras fornecem um determinado torque de aperto nas porcas em função da pressão da linha em que estão ligadas. Ocorre que, a medida em que vai se deslocando na linha, cai a pressão e conseqüentemente o torque. Então, com o torquímetro levantam-se curvas de torque em função da pressão, possibilitando, assim, a regulagem de tais chaves. Este foi o procedimento adotado para a regulagem de tais chaves na empresa SLC.

Um outro torquímetro estático foi construído para a capacidade de 4420Nm, com elemento sensor de geometria cilíndrica e foi projetado em função das necessidades de uma empresa local.

### 3.6.2 Torquímetros rotativos

Chamam-se de torquímetros rotativos, todos transdutores de torque que operam em sistemas girantes. O elemento elástico gira sobre si mesmo. Neste caso, como o elemento elástico sensor, onde estão os ERES, está girando, é necessário que se efetue uma adaptação para a coleta do sinal elétrico. Os dois sistemas mais utilizados para a coleta do sinal, são os transformadores rotativos e o conjunto de anéis coletores com escovas de contato.

No Laboratório de Instrumentação já foram construídos torquímetros rotativos com capacidades de 8Nm a 18Nm, com elementos sensores elásticos cilíndricos. Tais torquímetros rotativos foram construídos com a finalidade de levantar curvas características de torque versus velocidade angular de motores elétricos em operação.

## 3.7 CONDICIONADORES<sup>(2,7,26,39,68,97)</sup>

### 3.7.1 Condicionador com fonte de tensão constante

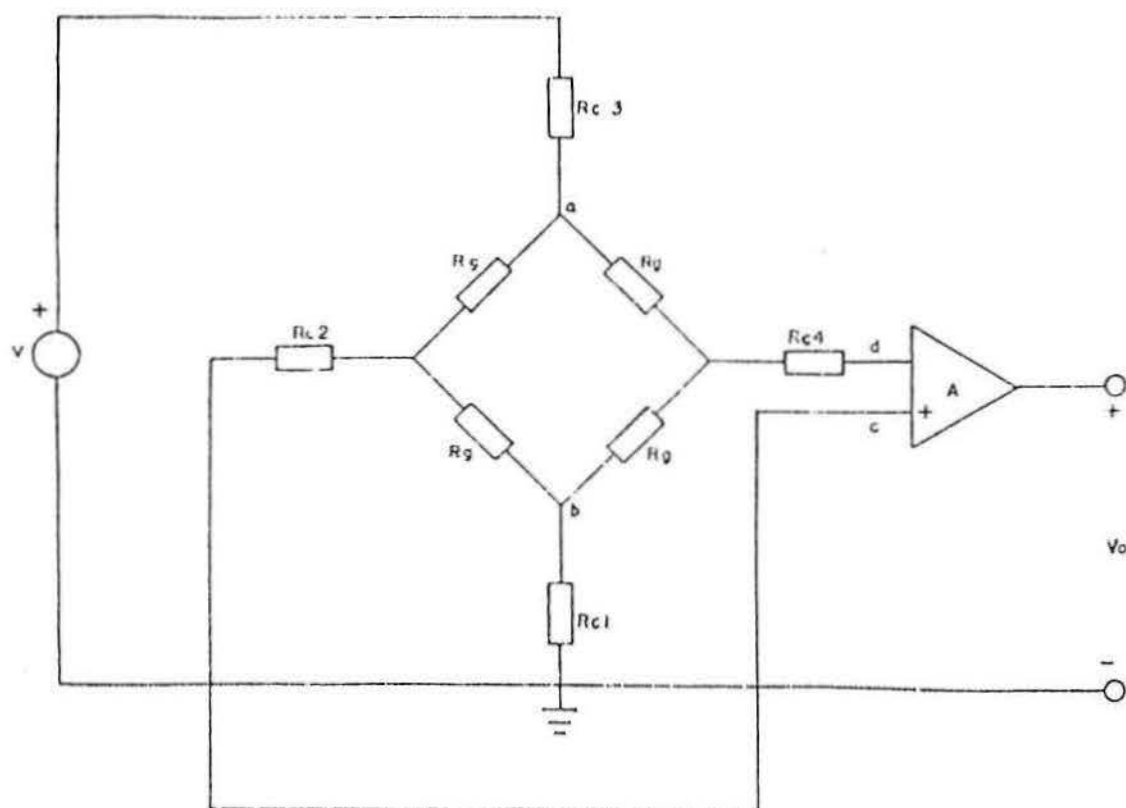
Condicionadores de sinais com fonte de tensão constante, quando utilizados em transdutores de torque rotativos a base de EREs e com transmissão de sinal por escovas de grafite e anéis coletores de cobre, ocorre freqüente variação do balanço da ponte com o tempo (deriva) e, além disso, indicação errática do mostrador digital. Também foi visto que a sensibilidade do transdutor reduz-se sensivelmente e de forma imprevisível devido



à variação aleatória da resistência de contato entre as escovas e anéis, chegando-se a valores de até  $20\Omega$  de variação, portanto, prejudicando totalmente a informação pretendida. As resistências de contato dependem da pressão de contato, da natureza dos materiais, da temperatura e velocidade de rotação, entre outros fatores, e variam aleatoriamente quando o eixo do torquímetro gira, isto principalmente, devido a sempre existente excentricidade do eixo e ao aquecimento do conjunto. Disto decorre a indicação errática do *display* e a variação lenta do zero com a temperatura.

### 3.7.2 Condicionador com fonte de corrente constante

Caso se substitua a fonte de tensão de alimentação dos ERES, por uma fonte de corrente, a corrente na ponte de Wheatstone, formada pelos quatro extensômetros, passa a ser constante. Neste caso ocorre que a tensão entre os pontos "a" e "b" (Figura 16 e 17) permanece constante, o que torna a sensibilidade do transdutor independente das variações de resistência em  $R_{c1}$  e  $R_{c3}$ .



**FIGURA 16 - Circuito mostrando os EREs  $R_g$  e as resistências de contato das escovas com os anéis coletores  $R_c$**

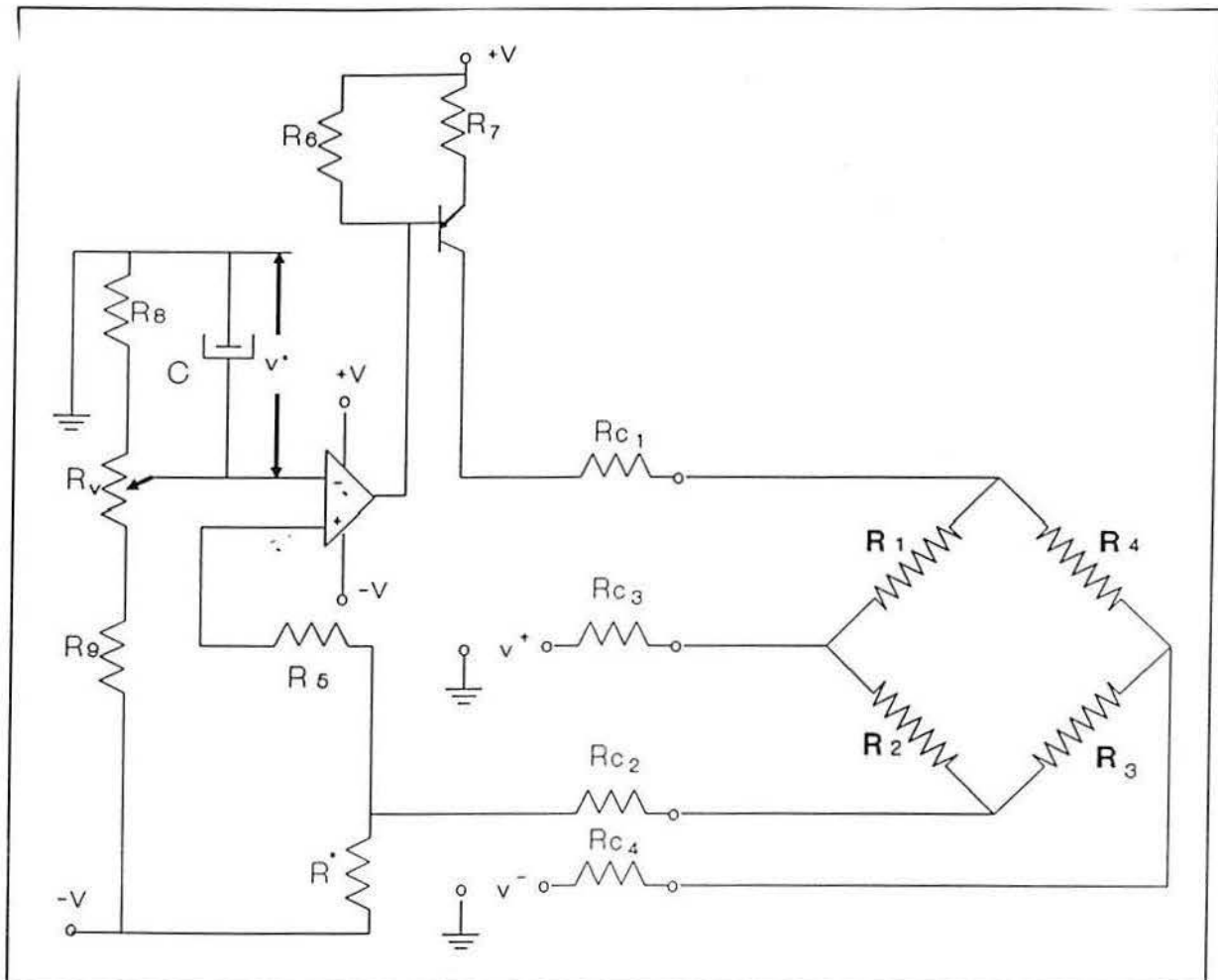


FIGURA 17 - Circuito tipo ponte de Wheatstone, utilizado em fonte de corrente constante

### 3.8 A FUNÇÃO DE TRANSFERÊNCIA DO ELEMENTO ELÁSTICO<sup>(7,8,21,39,43,66)</sup>

Num sistema de medições que envolva interações dinâmicas, estas podem ser bem melhor caracterizadas, quando se determina a relação entre as variáveis de entrada e de saída do sistema. Isto é obtido quando se determina e analisa a chamada função de transferência do sistema.

Num sistema de medidas as variáveis de entrada classificam-se, em geral, em três categorias:

- variáveis de entrada esperadas, representativas das quantidades que se pretende medir, que normalmente se situam em torno de um valor médio;
- variáveis de entrada de interferência no sistema, representativas de quantidades que não se tem intenção de medir, que são as incertezas;
- variáveis de entrada modificadoras, representativas de quantidades que produzem alterações na função de transferência, que são os erros introduzidos.

No caso presente, o interesse e a análise se farão com base na medição do momento torsor através de extensômetros de resistência elétrica. Assim, considerar-se-á apenas as variáveis de entrada desejadas, não será levada em conta a influência da variação da temperatura, deformações permanentes do material, etc.

A função de transferência para um sistema de medição de momento torsor utilizando ERES, apresenta diversas etapas, relacionando diferentes grandezas físicas.

Tal função de transferência pode ser dada pela expressão, a seguir, que é válida para os pontos considerados em análise:

$$F_t = S_{ee} \cdot k \cdot S_{pw} \cdot S_a$$

onde:

$S_{ee}$  - sensibilidade do elemento elástico, que é a razão entre a deformação do elemento elástico e o momento torsor aplicado;

$k$  - fator gage do ERE, que é a razão entre a variação relativa de resistência e a deformação do elemento elástico;

$S_{pw}$  - sensibilidade da Ponte de Wheatstone, que é o quociente entre a variação relativa de tensão pela variação relativa de resistência;

$S_a$  - sensibilidade da eletrônica associada, que é a razão entre a corrente elétrica de saída e a corrente elétrica de comutação.

Evidentemente, a sensibilidade do sistema de medição é cumulativa e tanto maior quanto maiores forem as sensibilidades individuais.

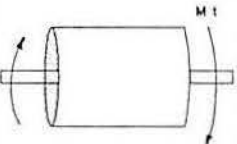
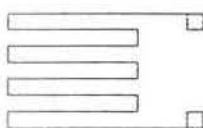
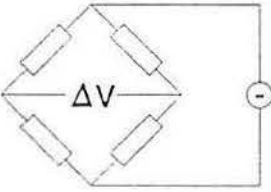
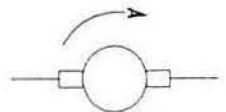
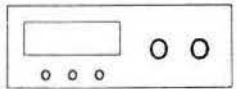
Para o caso dos torquímetros rotativos, em que se analisa a comutação por anel e escovas, a função de transferência pode ser dada pela expressão

$$F_t = S_{ee} \cdot k \cdot S_{pw} \cdot S_c \cdot S_a$$

onde  $S_c$  representa a sensibilidade na comutação.

A seguir apresenta-se a estruturação e diagramação do funcionamento de torquímetros rotativos, da entrada à saída da informação (Figura 18). Nesta tabela são mostrados todos os componentes de variação das grandezas envolvidas desde a aplicação do momento torsor na entrada do sistema até a amplificação e condicionamento do sinal à saída. A tabela descreve cada uma das variáveis, apresentando sua função no processo, representando também, a parcela de contribuição na função de transferência total com a configuração respectiva.

FIGURA 18 - Diagramação da entrada à saída do sinal em torquímetros.

<p>ENTRADA MOMENTO TORSOR</p>	<p><math>\epsilon</math> deformação do elemento elástico</p>	<p><math>\Delta R/R</math> variação da resistência do extensômetro</p>	<p><math>\Delta V/V</math> ponte de wheatstone</p>	<p><math>I_c/\Delta V/V</math> comutação do sinal</p>	<p>SAÍDA amplificação e condicionamento do sinal</p>
<p>DESCRIÇÃO</p>	<p>adequação da geometria do sensor</p>	<p>extensômetro colado a estrutura deformável</p>	<p>disposição de ligação adequada dos ERE's</p>	<p>tipo característico de comutação: transformador rotativo e anéis/escovas</p>	<p>eletrônica associada</p>
<p>FUNÇÃO</p>	<p>apresentar grandes deformações, repetitividade, linearidade e ausência de histerese</p>	<p>transformar a deformação em variação de resistência</p>	<p>detectar variações relativas de resistência e transformar em variações relativas de tensão</p>	<p>transferir a tensão de um sistema a um sistema estático, sem ruído ou interferência</p>	<p>amplificar o sinal recebido da ponte de Wheatstone, correlacionando este valor com a deformação no elemento elástico e apresentá-lo digital ou analogicamente</p>
<p>FUNÇÃO DE TRANSFERENCIA</p>	<p><math>S_{ee} = \frac{\epsilon}{Mt}</math></p>	<p><math>k = \frac{\Delta R/R}{\epsilon}</math></p>	<p><math>S_{pw} = \frac{\Delta V/V}{\Delta R/R}</math></p>	<p><math>S_c = \frac{I_c}{\Delta V/V}</math></p>	<p><math>S_a = \frac{I_s}{I_c}</math></p>
<p>CONFIGURAÇÕES</p>				 <p>coletor/escovas</p>	



### 3.9 SENSIBILIDADE - REGIME DE RESPOSTA<sup>(2,7,8,21,36,66,67)</sup>

#### 3.9.1 Sensibilidade do elemento elástico<sup>(2,7,8,21,66)</sup>

No que diz respeito ao elemento elástico, existem certas limitações inerentes aos componentes básicos, quais sejam: dimensões e propriedades do material constitutivo do sensor elástico (resistência mecânica, condutividade térmica, geometria utilizada, resistência a corrosão, coeficiente de segurança, etc.) e quanto aos transdutores elétricos (deformação máxima admissível, dimensões, geometria própria, influência do ambiente,...). Nestes termos, o aumento da sensibilidade implica numa correspondente diminuição da rigidez e conseqüentemente na frequência de vibração natural.

A sensibilidade do elemento elástico basicamente é definida através da relação existente entre deformação relativa  $\epsilon$  ocorrida na estrutura e o momento tórcor externo aplicado em função do tempo.

O elemento elástico deve ser projetado de forma que se obtenha uma grande deformação na zona elástica do material. A deformação está relacionada com a tensão de escoamento, módulo de elasticidade e coeficiente de segurança. Portanto, se deve escolher materiais que tenham elevada tensão de escoamento e pequeno módulo de elasticidade, e tão baixo coeficiente de segurança quanto as exigências do projeto permitirem.

As geometrias aplicadas ao elemento elástico sensor utilizadas em torquímetros à base de EREs, evidentemente, variam fundamentalmente com a intensidade de torque que se pretende avaliar, ou seja, torques baixos, torques médios ou torques elevados. A seguir apresentamos as estruturas mais características dos elementos elásticos sensores utilizados em torquímetros a base de extensômetros de resistência elétrica (Figura 19). Nesta Figura são mostradas as estruturas mais convenientes para os elementos elásticos constitutivos de torquímetros: para torques elevados com seção transversal maciça; para torques médios, em geral com chanfros; para torques baixos, os quais apresentam, em geral, seção transversal vazada.

O grupo de instrumentação do Laboratório de Instrumentação da Engenharia Elétrica já construiu vários torquímetros de diferentes concepções (rotativos e não-rotativos), de eixos maciços e vazados, para diversas capacidades (10Nm, 18Nm, 45Nm, 100Nm, 270Nm, 4420Nm) e que foram objeto de outras dissertações de mestrado <sup>(7,8)</sup>.

Para torques elevados:

a) secção circular maciça;

b) secção quadrada.

Para torques médios:

c) secção anular;

d) secção anular com chanfros.

Para torques baixos:

e) secção cruciforme;

f) secção cruciforme vazada.

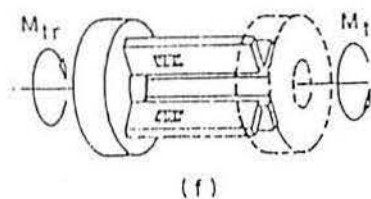
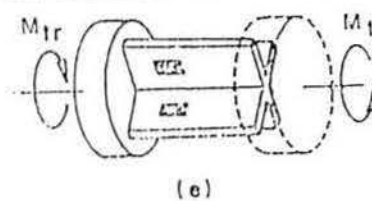
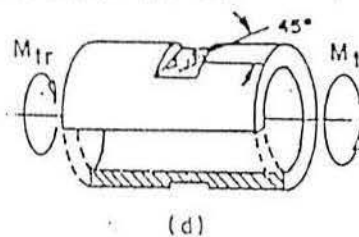
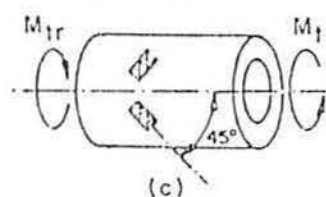
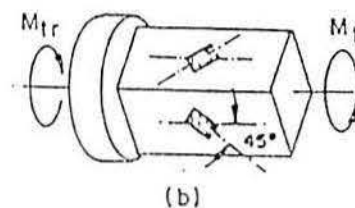
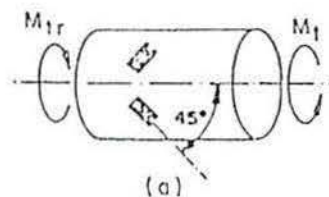


FIGURA 19 - Estruturas do elemento elástico sensor utilizadas em torquímetros a base de EREs.

### 3.9.2 Sensibilidade dos extensômetros de resistência elétrica<sup>(7,42,43,52,74,81)</sup>

Os EREs são colados na superfície do elemento elástico, sendo o objetivo fundamental, transformar a deformação relativa  $\varepsilon$  em variação relativa de resistência, cuja sensibilidade, ou fator gage é dado por:

$$k = \frac{\Delta R / R}{\varepsilon}$$

Para os extensômetros usuais, de material condutor do tipo metálico o fator gage é uma constante, geralmente igual a dois, sendo seu valor determinado experimentalmente pelos fabricantes, medindo  $\varepsilon$  e  $\Delta R/R$ .

Para EREs constituídos de metal semiconductor, a variação relativa de resistência é devido à variação da mobilidade dos portadores de carga, quando o material é solicitado mecanicamente. Através da implantação atômica de impurezas na estrutura cristalina do material (dopagem), são ajustadas as características e o valor da resistividade, sendo os efeitos da variação de temperatura amenizados, em detrimento do fator gage. Normalmente os EREs semicondutores, apresentam fator gage fornecido pelos fabricantes, que variam de +110 a +1130, ou -80 a -100, isto a depender do tipo de semiconductor. Tais EREs tem uso restrito, devido ao seu alto custo e a linearidade.

A resposta dinâmica dos EREs é dada em relação à fidelidade da transdução da variação de resistência a partir da deformação da superfície junto ao extensômetro e a peça a que ele está colado. Esta, é descrita por um modelo dinâmico de ordem zero, sendo negligenciáveis os efeitos dinâmicos de propagação da onda na cola e nos fios dos ERES, para frequências inferiores a 50kHz<sup>(27)</sup>. Considerando que dificilmente, nas aplicações em engenharia, existe uma estrutura mecânica operando a uma frequência superior a 10kHz, o modelo simplificado de ordem zero pode ser utilizado para descrever o comportamento dinâmico desta fase de transdução do sinal. Convém alertar que a resposta poderá ser alterada, caso os ERES, fios, cola e superfície tenham a mesma ordem de grandeza de espessura, pois, neste caso, ter-se-á o efeito da ação da rigidez do conjunto. Caso não haja variação de temperatura e a deformação nos EREs obedecendo a lei de Hooke, pode-se admitir que o fator gage  $k$  não varia. É conveniente, então, usar-se EREs de maior fator  $k$  possível<sup>(41)</sup>.

### 3.9.3 Sensibilidade da ponte de Wheatstone

Para o caso onde os resistores têm a mesma resistência, a função de transferência é dada pela expressão:

$$S_p = \frac{n \cdot \Delta V / V}{4 \cdot \Delta R / R}$$

onde  $n$  é o número de braços da ponte com elementos ativos. Para obter-se um valor elevado de  $V$  na saída da ponte de Wheatstone, deve-se aplicar uma tensão  $V$  elevada nos terminais, para que assim, se obtenha alta sensibilidade. Ocorre que não se pode aplicar qualquer tensão, pois esta tensão  $V$  é limitada pela capacidade de dissipação de energia do conjunto: elemento elástico, EREs e cola. A ligação dos ERES em ponte de Wheatstone e correto posicionamento é fundamental pelas razões seguintes:

- melhorar a sensibilidade do conjunto;
- cancelar variáveis de interferência indesejáveis (esforços indesejáveis, variações de temperatura, ruídos, deriva...).

#### 3.9.4 Sensibilidade da eletrônica associada<sup>(3,35,81,100)</sup>

Basicamente o instrumental associado deve fornecer energia elétrica à ponte de Wheatstone, amplificar a tensão de desbalanço  $V$  fornecida e registrá-la de forma analógica ou digital. O ganho deve ser limitado para um certo valor de deformação do ERE, que deve resultar numa variação de tensão  $V$  maior que o ruído térmico. Este ruído aleatório é um ruído branco e mais do que o ERE ou outras fontes de ruído, limita a resolução do sistema.

Há variáveis de interferência que alteram o processo de medição, como é o caso do campo de 60Hz, causado por linhas de transmissão ou motores. Através de filtragem adequada, via eletrônica associada, ou procedimentos especiais, tais interferências podem



ser diminuídas. Alguns problemas que podem surgir, é que o campo eletromagnético pode, por indução, causar uma voltagem de saída no circuito da ponte de Wheatstone, mesmo não havendo deformação dos EREs. As soluções normalmente utilizadas na prática incluem a proteção por gaiola de Faraday, filtragem seletiva ou utilização de amplificadores diferenciais no circuito amplificador<sup>(35)</sup>. As variações da temperatura ambiente também provocam variações de tensão<sup>(68)</sup>, devido a deriva térmica do amplificador operacional utilizado na amplificação do sinal. Isto principalmente ocorre, quando se trata de um amplificador de corrente contínua, com alto valor de deriva térmica. Uma maneira de evitar este problema é alimentar a ponte de Wheatstone com corrente alternada e utilizar um amplificador de corrente alternada ou um amplificador "chopper".

Quando a excitação da ponte de Wheatstone é por corrente alternada, a resposta desta ponte e sua eletrônica associada é de primeira ordem. No caso de torquímetro à base de EREs, excitado por fonte de tensão constante, a resposta da ponte de Wheatstone e sua eletrônica associada também é muito rápida, ou seja, maior que 9kHz. Do ponto de vista da resposta, os dois sistemas de excitação são adequados, já que Hoffman <sup>(44)</sup> afirma que dificilmente uma estrutura mecânica consegue operar com frequências maiores que esta.



### 3.10 REGIME DE RESPOSTA<sup>(34,36,67,82)</sup>

#### 3.10.1 Adequação

Com a finalidade de obter uma sensibilidade ótima, são pré-determinados no sistema de medição, os EREs, a ponte de Wheatstone e o condicionador amplificador de sinais. Supõe-se, ainda, que a resposta dinâmica deste conjunto seja muito maior que a resposta dinâmica do elemento sensor. A otimização da função de transferência do sistema de medição é obtida analisando-se somente o elemento sensor, ou seja, analisando-se a resposta dinâmica de um sistema de segunda ordem.

#### 3.10.2 Regime estático

Chama-se de regime estático a situação em que o sistema de medição de torque opera com frequência nula. A função de transferência do sistema é analisada pela sensibilidade estática. O valor desta sensibilidade estática pode ser encontrado através dos conceitos da Resistência dos Materiais ou Teoria da Elasticidade, isto considerando-se os aspectos teóricos da análise. O valor da sensibilidade estática pode ser experimentalmente encontrado, através de medições onde se efetua a calibração estática através da utilização de massas padrão. Assim considerando-se, relaciona-se a saída elétrica ou deformação relativa, com o torque aplicado.

### 3.10.3 Regime dinâmico

No caso do chamado regime dinâmico, com frequência não nula, devem ser analisadas a frequência natural e a taxa de amortecimento do sistema. A frequência natural é obtida através de equações da Mecânica Vibratória. O seu valor experimental pode ser medido quando o sistema entra em ressonância ao se aplicar determinada vibração ao torquímetro. A taxa de amortecimento é obtida experimentalmente, aplicando um momento de curta duração na variável tempo (pulso de excitação), e medindo o tempo necessário para a variável de saída estabilizar num valor pré-estimado, valor este, que está relacionado com a taxa de amortecimento. Neste ensaio também é possível obter a frequência natural amortecida.

## 4 PROJETO DO TORQUÍMETRO DE BANCADA

### 4.1 EQUAÇÕES DE PROJETO PARA O TORQUÍMETRO DE BANCADA<sup>(3,2,14)</sup>

Com base nos conceitos fundamentais da Resistência dos Materiais foram as seguintes grandezas utilizadas nas equações de projeto do torquímetro de bancada, veja-se Figura 20, a seguir.

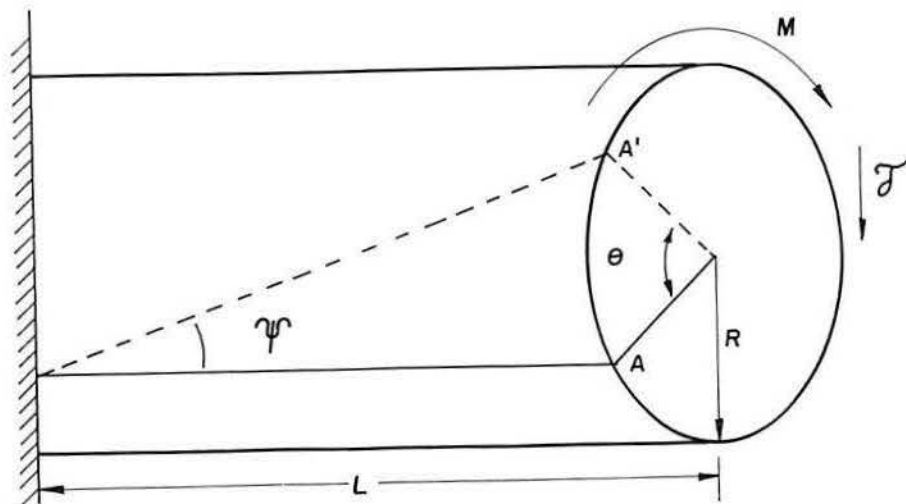


FIGURA 20 - Mostra um cilindro maciço submetido a uma torção pura.

Consideremos o cilindro maciço de raio  $R$  e diâmetro  $D$  da Figura 20, que está submetido a um momento torsor puro  $M$  e irá defletir de um ângulo de torção  $\theta$ . Nestas circunstâncias, de acordo com os princípios básicos da Resistência dos Materiais, podemos definir as seguintes grandezas físicas:

a) Momento polar de inércia  $J$  de um cilindro maciço de diâmetro  $D$  é dado por:

$$J = \frac{\pi D^4}{32} \quad (\text{a})$$

b) Relação entre o módulo de elasticidade transversal  $G$ , o módulo de elasticidade longitudinal  $E$  e o coeficiente de Poisson  $\nu$ :

$$G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad (\text{b})$$

c) Tensão de cisalhamento  $\tau$  que aparece na superfície do cilindro maciço de diâmetro  $D$ , quando solicitado por um momento torsor  $M$ :

$$\tau = \frac{MD}{2J}$$

ou, de acordo com a equação (a):

$$\tau = \frac{16M}{\pi D^3} \quad (c)$$

d) O ângulo de torção  $\theta$  na seção transversal do cilindro de comprimento  $L$  será:

$$\theta = \frac{ML}{GJ} \quad (d)$$

e) A deformação angular específica  $\gamma$  do cilindro será

$$\gamma = \frac{D\theta}{2L} = \tan \psi$$

ainda, substituindo nas expressões (a), (b) e (d) acima, temos

$$\gamma = \frac{32M(1+\nu)}{E\pi D^3} \quad (e)$$

Conforme a lei de Hooke,  $\gamma = \frac{\tau}{G}$  e  $\epsilon = \frac{T}{E}$  substituindo-se na equação (e),

considerando (a)

$$\gamma = \frac{16M}{\pi D^3} \times \frac{2 \times (1+\nu)}{E} = \frac{2 \times \tau \times (1+\nu)}{E} \quad (f)$$

Através do círculo de Mohr se pode escrever que

$$\varepsilon = \frac{\tau}{E}(1 + \vartheta) \quad (\text{g})$$

Comparando-se (f) e (g)

$$\gamma = 2\varepsilon, \quad \varepsilon = \frac{\gamma}{2}$$

Substituindo-se na (e)

$$\varepsilon = \frac{16M(1 + \vartheta)}{E\pi D^3}, \text{ que é a deformação sofrida.}$$

Definindo-se o coeficiente de segurança como  $S_g$ , temos que

$$S_g = \frac{\tau_e}{\tau_{\max}}, \text{ onde } \tau_e \text{ é a tensão de cisalhamento que leva o material ao escoamento}$$

e  $\tau_{\max}$  a tensão de cisalhamento que aparecerá no material devido ao momento  $M_n$  (momento nominal).

Assim, para projetar o diâmetro  $D$  de um elemento elástico sensor cilíndrico maciço, substituímos  $M$  por  $M_n$  e  $\tau$  por  $\tau_e/S_g$  na equação (c):

$$\frac{\tau_e}{S_g} = \frac{16M_n}{\pi D^3} \quad \therefore D = \sqrt[3]{\frac{16M_n S_g}{\pi \tau_e}} \quad (h)$$

Verifica-se desta expressão que o diâmetro de projeto pode ser adequado de acordo com a tensão de escoamento do material e coeficiente de segurança utilizados.

Caso se pretenda calcular o sinal elétrico na saída da ponte de extensômetros de um torquímetro com elemento de mola cilíndrico pode-se utilizar diretamente a expressão a seguir<sup>(14)</sup>, para quatro ERES ativos:

$$\frac{\Delta V}{V} = k(1 + \mathfrak{G}) \frac{16\tau}{E\pi D^3} \quad (i)$$

## 4.2 O PROJETO DO ELEMENTO SENSOR

Para a construção deste torquímetro utilizamos para o elemento elástico sensor um aço SAE 4340 temperado e revenido para uma dureza de 50Hrc, cuja tensão de escoamento é da ordem de  $\tau_e = 1100\text{Mpa}$ .



Preparado o elemento elástico utilizamos dois extensômetros duplos com grades a 90° (chamada geometria "espinha de peixe"), do tipo KFC-2-D2-11, da marca Kiowa, cujas características são:

- comprimento de grade: 2mm;
- largura de grade: 3,4mm;
- material da base do extensômetro: phester;
- compensação de temperatura: para aço;
- resistência de grade:  $(120 \pm 0,4)$  ohm;
- sensibilidade do extensômetro:  $2,15 \pm 1,0\%$ .

Nosso objetivo era construir o torquímetro para ensaiar algumas escovas. Assim, resolvemos construir um torquímetro para 50Nm com coeficiente de segurança igual a 4,0, para que pudesse ser aplicado posteriormente. Utilizando-se a expressão (h), encontramos um diâmetro de aproximadamente 10mm.

Com este diâmetro e utilizando a expressão  $\epsilon = \frac{16M(1 + \nu)}{E\pi D^3}$ , encontramos para a carga de projeto o valor teórico de 6.912 $\mu\text{m}/\text{m}$  para a deformação nos extensômetros. Na calibração real encontramos o valor de 6.333 $\mu\text{m}/\text{m}$ , uma diferença, portanto, de -8,3%, valor perfeitamente aceitável, considerando-se as aproximações efetuadas, em termos de usinagem, módulo de elasticidade e posicionamento dos extensômetros.

Para este torquímetro verificamos que o sinal elétrico de saída da ponte de extensômetros, em função do seu diâmetro e torque aplicado, utilizando a equação (i), foi de  $7,4\mu\text{V/V}$  por Nm.

### 4.3 PROJETO DE EXECUÇÃO DO TORQUÍMETRO DE TESTE

A seguir apresentamos uma foto do eixo sensor do torquímetro teste ao ser montado.

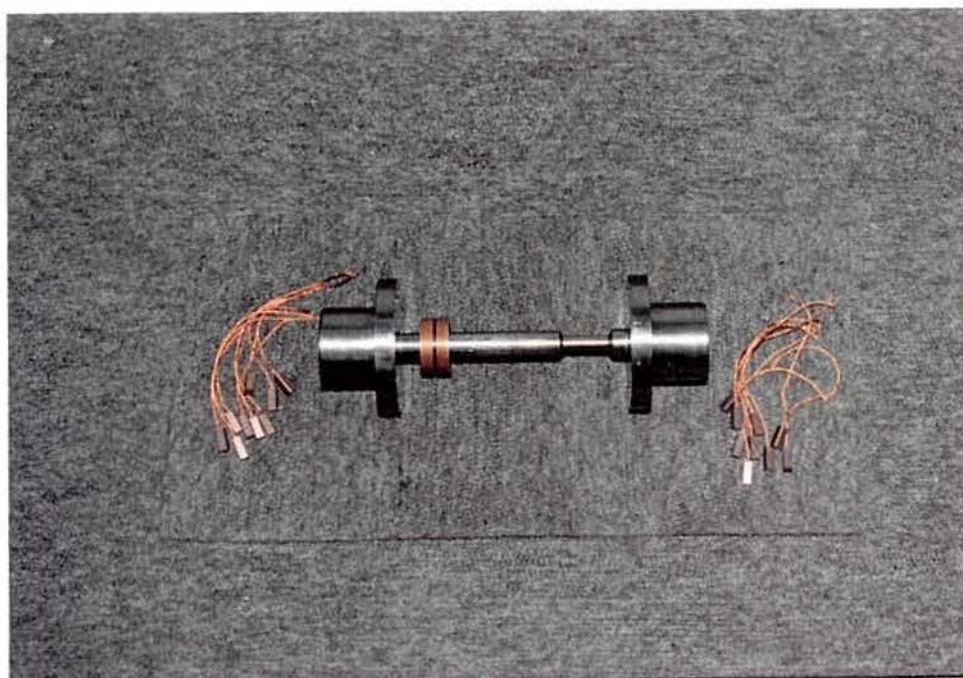


FOTO 1 - Eixo do torquímetro teste

#### 4.4 CARÇAÇA DO TORQUÍMETRO TESTE

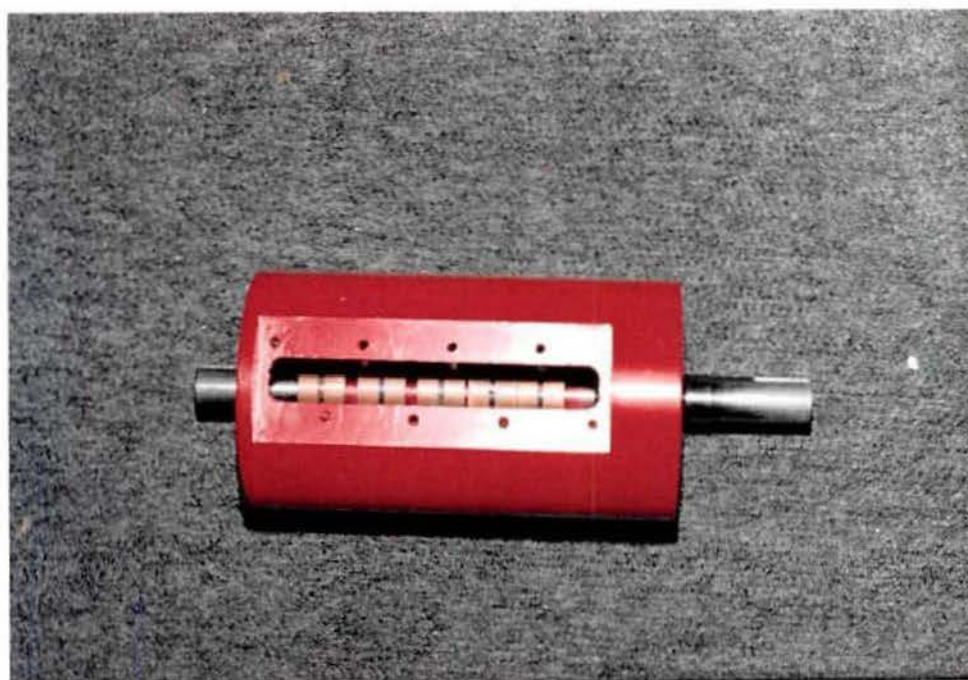


FOTO 2 - Mostra a carcaça do torquímetro teste

#### 4.5 TAMPAS LATERAIS DO TORQUÍMETRO TESTE



FOTO 3 - Mostra as laterais de apoio do torquímetro teste

CURVA DE CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO TESTE NA BANCADA

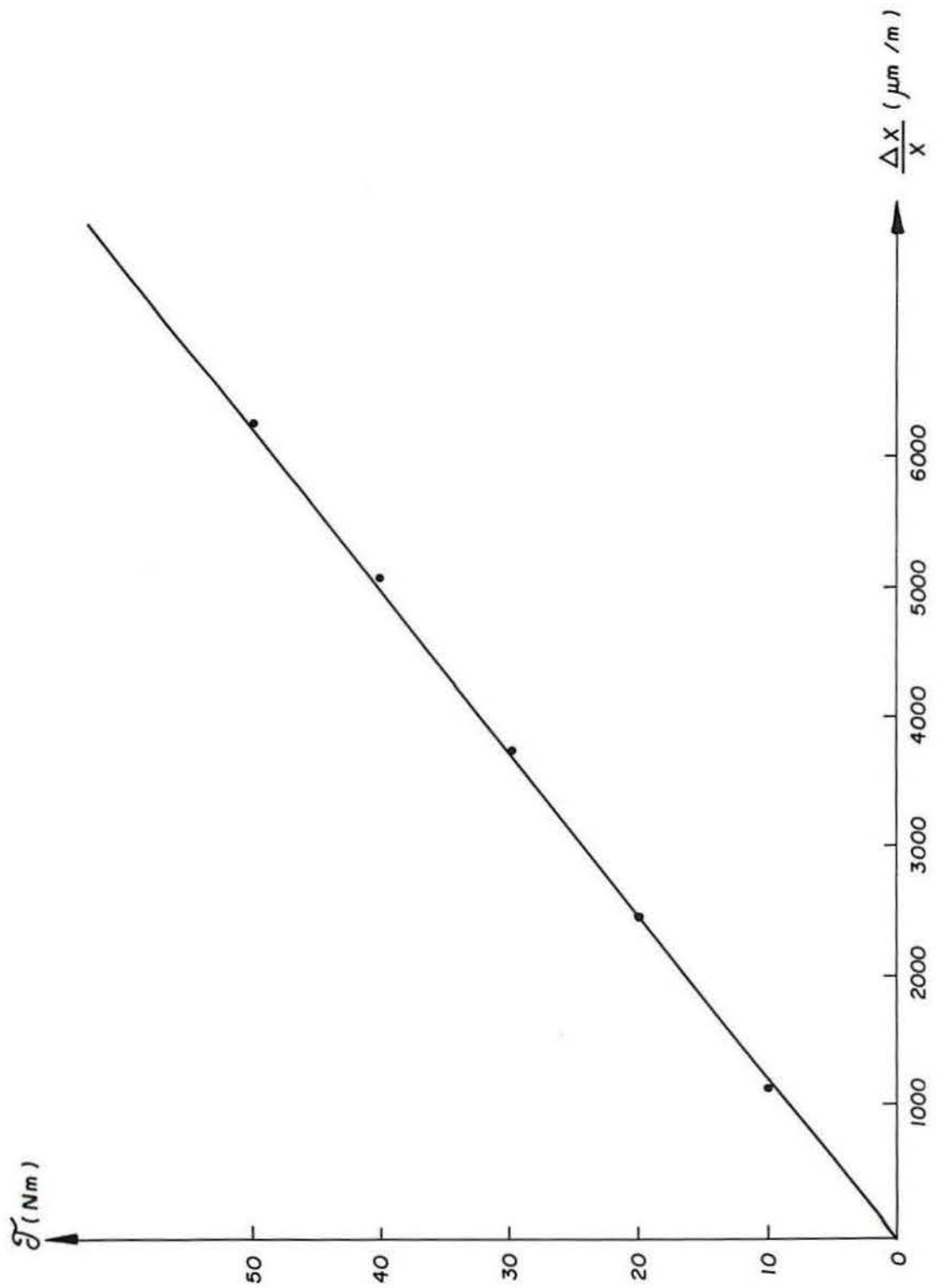


FIGURA 21 - Mostra a curva de calibração do torquímetro teste na bancada. Veja-se a excelente linearidade

#### 4.6 COMPONENTES DO TORQUÍMETRO TESTE

Para efetuarmos comparações de comportamento entre torquímetros, construímos um torquímetro rotativo (chamado então de torquímetro teste), em aço SAE 4340. A razão da utilização deste aço é a sua alta temperabilidade, que é capaz de alcançar elevada resistência mecânica em seções relativamente grossas, sendo utilizado em virabrequins de aviões, tratores, caminhões e automóveis, assim como, em bielas, engrenagens, eixos sujeitos a grandes esforços e peças que necessitam boas características mecânicas em seções grandes.

Este aço é normalmente fornecido ao comércio, no estado temperado e revenido para um limite de resistência à tração em torno de  $85\text{kgf/mm}^2$  a  $100\text{kgf/mm}^2$  (850 a 1000Mpa).

O eixo construído possuía 233mm de comprimento com diâmetro médio de 18 mm. A região sensora possuía 30mm de comprimento e 10mm de diâmetro, conforme se mostra nas Fotos 4 e 5.



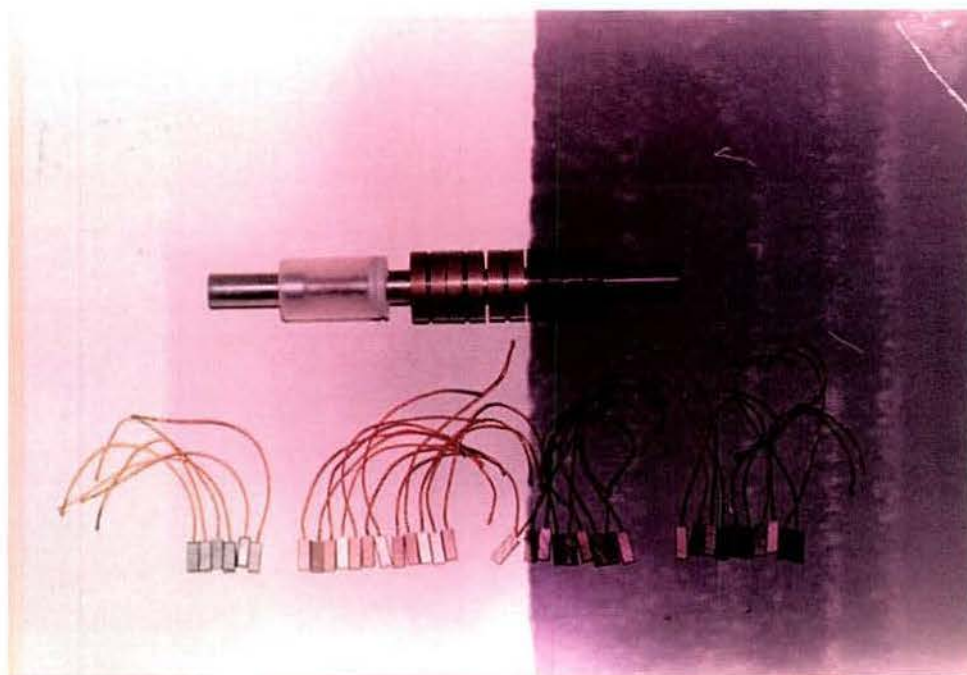


FOTO 4 - Mostra o eixo sensor do torquímetro e várias escovas sinterizadas para teste

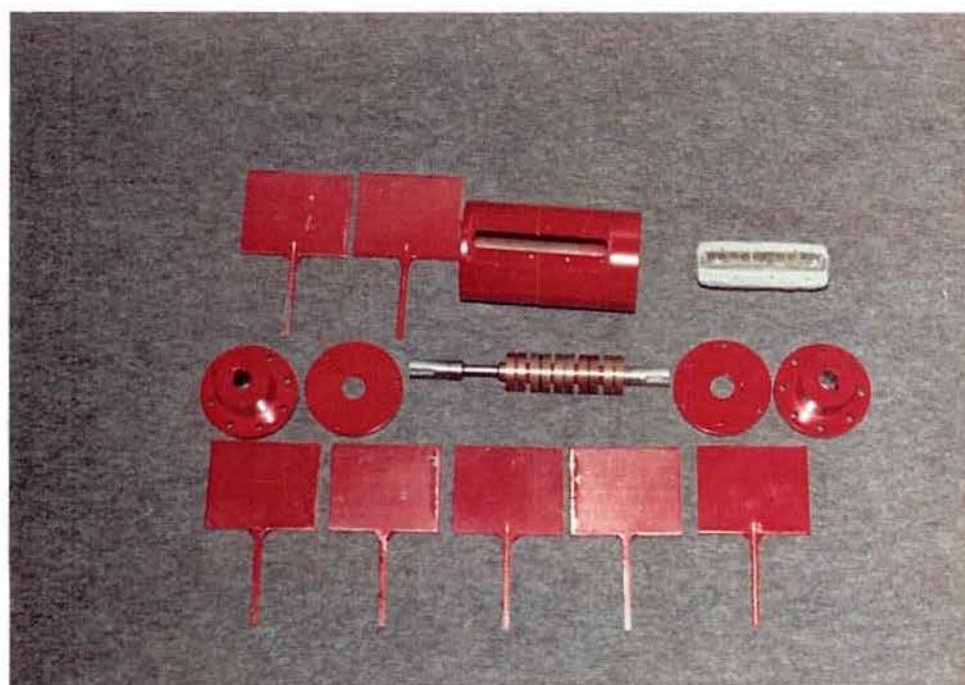


FOTO 5 - Vista explodida do torquímetro



Citado eixo possuía uma carcaça cilíndrica de 159mm de comprimento e 70mm de diâmetro interno. Era acoplada ao eixo através de duas tampas fixas com três parafusos M3 cada uma. Em cada uma das tampas foram colocados rolamentos de 28mm de diâmetro externo. Tanto a carcaça quanto as tampas foram todas construídas também em aço SAE 4340. Na parte superior da carcaça havia um rebaixo formando uma flange, sendo na parte central usinado um rasgo. O rebaixo era em formato retangular possuindo 123mm de comprimento por 40mm de largura. Foi efetuado com a finalidade de ali ser introduzido o porta-escovas, para serem testados os diferentes tipos de escovas por nós desenvolvidas. Ao eixo acoplamos dez anéis coletores construídos em cobre fosforoso, ligados aos extensômetros que estavam colados no eixo sensor. Um par de anéis coletores aterravam o sistema.

#### 4.6.1 O porta-escovas

O porta-escovas foi construído em resina epóxi, possuindo 120mm de comprimento, por 45mm de largura e 60mm de altura. O porta-escovas era afixado à carcaça através de seis parafusos e nele se podiam testar no máximo dez escovas de até 7mm x 7mm de área transversal. Em virtude da altura do porta-escovas, através de um dispositivo em forma de "T", era possível testar as escovas com diferentes pressões aplicadas (ver Foto 6).

As escovas foram testadas em 60g, 120g, 180g e 240g, com  $\pm 0,5g$ , em áreas de  $36mm^2 \pm 0,5mm^2$ , correspondendo à seção transversal das escovas, portanto, com pressões de 16333Pa, 32700Pa, 49050Pa e 65400Pa (Foto 6).

#### 4.6.2 As escovas

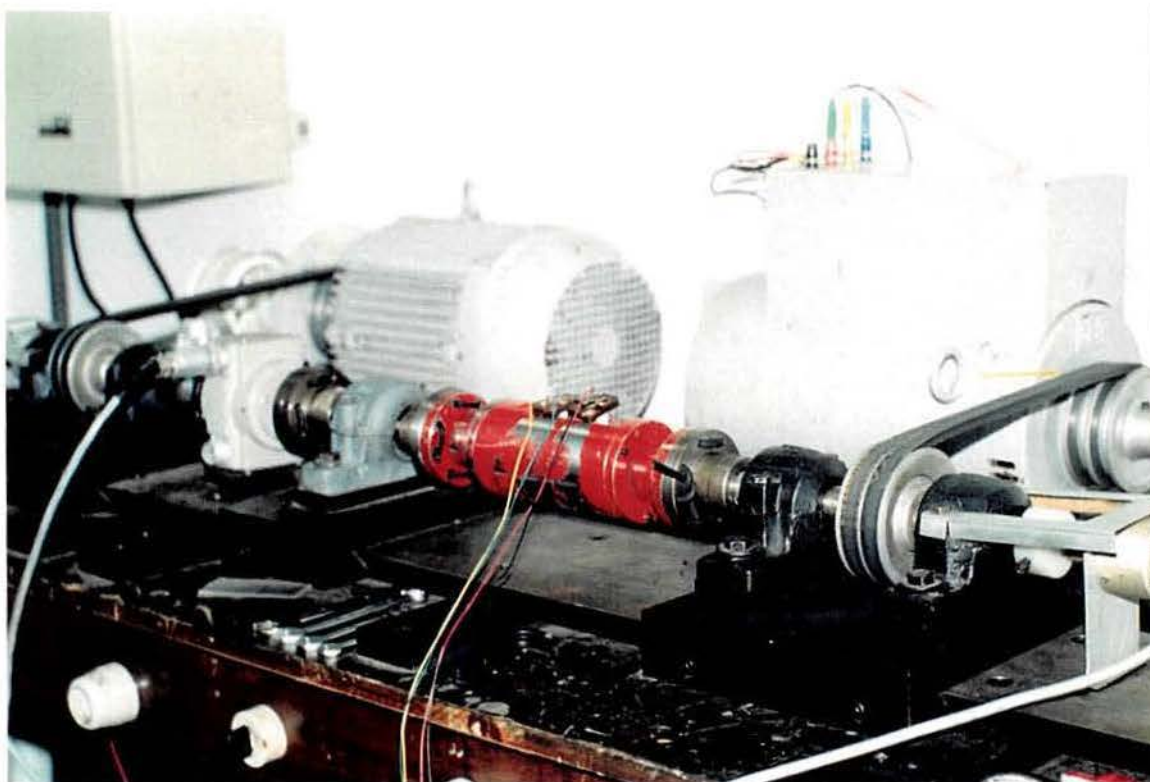
Conforme citamos anteriormente a empresa Krug sinterizou-nos vários tipos de escovas de grafite: carbográficas, 75% Cu, 85% Cu, 90% de Cu, 95% Cu, 60% Ag e 75% Ag, todas monolíticas. Testamos ainda uma escova de multi-elementos, com 99,99% Cu.

### 4.7 MONTAGEM

Na bancada de testes, montamos o torquímetro construído (torquímetro teste) em série com o torquímetro padrão, efetuando-se as conexões através de acoplamentos flexíveis e alinhando através de laser. O alinhamento é importante para evitar as vibrações no sistema (Foto 7).



**FOTO 6 - Objetiva o porta-escova e o torquímetro parcialmente montado, juntamente com os pesos padrões**



**FOTO 7 - Mostra o torquímetro teste e o torquímetro padrão já montados na bancada**

O chamado torquímetro padrão utilizado foi um transdutor de torque tipo T30FN da HBM, que é um transdutor de transferência de sinal por acoplamento indutivo, com *strain-gauges* colados no eixo sensor. A 15kHz uma voltagem de 54V pico-a-pico para a excitação da ponte é transmitida por meio indutivo. O conversor frequência-voltagem no rotor permite que se tenha uma estável excitação de voltagem na ponte de extensômetros.

Então o torquímetro teste e o torquímetro padrão foram acoplados a um microcomputador para completar a sistemática de aquisição de dados. Assim se fez um programa que lia dados em arquivos no disco, correspondentes à amostragem de dados-comparativos obtidos na bancada de torquímetros. Cada impressão era efetuada após  $2 \times 10^3$  leituras, apresentando o torque médio e o desvio para cada um dos torquímetros (o de teste e o padrão). Isto foi efetuado para escovas: carbográficas, de 75% Cu, 85% Cu, 90% Cu, 95% Cu, 60% Ag, 75% Ag e 99,99% Cu multi-elementos.

#### 4.8 GRÁFICOS DOS TESTES EFETUADOS

A seguir apresentamos alguns dos gráficos obtidos quando comparamos o torquímetro padrão com o torquímetro teste com os vários tipos de escovas por nós sinterizadas. Os testes foram efetuados utilizando-se tanto fonte de tensão quanto fonte de corrente.

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio t...000 realizado na bancada de torque"

```

j := 1..2
fj := READ(inf)

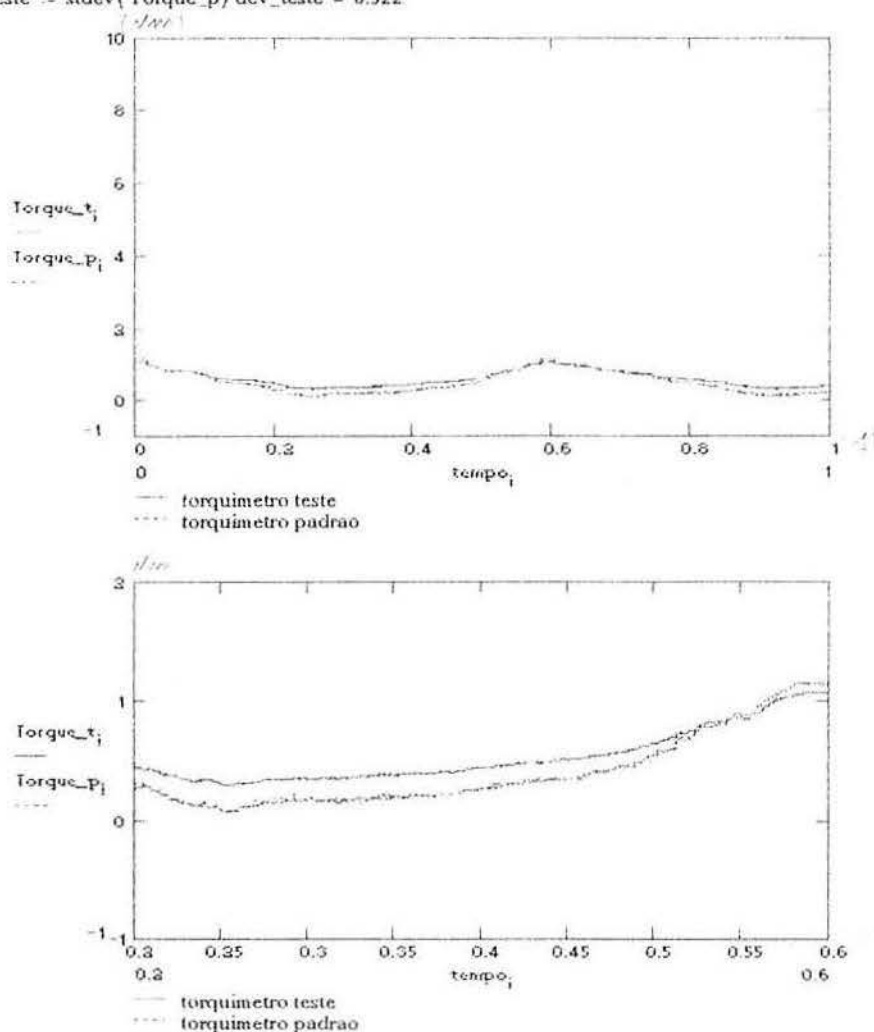
N := f1    N = 2 · 103    i := 0..N-1
Ts := f2    Ts = 5 · 10-4

Torque_ti := READ(torque_t) Torque_pi := READ(torque_p)
tempoi := i · Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 0.618
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.232

medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.517
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.322

```



**GRÁFICO 1 - Registro de movimento aleatório e torque consequente, em escovas pequenas a 75% Cu. Os torques médios são próximos e o desvio no torquímetro teste é menor que no torquímetro padrão**

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio t...5 realizado na bancada de torque"

$j := 1..2$

$f_1 := \text{READ}(\text{inf})$

$N := f_1 \quad N = 2 \cdot 10^3 \quad i := 0..N-1$

$Ts := f_2 \quad Ts = 5 \cdot 10^{-4}$

$\text{Torque}_t := \text{READ}(\text{torque}_t) \quad \text{Torque}_p := \text{READ}(\text{torque}_p)$

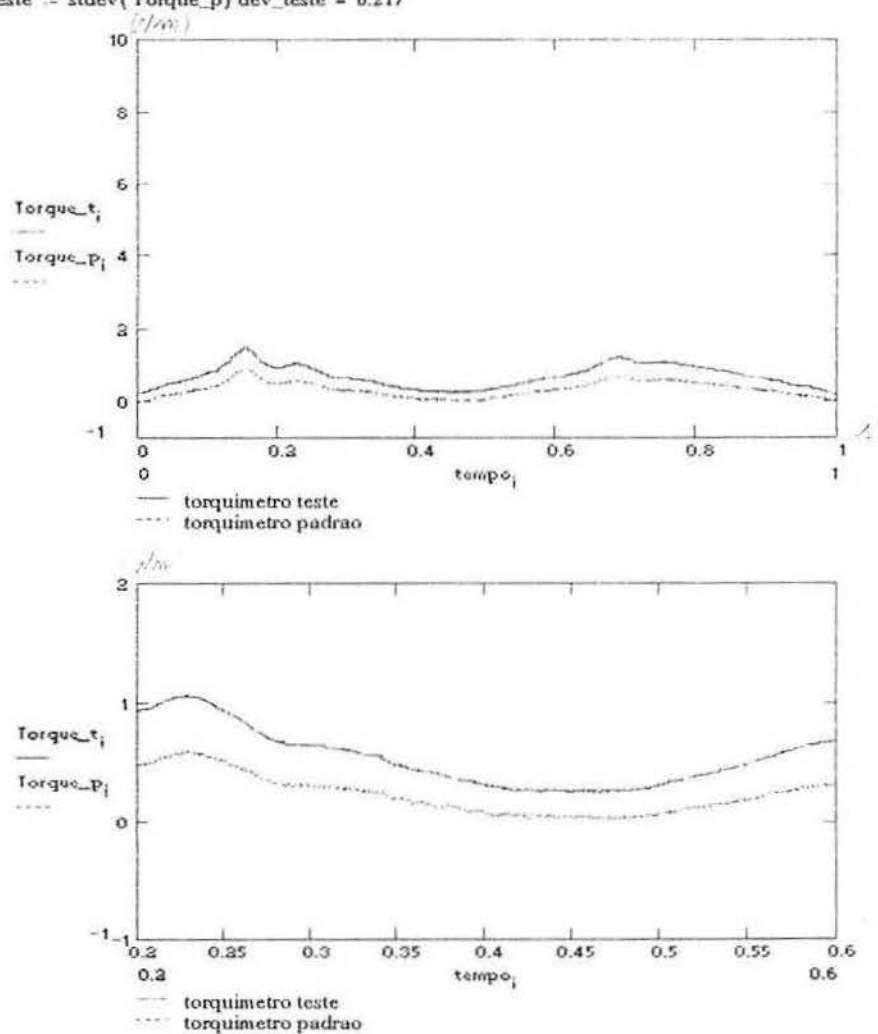
$\text{tempo}_i := i \cdot Ts$

$\text{medteste} := \text{mean}(\text{Torque}_t) \quad \text{medteste} = 0.708$

$\text{dev\_teste} := \text{stdev}(\text{Torque}_t) \quad \text{dev\_teste} = 0.316$

$\text{medteste} := \text{mean}(\text{Torque}_p) \quad \text{medteste} = 0.345$

$\text{dev\_teste} := \text{stdev}(\text{Torque}_p) \quad \text{dev\_teste} = 0.217$



**GRÁFICO 2 - Registro de movimento aleatório e torque conseqüente em escovas 95% Cu utilizando fonte de corrente. Observa-se a grande semelhança do sinal entre torquímetro teste e torquímetro padrão**

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio L...3" realizado na bancada de torque"

$j := 1..2$

$f_j := \text{READ}(\text{inf})$

$N := f_1 \quad N = 2 \cdot 10^3 \quad i := 0..N-1$

$Ts := f_2 \quad Ts = 5 \cdot 10^{-4}$

$\text{Torque}_{t_i} := \text{READ}(\text{torque}_t) \quad \text{Torque}_{p_i} := \text{READ}(\text{torque}_p)$

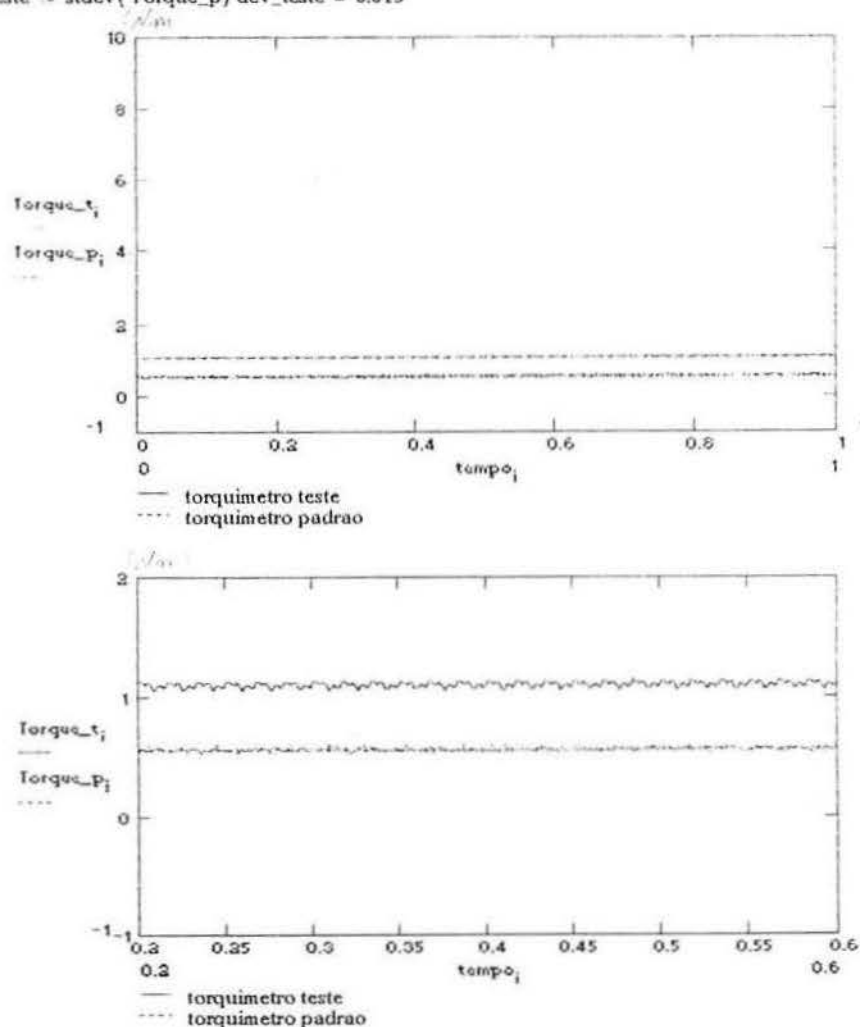
$\text{tempo}_i := i \cdot Ts$

$\text{medteste} := \text{mean}(\text{Torque}_t) \quad \text{medteste} = 1.108$

$\text{dev\_teste} := \text{stdev}(\text{Torque}_t) \quad \text{dev\_teste} = 0.019$

$\text{medteste} := \text{mean}(\text{Torque}_p) \quad \text{medteste} = 0.564$

$\text{dev\_teste} := \text{stdev}(\text{Torque}_p) \quad \text{dev\_teste} = 0.013$



**GRÁFICO 3** - Teste efetuado com escovas 75% Cu, na frequência de 20Hz e utilizando-se fonte de corrente na alimentação. O torque médio do torquimetro teste é maior do que o torquimetro padrão



"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio t...3" realizado na bancada de torque"

```

j := 1..2
f1 := READ(inf)

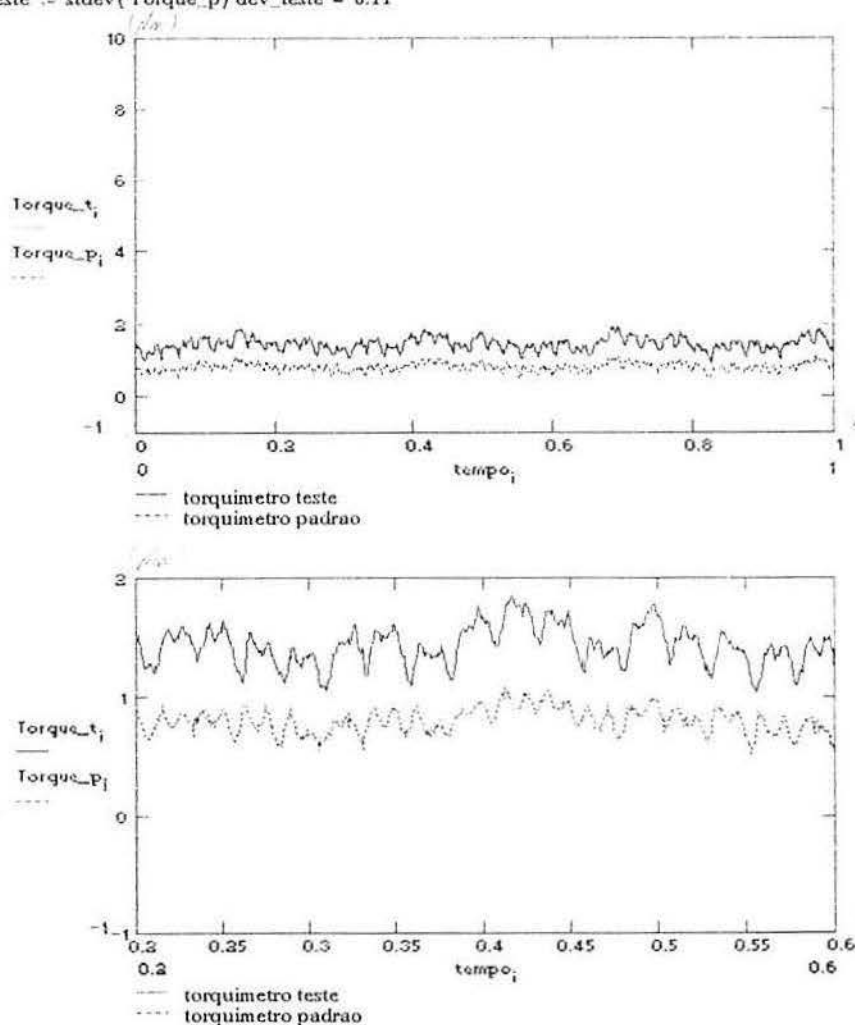
N := f1    N = 2·103    i := 0..N - 1
Ts := f2    Ts = 5·10-4

Torque_ti := READ(torque_t) Torque_pi := READ(torque_p)
tempoi := i·Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 1.453
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.177

medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.814
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.11

```



**GRÁFICO 4** - Teste efetuado com escovas 75% Cu, na frequência de 20Hz e utilizando-se fonte de tensão. O torque médio do torquímetro teste é maior e o desvio padrão médio também é maior agora que se usou fonte de tensão. Compare-se com o Gráfico 3

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio 1...1 realizado na bancada de torque"

```

j := 1..2
f1 := READ(inf)

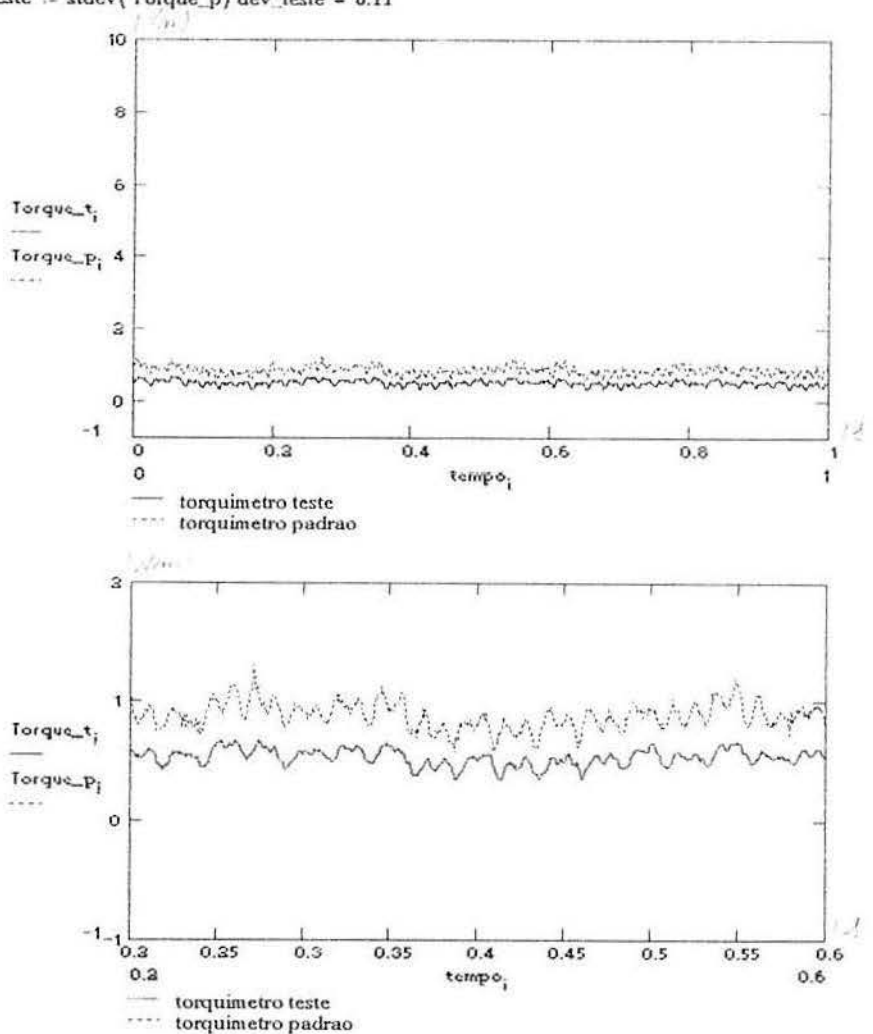
N := f1    N = 2·103    i := 0..N-1
Ts := f2    Ts = 5·10-4

Torque_ti := READ(torque_t) Torque_pi := READ(torque_p)
tempoi := i·Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 0.526
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.07

medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.873
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.11

```



**GRÁFICO 5** - Teste efetuado numa frequência de 20Hz, em escovas pequenas de 90% Cu, com deformação média de 150 $\mu$ m/m. O torque médio no torquímetro teste é menor que no torquímetro padrão. Fonte de tensão.

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio t...4 realizado na bancada de torque"

```

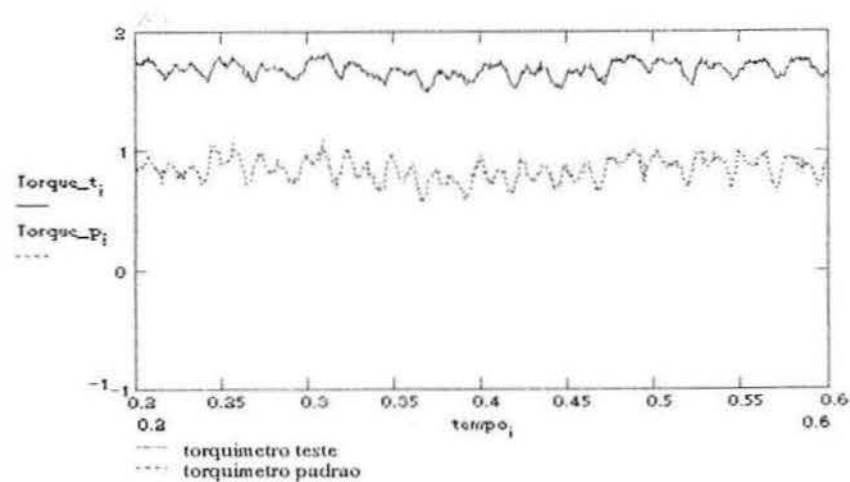
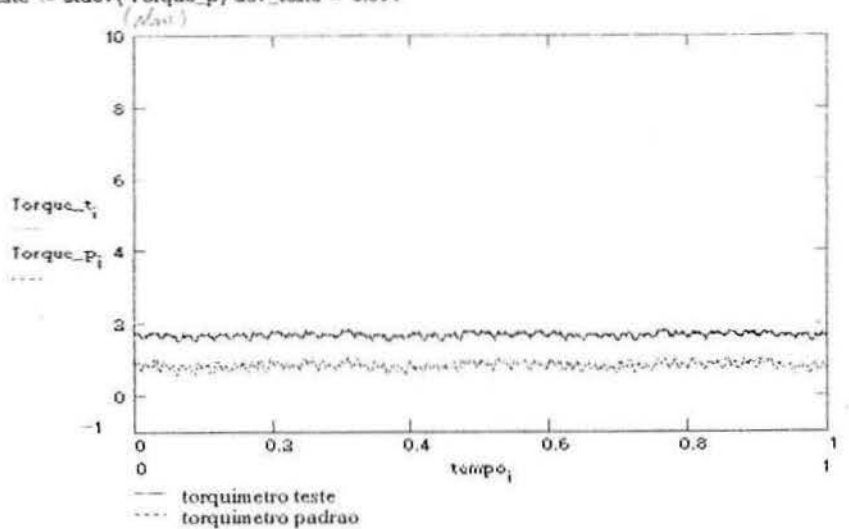
j := 1..2
fj := READ( inf)
N := f1    N = 2·103    i := 0..N-1
Ts := f2    Ts = 5·10-4

Torque_ti := READ(torque_t) Torque_pi := READ(torque_p)
tempoi := i·Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 1.677
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.063

medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.83
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.094

```



**GRÁFICO 6** - Teste com escovas a 85% Cu, na frequência de 20Hz e com fonte de corrente. Novamente o desvio médio é menor quando se usa fonte de corrente. Compare-se com o Gráfico 6.

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio 1...7 realizado na bancada de torque"

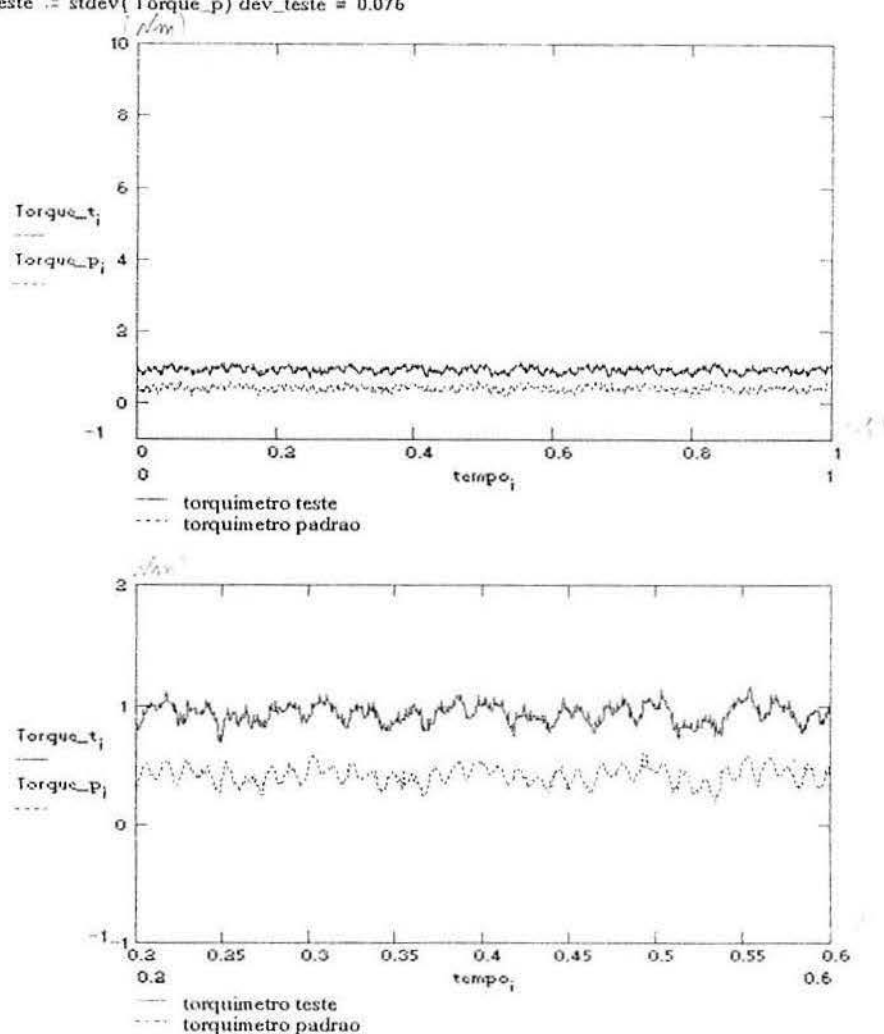
```

j := 1..2
f1 := READ(inf)
N := f1    N = 2·103    i := 0..N-1
Ts := f2    Ts = 5·10-4

Torque_ti := READ(torque_t) Torque_pi := READ(torque_p)
tempoi := i·Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 0.939
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.08
medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.424
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.076

```



**GRÁFICO 7** - Teste utilizando-se escovas com 60% Ag, a 20Hz com fonte de corrente. Novamente o desvio médio é menor. Compare-se com o Gráfico 5.

"Este programa lê arquivos do disco correspondentes ao ensaio t...8' realizado na bancada de torque"

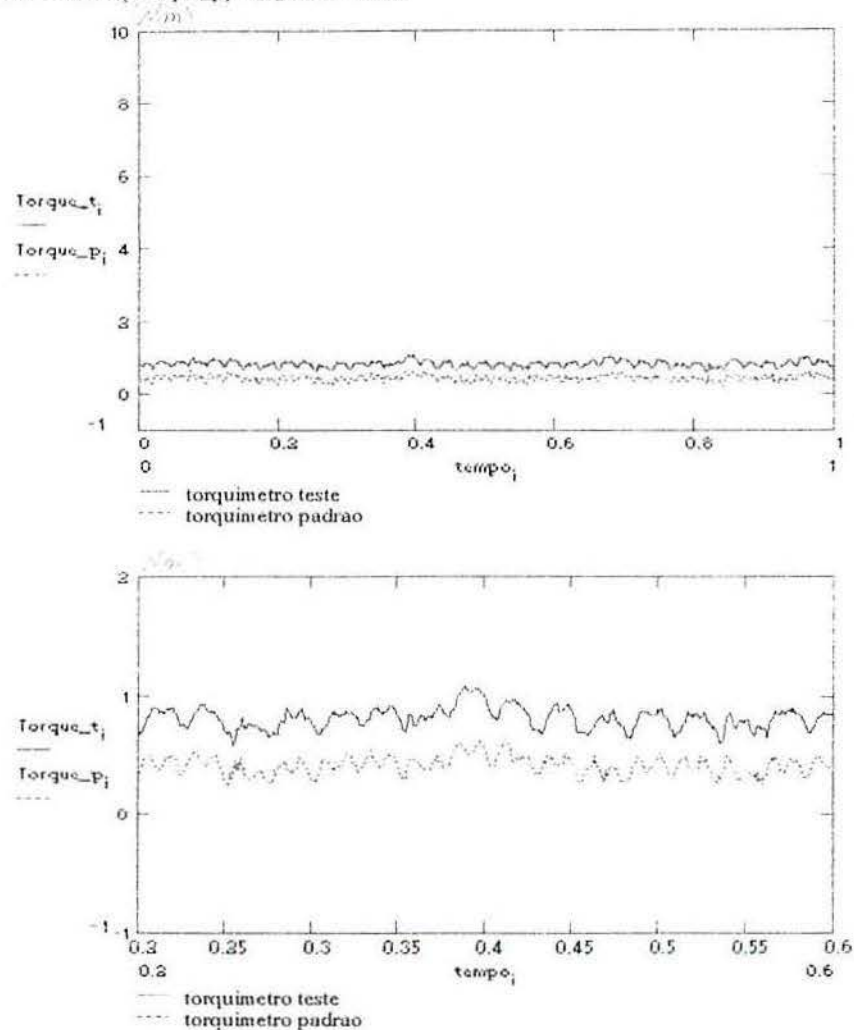
```

j := 1..2
fj := READ(inf)
N := f1    N = 2·103    i := 0..N-1
Ts := f2    Ts = 5·10-4

Torque_tj := READ(torque_t) Torque_pj := READ(torque_p)
tempoj := i·Ts

medteste := mean(Torque_t) medteste = 0.834
dev_teste := stdev(Torque_t) dev_teste = 0.087
medteste := mean(Torque_p) medteste = 0.432
dev_teste := stdev(Torque_p) dev_teste = 0.078

```



**GRÁFICO 8** - Teste com escova multifilamentos, 99,99% Cu, a 20Hz utilizando-se fonte de tensão. Valores próximos aos obtidos no Gráfico 7, com escovas de Ag.

#### 4.9 TENSÃO NAS ESCOVAS

Utilizando-se o *Multipoint Measuring Unit*, UPM 100 da HBM que tem possibilidade de testar 100 canais, em cada medida comparávamos dez escovas, que era a capacidade do nosso porta-escovas.

Para exemplo vamos apresentar os valores obtidos para uma escova 85% Cu.

<i>FREQÜÊNCIA (Hz)</i>	<i>TENSÃO (mV)</i>
0	4,5
5	1,1
10	1,0
15	0,95
20	0,9

Para todas escovas examinadas, um aumento de frequência produzia uma diminuição na queda de tensão nas escovas.

Para o caso presente, numa frequência de rotação de 5Hz correspondia a uma tensão de 1,1mV e corrente de 40mA, assim a resistência obtida foi de 27,5m $\Omega$  no conjunto escova-coletor, valor compatível com aqueles industrialmente obtidos. Nota-se que a resistência ôhmica desta escova é de 4,4m $\Omega$ , a resistência adicional é a resistência de contato.

#### 4.10 RESISTÊNCIA NAS ESCOVAS

Para determinar a resistência nas escovas utilizamos resistores padrões em série (*resistor standard* da *General Radio Company*) e colocamos em série com o conjunto resistor mais escovas. Dispusemos de uma fonte de tensão constante de 5,06V e efetuamos diversas medidas em diferentes frequências. Efetivamente a resistência diminuía a medida que a frequência aumentava, isto em todas as escovas. Os valores médios obtidos para uma escova 95% Cu, usando este processo foram os seguintes:

<i>FREQÜÊNCIA (Hz)</i>	<i>CORRENTE (mA)</i>	<i>R (<math>\Omega</math>)</i>
0	41,00	123,4163
5	41,05	123,26431
10	41,06	123,23429
15	41,10	123,11436
20	41,13	123,02456

Note-se que um aumento de 5Hz para 20Hz na frequência produz uma diminuição de 0,24 $\Omega$  na resistência do conjunto.

#### 4.11 RELAÇÃO FREQUÊNCIA X DEFORMAÇÃO

Testamos os vários tipos de escovas em várias frequências e todas elas tiveram comportamentos semelhantes a menos dos ruídos. Particularmente para uma escova 90% Cu foram os seguintes os valores obtidos em diversas frequências, considerando-se o intervalo de 15s para atingir a frequência desejada.



<i>FREQUÊNCIA (Hz)</i>	<i>DEFORMAÇÃO (<math>\mu\text{m/m}</math>)</i>	<i>TORQUE (Nm)</i>
10	130	1,0
20	146	1,2
30	152	1,3

Dos valores obtidos observa-se que há maiores deformações a medida que a frequência e o torque correspondente aumentam.

## 5 MEDIÇÃO DE TORQUE EM VEÍCULO AUTOMOTOR

### 5.1 DADOS TÉCNICOS DO VEÍCULO INSTRUMENTADO

Veículo: marca Fiat Tipo 1.6.

Motor:

Cilindros ..... 4 em linha

Diâmetro x curso (mm) ..... 86,4 x 67,4

Taxa de compressão ..... 9,2:1

Potência (kw) ..... 60,4

(cv) ..... 82

Regime correspondente (rpm) ..... 5750

Torque (Nm) ..... 130

Regime correspondente ..... 3000

Alimentação: por injeção eletrônica "*Single point*" (SPI) Bosch "*Motronic*". Bomba de combustível elétrica. Filtro de ar a seco sobre o corpo da borboleta, com elemento filtrante de papel. Marcha lenta de  $850 \pm 50$ rpm.

Distribuição: com árvore de comando das válvulas no cabeçote, acionada por correia dentada.

Ignição:

Eletrônica digital Bosch 4DO3. Ordem de ignição..... 1-3-4-2

Avanço estático (a  $850 \pm 50$ rpm) .....  $6^\circ \pm 2^\circ$

Velas de ignição (tipo resistivas). Abertura entre eletrodos.... 0,85 a 0,95mm / 0,7 a 0,8mm

Dispositivos anti-poluição:

Conversor catalítico trivalente. Sistema antievaporativo. Teor de monóxido de carbono, em marcha lenta,  $< 0,5\%$ .

Transmissão:

Embreagem: monodisco a seco, com comando mecânico, sem curso morto do pedal.

Caixa de mudanças: cinco marchas sincronizadas à frente e uma à ré.

Relação de transmissão:

1ª marcha.....	3,909
2ª marcha.....	2,238
3ª marcha.....	1,469
4ª marcha.....	1,043
5ª marcha.....	0,849
ré.....	3,909

Diferencial: Incorporado à caixa de mudanças. Coroa e pinhão com dentes cilíndricos helicoidais. Redução 16/63 (3,938). Tração dianteira, através de semi-árvores ligadas ao diferencial e, às rodas, por juntas monocinéticas de esferas.

## 5.2 PROJETO DE INSTRUMENTAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE

Para a medição do torque real deste veículo em movimento, instrumentamos sua semi-árvore lateral esquerda. Procedemos a um desgaste na ponta de eixo com o objetivo exclusivo de melhorar o sinal elétrico a obter. Colamos na ponta de eixo desgastada, quatro extensômetros de resistência elétrica do tipo espinha de peixe e efetuamos a ligação em ponte inteira. Ligamos os extensômetros a quatro anéis de cobre

que foram previamente colados na ponta de eixo. Dois anéis foram utilizados para a entrada do sinal elétrico de excitação e dois anéis utilizados para a saída do sinal.

### 5.3 INSTRUMENTAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE

A Figura 22 mostra como foi feito o desgaste na semi-árvore para funcionar como elemento sensor e onde foram coladas as EREs. Mostra também o posicionamento dos anéis coletores sobre o eixo, as buchas e os encostos de nylon. As abraçadeiras constantes no encaixe de porta-escovas fixavam-se nestas buchas de nylon, sendo impedidas de se deslocarem horizontalmente em virtude dos encostos que eram colados à ponta de eixo.

### 5.4 O PORTA-ESCOVAS<sup>(44)</sup>

Para fazer o contato entre as escovas e os anéis colados na semi-árvore foi necessário desenvolver um encaixe de porta-escovas que pudesse ser colocado e removido facilmente. Neste sentido foi construído um encaixe de porta-escovas através de uma chapa de aço SAE 1045, com 140mm de comprimento, por 45mm de largura e 3mm de espessura, de sorte a dar conveniente rigidez ao sistema. Ao centro possuía um rasgo de 50mm de comprimento por 15mm de largura onde eram encaixados e aparafusados os porta-escovas. Nas extremidades o encaixe de porta-escovas possuía duas abraçadeiras de 65mm de altura com 15mm de raio, com o objetivo de serem aparafusadas nas buchas de nylon existentes nas pontas do eixo (ver Foto 8), com a finalidade de permitir livre rotação do eixo.

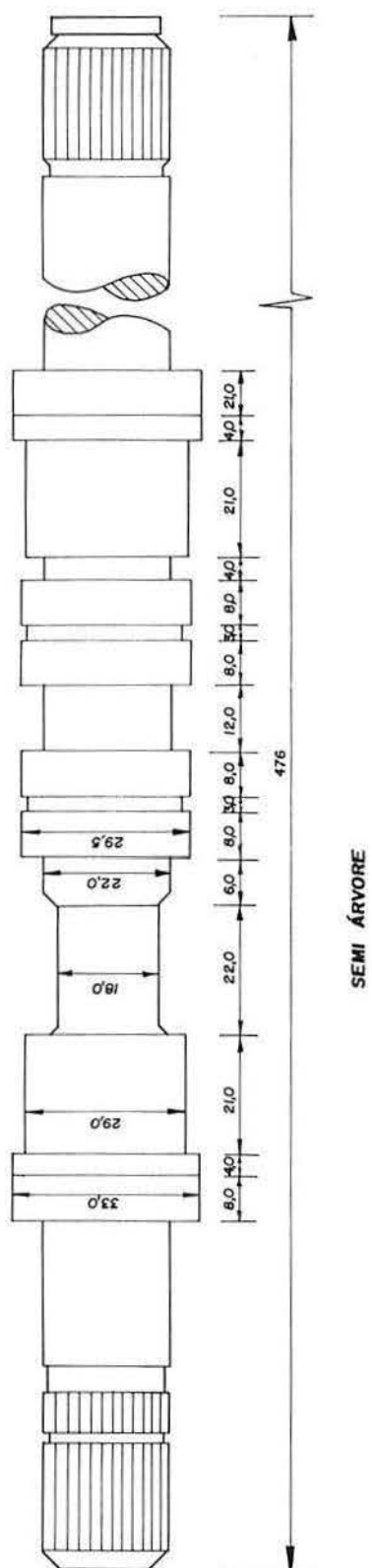


FIGURA 22 - Detalha o funcionamento, configuração e componentes da semi-árvore instrumentada

Quando em operação, o encaixe de porta-escovas era apoiado e amarrado sobre uma espuma de poliuretano expandido com dois objetivos: quando em alta rotação evitar que o conjunto viesse a girar com o eixo e em segundo lugar absorver vibrações mecânicas inconvenientes.



**FOTO 8 - Mostra a parte interna do veículo marca Fiat já com todos seus componentes: inversor, condicionador de sinais, registrador e instrumentação associada**



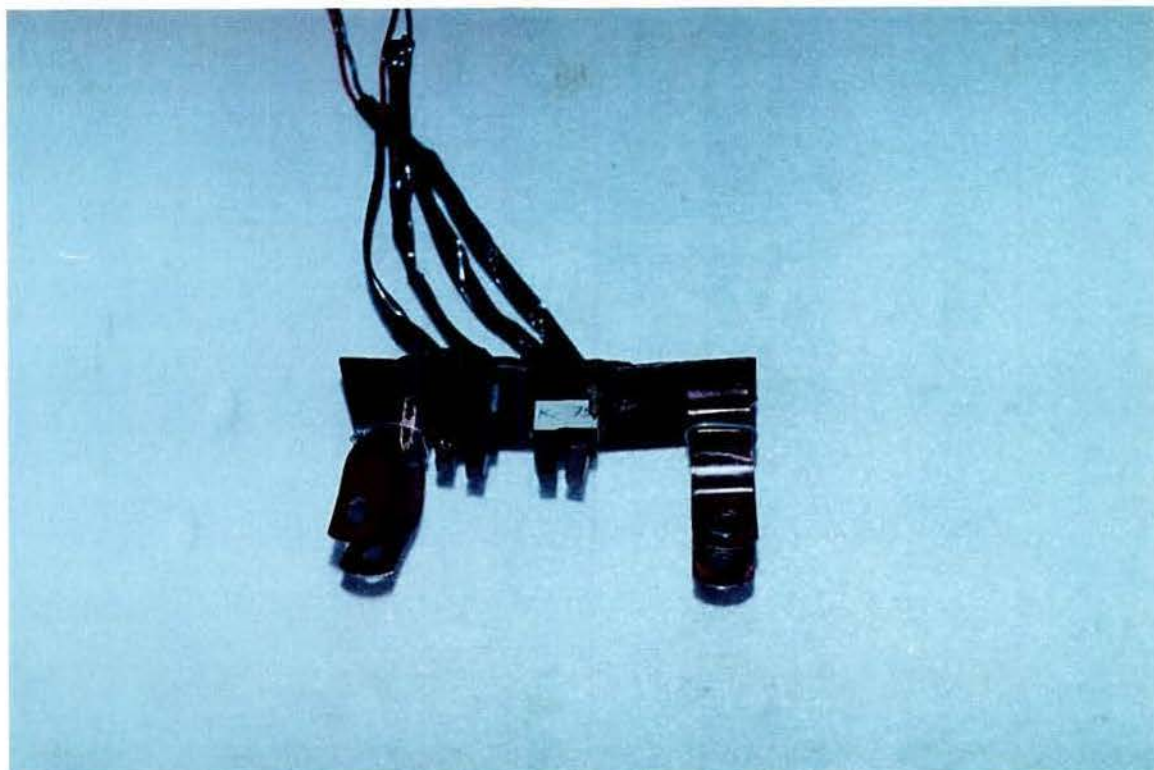


FOTO 9 - Vista lateral do encaixe de porta-escovas

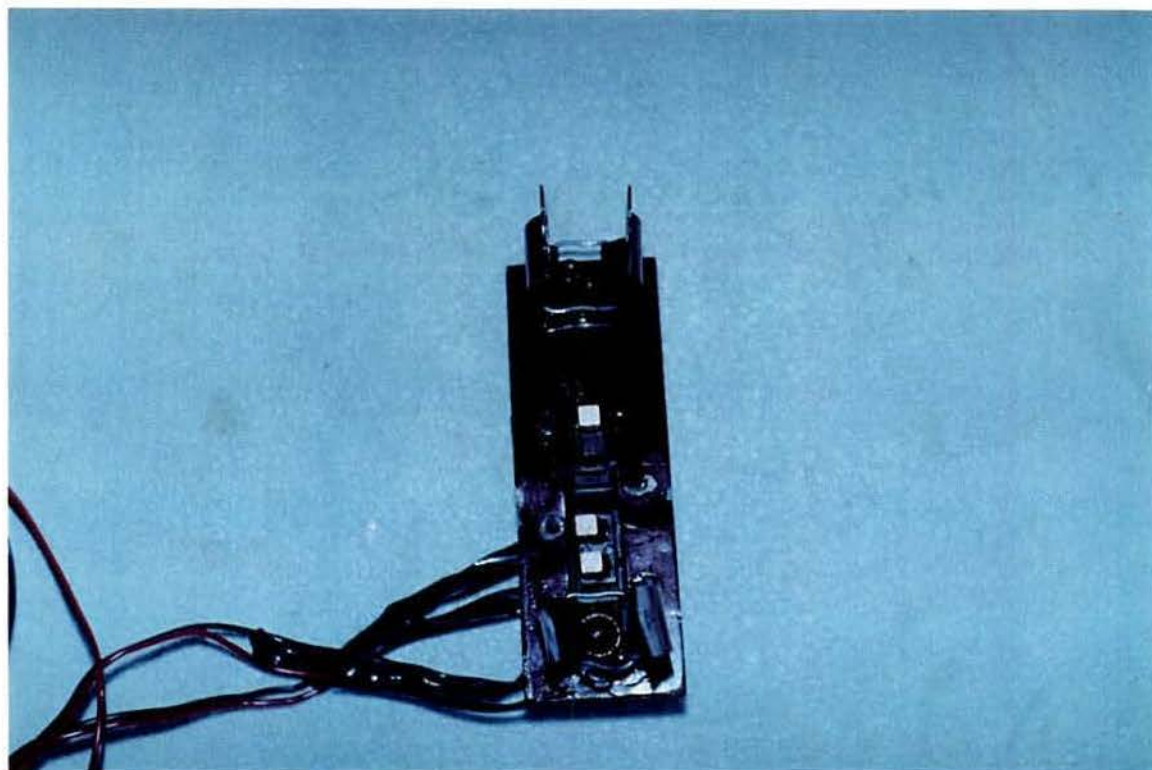


FOTO 10 - Vista superior do encaixe de porta-escovas, projetado para ser acoplado ao eixo

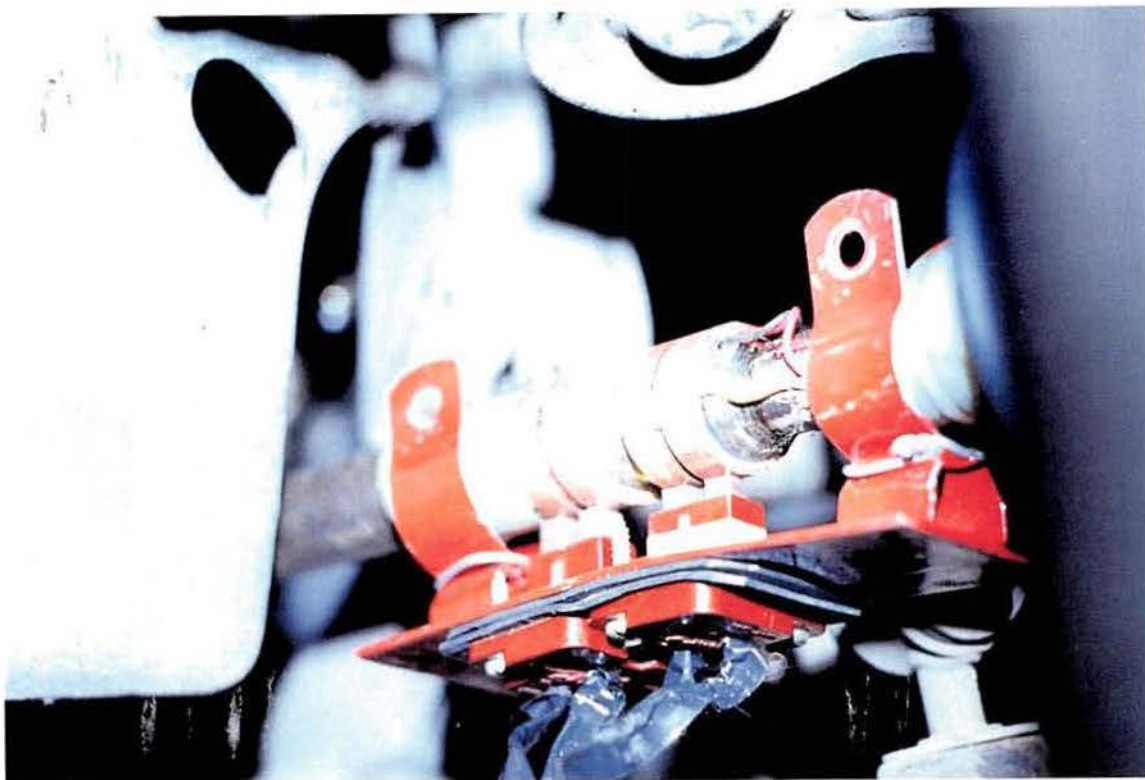


FOTO 11 - Mostra o encaixe de porta-escovas já acoplado à semi-árvore

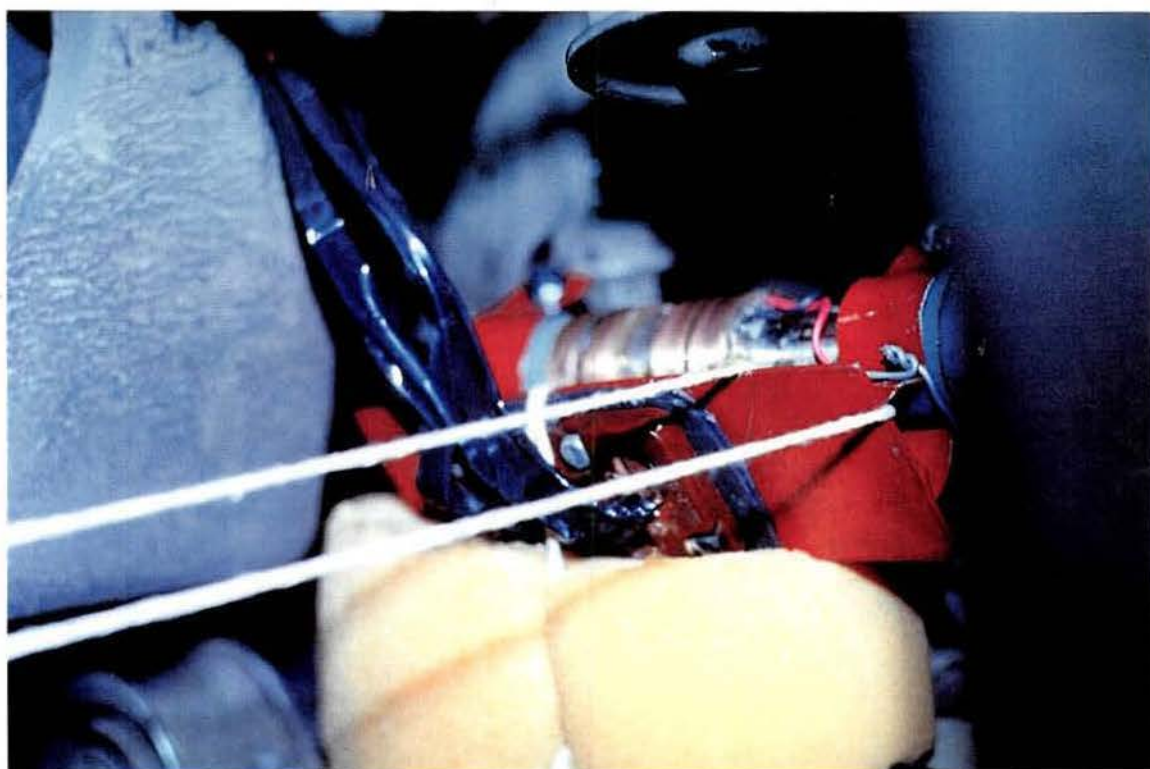


FOTO 12 - Objetiva o encaixe do porta-escovas acoplado á semi-árvore e já com os elementos de fixação e absorção de ruído



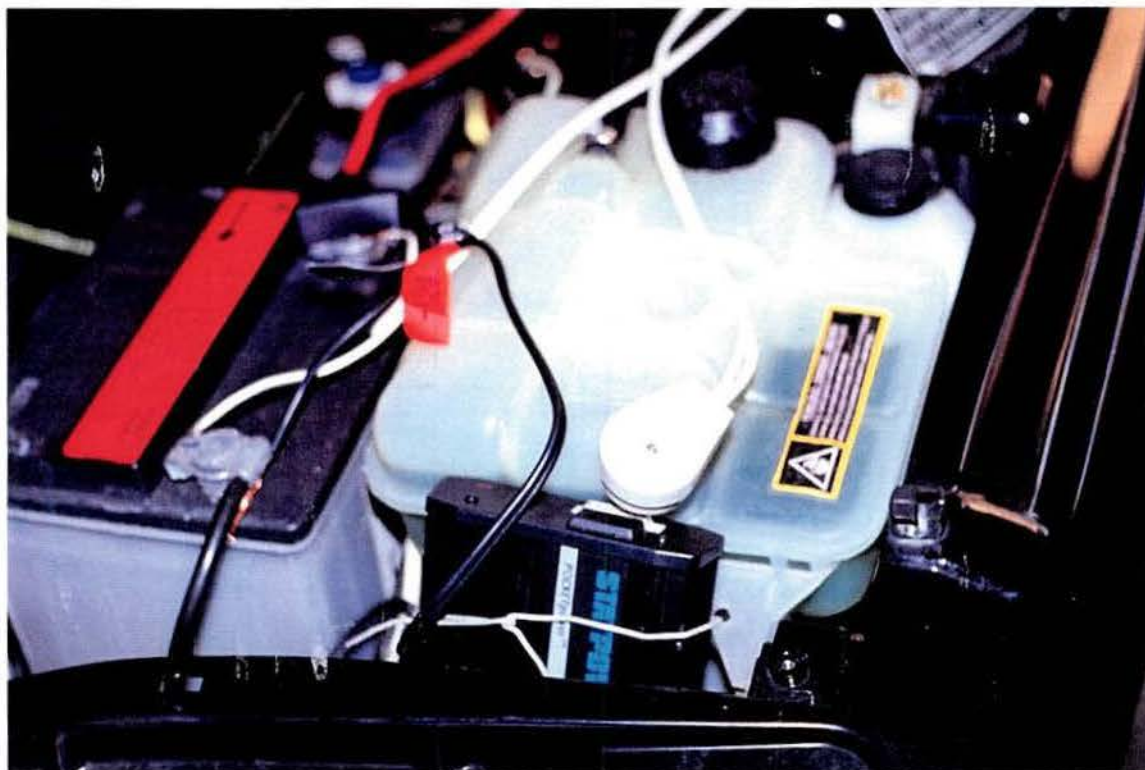


FOTO 13 - Apresenta uma vista da posição em que foi colocado o inversor *Statpower* (12V-110V) dentro do veículo

## 5.5 CALIBRAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE

Instrumentamos a semi-árvore Fiat, colando-se no elemento elástico sensor, dois extensômetros duplos com grades a  $90^\circ$  (espinha de peixe) do mesmo tipo utilizado no torquímetro teste, ou seja, do tipo KFC-2-D2-11 da marca Kiowa, cujas características já foram citadas.

A calibração da semi-árvore foi feita estaticamente com pesos mortos. Suspendemos o veículo num macaco elétrico e aplicamos pesos suspensos, vinculados diretamente à banda de rodagem, a seguir medimos as deformações produzidas nos

extensômetros de resistência elétrica. Do centro do eixo até a banda de rodagem, onde tínhamos os pesos suspensos correspondia a um raio de 28cm. Com estes dados medíamos o torque aplicado para cada peso. Os valores de calibração obtidos foram os seguintes, conforme mostrado na tabela a seguir.

<i>kg</i>	<i>Nm</i>	<i>μm/m</i>
2	5,5	120
4	11,0	227
5	13,7	304
7	19,3	405
9	24,7	525
15	41,2	875

*Sinal de saída nominal=6372μm/m*

*Histerese 0,5%*

*Alinearidade 0,4%*

*Repetibilidade 0,4%*

Na página seguinte mostramos a curva de calibração da semi-árvore (Figura 23).

CURVA DE CALIBRAÇÃO DA SEMI-ÁRVORE

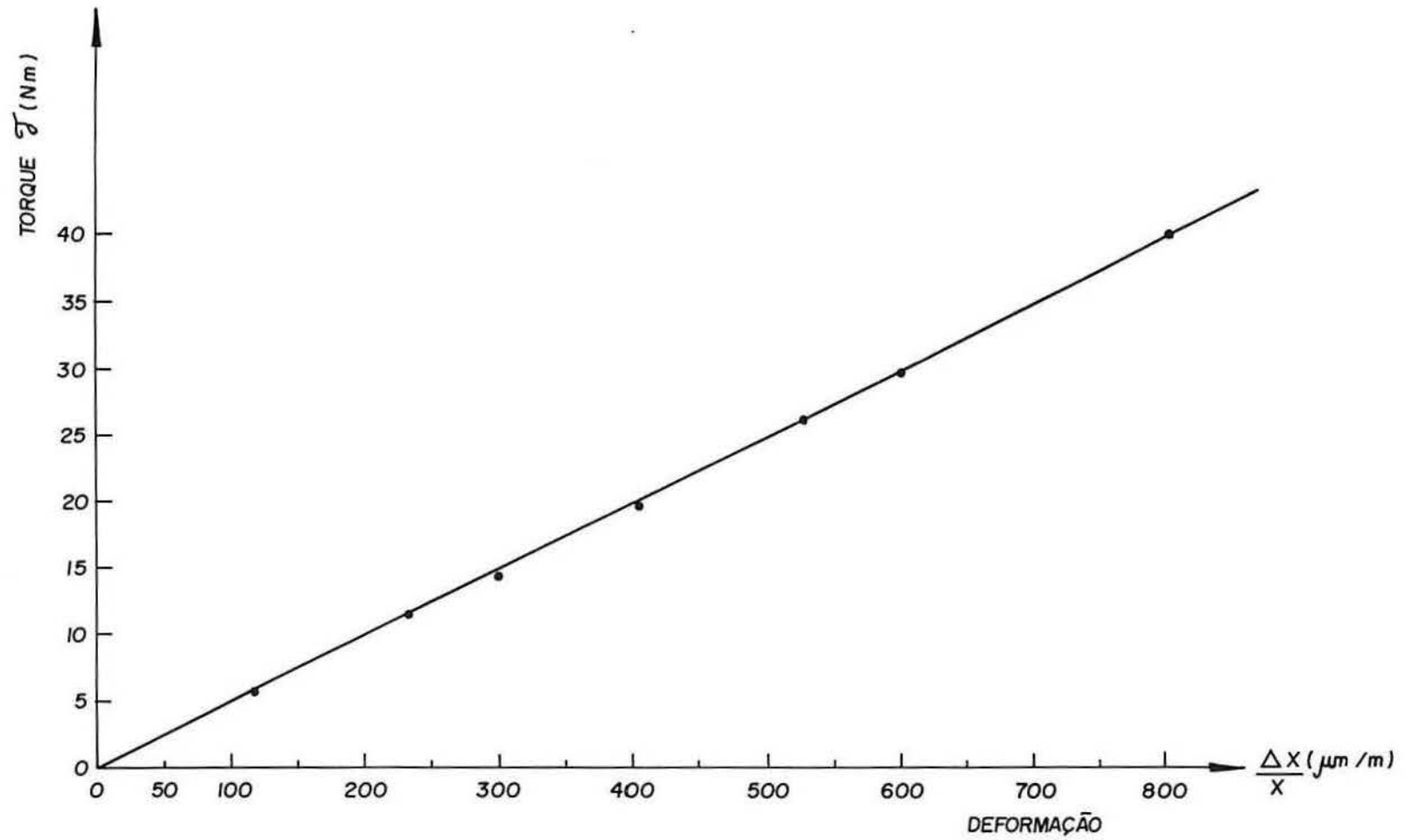


FIGURA 23 - Curva de calibração da semi-árvore

## 5.6 TESTES EFETUADOS<sup>(27,38,86)</sup>

Montamos a semi-árvore instrumentada num veículo marca Fiat Tipo 1.6 - 95 e realizamos vários testes de arrancada à frente, à ré, em pista plana e em acive, com várias acelerações e até 6.000rpm. Em cada caso medíamos as acelerações, rotações e deformações obtidas.

Para os registros utilizamos um registrador X-Y, *Servogor*, XY 743 que foi embarcado no veículo e como era 110V-60Hz necessitamos de um inversor 12V-110V-150W marca *Statpower* para alimentá-lo e assim registrar as tensões e deformações.

As deformações nos extensômetros de resistência elétrica colados na semi-árvore, eram colhidas através de um condicionador de sinais DC para extensometria construído no Laboratório de Instrumentação da Engenharia Elétrica da UFRGS.

Para a comprovação teoria-prática, utilizamos as mesmas equações de projeto aplicadas no torquímetro teste da bancada. Como se trata de ação semelhante utilizamos para tensão de escoamento 1100Mpa e módulo de elasticidade igual a  $21 \cdot 10^{10}$ Pa.

Considerando o aço utilizado no eixo, com o desgaste efetuado (correspondendo a 18mm de diâmetro), ele foi projetado para um torque nominal de 300Nm.

Conforme as equações teóricas de projeto para este eixo, um torque nominal de 300Nm corresponderia uma deformação de  $6490\mu\text{m}/\text{m}$ . De acordo com a nossa curva de calibração, para este torque correspondeu uma deformação de  $6372\mu\text{m}/\text{m}$ . Portanto, na realidade tivemos uma deformação 1,8% menor que a calculada teoricamente. Verifica-se a pequena diferença entre os valores projetados e os valores obtidos experimentalmente.

Como já anteriormente citado, fizemos vários testes de arrancada à frente, à ré, em pista plana e em acive. Numa arrancada violenta a 4000rpm registramos uma deformação de  $8600\mu\text{m}/\text{m}$  que representa um torque de 447Nm. Torque este correspondendo a 147Nm acima do torque nominal de projeto que foi 300Nm. Nesta ocasião observamos que houve um escoamento do elemento sensor, pois, não houve retorno a zero no condicionador de sinais, havendo um desvio de  $190\mu\text{m}/\text{m}$ . A principal razão de já ter iniciado o escoamento do material a este nível é que, embora estes eixos sejam temperados e revenidos a 50HRC em toda seção transversal e apresentem uma regular resistência mecânica, quando no veículo em movimento o eixo sofre torsão, tração e flexão combinadas. Esta é uma básica e importante diferença que ocorre quando se testa um eixo num veículo em movimento e quando o eixo é testado numa bancada de ensaios. As equações aplicadas o foram para torsão pura, além disso é de se esperar que no centro, após os 20% de usinagem a parte interna seja um pouco menos resistente, devido a profundidade dos tratamentos térmicos. Deve ser considerado também que a



resistência mecânica é proporcional à área da seção transversal e, uma diminuição de 20% no raio corresponde a uma diminuição de 64% na resistência mecânica.

## 5.7 REGISTROS OBTIDOS

Nas páginas seguintes mostramos alguns registros obtidos no registrador XY Servogor em diversas situações a que submetemos o veículo com a semi-árvore instrumentada, quando em trânsito em ruas planas e com elevação.

GRÁFICO 1 - Neste gráfico está o registro do torque quando em trânsito normal na Avenida Ipiranga. Efetuou-se uma arrancada normal, num semáforo, com outros veículos em movimento, cambiando adequadamente, sem sobre-esforço e com dois passageiros no veículo. É nítida a variação do torque obtido em cada marcha, assim como, se observa a inversão do torque obtido quando o carro é embreado, ao trocar de marchas. Verifica-se que a cada engate de marcha o torque é máximo, e após diminuindo sensivelmente até atingir a velocidade de cruzeiro.

GRÁFICO 2 - É uma repetição do experimento já realizado, só que com uma aceleração e frequência maiores ( $2,8\text{m/s}^2$ , 3000rpm). Este gráfico é semelhante ao anterior, mas agora com um fluxo de veículos diferenciado na rodovia. Para comparar verifica-se que na terceira marcha, para o gráfico 1 tivemos  $2300\mu\text{m/m}$  correspondendo a 108Nm de torque; no gráfico 2 obtivemos  $2912\mu\text{m/m}$  e 137Nm, um torque 27% maior

neste caso. Na terceira marcha para uma rotação 50% maior obtivemos um torque 27% maior.

GRÁFICO 3 - Este gráfico nos mostra a variação de torque obtido, ao subirmos a Avenida Christiano Fischer, onde fomos até a 4ª marcha. A diferença básica dos dois primeiros gráficos é que, na subida, o torque se mantém sempre mais elevado, como seria de esperar, já que o veículo está fazendo maior força. Neste caso, em quarta marcha, tivemos uma deformação de  $3120\mu\text{m/m}$  e um torque correspondente a  $147\text{Nm}$ .

GRÁFICO 4 - Este gráfico mostra os torques correspondentes a várias arrancadas violentas à frente, em primeira marcha e à ré. Inclusive mostra o desbalanço obtido quando se deu uma ré bastante violenta ao desembrear o veículo a  $4000\text{rpm}$ .

Através destes gráficos, comparando-os com valores de projeto do veículo ( $130\text{Nm}$  a  $3000\text{rpm}$ ) e medidas efetuadas em dinamômetros, se pode verificar que os valores por nós encontrados não só correspondem mas também fornecem o torque a qualquer instante em qualquer regime e com erro da ordem de  $0,5\%$

$$P = \frac{T \cdot \omega}{716,2}$$

$\swarrow$   $\text{kgm}$   
 $\nwarrow$   $\text{rpm}$

$$300 \text{ Nm} \Rightarrow 6372 \text{ } \mu\text{m/m} \text{ (calibração)}$$

$$\frac{208 \text{ } \mu\text{m/m}}{\text{divisão}}$$

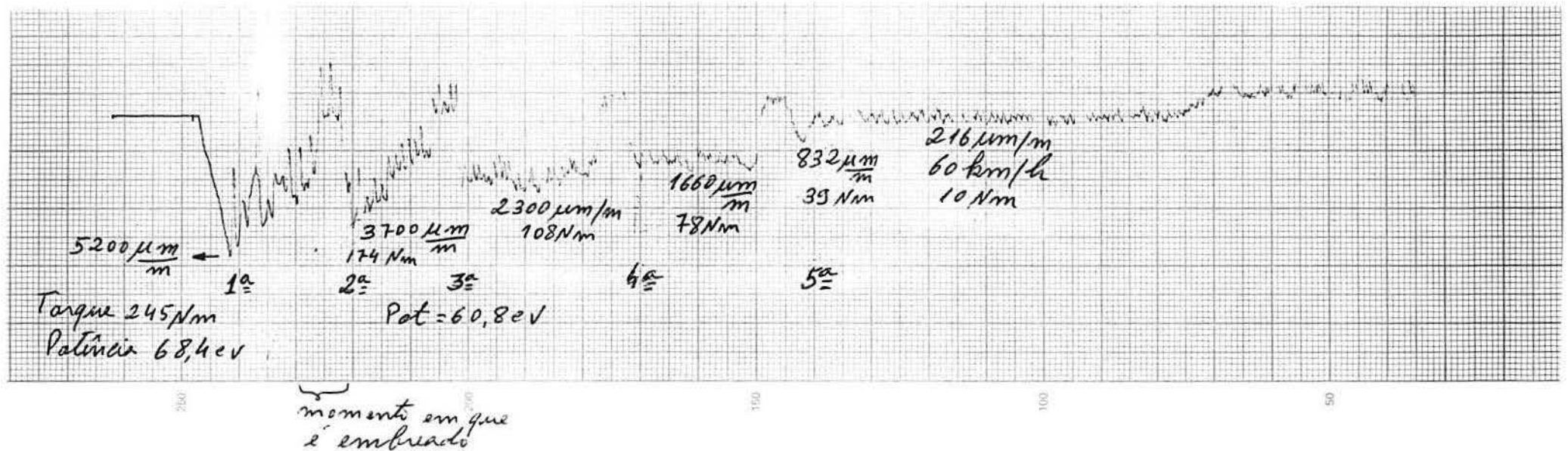
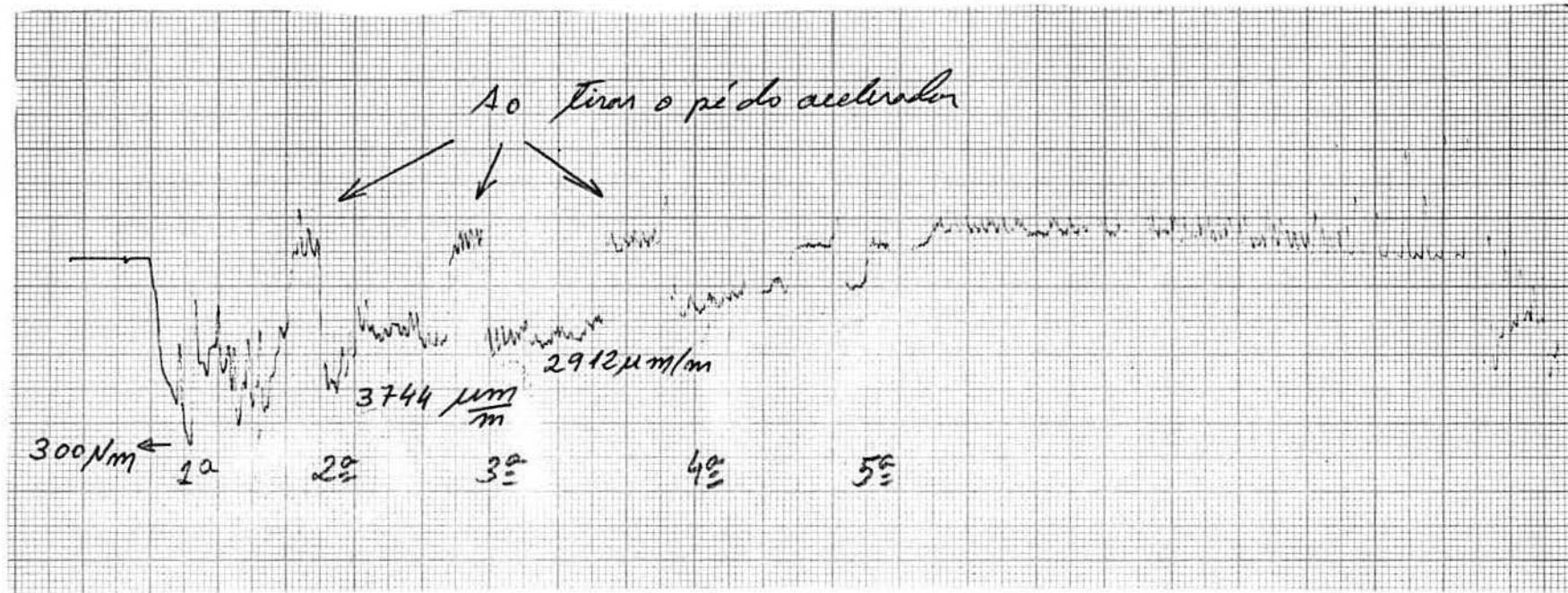


GRÁFICO 1 - Gráfico registrado no registrador xy Servogor, a 1V/cm e a 2s/cm. Desenvolvimento em trânsito normal. Verifica-se nitidamente as passagens de marcha (1<sup>a</sup>, 2<sup>a</sup>, 3<sup>a</sup>, 4<sup>a</sup> e 5<sup>a</sup>) e translação a 2000rpm. Aceleração inicial 2,4m/s<sup>2</sup>. Deformação 5200 $\mu\text{m/m}$



**GRÁFICO 2** - Gráfico registrado no registrador xy *Servogor*, a 1V/cm e a 2s/cm. Desenvolvimento em trânsito normal. Observa-se as passagens de marcha. Arrancada a 2,8m/s<sup>2</sup> e 3000rpm. Deformação na arrancada 6500μm/m

Em relação aos gráficos anteriores verifica-se que o torque médio é alto, já que o veículo está subindo uma rampa.

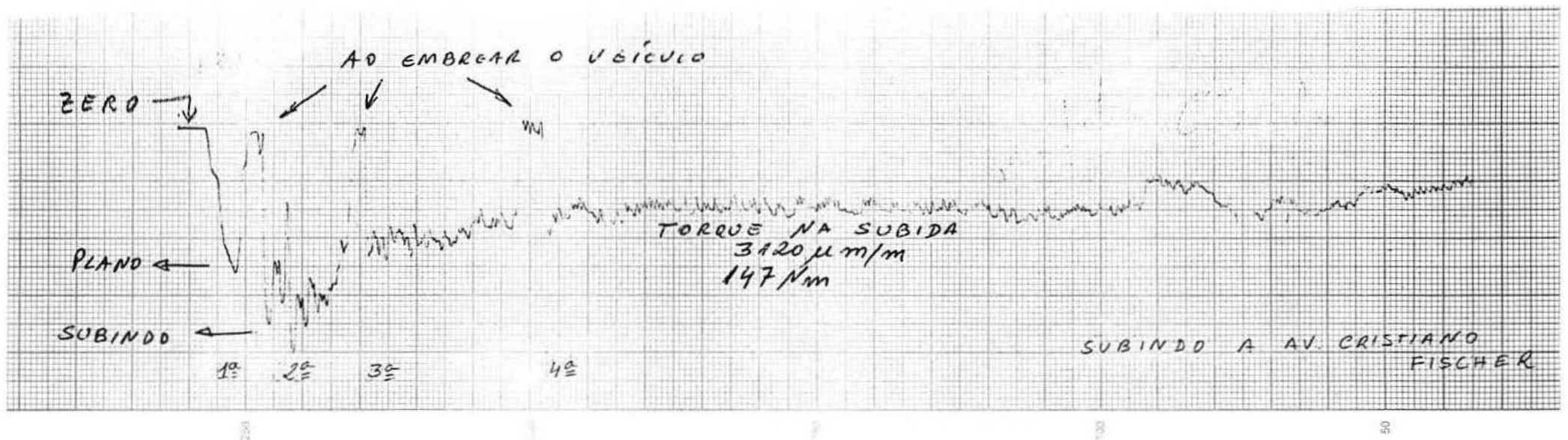


GRÁFICO 3 - Gráfico registrado no registrador xy Servogor, a 1V/cm e a 2s/cm. Subindo a Av. Cristiano Fisher em 1ª, 2ª, 3ª e 4ª marcha a 3000rpm

Com um torque de 2562 Nm o eixo "quebra"  
 Norma de fadiga: deve resistir até 750.000 ciclos operando a  $\pm 553$  Nm.

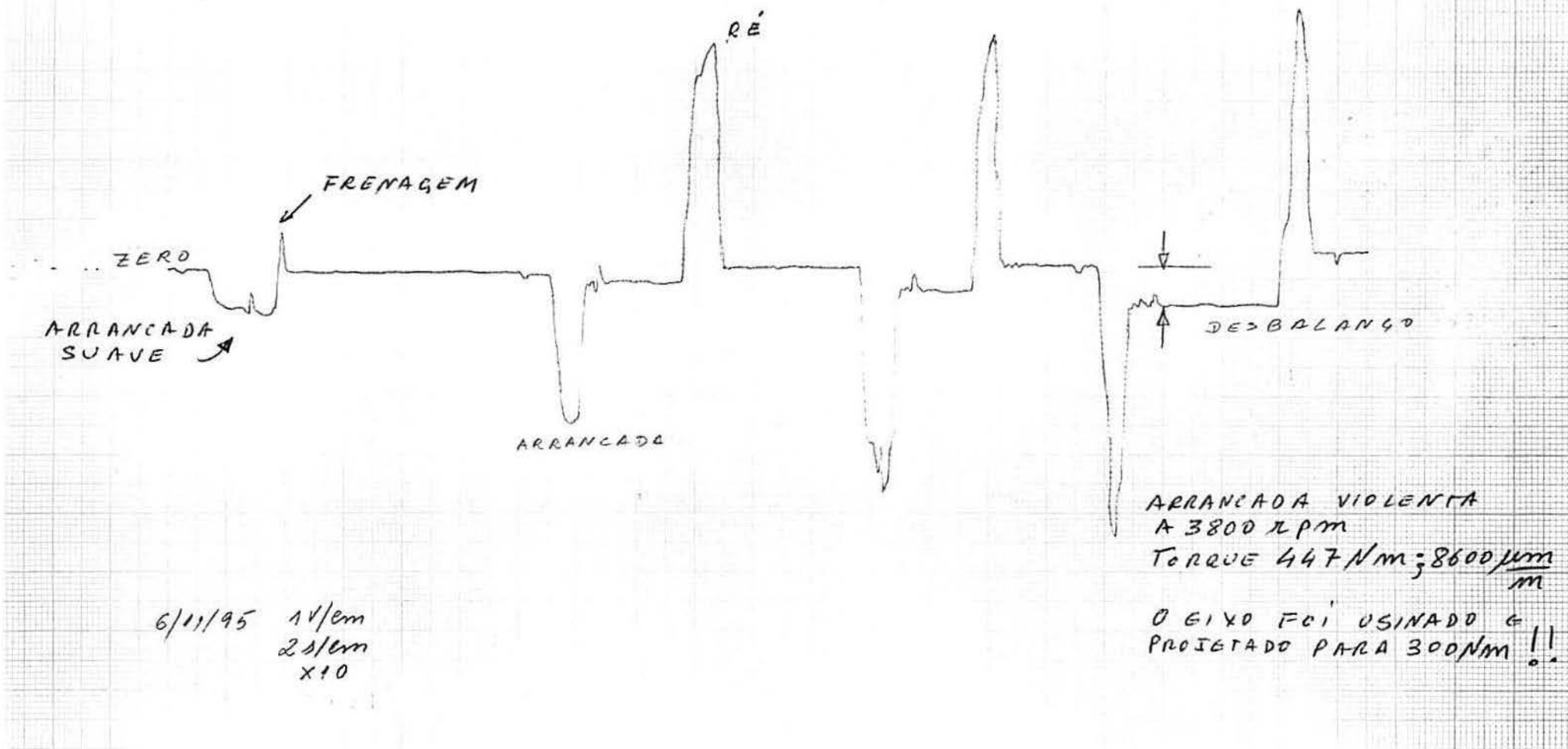


GRÁFICO 4 - Gráfico registrado no registrador xy Servogor, a 1V/cm e a 2s/cm. Foram efetuadas várias arrancadas em 1ª marcha e à ré

## 6 CONCLUSÕES

Foram as seguintes as conclusões obtidas com a realização deste trabalho de pesquisa:

1. Foi de fundamental importância a construção de uma bancada para ensaios de diferentes tipos de torquímetros, pois assim é possível produzir o interfaceamento necessário entre indústrias e universidade. Principalmente levando-se em conta que no Estado existem indústrias que fabricam e exportam escovas de contato e motores elétricos. É de extrema necessidade a medição de torque e o desenvolvimento de novos materiais de transmissão e contato destes produtos para a sua colocação no competitivo mercado internacional.
2. Conforme os trabalhos já efetuados a bancada de ensaio é operacional para qualquer tipo de torquímetro e pode ser utilizada em inúmeros projetos, estudos e testes, tais como: obtenção do Certificado de Aprovação de



Modelo, transmissão de sinal por telemetria, testes de equipamento em vários regimes de operação e verificação de inúmeras geometrias e concepções de torquímetros de diversas capacidades.

3. Embora existam torquímetros baseados em concepções acadêmicas diferentes, é inegável que do ponto de vista das vantagens de construção, da robustez, da economia e da manutenção, o estudo e o domínio da tecnologia de torquímetros, a base de extensômetros de resistência elétrica com transmissão de sinal e energia através de escovas e anéis, é importante e ainda está longe de ser obtido a nível internacional.
4. Nas escovas monolíticas examinadas, para frequências de até 60Hz, em termos de sinal e desgaste à pressão mínima, mais conveniente, era obtida com 0,6N de peso (16666Pa). Para pressões menores que esta, em alta frequência, há vibração no sistema, a escova salta e o sinal transmitido é perturbado.
5. As escovas de multi-elementos, são capazes de baixas perdas em altas velocidades e densidades de corrente. Em transmissão de sinal são adequadas, já que o desgaste não é fator preponderante e podem ser compostas do mesmo material do anel, não desenvolvendo tensões diferenciais, diminuindo as resistências térmicas e funcionando como amortecedor de vibrações.

6. O torquímetro teste projetado para ensaiar conjuntos de até 10 escovas, conforme foi construído, é um excelente instrumento para testar, analisar e comparar torquímetros de diversas concepções, escovas e anéis em operação.
7. Com o torquímetro teste é possível ensaiar uma infinidade de diferentes tipos de escovas e anéis em ambientes diversos com diversas condições de contorno e investigando um grande número de grandezas físicas tais como umidade, pressão, desgaste, corrente elétrica, transmissão de sinal e carga aplicada.
8. A semi-árvore instrumentada diretamente com anéis e escovas é de fácil instalação, ocupa pequeno espaço, não interfere na conversão do veículo, fica razoavelmente protegida, é durável e traduz com exatidão o torque real no motor a cada marcha, aceleração ou desaceleração produzida.
9. A semi-árvore instrumentada e acoplada com o encaixe de porta-escovas projetado, permite que se troquem ou se retirem as escovas com facilidade, permitindo assim um aumento no tempo de vida útil do sistema.
10. O conjunto total desta eletrônica embarcada assim como foi projetada, fornece o torque real a que o veículo está submetido, fornece ótimos resultados, compatíveis com a precisão esperada e o que é muito importante, a um preço

mínimo, pois, a despesa do conjunto basicamente se reduz ao preço dos extensômetros de resistência elétrica, além de ser de imediata e fácil instalação.

11. Considerando do ponto de vista do baixo custo, facilidade de adaptação, tempo de operação, baixo desgaste, bom funcionamento à alta velocidade, baixas gerações de tensões térmicas e elétricas, conseqüentemente baixa resistência de contato, verificamos que as escovas de Cu 99,9% de multi-elementos, funcionando com cargas de 0,6N são as que melhor se adaptam em instrumentação de torquímetros girantes, quando operando em anéis de cobre.

*"Um resultado comprovado  
cientificamente, não é necessário  
repeti-lo infinitamente."  
Carlos Roberto Cauduro*

## APÊNDICES

### APÊNDICE A

Introdução ao estado da arte na medida de torque  
em dispositivos girantes<sup>(26,34,40,69,106)</sup>

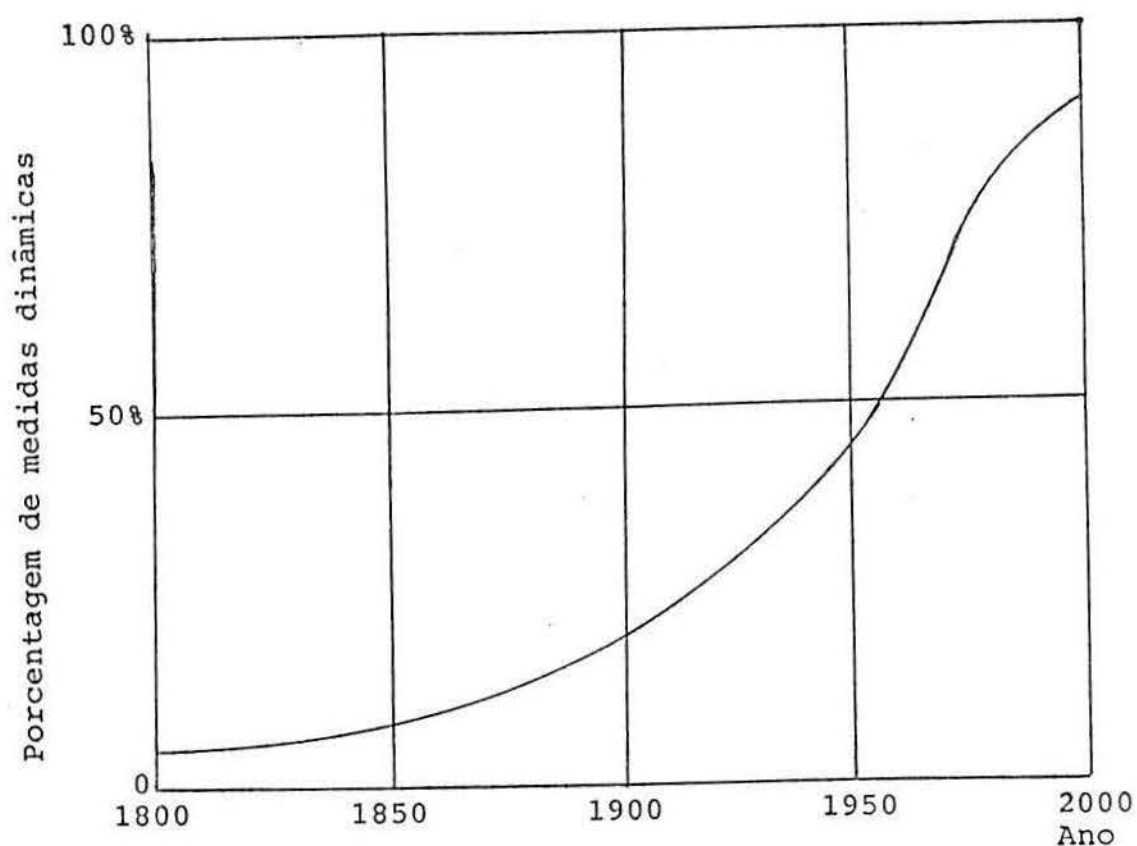
Ao contrário da arte de medir força, que é conhecida desde há algumas centenas de anos, a arte de medir torque foi desenvolvida recentemente. As medidas dinâmicas foram incrementadas a partir da metade deste século (Figura 1). As principais razões disto são:

1. Em Ciência, principalmente na área da Física e Química, o conhecimento da variação da velocidade nas quantidades estudadas é de crescente importância nos estudos experimentais. Pois, cada vez mais caminhos e meios têm sido procurados para permitir a investigação daqueles processos que ocorrem rapidamente.

2. A leveza das estruturas nas construções torna necessário uma pesquisa a fundo nos valores das cargas dinâmicas, com a máxima precisão possível. São necessárias reduções nas margens de segurança usualmente aplicadas no passado, para que se possibilite, assim, construções mais leves e baratas.
  
3. O desenvolvimento da engenharia de automação, em particular, as técnicas de computação e processamento da pesquisa em automática, provocam novas demandas na engenharia de medidas, na forma de técnicas de computação periférica. Portanto, para instrumentos que processam medidas automaticamente, há um aumento nos requerimentos da saída digital diretamente com o crescimento da medida dinâmica.

O primeiro esquema prático para medir torque foi introduzido após a descoberta da máquina a vapor. Foi o famoso freio de fricção de Prony (1755 - 1839), sendo a única forma utilizada para medir torque durante quase cem anos. Em 1877, Sir William Froude elaborou um popular freio a água. Ambos ainda são utilizados atualmente.

Os dinamômetros conforme a maneira de operação são classificados basicamente em dois tipos: de absorção e de transmissão. Passaremos a caracterizar alguns tipos a título de ilustração.



**FIGURA 1 - Relação entre a porcentagem de medidas dinâmicas e o tempo**

### Dinamômetro de absorção

#### *Freio de fricção (Prony)*

É o mais simples dos dinamômetros de absorção. Um tambor ligado a um eixo é envolto por uma corda, contendo numa das extremidades um peso, e na outra um medidor de força. A leitura no dinamômetro com o eixo estacionário é o valor do peso suspenso. Quando o eixo está girando a uma determinada velocidade, o atrito entre a



corda e o tambor tende a levantar o peso, reduzindo a leitura no dinamômetro. O torque pode ser calculado, subtraindo a leitura do dinamômetro quando o eixo está em movimento, do valor do peso e multiplicando pelo raio do tambor.

#### *Freio hidráulico*

Consiste de um rotor que possui concavidades, que são preenchidas com água e que giram internamente a um invólucro que pode girar. O rotor força a água contra o invólucro, transmitindo o torque através da água. O torque e a potência podem ser medidos pelo esforço necessário para evitar a rotação do invólucro.

#### *Freio d-c*

Neste caso dispõe-se de um gerador cujo estator é livre, podendo girar. Assim, o campo eletromagnético gerado pelo rotor produz um torque de reação que tende a girar o estator. A força requerida para impedir o movimento do estator vezes o braço de alavanca fornece o valor do torque.

#### *Freio de correntes parasitas - Eddy*

Consiste de um cilindro metálico ranhurado que compõe o eixo, o qual gira dentro do estator. A corrente no enrolamento do estator gera correntes parasitas (Eddy currents), no rotor, o qual produz uma força eletromagnética que tende a puxar o estator

na mesma direção do rotor. Assim, o torque é calculado pelo momento necessário para prevenir o giro do estator.

## DINAMÔMETROS DE TRANSMISSÃO

São todos baseados nas propriedades elástico-lineares dos metais, quando submetidos a pequenas deformações. Um membro elástico irá girar de um ângulo  $\theta$  frente a uma torção  $T$ , de acordo com a relação

$$T = \left( \frac{G \cdot J}{L} \right) \theta = k \cdot \theta$$

onde  $G$  é o módulo de cisalhamento do material do eixo,  $J$  é o momento polar de inércia,  $L$  é o comprimento e  $k$  uma constante torsional do eixo.

A relação linear entre  $T$  e  $\theta$  sugere a medida do torque através do ângulo de rotação, desde que, conhecido o  $k$ . Evidentemente, a grande vantagem é que estes transdutores podem ser inseridos em linha entre a máquina e a carga, e o torque medido durante as condições de operação.

## Transdutor de torque de diferença de fase

Neste transdutor o deslocamento torsional no eixo é medido diretamente, usando dois sensores magnéticos do tipo pulso, localizados em ambas as extremidades do eixo. Uma série de descontinuidades igualmente espaçadas são colocadas nas extremidades do eixo, justamente abaixo dos sensores magnéticos. A rotação do eixo gera uma saída senoidal para cada sensor magnético. Este par de sinais é então processado por um sistema eletrônico que mede o ângulo de fase relativo entre eles convertendo-os numa voltagem d-c proporcional.

A vantagem deste sistema está no fato de que nenhum contato elétrico entre os membros em rotação é requerido.

## Transformador diferencial de torção variável (TVDT)

Ele mede a deflexão angular de um eixo segundo um torque aplicado, por meio de um campo magnético. O eixo é construído de material não-magnético. São acoplados ao eixo três peças tubulares de material magnético concêntricas, espaçadas com inclinação de  $45^\circ$  em relação ao eixo. Um torque aplicado aos terminais do eixo irá fazer com um dos gaps diminua e o outro aumente. Assim, a relutância magnética nos gaps irá aumentar ou diminuir de acordo com o torque aplicado. Uma voltagem a ser aplicada ao enrolamento primário induz voltagem no secundário. Então, no momento que o eixo é

girado o enrolamento secundário irá mostrar uma voltagem maior e o outro, uma voltagem proporcionalmente menor.

### Transdutor de torque fotoelétrico

#### Método da diferença de fase

Um feixe luminoso é projetado em tiras de reflexão dispostas nos terminais do eixo. Os feixes refletidos são então captados pelas foto-células correspondentes como trens de pulso. A diferença de fase entre os dois pulsos é uma medida do torque aplicado ao eixo, podendo ser convertido numa saída analógica.

### Transdutor de torque magnetoelástico

Quando um torque é aplicado a um eixo construído de material ferromagnético, haverá indução de uma tensão no eixo que correspondentemente alterará a permeabilidade magnética do citado material. Isto irá variar o acoplamento entre os enrolamentos do primário e do secundário, onde esta saída elétrica será uma medida do torque aplicado.

## Transdutor de torque estacionário

Basicamente é uma mesa que mede o torque de reação do dispositivo apoiado nela (*Torque Table*). Esta mesa consiste de uma placa suportada por braços sensíveis ao torque. Os EREs são colados nestes braços, formando uma ponte inteira de Wheatstone. Qualquer dispositivo montado na mesa, com o eixo situado no centro de rotação, ao girar, produzirá um torque de reação que será sentido pela mesa.

## Transdutor de torque utilizando EREs

É o mais popular método de medida de torque. De acordo com a aplicação, o sensor elástico pode ter várias configurações. Os EREs geralmente são ligados em ponte inteira de Wheatstone. As tensões de cisalhamento, linearmente proporcionais aos torques aplicados, são induzidas nos ERES, os quais convertem as deformações relativas em variação de sinal elétrico de saída. Este sinal é transmitido do eixo em rotação (onde ele é induzido), para a carcaça estacionária, onde é lido geralmente por um dos seguintes métodos:

- a) anéis e escovas;
- b) transformador rotativo;
- c) sistema de telemetria em rádio-freqüência.

## APÊNDICE B - CARACTERÍSTICAS BÁSICAS DOS TRANSDUTORES

### Não-linearidade

É definida como sendo o máximo desvio da curva de calibração, em relação à linha reta determinada através da situação sem carregamento e com carregamento total, expresso como uma percentagem da saída nominal.

A entrada e saída do transdutor pode ser relacionada com a Figura mostrada a seguir onde  $x$  representa a entrada e  $y$  a saída. Os coeficientes  $a_0, a_1, a_2, \dots$ , são os fatores de calibração (Figura A1).

### Histerese

É definida como sendo a máxima diferença entre as leituras de saída para a mesma carga aplicada; uma leitura obtida pelo aumento de carregamento desde zero, e a outra leitura obtida pelo decréscimo do carregamento desde a saída nominal. Normalmente é medida à metade da saída nominal e expressa como percentagem desta saída nominal (Figura A2).

## Repetibilidade

É o fator mais importante num transdutor. Repetibilidade é a característica de um sistema de medida, através da qual, repetidas tentativas de idênticas entradas produzem a mesma saída. Repetibilidade é a única característica de erro que não pode ser calibrada externamente pelo sistema de medida. Assim, a repetibilidade é um fator limitante no processo de calibração, logo, limitando todas medidas de precisão de um transdutor específico (Figura A2).



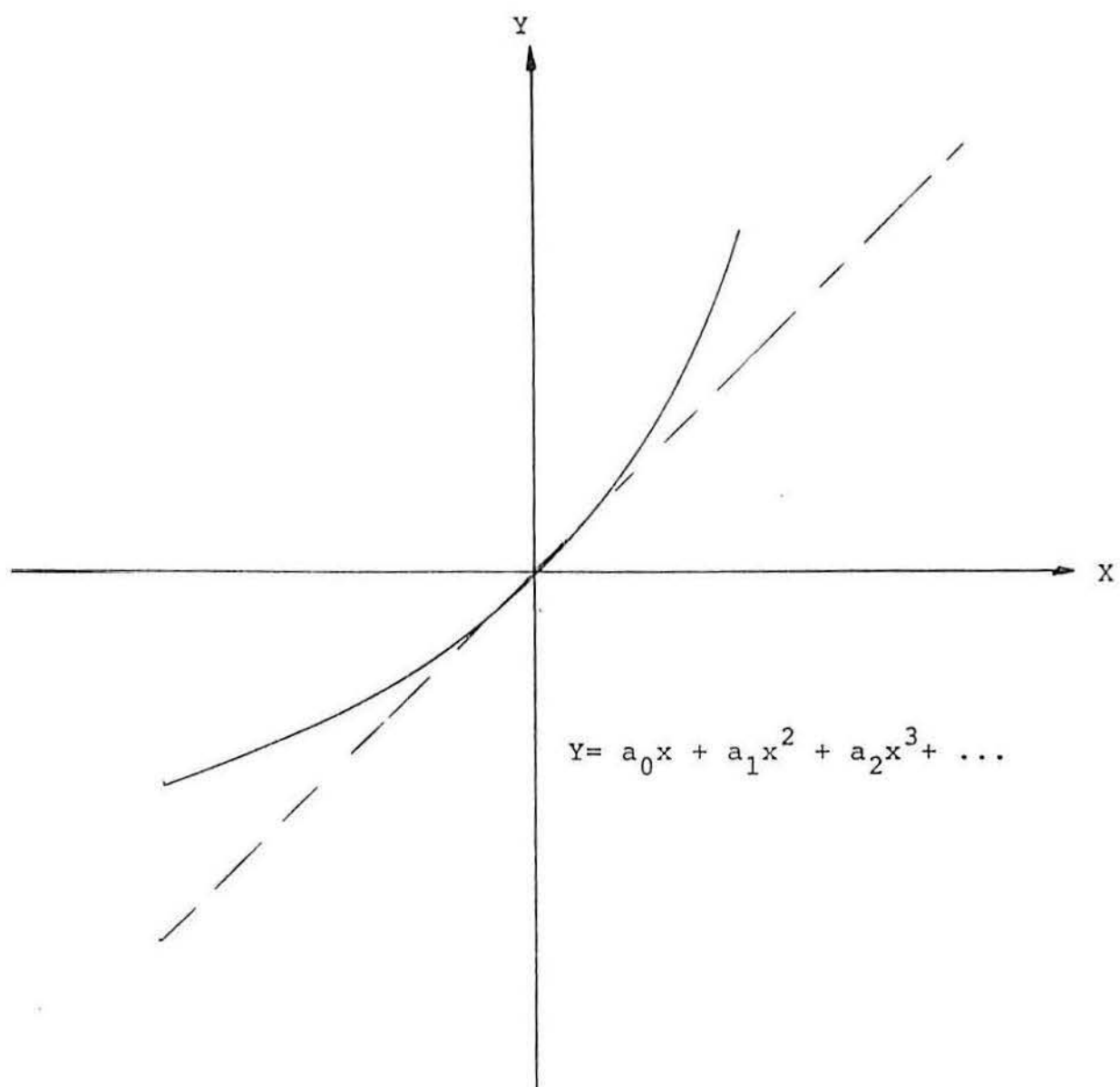


FIGURA A1 - Relações de entrada e saída de um transdutor

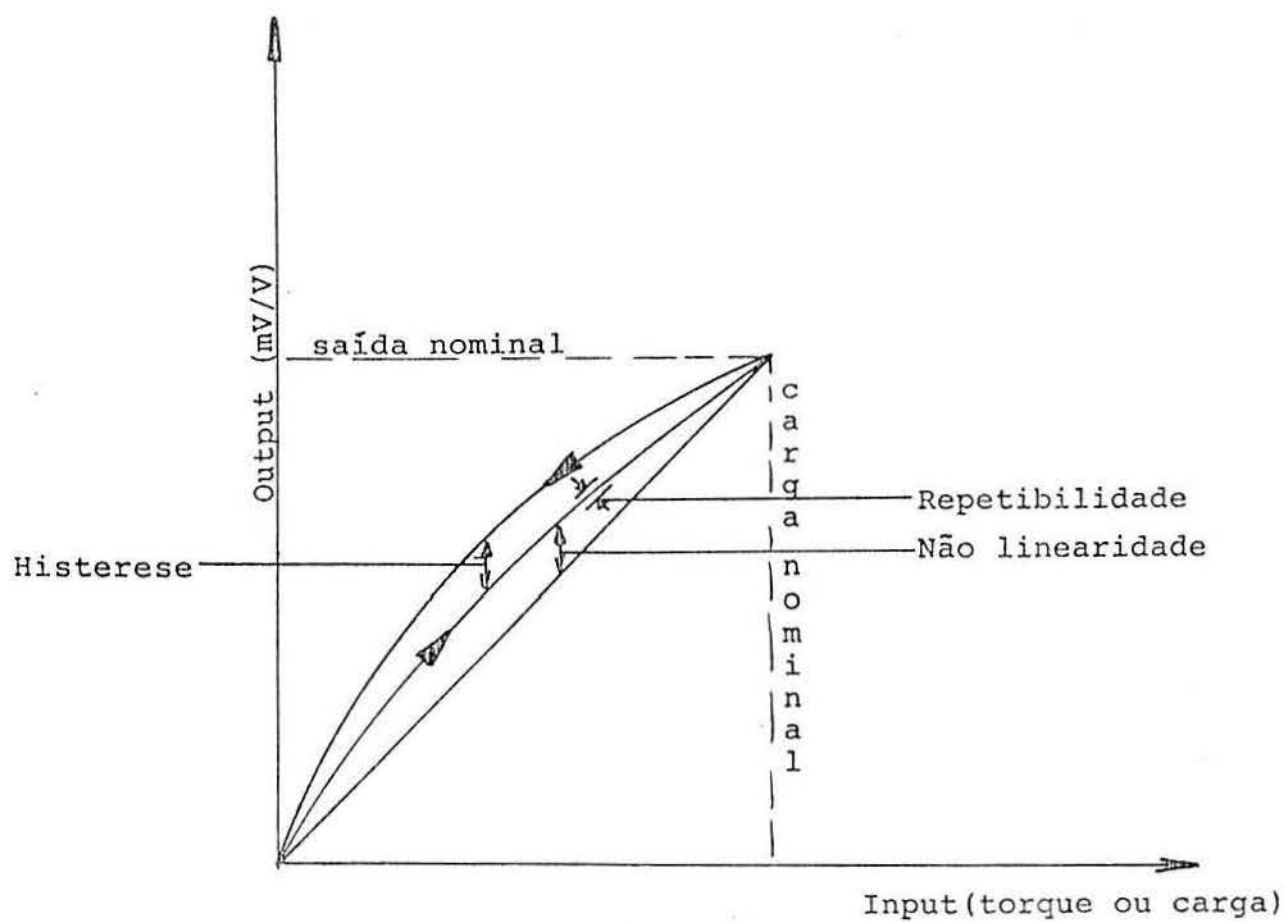


FIGURA A2 - Representação das grandezas in-out

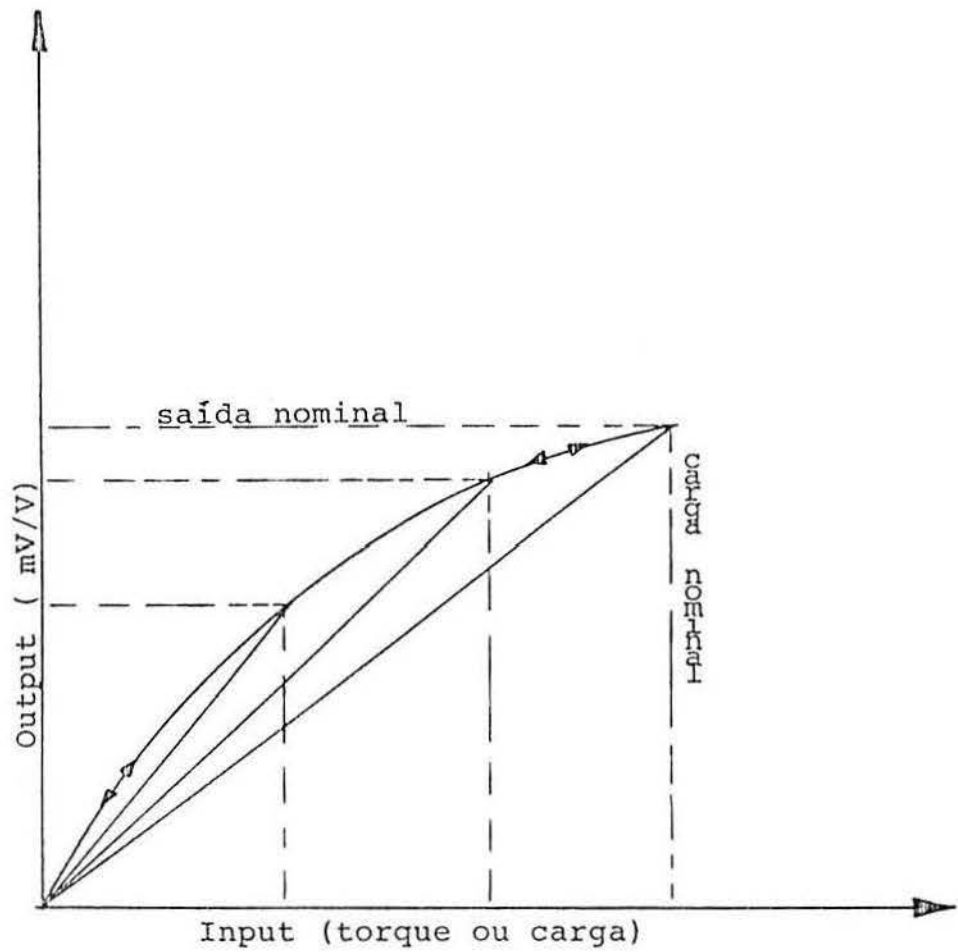


FIGURA A3 - Valores absolutos máximos dos erros produzidos pela não-linearidade e histerese

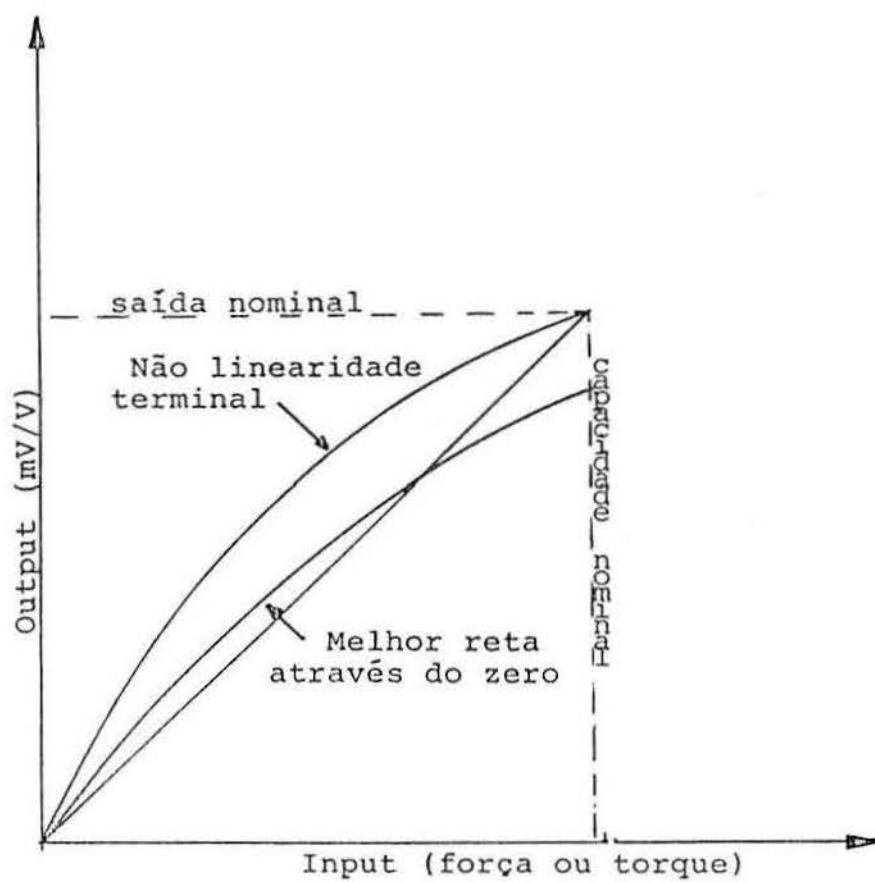


FIGURA A4 - Forma de ajuste, melhor reta através do zero

## Defasagem

É a variação na saída do transdutor, ocorrendo com o tempo, enquanto carregado e com todas as variáveis mantidas constantes. Usualmente é medida com a carga nominal aplicada e expressa como uma percentagem da carga nominal, durante um período de tempo determinado.

## Não-simetria

É a máxima diferença entre a leitura de saída do sensor para a mesma carga aplicada, mas em sentido oposto.

## Ajuste de equipamentos

A habilidade no ajuste do instrumento em relação à carga e a saída nominal de trabalho, permite uma variação no posicionamento da linha reta relativa à curva do sensor. Isto pode, freqüentemente, ser usado com a vantagem de permitir um ajustamento que minimiza erros.

Na Figura mostrada a seguir, assumimos que a curva representa limites máximos de valores absolutos de erros produzidos pela não-linearidade e histerese do sensor. Se os valores de saída do torque são escalados inferiormente, de tal forma que a curva de

não-linearidade é reduzida e ao mesmo tempo, mantida a posição de alinhamento, verifica-se que a máxima diferença entre a curva e a linha é reduzida. Este processo é obtido simplesmente pelo ajuste da corda de controle de leitura de saída do instrumento. Ou seja, aproxima-se a leitura real da resposta do sensor, da reta ideal pretendida.

Em termos matemáticos, quando as curvas são posicionadas de tal forma a produzirem uma área mínima entre elas, então, a linha assim obtida, é dita ser o melhor ajustamento através do zero. Na interseção da parábola com a linha, representando a verdadeira saída para uma dada entrada, os valores são os mesmos e este é, portanto, o desejado ponto de calibração (Figura A3 e A4).

## APÊNDICE C - O VOCABULÁRIO DA METROLOGIA LEGAL<sup>(53,79)</sup>

Pretende-se construir instrumentos de medida, testá-los e obter Atestado de Certificação de Modelo, e sendo assim, convém transcrever alguns dos termos compatíveis às grandezas analisadas que são adotados internacionalmente. Tais termos segundo o *International Vocabulary of Basic and General Terms in Metrology*, de acordo com os grupos: *International Bureau of Weights and Measures* (BIWM); *International Electrotechnical Commission* (IEC); *International Organization for Standardization* (ISO); *International Organization of Legal Metrology* (IOLM).

Os termos de interesse utilizados estão de acordo com o Vocabulário de Metrologia Legal e Vocabulário de Termos Fundamentais e Gerais de Metrologia, do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial, Portaria INMETRO 155/86, Ministério da Indústria e Comércio.

Apresentam-se a seguir alguns termos normalizados e que são de extrema importância no presente trabalho.

Aprovação de modelo: decisão reconhecendo que o modelo de um instrumento de medir satisfaz às exigências regulamentares.

Aferição: conjunto de operações que estabelecem, em condições específicas, a correspondência entre os valores indicados por um instrumento de medir, ou por um sistema de medição ou por uma medida materializada e os valores verdadeiros convencionais correspondentes da grandeza medida.

Calibração: Conjunto de operações que estabelece em condições específicas, a correspondência entre o estímulo e a resposta de um instrumento de medir, sistema de medição ou transdutor de medição.

Certificado de verificação: Documento certificando que foi efetuada a verificação de um instrumento de medir e que ele satisfaz as exigências regulamentares.



Certificado de aprovação de modelo: documento certificando que a aprovação de modelo foi concedida.

Documentação de um padrão: Conjunto de documentos que identificam (e acompanham) um padrão descrevendo suas características técnicas e metrológicas e indicando as condições e métodos de conservação, manutenção e utilização.

Medição estática, (*static measurement*), (*mesurage statique*): Medição de uma grandeza cujo valor pode ser considerado constante durante a medição.

Obs.: o qualificativo "estática" aplica-se à grandeza a ser medida e não ao método de medição.

Medição dinâmica, (*dynamic measurement*), (*mesurage dynamique*): Determinação do valor instantâneo de uma grandeza, e quando conveniente, de sua variação com o tempo.

Método de (medição por) zero, (*null method of measurement*), (*methode de (mesure par) zéro*): Método de medição no qual o valor da grandeza a medir é determinado por equilíbrio, ajustando-se uma ou várias grandezas, de valores conhecidos, relacionados à grandeza a medir por uma equação de equilíbrio conhecida.

Obs.: a grandeza a medir e as grandezas ajustadas, podem ser de naturezas diferentes. Ex.: Medição de uma impedância elétrica por meio de uma ponte e um indicador de zero.

Exatidão de medição, (*accuracy of measurement*), (*exactitude de mesure*): Grau de concordância entre o resultado da medição e o valor verdadeiro convencional da grandeza medida.

Nota: o termo precisão em vez de exatidão deve ser evitado.

Incerteza da medição, (*uncertainty of measurement*), (*incertitude de mesure*): Estimativa caracterizando a faixa dos valores dentro do qual se encontra o valor verdadeiro da grandeza medida.

Correção, (*correction*), (*correction*): Valor que, adicionado algebricamente ao resultado bruto de uma medição, compensa um erro sistemático presumível.

Transdutor de medição, (*measuring transducer*), (*transducteur de mesure*): Dispositivo de medição que fornece uma grandeza de saída que tem uma co-relação determinada com a grandeza de entrada.

Sensor, (*sensor*), (*capteur*): Elemento de um instrumento de medir, ou de uma cadeia de medição, que é diretamente aplicada à grandeza a medir.

Valor de uma divisão (menor divisão), (*scale interval*), (*valeur d'un division échelon*): Diferença entre os valores da escala, correspondentes a duas marcas sucessivas.

Condições limites, (*limiting conditions*), (*conditions limites*): Condições externas que um instrumento de medir pode suportar, sem haver danos ou degradação de suas características metrológicas, quando for novamente usado em suas condições de utilização.

Constante (de um instrumento), (*instrument constant*), (*constante (d'un instrument)*): Fator pelo qual uma "indicação direta" deve ser multiplicada para se obter a indicação de um "instrumento de medir".

Característica de resposta, (*response characteristic*), (*caractéristique de transfert*): Para condições definidas, é a relação entre um estímulo e a resposta correspondente.

Sensibilidade, (*sensitivity*), (*sensibilité*): Quociente da variação da resposta de um "instrumento de medir" pela variação correspondente do estímulo.

Obs.: a sensibilidade pode depender do valor do estímulo.

Mobilidade, (*discrimination*), (*mobilité*): Aptidão de um instrumento de medir para responder a pequenas variações do valor do estímulo.

Limiar, (*discrimination threshold*), (*seuil de mobilité*): menor variação de um estímulo que provoca uma variação perceptível na resposta de um instrumento de medir.

Obs.: o limiar de mobilidade pode depender por exemplo do ruído (interno ou externo), do atrito, do amortecimento, da inércia.

Ex.: Se a menor variação da carga que provoca um deslocamento perceptível do ponteiro de uma balança é de 90 mg, então o limiar da mobilidade da balança é 90 mg.

Resolução, (*resolution (of an indicating device)*), (*résolution (d'un dispositif indicateur)*): Expressão quantitativa da aptidão de um "instrumento de medir", de distinguir valores muito próximos da grandeza a medir sem necessidade de interpolação.

Zona morta, (*dead band*), (*zone morte*): Intervalo dentro do qual um estímulo pode ser modificado sem produzir uma variação na resposta de um "instrumento de medir".

Obs.: A zona morta intrínseca é algumas vezes deliberadamente aumentada para reduzir as variações indesejáveis na resposta de pequenas variações no estímulo.

Histerese, (*hysteresis*), (*hystérésis*): Propriedade de um "instrumento de medir", pela qual a resposta de um dado estímulo depende da seqüência dos estímulos precedentes.

Obs. : Embora a histerese seja normalmente considerada em relação à grandeza a medir, ela pode também ser considerada em relação as grandezas de influência.

Estabilidade, (*stability*), (*constance*): Aptidão de um "instrumento de medir", em conservar suas características metrológicas.

Obs. É usual considerar a estabilidade em relação ao tempo. Em relação a outra grandeza é necessário especifica-la.

Discrição, (*transparency*), (*discrétion*): Aptidão de um instrumento de medir de não alterar o valor da grandeza a medir.

Deriva, (*drift*), (*dérive*): Variação lenta ao longo do tempo de uma característica metrológica de um "instrumento de medir".

Tempo de resposta, (*response time*), (*temps de réponse*): Intervalo de tempo entre o instante em que um estímulo é submetido a uma variação brusca e o instante em que a resposta alcança seu valor final e nele permanece, dentro de limites especificados.

Erro de inércia (de um instrumento de medir), (*tracking error (of a measurement instrument)*), (*erreur de poursuite d'un instrument de mesure*): Erro ocasionado pelo atraso da resposta de um "instrumento de medir" a uma variação do estímulo.

Exatidão de um instrumento de medir, (*accuracy of a measuring instrument*), (*exactitude d'un instrument de mesure*): Aptidão de um instrumento de medir para dar indicações próximas do valor verdadeiro de uma grandeza medida.

Erro no zero (de um instrumento de medir), (*zero error (of a measuring instrument)*), (*erreur à zéro (d'un instrument de mesure)*): Erro no ponto de controle, quando o valor especificado da grandeza medida é o zero.

Erro de justeza (de um instrumento de medir), (*bias error (of a measuring instrument)*), (*erreur de justesse (d'un instrument de mesure)*): Componente sistemática do erro de indicação de um instrumento de medir.

Padrão primário, (*primary standard*), (*étalon primaire*): Padrão que possui as mais altas qualidades metrológicas num campo específico.

Obs.: O conceito de padrão primário é válido tanto para unidades de base, quanto para unidades derivadas.

Padrão secundário, (*secondary standard*), (*étalon sécondaire*): Padrão cujo valor é determinado, por comparação, com um padrão primário.

Padrão internacional, (*international standard*), (*étalon international*): Padrão reconhecido por um acordo internacional para servir internacionalmente de base no estabelecimento dos valores de todos os demais padrões da grandeza a que se refere.

Calibração, (*calibration*), (*étalonnage*): Conjunto de operações que estabelecem, em condições específicas, a correspondência entre o estímulo e a resposta de um instrumento de medir, sistemas de medição, ou transdutor de medição.

Obs.: 1) o resultado de uma calibração pode permitir a determinação de um ou mais parâmetros da curva característica que relaciona o estímulo à resposta ou aos valores de grandezas correspondentes às divisões de escalas indefinidas de um instrumento de medir.

2) os termos "aferição" e "calibração" estão reunidos nos termos "étalonnage", em francês e "calibration", em inglês.



## BIBLIOGRAFIA

1. ADKINS III, C.M.; KUHLMANN-WILSDORF, D. Device for the control and measurement of brush forces to an accuracy of a few grams-force while monitoring brush resistance and brush wear at currents up to 500 A or more, *Wear*, p.119-125, 1981.
2. ARAÚJO, J.R. Transdutores estáticos e dinâmicos de torque. *Dissertação de Mestrado*, UFRGS, Porto Alegre, 1986.
3. \_\_\_\_; BORCHARDT, I.G., Bancada computadorizada para aferição de torquímetros rotativos, 8º *Seminário do Instituto Brasileiro do Petróleo*, 1989.
4. ARCHARD, J.F. The temperature of rubbing surfaces, *Wear*, v.2, p.438-455, 1959.
5. BARBER, J.P.; BAUER, D.P. Contact phenomena at hypervelocities, *Wear*, p. 163-169, 1982.
6. BARTRAM, T.C., U.K. *Ministry of Defence current collection programme for superconducting homopolar motors, presented at the Advanced Current Collection Conference*, Chicago, IL, USA, September, 1981.
7. BASSANI, I.A. Estudo do elemento elástico tipo cruciforme vazado. *Dissertação de Mestrado*, UFRGS, Porto Alegre, 1987.
8. BECK, J.C.P. Projeto, construção e análise de células de carga de placa e de anel. *Dissertação de Mestrado*, UFRGS, Porto Alegre, 1986.
9. BELT, W.B. Practical aspects of brush contact stability, *Trans. AIEE*, p.54-89, February 1957.
10. BELYI, V.A.; SAVKIN, V.G. Peculiarities of formation and properties of metal-polymer sliding electrical contact, *Wear*, p.329-334, 1978.

11. BELYI, V.A.; KONCHITS, V.V.; SAVKIN, V.G. Polar effects within the sliding contact of metal-containing brushes, *Wear*, p.249-258, 1982.
12. BLOK, H. Fundamental mechanical aspects in boundary lubrication, *SAE Trans.*, v.46, p.54-68, 1940.
13. BOYER, L.; CHABRERIE, J.P.; SAINT-MICHEL, J. Low wear metallic brushes, *Wear*, p.59-68, 1982.
14. BRITO, R.M. Sistema eletro-eletrônico para medição direta do torque em dispositivos girantes utilizando extensômetros de resistência elétrica, *Tese de Doutorado*, UFRGS, Porto Alegre, 1994.
15. BRONIAREK, C.A. Damping characteristics of solid brush current collection systems, *Wear*, p.233-242, 1982.
16. BRYANT, M.; BURTON, R. A. Thermal deformation in brushes for current passage through a steadily moving patch, *Wear*, p.83-91, 1982.
17. \_\_\_\_\_. Frictional and electrical interactions in current collectors, *Wear*, p.49-58, 1982.
18. CASSTEVENS, J. M.; RYLANDER, H. G.; ELIEZER, Z. Friction and wear characteristics of powder metallurgy copper-graphite brushes at high sliding speeds, *Wear*, p.169-178, 1978.
19. \_\_\_\_\_. Friction and wear properties of two types of copper-graphite brushes under severe sliding conditions, *Wear*, p.371-381, 1978.
20. \_\_\_\_\_. Influence of high velocities and high current densities on the friction and wear behavior of copper-graphite brushes, *Wear*, p.121-130, 1978.
21. CAUDURO, CARLOS R. Estudo de célula de carga de compressão com elemento elástico de placa circular com pino central. *Dissertação de Mestrado*, UFRGS, Porto Alegre, maio 1988.
22. CHEN, C.P.; BURTON, R.A. Thermoelastic effects in brushes with high current and high sliding speeds, *Wear*, p.277-288, 1980.
23. CLAUSING, A.M. Heat transfer at the interface of dissimilar metals, the influence of thermal strain, *Int. J. Heat Mass Transfer*, p.791-801, 1966.
24. COUTINHO, L.F.; TAMAGNA, A. Abacos adimensionais para análise de vibrações em semi-eixos homocinéticos, *SAE Technical Paper Series*, 1995.
25. CREDE, CHARLES E. *Choque e vibração nos projetos de engenharia*. Editora Ao Livro Técnico S.A., Rio de Janeiro, 1972.

26. DAS, N.C.; MUKHOPADHYAY, A.K.; SARKAR, G. Microprocessor-based measurement of torque, *Students Journal*, v.27, n.3, july, 1986.
27. DOEBELIN, E.O. *Measurement systems: application and design*. McGraw Hill Inc., 1983.
28. DOW, T.A.; BURTON, R.A. The role of wear in the initiation of thermoelastic instabilities in rubbing contact, *J. Lubrication Technology*, p.71, 1973.
29. DOW, T.A.; KANNEL, J.W. Thermomechanical effects in high current density electrical slip rings, *Wear*, p.93-105, 1982.
30. DOW, T. A.; STOCKWELL, R. D. Experimental verification of thermoelastic instabilities in sliding contact, *J. Lubrication Technology*, p.359, 1977.
31. EDINGTON, J.W.; WRIGHT, I.G. Study of particle erosion damage in haynes stellite 6B I: scanning electron microscopy of eroded surfaces, *Wear*, p.131-144, 1978.
32. EDMONDS, M.J.; JONES, A.M.; O'CALLAGHAN, P.W.; PROBERT, S.D. The prediction and measurement of thermal contact resistance, *Wear*, p.299-319, 1978.
33. ELIEZER, Z.; RAMAGE, C.H.; RYLANDER, H.G.; FLOWERS, R.H.; AMATEAU, M.F. High speed tribological properties of graphite fiber Cu-Sn matrix composites, *Wear*, p.119-133, 1978.
34. EMMERLING, Anson A.A., Torque measurement transducer system, *Electrical Engineering*, p.621-625, 1963.
35. ERDEM, U. Force and weight measurement, *Journal of Physics E., Scientific Instruments*, v.15, 1982.
36. FINKELSTEIN, L. Introductory article, *Journal of Physics E., Scientific Instruments*, v.10, 1977.
37. FISHER, J.; QUINN, T.F.J. The mechanisms of wear of electrographite brushes sliding against aluminum slip rings, *Lubrication Engineering*, p.573-580, 1974.
38. FLEMING, William J. Automotive torque measurement: a summary of seven different methods, *32<sup>o</sup> IEEE Vehicular Technology Conference*, San Diego, California, USA, 23-26 may, 1982.
39. GEESDORF, G. Introdução ao estudo do transformador rotativo para transferência de sinal em torquímetros dinâmicos. *Dissertação de Mestrado*, UFRGS, Porto Alegre, 1988.

40. GINDY, SHERIF S. Force and torque measurement, a technology overview. *Experimental Technics*. Part I - Force, 28-33, June 1985. Part II - Torque, 9-15, July 1985.
41. HANEY, P.B. KUHLMANN-WILSDORF, D.; WILSDORF, H.G.F. Production and performance of metal foil brushes, *Wear*, p.261-282, 1981.
42. HBM. The BLM modular system for brushes measured - value transmission. *Catálogo do fabricante HBM*, Darmstad, RFA, 1988, 22p.
43. HOFFMANN, K. Zur herstellung moderner folien-dehnungsme streifen und den dadei gegebenenkorrekturmogliclikeiten fur kriechen und querempfindlichkeit. *Messtechnische Briefe 22*, Heft 2, 41-6, 1986.
44. \_\_\_\_\_. An introduction to strain gauge techniques by practical experiments, *Hottinger Baldwin Messtechnik*, Darmstad, 1976.
45. HOLM, R. Calculation of the temperature development in a contact heated in the contact surface, and application to the problem of the temperature rise in a sliding contact, *J. Appl. Phys.*, v.19, p.361-366, 1948.
46. \_\_\_\_\_. Temperature development in a heated contact with application to sliding contacts, *J. Appl. Mech.*, v.19, p.369-374, 1952.
47. \_\_\_\_\_. Electric contacts, *Springer*, New York, 4.ed, section 21, 1967.
48. HUGHES, W.F.; YOUNG, F.J. Diffusion skin effects in ultrahigh velocity laminated current collectors, *Wear*, p.171-187, 1982.
49. HUMMERT, G.T.; GARRET, R.M. Controlled conductance current switching in low voltage high current d.c. machines, *Wear*, p.109-115, 1982.
50. HURRICKS, P.L. The friction and wear behavior of amorphous selenium under lightly loaded contact conditions, *Wear*, p.335-358, 1978.
51. HWANG, B.H.; SINGH, B.; VOOK, R.W.; ZHANG, J.G. In situ auger electron spectroscopy characterization of wet-CO<sub>2</sub> - lubricated sliding copper electrical contacts, *Wear*, p.7-16, 1982.
52. IGLESIAS, G.E. Linearization of transducer signals using an analog-to-digital converter, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, v.37, n.1, march 1988.
53. INMETRO, *Vocabulário de metrologia legal e vocabulário de termos fundamentais e gerais de metrologia*, Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial, 1987.

54. JAEGER, J.C. Moving sources of heat and the temperature at sliding contacts, *J. R. Soc. N. S. W.*, v.56, p.203-224, 1942.
55. JAIN, S.C.; SINHA, V.; REDDY, B.K. Thermal conductivity of metals at high temperatures by the Jain and Krishnan method: V. Zirconium, *Journal of Physics D: Appl. Phys.*, v.3, p.1359-1362, 1970.
56. JOHNSON, J.L.; SCHREURS, J. High current brushes VIII: effect of electrical load, *Wear*, p.219-232, 1982.
57. JOHNSON, J.L.; TAYLOR, O.S. High current brushes. Part IV: machine environment tests, *IEEE Trans. Compon., Hybrids Manuf. Technol.*, v.3, n.1, p.31-36, 1980.
58. KALB, W.C. *Carbon brushes for electrical equipment*. Union Carbide Corporation, Carbon Products Division, July, 1966.
59. KALBHEN, P. Dynamische Drehmomentmessungen. *Messen + prüfen/automatik*, März, 1978.
60. KAUTSH, R. Elektronisches messen-nichtelektrischer groben (III), *Elektromeister Deutsches Elektrohandwerk*, 1988.
61. KENDALL, P.W.; McNAB, I. R.; WILKIN, G. A. Recent developments in current collection, *Physics in Technology*, p.117-126, May, 1975.
62. KOHLEBURSTEN. *Untersuchungsergebnisse erfahrungen empfehlungen, aus den laboratorien der Schunk & Ebe GmbH Giesen*, 1980.
63. LAMME, B. G. Physical limitations in d.c. Commutating Machinery, *AIEE Trans.*, v.34, p.1739-1800, 1915.
64. LANCASTER, J. K. The effect of carbon fiber reinforcement on the friction and wear of polymers, *Journal Physics D*, p.549-559, 1968.
65. \_\_\_\_\_. Instabilities in the frictional behavior of carbons and graphites, *Wear*, p.275-290, 1975.
66. LEBOW. *Torque sensor e dynamometer catalog*, n.250B, 1986.
67. LEUNG, Wai-sun. An experimental investigation of transient torques, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, v.IM-36, n.1, March, 1987.
68. \_\_\_\_\_. *New testers for motors and fans*, Hon Kon Engineer, February, 1988.
69. LUDEWIG, H. Contactless torque measurement, *Engineering Science and Industry*.

70. LUPTON, W.H.; REICHNER, P. Ultrahigh speed fiber brush design and tests, *Wear*, p.139-149, 1982.
71. MARCUS, A. Operating experience with the fringe fiber brush, *Wear*, p.93-107, 1982.
72. MARSHALL, R.A. The mechanism of current transfer in high current sliding contacts, *Wear*, p.233-240, 1976.
73. \_\_\_\_; HATCH, B. D.; KUMPITSCH, R. C. High current liquid metal collectors, *Wear*, p.117-125, 1982.
74. McGHEE, J.; et al. Functions and structures in measuring systems: a systems engineering context for instrumentation, *Measurement*, v.4, n.3, Jul-Sep 1986.
75. McLANE, J.T. Low melting for slip ring current collectors, *Wear*, p.127-137, 1982.
76. McNAB, I.R. Pulsed high power brush research, *IEEE Transactions on Components, Hybrids, and Manufacturing Technology*, v.Chant-1, n.1, march 1978, p.30-35.
77. \_\_\_\_\_. Recent advances in electrical current collection, *Wear*, p.259-276, 1980.
78. \_\_\_\_; WILKIN, G.A. Carbon fiber brushes for superconducting machines, *IEEE J. Electron. Power*, p.8, january, 1972.
79. METROLOGY, International vocabulary of basic and general terms in metrology. *Metrology*, 1984.
80. O'CALLAGHAN, P.W.; PROBERT, S.D.; JONES, A. A thermal rectifier, *Journal of Physics D: Appl. Phys.*, v.3, p.1352-1358, 1970.
81. PAPOULIS, A. *Circuits and system: a modern approach*. Holt Saunders International Editions. Tokio, Japão, p.255-323, 1980.
82. QUIRÓS, J.G.B. Torquemeter with variable reluctance transducer, *IEEE*, 1987.
83. RABINOWICZ, E. Friction temperatures, *Prod. Eng. (NY)*,
84. \_\_\_\_\_. The temperature rise at sliding electrical contacts, *Wear*, p.29-37, 1982.
85. \_\_\_\_; CHAN, P. *Wear of silver-graphite brushes against various ring materials at high current densities*, in Proc. Conf. on Electrical Contacts, 1979, Illinois Institute of Technology, Chicago, IL, p.123-127, 1979.
86. REED, G. Torque measurement in rotating shafts - the optical alternatives, *Design Engineering*, may, 1989.



87. REICHNER, P. *Metallic brushes for extreme high current applications*, in Proc. 25th Holm Conf. on Electric Contacts, Illinois Institute of Technology, Chicago, p.191, september, 1979.
88. \_\_\_\_\_. High Current Tests of Metal Fiber Brushes, *IEEE Trans. Compon., Hybrids Manuf. Technol.*, v.4, n.1, p.2-4, 1981.
89. \_\_\_\_\_. Wear-induced profiles of brushes on eccentric rotors, *Wear*, p.207-217, 1982.
90. \_\_\_\_\_.; DOSHI, V.B. A homopolar motor for the demonstration of new high current brushes, *Wear*, p.69-79, 1982.
91. ROGERS, K. J. A transducer to measure the torque imposed on the engine of a passenger car by accessory and ancillary devices. *Journal of Physics E: Science Instruments*, v.16, 1983.
92. ROSS, D.P.; FERRENTINO, G.L.; YOUNG, F.J. Experimental determination of the contact friction for an electromagnetically accelerated armature, *Wear*, p.189-200, 1982.
93. SAYLES, R.S.; THOMAS, T.R. Mapping a small area of surface, *Journal Physics E.*, p.855-861, 1976.
94. SHOBERT, E. I. *Carbon Brushes*, Chemical Publishing Co., New York, 1965, Chapter 7.
95. SINGH, B.;ZHANG, J.G.; HWANG, B.H.; VOOK, R.W. Microstructural characterization of rotating Cu-Cu electrical contacts in vacuum and wet CO<sub>2</sub> environments, *Wear*, p.17-28, 1982.
96. SUH, N.P.; SRIDHARAN. Relationship between the coefficient of friction and the wear rate of metals, *Wear*, p.291-299, 1975.
97. SULIMOV, I.; LITVIVOV, G. Contactless instrument for measuring moment of force, *Instruments and Experimental Techniques*, v.22, n.6, 1979.
98. SVIRIDYONOK, A.I.; MYSHKIN, N.K.; MESHKOV, V.V. Calculation of the conductivity of moulded powder products for contact materials, *Wear*, p.243-248, 1982.
99. SWINNERTON, B.R.G. Carbon fibre fringe brush, *Wear*, v.78, p.81-92, 1982.
100. SZYMANSKI, D. Strain - gage - based torque-measuring test bench for stopping motors. *Reports in Applied Measurement*, v.2, 1986.
101. TAYLOR, O.S.; HANNAN, W.F. Solid brush system evaluation for pulsed high current applications, *Wear*, p.151-162, 1982.



102. TAYLOR, O.S.; REICHNER, P. Mechanical load aspects of high current brush system design, *IEEE Trans. Components, Hybrids Manuf. Technol.*, p.95-99, 1979.
103. THOMAS, T.R.; PROBERT, S.D. Establishment of contact parameters from surface profiles, *Journal of Physics D*, s.2, v.3 p.277-288, 1970.
104. WILLIAMSON, J.B.P.; ALLEN, N. Thermal stability in graphite contacts, *Wear*, p.39-48, 1982.
105. WILLIAMSON, J.B.P.; HUNT, R.T. Relocation profilometry, *Journal of Scientific Instruments (Journal of Physics E)*, s.2, v.1, p.749-752, 1968.
106. WOSCHNI, E. G. Dynamics of measurement-relations to system and information theory, *Journal of Physics E, Scientific Instruments*, v.10, n.11, 1977.